



UNIVERSITÀ POLITECNICA DELLE MARCHE

FACOLTÀ DI INGEGNERIA

Corso di Laurea Triennale in Ingegneria Meccanica

**Progetto del volante e della colonna sterzo
di una vettura di Formula SAE**

**Design of steering wheel and column for a
Formula SAE vehicle**

RELATORE:

Chiar.mo Prof. Marco Sasso

STUDENTE:

Marco Mosca

ANNO ACCADEMICO 2019/2020

*A mia madre Paola,
che mi ha insegnato a vedere il lato positivo della vita,
anche nelle situazioni difficili.*

*A mio padre Giovanni,
che mi ha insegnato la dedizione, la perseveranza
ed il sacrificio per le giuste cause.*

*A mio fratello Giorgio,
che mi ha insegnato ad essere libero, spensierato e mai solo.*

*Questo lo dedico a voi,
che mi avete supportato in questo difficile percorso con i vostri
sacrifici, standomi vicino e insegnandomi a non mollare mai.*

Sommario

Nel seguente lavoro di tesi si è trattato della progettazione degli elementi che compongono il sistema sterzante a partire dalla coppia al pignone della scatola sterzo.

La tesi tratta brevemente del contesto di progettazione, la Formula Student, e del team dell'Università Politecnica delle Marche, il Polimarche Racing Team, per poi introdurre i concetti della dinamica del veicolo che sono direttamente collegati alla sterzata della vettura e di come essi generino una serie di carichi confluenti alla scatola sterzo.

Successivamente viene affrontata la progettazione della colonna sterzo, elemento che trasferisce il moto rotatorio del volante alla scatola, assieme ad un'analisi sulla trasmissione del moto mediante giunto cardanico, per passare poi alla progettazione del volante della vettura, che mira ad ottimizzare la struttura sandwich in materiale composito di cui esso si compone, in aggiunta ad altre ottimizzazioni che migliorano aspetti funzionali dello strumento con cui il pilota controlla la vettura.

Viene svolta, infine, la progettazione del canotto della colonna sterzo, ossia il supporto della colonna nella struttura primaria della vettura.

L'obiettivo della tesi è quello di fornire un'analisi generale dei parametri che influiscono sulla sterzata, in modo da reperire le informazioni utili alla progettazione degli elementi che compongono il sistema sterzante, partendo dal volante fino alla scatola sterzo nel contesto di una vettura di Formula Student, in modo da poterne effettuare una progettazione da zero.

Elenco delle figure

1.1	Foto panoramica della competizione FSG 2019	1
1.2	Tech Inspection	3
1.3	Cost and Manufacturing Event	4
1.4	Engineering Design Event	5
1.5	Skidpad Event	6
1.6	Layout dell'Autocross Event	7
1.7	Layout dell'Endurance Event	8
1.8	Polimarche Racing Team durante la competizione in Italia	10
1.9	Peacock 1	11
1.10	Peacock 2	12
1.11	Peacock 3	13
1.12	Peacock 3 EVO	14
1.13	Peacock 4	16
2.1	Sistema sterzante tipico delle autovetture con tecnologia pignone-cremagliera	17
2.2	Differenza tra un sistema Push-rod ed un sistema Pull-rod	18
2.3	Sistema di riferimento SAE per lo pneumatico	19
2.4	Camber o campanatura	20
2.5	Toe o Convergenza	21
2.6	Asse di Sterzo o Kingpin	22
2.7	Valori del Caster e dello Scrub radius	23
2.8	Centro ed asse di istantanea rotazione	24
2.9	Centro ed asse di rollio	25
2.10	Variazione di camber dinamica	25
2.11	Comportamento elastico dello pneumatico e Slip angle	27
2.12	Analogia Slip angle-camminata e deformazione dello pneumatico	28
2.13	Forza laterale in funzione dello slip angle	29
2.14	Effetto dello slip angle sul momento di auto-allineamento	29
2.15	Schema 2d della sterzata	30
2.16	Geometria per ottenere l'effetto Ackerman	31

2.17	Variazione del centro di curvatura a causa del fenomeno dello slip angle	31
2.18	Modifica dell'Ackerman agendo sulla scatola sterzo e sull'angolo dei tiranti	32
2.19	Grafici di accelerazione laterale lungo il tracciato ed in funzione della distanza (GER)	33
2.20	Grafici di accelerazione laterale lungo il tracciato ed in funzione della distanza (AUS)	33
2.21	Punto del tracciato corrispondente alla F critica - Austria	35
2.22	Schema geometrico della ruota anteriore destra comprensiva del carico agente alla scatola sterzo	36
3.1	Schema cinematico e crociera del cardano	38
3.2	Relazioni tra angoli e velocità angolari tra i 2 alberi	40
3.3	Figure 13 e 14 dello script MatLab: relazioni tra i γ e tra il γ_1 e τ	40
3.4	Assieme della colonna sterzo con dettaglio degli accoppiamenti	41
3.5	Spostamento della cremagliera legato al raggio di curvatura critico	42
4.1	Posizionamento relativo del volante rispetto al Front Hoop	45
4.2	Studio ergonomico dell'impugnatura del pilota	45
4.3	Componenti elettroniche integrate nel volante	46
4.4	Struttura sandwich del volante	47
4.5	Layout di partenza	48
4.6	Primo modello di impugnatura	48
4.7	Integrazione dell'impugnatura personalizzata	49
4.8	Sgancio rapido OMP ODS-018-W	50
4.9	Vista frontale del volante	51
4.10	Scatola per l'elettronica del volante	51
4.11	Deformazione di un materiale isotropo e di uno anisotropo soggetti a sforzo normale e tangenziale	53
4.12	Suddivisione del modello in superficie	56
4.13	Inserimento dei dati sul materiale isotropo - core di rinforzo in PVC	56
4.14	Inserimento dati del materiale composito	57
4.15	Mesh di tipo free con distinzione degli algoritmi	60
4.16	Mesh di tipo structured	61
4.17	Partizionamento geometrie per la correzione degli errori della mesh	62
4.18	Suddivisione delle regioni per tipo di mesh e risultato finale	62
4.19	Dati raccolti dal comitato di gara FSG	63
4.20	Carico assiale applicato al volante	64
4.21	Vincolo di Coupling cinematico	64
4.22	Coppia applicata al volante	65

4.23	Vincoli di incastro e simmetria	65
4.24	Inserimento dei Field Output	66
4.25	Tensioni e deformazioni del laminato	67
4.26	Indice TSAIW nel laminato	67
5.1	Modello in legno per lo studio ergonomico della posizione di guida . .	68
5.2	Lamiere di supporto del canotto con particolare dello scasso pre- saldatura	70
5.3	Modello a superfici del canotto di sterzo	70
5.4	Inserimento dei dati del materiale 25CrMo4	71
5.5	Assegnazioni delle sezioni associate al 25CrMo4	72
5.6	Mesh del componente canotto, con dettaglio delle tipologie di mesh adottate	73
5.7	Carichi a cui è soggetto il canotto di sterzo	74
5.8	Vincoli utilizzati per il canotto di sterzo	75
5.9	Tensioni e deformazioni del canotto di sterzo	76
7.1	Esempi di volanti a guscio	81

Elenco delle tabelle

1.1	Punteggi degli eventi statici	5
1.2	Punteggi degli eventi dinamici	9
1.3	Scheda tecnica della Peacock 1	11
1.4	Scheda tecnica della Peacock 2	12
1.5	Scheda tecnica della Peacock 3	13
1.6	Scheda tecnica della Peacock 3 EVO	14
1.7	Scheda tecnica della Peacock 4	15
2.1	Denominazione punti figura 2.22	35
4.1	Scheda tecnica del core di rinforzo in PVC	57
4.2	Scheda tecnica pre-preg	58
4.3	Composite Layup della struttura sandwich del volante	59
7.1	Valori caratteristici 2 giunti cardanici	81

Ringraziamenti

Ringrazio il Prof. Sasso per essere il relatore di questo lavoro conclusivo del mio percorso e per avermi dato la possibilità di scrivere questa tesi.

Ringrazio il prof. Amodio, che ha creduto nel progetto Formula SAE e che oggi ci sostiene ed accompagna in questo bellissimo percorso, offrendo un'opportunità unica a chi ne partecipa attivamente.

Ringrazio Antonio ed Edoardo, Marco ed Edoardo, Simone, Marco e Luca, con i quali in questi anni ho vissuto serenamente tra risate, uscite, esperienze di vita ed insegnamenti, consiglieri vivamente a chiunque debba condividere la propria vita universitaria, di farlo con voi tra le quattro mura di casa.

Ringrazio i miei amici, per avermi reso una persona migliore e per avermi strappato una risata quando ce n'era bisogno, permettendomi di condividere momenti che altrimenti non ci sarebbero stati, se non grazie a loro.

Al
essi
a Ricc
ardo Mi
rko
R
os
si E
nrico
Agosti-
nellMichele
Simonetti Uliss
e Mannucci Lorenzo
Menichetti Marco La
Cioppa Gianluca An-
geletti Luca Verdecchia
Giacomo Di Giovann
i Davide Pio Ciavarell
a Lorenzo Lamponi
S a mir Borri
i e llo. Enri
c o Marz
i ali Leo
S ardo
ri T
iziano
DiSt
anislaio
Amos Z
alocco
Luca Ma
nuguerra
L u c a Ma
rescalchi Nicola
Fattorini Marco
Popazzi Gioele Di
Summa Pierpaolo
Ferracuti Riccardo Sme
rilli Andrea Castellani
Lorenzo D'Agostino Fabio Pa-
paveri Gabriele Zepponi Mikh
aio Sarti ni Lorenzo Baldoni Jacopo
Ferretti Dario Santandrea Sebastian
Giles Roberto Attili Gianluca Badiali Jin
Linkang Antonio Colasurdo Michele Migliozi
Edoardo Volponi Isaac Agoud Hind Agoud
Andrea Titti Andrea Castellani Michele D'Incecco
Alessan-
bonizio dro Lucchetti Alessandro Ghergo Simone Ab-
Luca Scartozzi Carmine Sborgia
Simone Pantanetti Filippo Santoni
Gianmarco Petri ni Matia
Priori Maria Teresa Calcia
gni Niko Girolami Gabriele
Zepponi p Matteo Papa-
lini Jacopo ro Belleli Walter
Lamponi sor : Matteo Cardo-
ni Giuseppe i : pe Di Florio
Federico U Dar io A CingolaniFede-
ri c o n Garbuglia José
Alberto ri mod Chacon Gisco
mo Gio ng i o vammotti Leo-
nardo raz Marc Ansuini Miche-
le Di ia so Re domizio Marc
o Gag me nato gioti Lorenzo
Mut nto Ricci selli Robert
P a - spe Matte lazetti Luca
Boc- cial o Clau carossa Corin-
n e e va dio Pal Gattafoni P
aolo pacelli Bergantini Lor
enz a e tutti i o Bongelli Gia
nm Bud, d e i aria Simoncini
To che gruppi mmaso Ripanti
Al ci aiu di Costr essandro Baccel
li ta, so zione di Alessandro Ciu-
stiene, macchi can Pierluigi
suppor ne, di Meccanic Pulzella Dome-
ta e a applica nico D' Amico
sopport ta alle Gianluca Cent-
a nono- macchine tanni Riccardo
stante tu e al grupp Luciani Stefano
tio. Se o di Aero Fasciani Loren zo
non fosse dinamica D'Amico Diego
per lui, e Gasdina Cognigni Daniele
non avre mica. Altro ringr
mmo mai aziamento De Angelis France-
realizzato speciale va sco Colangelo Chia
alcune dell ai professori ra Puliti Massimi-
e compone del DIISM, liano Pacetti Laur
nti chiave che ci hanno Moretti Fabio Gian-
della vettur ta e accompagna netti Antonio Lanciot
a, se non la di realizzazio Piero Campitelli A n t
vettura stes- della P4M. nio Colucci Frances
a, facendo capi Grazie anche Cerrone Giulio Fisch-
a tutti noi del professoressa ti Michele Bevilacqua
m che i progetti a Mengoni, che oardo Cintio Lorenzo
o alla vettura di e sue capacità ha loccaro Giamarco Silve-
imbolo rappresen- ta e Francesco Maruccci Ne
atenco in sede di Amzov. Grazie per aver
ndone la storia nel e al grupp diviso con me questa
anniversario. Un tica avventura, grazie per
speciale va ai professori creduto in me e grazie per
Squartini, i quali ci hanno reso la persona che oggi
accompagnato e ci accompagnano nel percorso che porterà all'elettrifica-
zione della nuova vettura del Polimarche Racing Team. Come ho già ribadito in altre
Ultimo ma non per importanza, i miei ringraziamenti ni e vesti, siete una grande fa-
vanno ai professori Caresana e Crivellini, che ha per me e lo sarete sempre,
nno supportao la divisione avete dato tanto e spero di aver
Powertrain. a voi, come responsabile tecnico,
bro di reparto e del team, ma soprat-
fratello e vostro compagno di vita,
tutto come amico, te costruito e stiate costruendovi il proprio
nella speranza che abbia- da in viso e vi faccia brillare ed infine, che il vento del destino
futuro grazie a questa esperienza. Che voi possiate avere, sempre, il vento in poppa in
questo difficile, appassionante e soddisfacente viaggio, che il sole vi risplen-
da in viso e vi faccia brillare ed infine, che il vento del destino
vi porti in alto a danzare con le stelle.

Indice

Sommario	v
1 Cos'è la Formula Student	1
1.1 La competizione	1
1.2 Eventi statici	4
1.2.1 Business Plan Presentation Event (BPP)	4
1.2.2 Cost and Manufacturing Event	4
1.2.3 Engineering Design Event	5
1.2.4 Punteggi degli eventi statici	5
1.3 Eventi dinamici	6
1.3.1 Acceleration Event	6
1.3.2 Skidpad Event	6
1.3.3 Autocross Event	7
1.3.4 Endurance Event	8
1.3.5 Efficiency Event	8
1.3.6 Punteggi degli eventi dinamici	9
1.4 Il Polimarche Racing Team	10
1.4.1 Peacock 1 (P1)	11
1.4.2 Peacock 2 (P2)	12
1.4.3 Peacock 3 (P3)	13
1.4.4 Peacock 3 EVO (P3 EVO)	14
1.4.5 Peacock 4 (P4)	15
2 Il sistema sterzante della P4M	17
2.1 Composizione di un sistema sterzante	17
2.2 Geometria e fenomeni collegati alla sterzata	18
2.2.1 Geometria della ruota e della sospensione	18
2.2.2 Centro ed asse di istantanea rotazione	24
2.2.3 Comportamento dello pneumatico	26
2.3 Ackermann	30
2.4 Soluzione adottata	32

2.5	Calcolo della coppia al pignone	33
3	Colonna di sterzo	38
3.1	Introduzione	38
3.1.1	Giunto Cardanico	38
3.2	Modellazione CAD	41
3.3	Analisi strutturale	41
4	Volante	44
4.1	Requisiti di progettazione	44
4.1.1	Requisiti da regolamento Formula Student	44
4.1.2	Requisiti di ergonomia	45
4.1.3	Requisiti di ingegnerizzazione delle componenti accessorie	45
4.1.4	Requisiti strutturali ai fini dell'affidabilità	46
4.2	Modellazione CAD	47
4.3	Analisi strutturale	52
4.4	Cenni teorici sui materiali compositi	52
4.4.1	Materiali compositi a matrice epossidica rinforzati con fibre di carbonio	54
4.5	Preparazione del modello	55
4.5.1	Inserimento e modellazione della geometria	55
4.5.2	Modellazione dei dati del materiale	56
4.5.3	Composite Layup	58
4.5.4	Mesh	59
4.6	Analisi	62
4.7	Risultati	66
5	Cannotto di sterzo	68
5.1	Introduzione	68
5.2	Modello CAD	69
5.3	Analisi strutturale	70
5.4	Risultati	75
6	Produzione dei componenti	77
6.1	Produzione del Volante	77
6.2	Produzione della colonna di sterzo	78
6.3	Produzione del cannotto di sterzo	78
6.4	Assemblaggio	78

7	Conclusione e sviluppi futuri	80
7.1	Volante a guscio	80
7.2	Doppio giunto cardanico e coppia conica	81
7.3	Miglioramento del modello di partenza	82
	Script Matlab	84
.1	Coppia al pignone della scatola sterzo	84
.2	Comportamento della trasmissione cardanica	88
.3	Verifica strutturale e a fatica della colonna sterzo	90
	Software utilizzati	92

Capitolo 1

Cos'è la Formula Student

1.1 La competizione

La *Formula Student*, precedentemente nota come Formula SAE, è una competizione tra team di studenti degli atenei di tutto il mondo, che ha come obiettivo quello di concepire, progettare, produrre, sviluppare e competere con piccole vetture da corsa in stile formula.



Figura 1.1: Foto panoramica della competizione FSG 2019

Il campionato internazionale fu istituito dalla SAE, nata nel lontano 1905 sotto il nome di *Society of Automobile Engineers* ed oggi nota anche come *Society of*

Automotive Engineers, nel 1981 grazie alla sezione studentesca dell'Università di Austin, in Texas e, ad oggi, conta svariati eventi non ufficiali e 13 eventi ufficiali, validi per il piazzamento nella Formula Student World Ranking List:

- America:
 - Formula SAE Michigan;
 - Formula SAE Lincoln;
 - Formula SAE North;

- Europa:
 - Formula Student Italy;
 - Formula Student Germany;
 - Formula Student EAST;
 - Formula Student Czech;
 - Formula Student U.K.;
 - Formula Student Spain;
 - Formula Student Netherlands;

- Asia - Oceania:
 - Formula Baharat;
 - Formula SAE AustralAsia;
 - Formula Student Japan.

Il concept alla base della Formula Student è che il Team stesso è considerato una vera e propria scuderia in un contesto di motorsport che, ai fini del regolamento tecnico [2], figura come una piccola azienda che occupa un settore di mercato dedicato a piloti non professionisti, definiti come "*weekend autocross racers*", la quale deve realizzare una produzione in piccola serie e con determinate caratteristiche tecniche.

È compito degli studenti concepire, progettare, produrre, testare, promuovere e valutare economicamente il prototipo. La valutazione dell'operato avviene in sede di gara, dove il team viene valutato, tramite la vettura, in una serie di eventi, divisi in 2 macro aree, che prendono il nome di *Eventi statici* ed *Eventi dinamici*. A questi ultimi, in particolare, non vi si può prendere parte se la vettura non ha superato con esito positivo una serie di ispezioni tecniche:

- *Pre-inspection*: pre-ispezione dove vanno presentati tutti gli equipaggiamenti del pilota, 2 estintori non usati e in corso di validità, 2 set di gomme, uno per l'asciutto ed uno per il bagnato a cui poi segue la prova di *Driver's egress*, ossia l'uscita in caso di emergenza, da parte del pilota, da effettuarsi in meno di 5 secondi;
- *Mechanical Inspection*: ispezione delle componenti della vettura, compreso il cablaggio elettrico, secondo un predeterminato iter di esecuzione ed analisi;
- *Tilt Test*: la monoposto viene inclinata lateralmente di 45° prima e 60° poi, per controllarne la stabilità a ribaltamento e la fuoriuscita di liquidi;
- *Noise Test*: misura del livello di emissione sonora mediante analisi fonometrica, che deve rientrare nei 103db al minimo dei giri motore e 110db quando la velocità del pistone raggiunge i 15.25 m/s;
- *Vehicle Weighting*: pesa del veicolo con serbatoio pieno, a cui viene poi applicato un sigillo;
- *Brake Test*: prova di frenata della vettura lungo un percorso di accelerazione rettilineo, bloccando le 4 ruote senza far stallare il motore.



Figura 1.2: Tech Inspection

L'obiettivo della competizione e del progetto è quello di fornire allo studente una concreta esperienza nel mondo dell'*automotive*, in modo da farlo crescere e confrontare con quelle che sono le dinamiche del lavoro in gruppo (*teamwork*), le competenze ingegneristiche richieste nel settore, le scadenze, la reportistica e tutto quello che viene richiesto nel mondo dell'industria oggi, risultando un'esperienza molto impegnativa, ma allo stesso tempo unica nel suo genere per quello che può dare allo studente stesso, se affrontata nel modo giusto.

1.2 Eventi statici

1.2.1 Business Plan Presentation Event (BPP)

L'obiettivo del *Business Plan Presentation* è quello di valutare l'abilità del team nello sviluppare ed esporre un modello di business plan che dimostra che il loro prodotto - un prototipo d'auto da corsa - può essere un'importante opportunità di investimento che crea profitto economico. I giudici andrebbero trattati come se fossero dei potenziali investitori o partners nel business che si presenta, mentre il business plan fa riferimento alla sola vettura, non alle potenziali performance esprimibili sul tracciato.

1.2.2 Cost and Manufacturing Event

L'obiettivo dell'evento *Cost and Manufacturing* è quello di valutare la capacità del team nella comprensione del processo produttivo e i relativi costi associati alla costruzione di un prototipo da corsa, includendo anche tutte le considerazioni da fare quando si parla di compromessi, *make or buy*, comprensione delle differenze tra produzione di massa e prototipale.



Figura 1.3: Cost and Manufacturing Event

1.2.3 Engineering Design Event

L'obiettivo dell'evento *Engineering Design* è quello di valutare il processo ingegneristico attuato dal team ed il contributo speso nella progettazione e validazione delle componenti della vettura al fine di valutare le scelte fatte in termini di progettazione e di utilizzo di componenti non direttamente progettate dagli studenti stessi, come per esempio il motore.



Figura 1.4: Engineering Design Event

1.2.4 Punteggi degli eventi statici

Lo scoring per gli eventi appena citati è:

Evento	Punteggio
Business Plan Presentation	75
Cost and Manufacturing	100
Engineering Design	150

Tabella 1.1: Punteggi degli eventi statici

1.3 Eventi dinamici

1.3.1 Acceleration Event

La prova si svolge su un percorso rettilineo di 75 m e di carreggiata 5 m, deve essere effettuata da 2 piloti diversi, i quali sono tenuti a percorrere 2 run ciascuno. Il punteggio del team viene calcolato sulla base della formula seguente, qualora non fosse il miglior tempo, considerate le penalità:

$$ACCELERATION \ SCORE = 71.5 \left(\frac{T_{\max} - 1}{T_{\text{team}} \cdot 0.5} \right)$$

Dove T_{team} è il miglior tempo del team incluse le penalità e T_{\max} è 1.5 volte il miglior tempo tra tutti i team partecipanti all'evento incluse le penalità.

1.3.2 Skidpad Event

La prova si svolge su un percorso a forma di 8, con due cerchi concentrici (1 per lato) indicanti i limiti di carreggiata, sempre di 3 m, con diametro del cerchio interno di 15.25m e distanza tra i 2 centri pari a 18.25 m. La prova, come per l'acceleration, deve essere effettuata da 2 piloti diversi, i quali sono tenuti a percorrere 2 run ciascuno.

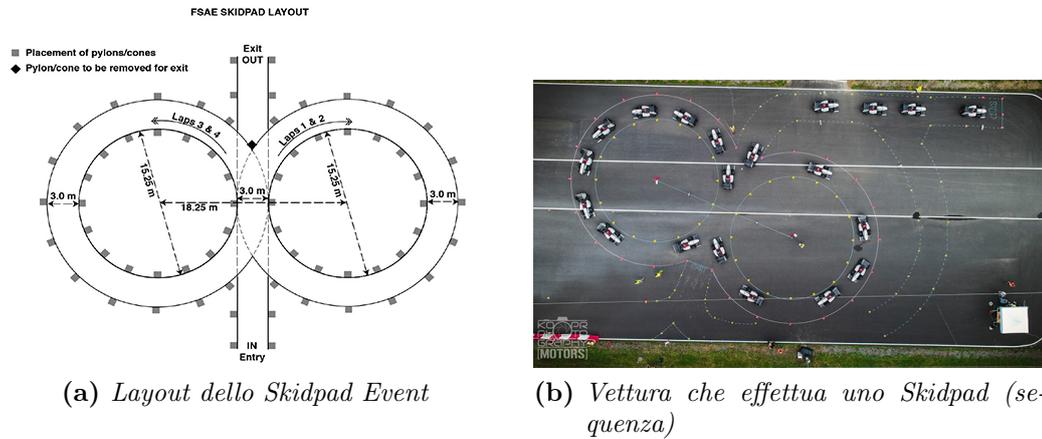


Figura 1.5: Skidpad Event

Il punteggio del team viene calcolato sulla base della formula seguente, qualora non fosse il miglior tempo, considerando la media tra la run di destra e di sinistra cronometrate, più le penalità:

$$SKIDPAD \ SCORE = 71.5 \left(\frac{\left(\frac{T_{\max}}{T_{\text{team}}} \right)^2 - 1}{0.5625} \right)$$

Dove T_{team} è il miglior tempo del team incluse le penalità e T_{\max} è 1.25 volte il miglior tempo tra tutti i team partecipanti all'evento incluse le penalità.

1.3.3 Autocross Event

Mantenendo sempre l'ordine di esecuzione (2 run per pilota e 2 piloti), la prova consiste nel percorrere nel minor tempo possibile un circuito formato da tratti rettilinei, slalom, curve lente e veloci e tornanti. Il pilota non conosce il tracciato se non grazie ad un *trackwalk* ossia una passeggiata lungo il tracciato, mettendo alla prova sia le performance della vettura che del pilota stesso.

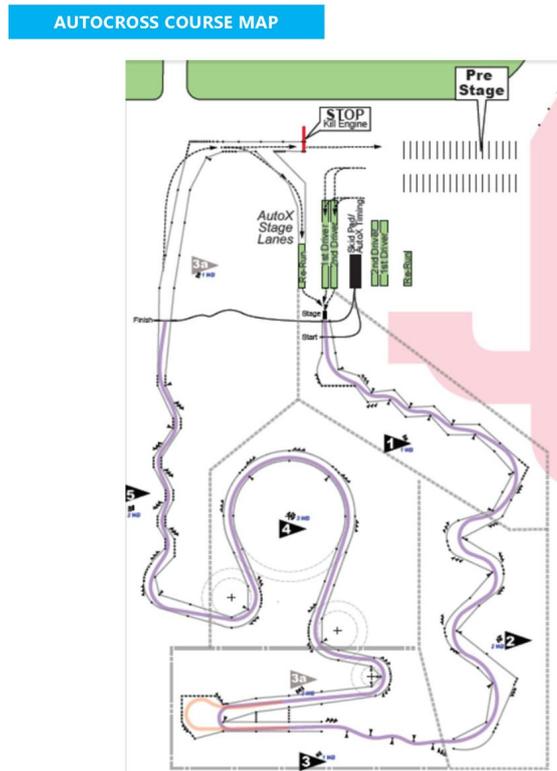


Figura 1.6: Layout dell'Autocross Event

Il punteggio del team viene calcolato sulla base della formula seguente, qualora non fosse il miglior tempo, considerate le penalità:

$$AUTOCROSS \ SCORE = 95.5 \left(\frac{T_{\max} - 1}{\frac{T_{\text{team}}}{0.25}} \right)$$

Dove T_{team} è il miglior tempo del team incluse le penalità e T_{\max} è 1.25 volte il miglior tempo tra tutti i team partecipanti all'evento incluse le penalità.

1.3.4 Endurance Event

L'obiettivo dell'evento è quello di valutare l'affidabilità della vettura nella percorrenza di un tracciato con lo stesso layout dell'Autocross per 22 km, con un cambio pilota ad 11 km.

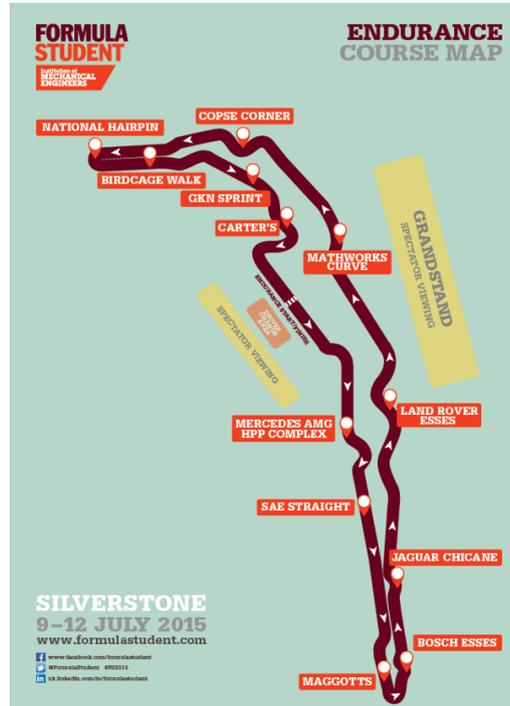


Figura 1.7: Layout dell'Endurance Event

L'ordine di esecuzione dell'evento è dato dalla classifica dei tempi dell'Autocross. Il punteggio del team viene calcolato sulla base della formula seguente, qualora non fosse il miglior tempo, considerate le penalità:

$$ENDURANCE \ SCORE = 300 \left(\frac{T_{max} - 1}{\frac{T_{team}}{0.333}} \right)$$

Dove T_{team} è il tempo del team incluse le penalità e T_{max} è 1.333 volte il miglior tempo tra tutti i team partecipanti all'evento incluse le penalità. Se un team conclude l'endurance, guadagna automaticamente 25 punti.

1.3.5 Efficiency Event

L'obiettivo dell'evento è quello di valutare l'efficienza dei consumi della vettura durante l'Endurance ed è limitato ai soli team che hanno guadagnato punti all'Endurance. Lo scoring è diverso dagli eventi descritti in precedenza: si calcola dapprima un *Efficiency Factor* ossia un coefficiente indicante l'efficienza della vettura in funzione del tempo di completamento dell'evento e del volume del serbatoio; successivamente si calcola lo scoring come visto in precedenza:

$$EFFICIENCY\ FACTOR = \frac{T_{\min} \cdot V_{\min}}{T_{\text{team}} \cdot V_{\text{team}}}$$

Dove T_{team} è il tempo del team incluse le penalità e T_{\min} è il miglior tempo tra tutti i team che hanno concluso l'evento incluse le penalità. V_{team} è il volume di combustibile usato dal team. V_{\min} è il minor consumo di combustibile tra tutti i team che hanno concluso l'evento.

$$EFFICIENCY\ SCORE = 100 \left(\frac{\frac{E_{\min}}{E_{\text{team}}} - 1}{\frac{E_{\min}}{E_{\max}} - 1} \right)$$

Dove E_{team} è il coefficiente EFFICIENCY FACTOR del team. E_{\max} è il maggior coefficiente EFFICIENCY FACTOR fra i team che hanno concluso l'Endurance. E_{\min} è il minor coefficiente EFFICIENCY FACTOR fra i team che hanno concluso l'Endurance.

1.3.6 Punteggi degli eventi dinamici

Lo scoring per gli eventi appena citati è:

Evento	Punteggio
Acceleration	75
Skidpad	75
Autocross	100
Endurance	325
Efficiency	100

Tabella 1.2: Punteggi degli eventi dinamici

1.4 Il Polimarche Racing Team

Il Polimarche Racing Team è il team di Formula Student dell'Università Politecnica delle Marche e nasce nel Settembre del 2013, grazie all'iniziativa del Prof. Dario Amodio ed al supporto continuo dei dipartimenti di Costruzione di Macchine, Meccanica Applicata, Misure ed altri ancora all'interno dell'ateneo.

Il team è composto da circa 60 studenti, provenienti dalle varie facoltà di Ingegneria, principalmente Meccanica, Elettronica ed Informatica e da studenti dalla facoltà di Economia, vista la presenza di eventi in cui la loro figura risulta essere necessaria e maggiormente efficace. La struttura del team rispetta quella di una vera e propria azienda, con un direttivo formato dai responsabili di reparto, supervisionati dal Team Manager e dal Responsabile Tecnico, che fanno riferimento al prof. Amodio.



Figura 1.8: Polimarche Racing Team durante la competizione in Italia

Dalla nascita fino ad oggi, la squadra ha prodotto fisicamente 4 generazioni di vetture, ognuna più avanzata della precedente, di cui in particolare 2 modelli con specifica B, o per meglio dire evoluti rispetto al precedente anno di produzione, apportando significative migliorie alla macchina; le vetture sono elencate nell'ordine seguente:

- Peacock 1;
- Peacock 2;
- Peacock 3;
- Peacock 3 EVO;
- Peacock 4;

Nei successivi paragrafi sono presenti le schede tecniche delle vetture sopra citate.

1.4.1 Peacock 1 (P1)

Prima vettura del Polimarche Racing Team, cui progetto e realizzazione è avvenuto in soli 6 mesi. Il risultato più importante tra tutti è stato il completamento di tutti gli eventi dinamici dell'edizione 2014 della Formula ATA a Varano de Melegari, tra cui anche quello più arduo, l'Endurance Event.

Caratteristica	Descrizione
Nome	Peacock One
Numero di gara	110
Telaio	Struttura reticolata di tubolari in acciaio 25CrMo4
Carrozzeria	Fibra di carbonio
Dimensioni complessive LxWxH	2700 mm x 1365 mm x 1175 mm
Sospensioni	Doppio triangolo e sistema Pull-rod
Interasse	1572 mm
Carreggiata anteriore e posteriore	1165 mm anteriore, 1122 mm posteriore
Pneumatici	20.5 x 7.0-13 Hoosier R25B anteriormente, 20.5 x 7.5-13 Hoosier R25B posteriormente
Cerchi	7x13" OZ in alluminio
Motore	Smart 599cc, 3 cilindri in linea (98-2003), sovralimentato
Trasmissione	A catena, cambio Ducati 1098
Differenziale	Autobloccante a slittamento limitato
Freni	Bacci
Freni	Brembo p4/30 a 4 pistoni anteriormente, Brembo p2/32 a 2 pistoni posteriormente
ECU	Motec M800
Telemetria	Datalogger sviluppato internamente su base SbRIO9636

Tabella 1.3: Scheda tecnica della Peacock 1



Figura 1.9: Peacock 1

1.4.2 Peacock 2 (P2)

Seconda vettura del team, caratterizzata dall'evoluzione del pacchetto aerodinamico, in cui compare per la prima volta l'alettone posteriore. La vettura ha ottenuto buoni risultati nelle gare di Acceleration Event in Formula Czech (3°posto) e nell'Engineering Design Event in Italia nella Formula ATA (4°posto) nel 2015.

Caratteristica	Descrizione
Nome	Peacock Two
Numero di gara	11
Telaio	Struttura reticolata di tubolari in acciaio 25CrMo4
Carrozzeria	Fibra di carbonio
Dimensioni complessive LxWxH	3086 mm x 1400 mm x 1330 mm
Sospensioni	Doppio triangolo e sistema Push-rod,, U-bar al posteriore e T-bar all'anteriore
Interasse	1620 mm
Carreggiata anteriore e posteriore	1200 mm anteriore, 1160 mm posteriore
Pneumatici	20.5 x 7.0-13 Hoosier R25B anteriormente, 20.5 x 7.0-13 Hoosier R25B posteriormente
Cerchi	7x13" OZ in magnesio
Motore	Smart 599cc, 3 cilindri in linea (98-2003), sovralimentato
Trasmissione	A catena, cambio Ducati 1098
Differenziale	Autobloccante a slittamento limitato
Freni	Bacci
Freni	Brembo m4 34 anteriormente, Brembo p32g posteriormente
ECU	Motec M800
Telemetria	Datalogger sviluppato internamente su base SbrIO9636

Tabella 1.4: Scheda tecnica della Peacock 2



Figura 1.10: Peacock 2

1.4.3 Peacock 3 (P3)

Terza vettura del team, che vede ancora una volta una miglioria nel pacchetto aerodinamico, andando ad aggiungere agli elementi già presenti (fondo, pance e alettone posteriore) l'alettone anteriore. La vettura ha partecipato alla competizione in Italia nella Formula ATA ed in Ungheria nella Formula Student EAST nel 2016

Caratteristica	Descrizione
Nome	Peacock Three
Numero di gara	11
Telaio	Struttura reticolata di tubolari in acciaio 25CrMo4
Carrozzeria	Fibra di carbonio
Dimensioni complessive LxWxH	3018 mm x 1410 mm x 1222 mm
Sospensioni	Doppio triangolo e Pull-rod anteriore con U-bar, Push-rod posteriore con U-bar
Interasse	1560 mm
Carreggiata anteriore e posteriore	1200 mm anteriore, 1160 mm posteriore
Pneumatici	20.5 x 7.0-13 Hoosier R25B anteriormente, 20.5 x 7.0-13 Hoosier R25B posteriormente
Cerchi	7x13" OZ in magnesio
Motore	Smart 599cc, 3 cilindri in linea (98-2003), sovralimentato
Trasmissione	A catena, cambio Ducati 1098
Differenziale	Autobloccante a slittamento limitato Drexler
Freni	Brembo m4 34 anteriormente, Brembo p32g posteriormente
ECU	Motec M800
Telemetria	Datalogger sviluppato internamente su base SbRIO9636

Tabella 1.5: Scheda tecnica della Peacock 3



Figura 1.11: Peacock 3

1.4.4 Peacock 3 EVO (P3 EVO)

Evoluzione della vettura del 2016, la Peacock 3 EVO, presenta migliorie generali sulla vettura e un livello progettuale più avanzato rispetto alla precedente, oltre al nuovo motore Smart che passa da 600cc a 700cc per una modifica del regolamento[2]. La P3 EVO ha partecipato a Formula Student Netherlands 2017, ad Assen.

Caratteristica	Descrizione
Nome	Peacock Three EVO
Numero di gara	110
Telaio	Struttura reticolata di tubolari in acciaio 25CrMo4
Carrozzeria	Fibra di carbonio
Dimensioni complessive LxWxH	3018 mm x 1410 mm x 1222 mm
Sospensioni	Doppio triangolo e Pull-rod anteriore con U-bar, Push-rod posteriore con U-bar
Interasse	1560 mm
Carreggiata anteriore e posteriore	1200 mm anteriore, 1160 mm posteriore
Pneumatici	20.5 x 7.0-13 Hoosier R25B anteriormente, 20.5 x 7.0-13 Hoosier R25B posteriormente
Cerchi	7x13" OZ in magnesio
Motore	Smart 700cc, 3 cilindri in linea (2003-06), sovralimentato
Trasmissione	A catena, cambio Ducati 1098
Differenziale	Autobloccante a slittamento limitato Drexler
Freni	Brembo m4 34 anteriormente, Brembo p32g posteriormente
ECU	Motec M800
Telemetria	Datalogger sviluppato internamente su base RaspberryPi 3 e STM32 Nucleo-F746ZG

Tabella 1.6: Scheda tecnica della Peacock 3 EVO



Figura 1.12: Peacock 3 EVO

1.4.5 Peacock 4 (P4)

Ultima vettura del team, che vede stravolto e rivoluzionato il progetto sotto diversi sistemi: si passa infatti da un telaio a traliccio ad un monoscocca in fibra di carbonio ed honeycomb in alluminio (struttura sandwich); da un motore automobilistico pluricilindrico sovralimentato ad uno di derivazione motociclistica monocilindrico, mantenendo la sovralimentazione. Il pacchetto aerodinamico viene ottimizzato maggiormente grazie agli sviluppi dello stesso in galleria del vento mediante modellino in scala ed il sistema di comunicazione elettronico adottato usa il protocollo CAN-Bus. La vettura ha partecipato alle competizioni di Formula Student Italy 2019 e, per la prima volta, a Formula Student Germany 2019.

Caratteristica	Descrizione
Nome	Peacock Four
Numero di gara	12 (ITA) - 324 (GER)
Telaio	Monoscocca in fibra di carbonio ed honeycomb di alluminio (struttura sandwich)
Dimensioni complessive LxWxH	3033 mm x 1422 mm x 1100 mm
Sospensioni	Doppio triangolo e sistema Push-rod con U-bar e barre anti-pitch longitudinali anteriori, sistema Push-rod con U-bar posteriori
Interasse	1600 mm
Carreggiata anteriore e posteriore	1200 mm anteriore, 1200 mm posteriore
Pneumatici	18 x 6.0-10 Hoosier R25B anteriormente, 18 x 6.0-10 Hoosier R25B posteriormente
Cerchi	7x10" BRAID Sturace in alluminio
Motore	KTM 690 LC4 2013/14 monocilindrico, sovralimentato
Trasmissione	A catena, cambio KTM
Differenziale	Autobloccante a slittamento limitato Drexler
Freni	Brembo P4 24 a 4 pistoni anteriormente, AP Racing CP4226-2S0 posteriormente
ECU	Motec M800
Telemetria	Datalogger sviluppato internamente su base RaspberryPi 3

Tabella 1.7: Scheda tecnica della Peacock 4



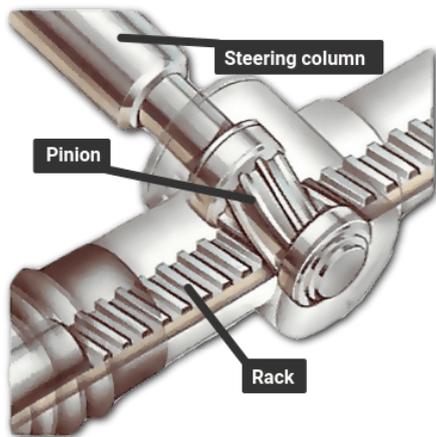
Figura 1.13: Peacock 4

Capitolo 2

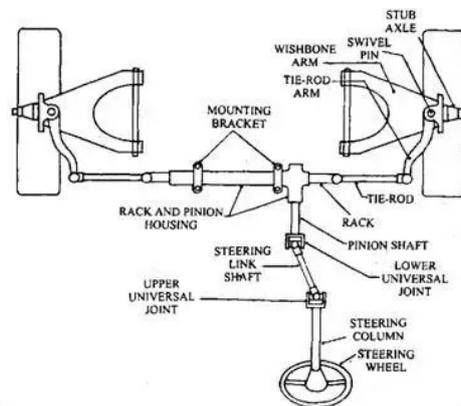
Il sistema sterzante della P4M

2.1 Composizione di un sistema sterzante

Il sistema sterzante di una vettura stradale è costituito da diversi elementi che influenzano il comportamento direzionale della vettura, conosciuto anche come *handling*, in modo da permetterne la percorrenza di traiettorie non rettilinee. Il sistema sterzante convenzionalmente esistente nelle autovetture agisce sulle ruote poste all'assale anteriore, facendone cambiare direzione tramite una serie di componenti che convertono la rotazione del volante da parte del conducente in traslazione dei tiranti collegati alla scatola dello sterzo. Quest'ultimo è l'elemento che contribuisce alla trasformazione del moto da rotatorio a traslatorio, mediante un sistema pignone-cremagliera che riceve l'input dal volante e lo trasferisce alla cremagliera che muove i tiranti e quindi le ruote, facendole ruotare. Nel caso di vetture Formula Student, a meno di caratteristiche particolari di progetto nel sistema sterzante, si utilizza un sistema classico pignone-cremagliera, non servoassistito.



(a) Sistema pignone-cremagliera o in inglese *pinion-rack*



(b) Sistema sterzante schematizzato

Figura 2.1: Sistema sterzante tipico delle autovetture con tecnologia pignone-cremagliera

Riferendoci al testo di riferimento per la dinamica dei veicoli da corsa [5], per descrivere come lavora il sistema sterzante ed i parametri sui quali esso basa il suo funzionamento, occorre descrivere la geometria delle sospensioni e come influisce sul comportamento di sterzata del veicolo, come lo pneumatico lo influenza e di alcuni fenomeni che si instaurano durante il moto del veicolo che approccia un cambio di traiettoria.

2.2 Geometria e fenomeni collegati alla sterzata

Nella Formula Student, tra le varie soluzioni ingegneristiche in merito al sistema di sospensione utilizzato (Assale rigido, McPherson, ...), il più comune se non quello di riferimento, è il sistema a doppio triangolo a lunghezza differente, o meglio conosciuto come *double unequal length A-arm*, con attuazione mediante compressione (*push-rod*) o mediante trazione (*pull-rod*), portando considerevoli vantaggi in termini di resistenza rispetto al peso, packaging ed altri fattori che influenzano la sospensione stessa.

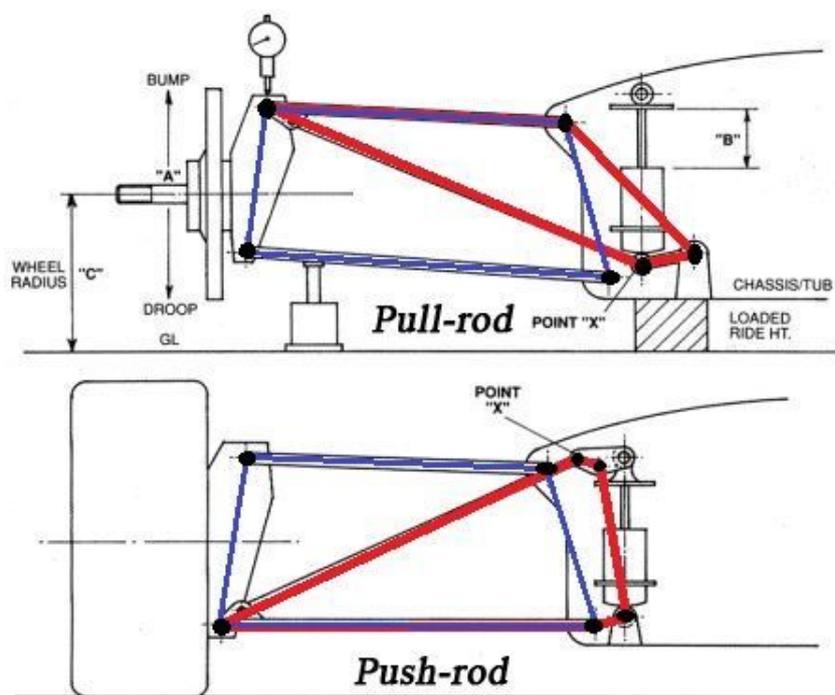


Figura 2.2: Differenza tra un sistema Push-rod ed un sistema Pull-rod

2.2.1 Geometria della ruota e della sospensione

Esistono diversi parametri geometrici che influenzano il comportamento della vettura, a partire dalla ruota e dalle sospensioni. Di seguito verranno elencati alcuni parametri che influenzano il comportamento di sterzata del veicolo e le relative

forze trasmesse. In primo luogo, i parametri che caratterizzano la ruota e la sospensione vanno analizzati sui 3 piani principali della ruota: superiore, trasversale e longitudinale. Per i seguenti parametri ed effetti legati alla ruota e la sospensione si prenderà in considerazione il sistema di riferimento SAE per lo pneumatico, illustrato nella successiva figura.

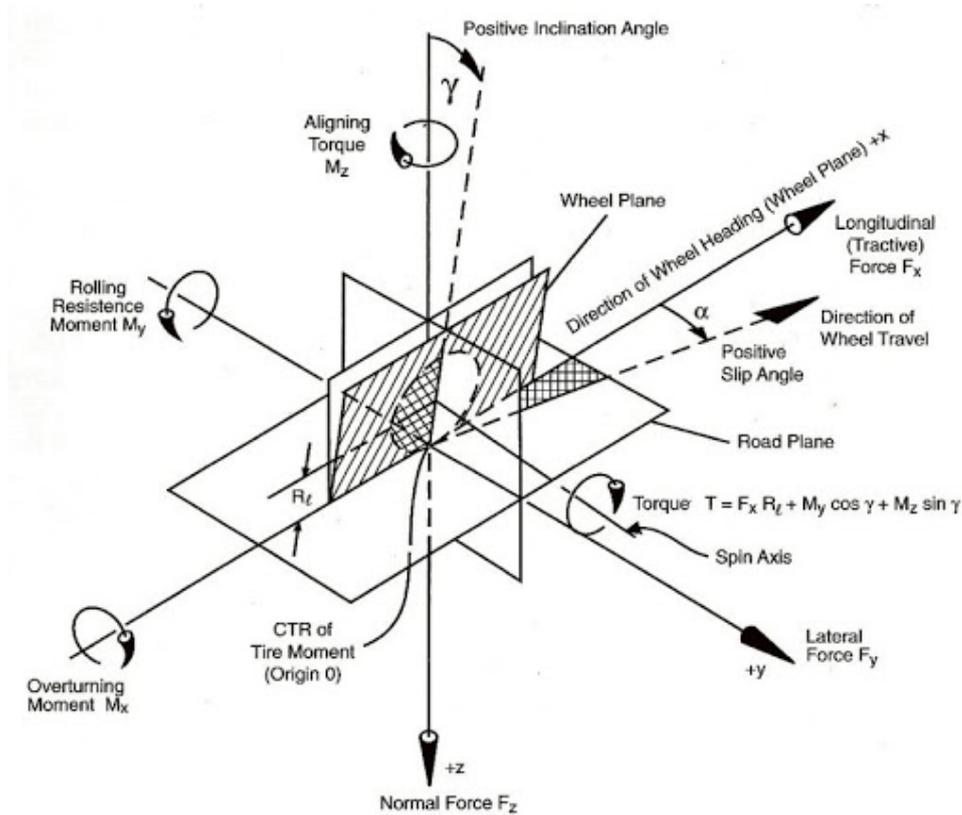
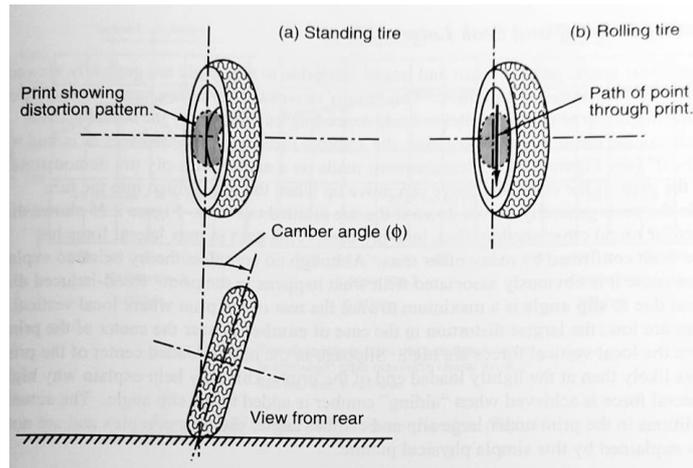


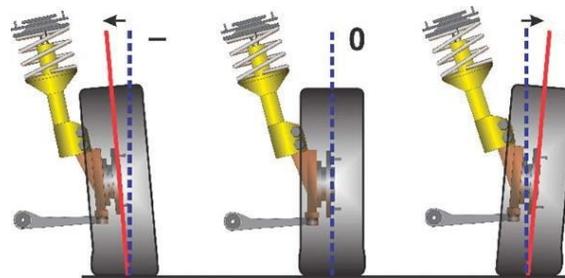
Figura 2.3: Sistema di riferimento SAE per lo pneumatico

Camber

In accordo con il sistema di riferimento SAE per lo pneumatico, l'angolo γ , definito come *angolo di Camber* o *campanatura* dello pneumatico, è l'angolo che si forma tra la verticale dello pneumatico e l'asse verticale del sistema di riferimento SAE. Tale angolo assume valore positivo se lo pneumatico è inclinato verso l'esterno, mentre negativo se inclinato verso l'interno e tali condizioni di camber positiva, negativa e neutra implicano diversi comportamenti dello pneumatico in termini di impronta e di forze scambiate.



(a) *Camber e variazione dell'impronta dello pneumatico*



(b) *Camber negativa, neutra, positiva*

Figura 2.4: Camber o campanatura

Nel contesto delle corse in generale, si tende ad avere una camber neutra o leggermente negativa, in modo da ottenere una impronta più larga con lo pneumatico tale da migliorare la stabilità della vettura, specialmente in curva, quando la vettura rolla per via del cambio di traiettoria. Osservando il comportamento della sospensione durante lo scostamento, nel caso del doppio triangolo simmetrico, si avrà che la camber rimane costante durante la percorrenza di traiettorie rettilinee mentre la sospensione si muove lungo la direzione verticale. Quando si ha a che fare con una sospensione come quella tipica della Formula Student, ossia un doppio triangolo asimmetrico, si nota che durante lo scostamento tale parametro di camber varia, tendendo a valori negativi per scostamenti della sospensione verso l'alto con il triangolo superiore più corto, generando l'effetto chiamato "variazione di camber dinamica". Questa variazione dinamica migliora l'impronta a terra dello pneumatico esterno e permette la trasmissione delle forze centrifughe attraverso il piano verticale della ruota, piuttosto che in direzione tangenziale; la ruota interna invece vede simili miglioramenti nel caso in cui abbia un guadagno di camber positivo. Spingere lo pneumatico a lavorare con valori di camber diversi da 0 e/o troppo elevati ha però degli svantaggi: primo tra tutti è la riduzione della trazione durante la percorrenza di tratti rettilinei, dato che la superficie di contatto dello pneumatico a camber diversa da 0 penalizza la trazione per poi avere dei problemi di consumo

dello pneumatico amplificato e un minor controllo.

Toe

Con *Toe* o convergenza si identifica l'angolo che si forma tra la direzione perpendicolare all'assale, ossia la traiettoria della vettura in moto rettilineo, e la direzione verso cui la ruota punta, osservandola dal piano superiore: si parla di convergenza o toe positiva se gli pneumatici puntano verso l'interno e si parla di toe in, negativa se verso l'esterno e si parla di toe out, come indicato nella figura sottostante.

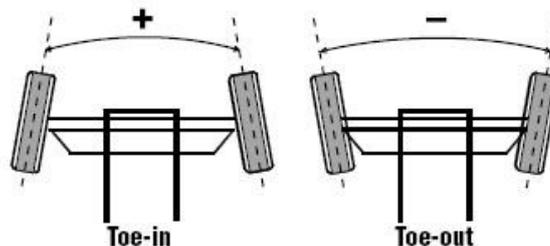


Figura 2.5: Toe o Convergenza

Nella sterzata ed in fase di rollio della vettura, il toe gioca un ruolo molto importante nel caso si stia trattando di vetture a trazione posteriore come le vetture con motore a combustione interna della Formula Student: se si applica la condizione di "toe in" all'assale anteriore della vettura, qualora essa rollasse, a prescindere dal cambio di traiettoria o meno, lo pneumatico tenderà ad assumere una posizione neutra per via dell'inclinazione dell'asse di sterzo o Kingpin (illustrato successivamente) andando ad aprire le ruote. Si ottiene quindi una ruota che viaggia dritta mentre si percorre il cambio di traiettoria, comportando una migliore impronta a terra, meno strisciamento e consumo dello pneumatico ed in genere meno carichi al mozzo. Avere un "toe out" o convergenza aperta, specialmente nel caso di vetture a trazione anteriore con assale anteriore sterzante e motore, data la presenza della coppia motrice, comporta una chiusura della ruota, facendola tendere alla posizione neutra. Da ciò si evince che è preferibile percorrere una traiettoria con toe neutro, al fine di limitare tutti quelli che sono quei fenomeni legati ad un errato consumo dello pneumatico, dello strisciamento e di un errata messa in temperatura dello stesso, causando gravi problematiche nell'handling della vettura in termini di sovra e sottosterzo, in misura più o meno accentuata.

Perché allora si parla di settaggi di convergenza quando si desidera che essa sia neutra nella percorrenza del tracciato?

Analizzando le configurazioni di Toe-in/out in una vettura di Formula Student, in relazione a quelle che sono le caratteristiche tipiche di un tracciato Endurance/Autocross, si notano pochi tratti rettilinei e molte curve, suddivise in slalom, chicane

e tornanti e variare l'angolo di toe può cambiare significativamente l'handling della vettura e quindi le forze in gioco in fase di sterzata. Come detto in precedenza, per la trazione posteriore si tende ad avere un toe-out all'assale anteriore per contrastare la forza diretta verso il centro della vettura per effetto della camber, dove si riescono a raggiungere determinati slip angle con minore sforzo, come conseguenza. Nel posteriore si tende ad evitare il toe-out, causa di un incremento del sovrasterzo in uscita di curva, mentre si preferisce il toe-in, dato che, creando sottosterzo, permette di compensare l'eccessivo sovrasterzo, legato magari all'asse anteriore, con l'unico svantaggio legato al consumo e al surriscaldamento dello pneumatico.

Kingpin ed angolo Caster

Entrando nel merito della sterzata in ottica di geometria delle sospensioni occorre illustrare l'asse di sterzo o asse di *Kingpin* e le grandezze geometriche collegate ad esso. Nella figura sottostante è illustrato l'asse di sterzo nella vista longitudinale e trasversale della sospensione, dove, tracciando in entrambi i piani la congiungente ai due snodi sferici dei terminali dei triangoli della sospensione, si ottiene l'asse attorno al quale sterza la ruota.

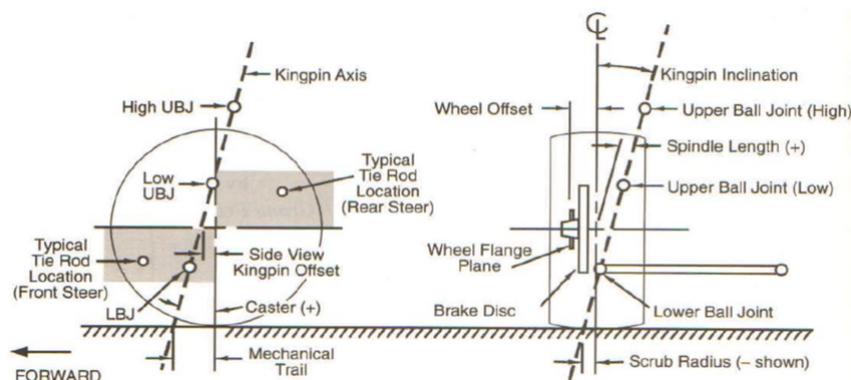


Figura 2.6: Asse di Sterzo o Kingpin

Nelle sospensioni a doppio triangolo asimmetrico, l'asse di sterzo o asse Kingpin è quello passante per il centro dei due snodi sferici sulla punta dei triangoli e, dalla figura, si nota che esso non risulta passante per il centro della ruota e che ha un inclinazione nei piani trasversale e longitudinale del gruppo ruota. In quest'ultimo esso forma un angolo detto *Angolo di Caster* o *Caster* e, non passando per il centro della ruota, crea due distanze caratteristiche che sono definite *Side view Kingpin Offset* e *Mechanical Trail* o *Braccio a terra longitudinale*, le quali indicano rispettivamente la distanza orizzontale tra centro ruota ed asse di sterzo e la distanza tra il punto di contatto a terra e l'asse di sterzo.

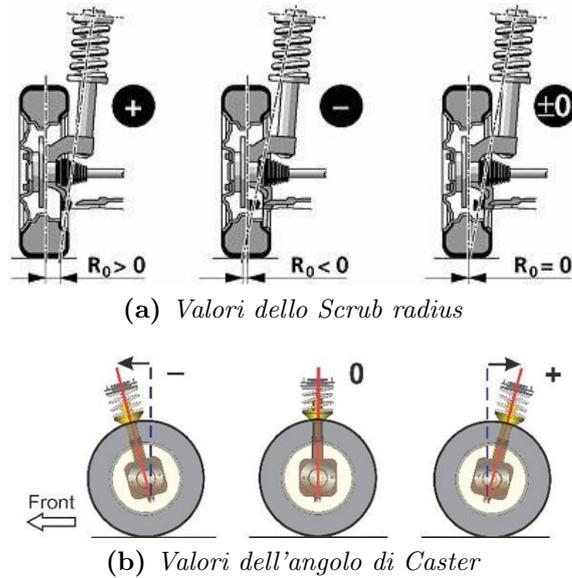


Figura 2.7: Valori del Caster e dello Scrub radius

Nella vista frontale invece si nota che l'asse ha anche qui un'inclinazione, definita come *Kingpin Inclination*, che genera anch'essa degli effetti e delle distanze caratteristiche della geometria di un gruppo ruota: si parla infatti di *Scrub Radius* o *Braccio a terra trasversale* e di *Spindle Length*. La prima è la distanza orizzontale che si crea tra l'asse di sterzo ed il punto di contatto a terra della ruota; la seconda invece è la distanza orizzontale tra l'asse e la sua parallela dal centro ruota.

Riassumendo, la posizione dell'asse di sterzo è il risultato di svariate considerazioni che portano ad un compromesso tra packaging della sospensione e performance. In particolare:

- L'inclinazione dell'asse di sterzo influenza la variazione di camber con la sterzata, difatti durante tale operazione la ruota potrebbe assumere valori di camber positivi: l'ammontare di questo effetto potrebbe essere basso ma significativo ed impattante sull'handling nel caso di tracciati con curve strette;
- Il fatto che l'impronta dello pneumatico sia posizionata posteriormente all'asse di sterzo genera il braccio a terra longitudinale e fa sì che nasca un momento di centraggio o di auto-allineamento della gomma attorno all'asse di sterzo. Aumentare tale braccio a terra implica aumentare tale momento, aumentando però la forza da applicare al volante per girare le ruote e perciò la coppia di sterzo;
- L'angolo di caster influisce sulla variazione della camber in modo favorevole: in aggiunta agli effetti relativi alla geometria a doppio triangolo asimmetrico, tale variazione comporta l'assunzione di camber negativi alla ruota esterna e positivi a quella interna, variando l'impronta a terra e i carichi al portamozzo.

2.2.2 Centro ed asse di istantanea rotazione

Il *centro di istantanea rotazione* è il punto attorno al quale, in un dato istante di tempo, ruota la sospensione e si determina andando a tracciare l'intersezione tra le due rette passanti per i punti di ancoraggio dei braccetti della sospensione a telaio ed al portamozzo, superiore ed inferiore, sul piano frontale. Trovato anche il centro di istantanea rotazione nel piano longitudinale della sospensione, congiungendo i 2 centri, si ottiene quello che è chiamato *Asse di istantanea rotazione*, il quale descrive la cinematica istantanea della sospensione nello spazio.

Soffermandoci sul C.I.R. nel piano frontale si possono ottenere informazioni sul centro di rollio dell'assale, sulla variazione di camber dinamica e sul Bump steer, ossia la variazione della convergenza dovuta ai tiranti dello sterzo all'anteriore e della convergenza al posteriore durante l'escursione della sospensione.

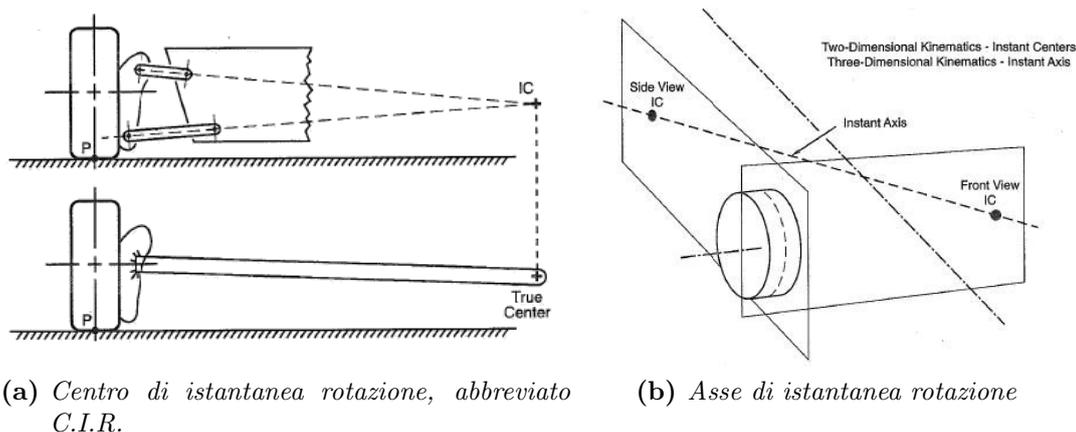
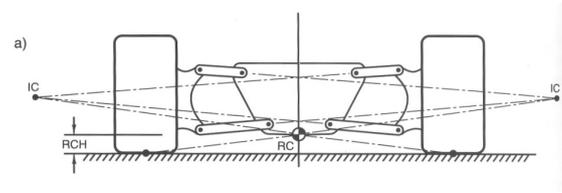


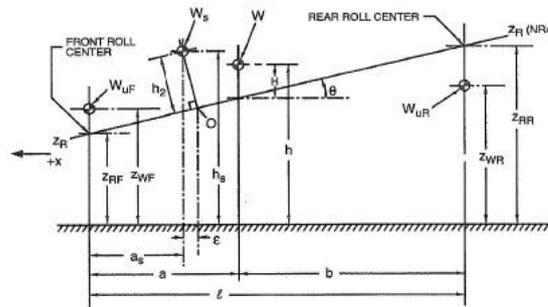
Figura 2.8: Centro ed asse di istantanea rotazione

Centro di rollio

Congiungendo il C.I.R. nel piano frontale con il punto di intersezione tra suolo e piano longitudinale della ruota si ottiene un segmento che si interseca con il piano longitudinale della vettura nel *Centro di rollio* che si trova ad una determinata altezza, definita come altezza del centro di rollio, indicata come *RCH* o *Roll center height*. La posizione e l'altezza di questo punto da terra sono strettamente collegati a quella che è l'evoluzione dinamica del moto di rollio della scocca e della dinamica laterale dell'intero veicolo. Individuando il centro di rollio ad entrambi gli assali, congiungendo i 2 centri, si ottiene quello che viene definito *asse di rollio*, che non è altro che l'asse attorno a cui ruota la cassa del veicolo quando è soggetta ad accelerazione laterale, nel momento del cambio di traiettoria.



(a) Centro di rollio ed altezza del centro di rollio



(b) Asse di rollio

Figura 2.9: Centro ed asse di rollio

Variazione di camber dinamica

La variazione di camber dinamica o *Camber gain* consiste nella variazione della camber durante l'escursione della sospensione, come mostrato nella figura sottostante.

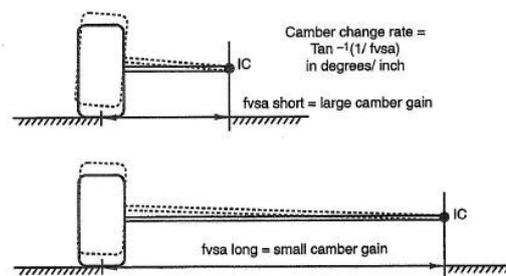


Figura 2.10: Variazione di camber dinamica

Tale variazione genera un miglior comportamento della ruota che si trova all'esterno durante il cambio di traiettoria, andando a ridurre la pressione locale per via di una maggior superficie di contatto che, in aggiunta all'effetto di variazione di camber, generato dalla differente lunghezza dei triangoli in fase di rollio della vettura, migliora la performance del veicolo in curva in questo contesto di cambio di traiettoria.

Per ridurre al minimo la variazione di camber dinamica occorre avere i due triangoli progettati in modo tale che la sospensione abbia un centro di istantanea rotazione molto distante dalla ruota a cui ci si riferisce, in modo tale da avere una piccola variazione angolare per uno scostamento unitario della sospensione: si

esprime la variazione della camber dinamica come *Camber change rate*, pari a:

$$CamberChangeRate = \arctan \frac{1}{d_{ruota-CIR}^{orizz}}$$

Bump Steer

Il *Bump steer* è il fenomeno legato alla variazione dell'angolo di convergenza ai tiranti dello sterzo all'anteriore e ai tiranti della convergenza al posteriore durante l'escursione della sospensione, dovuto all'inserimento nel meccanismo del quadrilatero del doppio triangolo di un terzo elemento, che è appunto il tirante dello sterzo o della convergenza.

Durante l'escursione della sospensione, sia essa dovuta al rollio per cambio di traiettoria o per un ostacolo sul piano dell'asfalto, tale elemento di lunghezza fissa, si troverà a ruotare come gli altri 2 triangoli attorno al centro di istantanea rotazione della sospensione nel piano trasversale, ma allo stesso tempo ruoterà di un minimo angolo di convergenza, facendo ruotare la ruota attorno all'asse di sterzo, influenzando le forze agenti sul portamozzo e quindi anche al braccetto di sterzo.

2.2.3 Comportamento dello pneumatico

Altro elemento che è importante considerare per la sterzata, se non il più influente per quelli che sono i trasferimenti di carico, è lo pneumatico. Difatti, tutte le forze che definiscono e controllano il moto della vettura si generano nella zona di contatto tra pneumatico ed asfalto ed è perciò importante illustrare come esso influisce nella sterzata.

Le 3 funzioni principali che uno pneumatico assorbe sono:

- sostenimento del veicolo, assorbimento vibrazionale e di urti provenienti dal fondo stradale;
- sviluppo delle forze longitudinali necessarie nelle fasi di accelerazione e frenata;
- sviluppo delle forze laterali necessarie alla percorrenza delle curve;

Soffermandoci su questo ultimo punto si nota come sia più preponderante rispetto al secondo per il nostro studio di progettazione, vista l'influenza rispetto le forze longitudinali, nella sterzata.

La forza laterale si origina al centro dell'impronta dello pneumatico ed agisce in direzione perpendicolare rispetto a quella in cui sta rotolando la ruota ed è essa stessa la causa per cui un veicolo cambia traiettoria. Per descrivere al meglio come si comporta lo pneumatico nel caso dinamico, occorre prima descrivere il suo comportamento in condizioni statiche.

Prendendo una ruota con cerchione e pneumatico, applicando una forza verticale verso il basso, lo pneumatico si deforma, schiacciandosi e distribuendo il carico lungo tutta l'impronta a terra, generando una distribuzione di carico dovuta al contatto. Applicando successivamente un carico laterale al centro ruota, si nota come essa si muove nella direzione del carico ma lo pneumatico, nel punto di contatto, cerca di rimanere "attaccato" al terreno, per via della sua natura elastica, deformandosi fino ad arrivare ad un certo valore della forza laterale che genera lo slittamento della ruota. Tale forza, da quando si innesca lo slittamento, tende a rimanere costante, oltre ad essere funzione del coefficiente di attrito tra suolo e pneumatico.

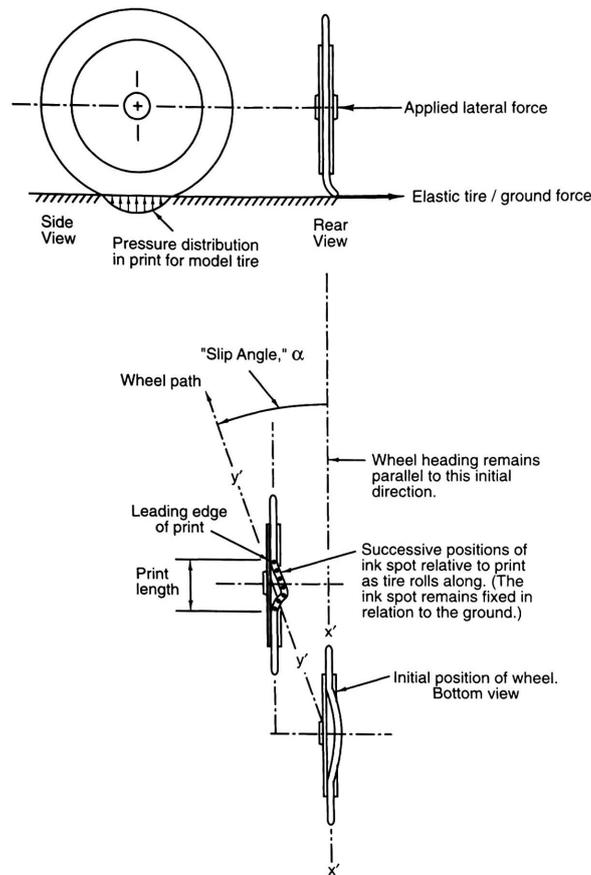
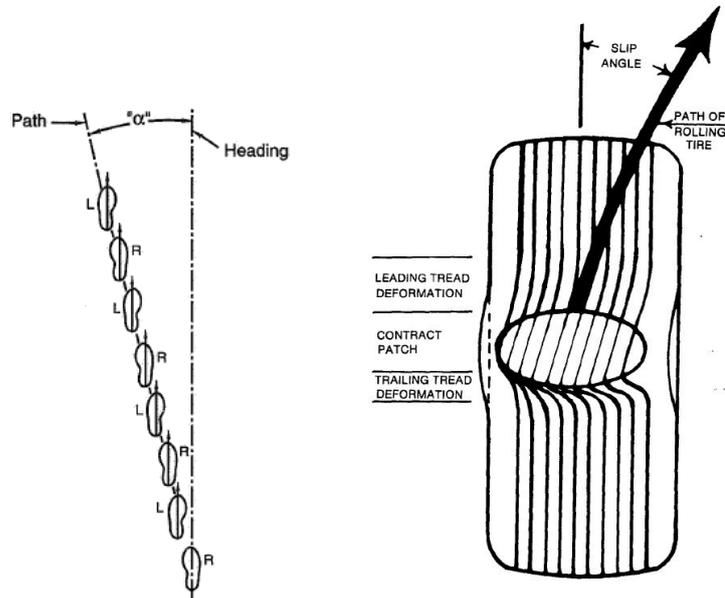


Figura 2.11: Comportamento elastico dello pneumatico e Slip angle

Introducendo il rotolamento della ruota mantenendo i carichi verticale e laterale come descritto in precedenza, si nota dalla figura precedente come la ruota non viaggia più lungo una direzione ma tende a variare traiettoria di un certo angolo, chiamato *Slip angle* o *Angolo di deriva*. Tale cambio di traiettoria non è generato da alcun tipo di slittamento, ma bensì dal fatto che l'impronta dello pneumatico, che si genera per via dei carichi che lo deformano, tende a far spostare la ruota verso la direzione dei carichi laterali applicati variando la traiettoria di un valore angolare che è proprio l'angolo di deriva, paragonandone il comportamento a quello di una

persona che cerca di camminare dritta, ma con i piedi che si dispongono lateralmente durante la camminata.



(a) Analogia tra l'angolo di deriva e la camminata (b) Deformazione dello pneumatico

Figura 2.12: Analogia Slip angle-camminata e deformazione dello pneumatico

Analizzando il grafico della forza laterale in funzione dello slip angle si nota che essa cresce linearmente, per poi, avvicinandoci alle condizioni limite di aderenza, crescere molto lentamente, fino a rimanere costante, per poi diminuire in condizioni di forte strisciamento. Variando invece quello che è il carico verticale, si notano dei cambiamenti della suddetta curva, andando ad alzarsi all'aumentare del carico. Ciò è dovuto al fatto che durante la sterzata si avrà un differente carico laterale tra due ruote sterzanti, dato che sulle singole ruote agirà un carico verticale differente.

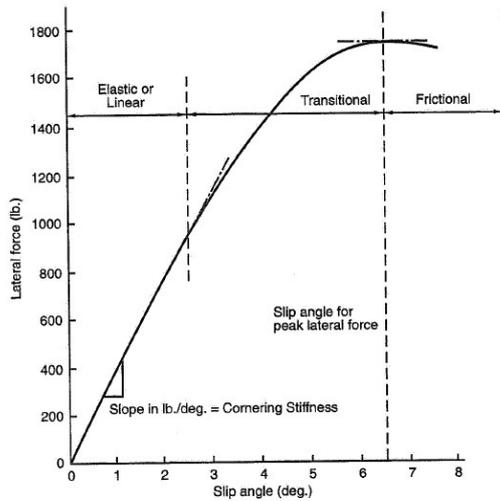


Figure 2.7 Lateral force vs. slip angle for a racing tire.

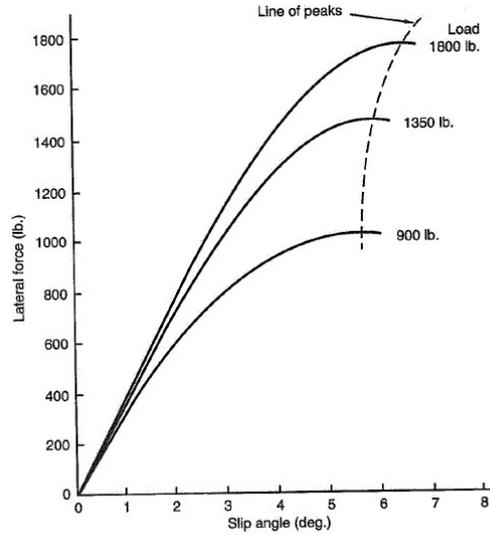
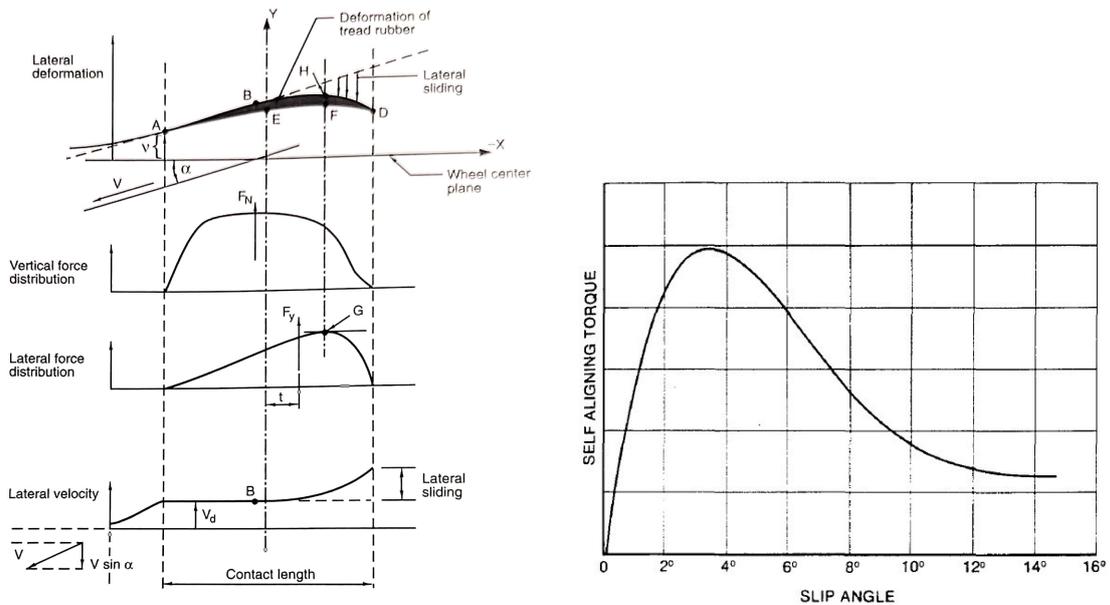


Figure 2.8 Lateral force vs. slip angle for several loads.

- (a) Carico laterale in funzione dello slip angle (b) Variazioni di carico verticale sul carico laterale in funzione dello slip angle

Figura 2.13: Forza laterale in funzione dello slip angle

Per via del comportamento dello pneumatico si ha una variazione del valore del momento di auto-allineamento, poiché, a causa del carico applicato, si ha uno spostamento del punto di contatto, che nelle ruote che variano la loro traiettoria implica una variazione del suddetto momento rispetto alla condizione standard. Lo slip angle genera quindi un effetto che va a sommarsi a quelli precedentemente descritti durante la sterzata, come il caster, il braccio a terra trasversale ecc.



- (a) Spostamento del punto di contatto dello pneumatico in rotolamento (3°) (b) Grafico: momento di auto-allineamento in funzione dello slip angle

Figura 2.14: Effetto dello slip angle sul momento di auto-allineamento

2.3 Ackermann

Per concludere la trattazione teorica della dinamica del veicolo è utile menzionare l'*Ackermann*, ossia il fenomeno di differente sterzata tra le due ruote sterzanti di uno stesso assale della vettura.

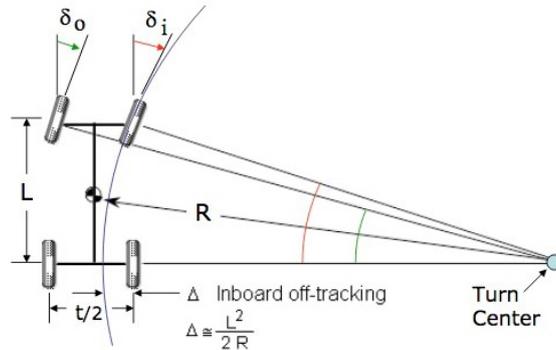


Figura 2.15: Schema 2d della sterzata

Durante la sterzata della vettura, da come si vede in figura, le due ruote ruotano di angoli differenti tra loro di un valore δ_{Ack} , il cui valore è determinabile come segue:

$$\delta_o = \tan^{-1} \frac{L}{R + \frac{t}{2}} = \frac{L}{R + \frac{t}{2}}$$

$$\delta_i = \tan^{-1} \frac{L}{R - \frac{t}{2}} = \frac{L}{R - \frac{t}{2}}$$

$$\delta_{Ack} = \frac{L}{R}$$

Osservando quello che è il caso della Peacock 4M, dove il minimo raggio di curvatura è 3m, la carreggiata 1200mm e l'interasse 1600mm, la ruota interna dovrebbe ruotare di 34° , mentre quella esterna di 24° , risultando difficile il posizionamento della scatola sterzo come nello schema generale suggerito nella figura sottostante, che indica il posizionamento della scatola sterzo nel punto in cui le congiungenti delle due rette, tracciate in modo tale da intersecare lo snodo esterno del tirante dello sterzo e l'asse di Kingpin all'altezza del suddetto snodo, si intersechino in un punto appartenente all'asse posteriore.

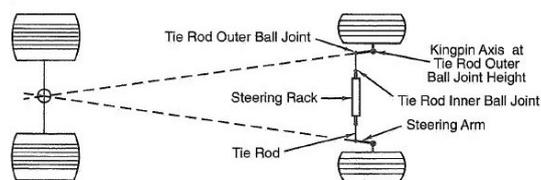


Figura 2.16: Geometria per ottenere l'effetto Ackerman

Nella pratica queste condizioni non sono soddisfatte poiché la vettura percorrerà la curva con una certa velocità cui corrisponderà un determinato trasferimento di carico tra gli assi anteriori e posteriori, ma anche tra ruota interna ed esterna. A ciò si deve aggiungere la presenza degli pneumatici, in particolare il loro comportamento sotto forze laterali, che ne modifica totalmente l'intero scenario a causa dell'angolo di deriva. Così ognuna delle quattro ruote assumerà un certo angolo di deriva e la forza laterale generata da ciascuna gomma dovrà agire in direzione perpendicolare rispetto alla direzione di rotolamento della gomma. Ciò modifica considerevolmente il principio dell'Ackerman, a cui si aggiunge una variazione dell'angolo di deriva tra ruota esterna ed interna ed ad una variazione del centro di istantanea rotazione della sterzata (in particolare da I a X).

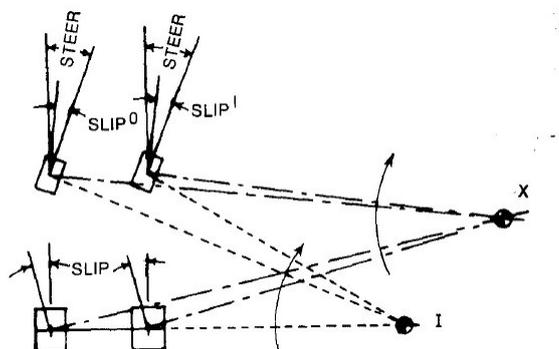


Figura 2.17: Variazione del centro di curvatura a causa del fenomeno dello slip angle

Nel contesto della Formula Student, in cui le accelerazioni laterali sono alte, non si utilizza il principio dell'Ackerman ma una sua variante, nella quale, modificando opportunamente la posizione degli attacchi e dei braccetti è possibile così creare una configurazione detta ad Ackerman parallelo, in cui le ruote anteriori risultano parallele quando sterzate.

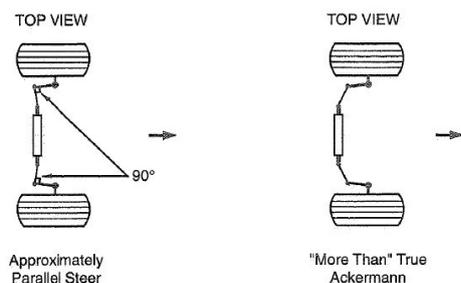


Figura 2.18: Modifica dell'Ackerman agendo sulla scatola sterzo e sull'angolo dei tiranti

2.4 Soluzione adottata

Nel caso della vettura presa in considerazione per la progettazione degli elementi del sistema sterzante trattati in questa tesi, si è partiti dalla forza agente sul tirante, trasferita alla cremagliera e quindi la coppia agente al pignone della scatola dello sterzo.

Per quanto riguarda le forze che si generano nel gruppo ruota, che andranno poi a generare la forza esercitata alla cremagliera della scatola sterzo e quindi la coppia al pignone, con una buona approssimazione si può procedere come segue.

Considerando i casi più critici in cui si eserciti una coppia alla colonna di sterzo per bilanciare la forza derivante dal gruppo ruota, si può considerare l'istante in cui la vettura è soggetta alla massima accelerazione laterale durante il percorso di un tracciato: avvalendosi del modello puntiforme della vettura, nel quale si considerano tutti i parametri caratteristici della vettura legati al powertrain, alla dinamica del veicolo, all'aerodinamica e al telaio durante la percorrenza di un tracciato tipico di una competizione di Formula Student, si vanno ad estrarre le accelerazioni laterali corrispondenti ad ogni punto del tracciato. Estratte le accelerazioni laterali, si procede a calcolare le corrispettive forze, nei vari tracciati, agenti sulla vettura negli intervalli di tracciato in cui si è registrata la rispettiva accelerazione. Successivamente si calcolano i momenti relativi alle forze agenti sul mozzo della ruota esterna in fase di sterzata al dato angolo di rotazione della ruota. Infine si calcola la componente relativa alla forza agente sullo snodo del tirante di sterzo e la rispettiva forza agente sulla cremagliera, essendo quest'ultima la diretta conseguenza della coppia applicata per mantenere la vettura in traiettoria durante la sterzata.

2.5 Calcolo della coppia al pignone

Procedendo secondo quanto appena descritto, si parte dal modello creato dalla divisione Dinamica del veicolo nel software OptimumLap, dove viene simulato il comportamento della vettura su di un tracciato: la modellazione della vettura nel software comporta alcune semplificazioni legate a particolari comportamenti dei singoli sistemi (aerodinamica, powertrain e sospensioni), ma non a tal punto da restituire un risultato finale inadatto a casi di progettazione come quello trattato in questa tesi. Modellata la vettura e simulato un tempo sul giro, il programma registra una serie di valori legati alla vettura durante la percorrenza sul giro tra cui accelerazioni, tempi sul giro, velocità e molti altri sotto forma di vettori colonna. Ai fini del calcolo della coppia applicata al pignone della scatola sterzo, sono stati estratti i dati ed i relativi grafici delle accelerazioni laterali della vettura simulando il modello della P4 lungo il tracciato della prova di Endurance della Formula Student Germany 2012 e Formula Student Austria 2012.

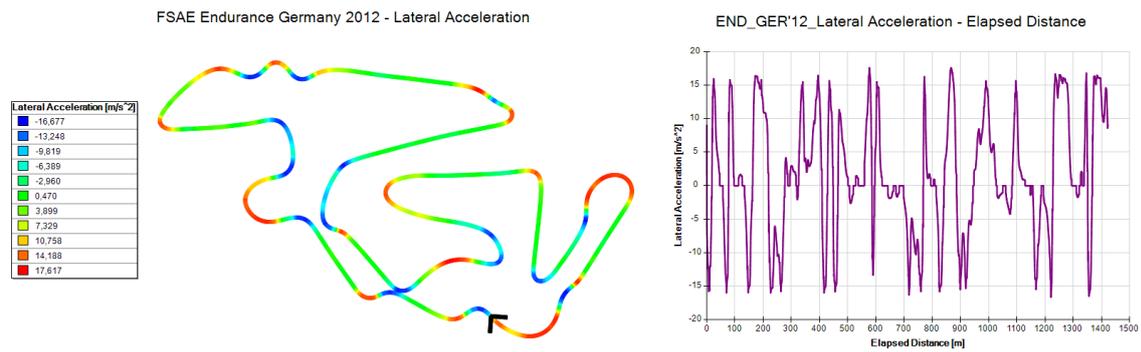


Figura 2.19: Grafici di accelerazione laterale lungo il tracciato ed in funzione della distanza (GER)

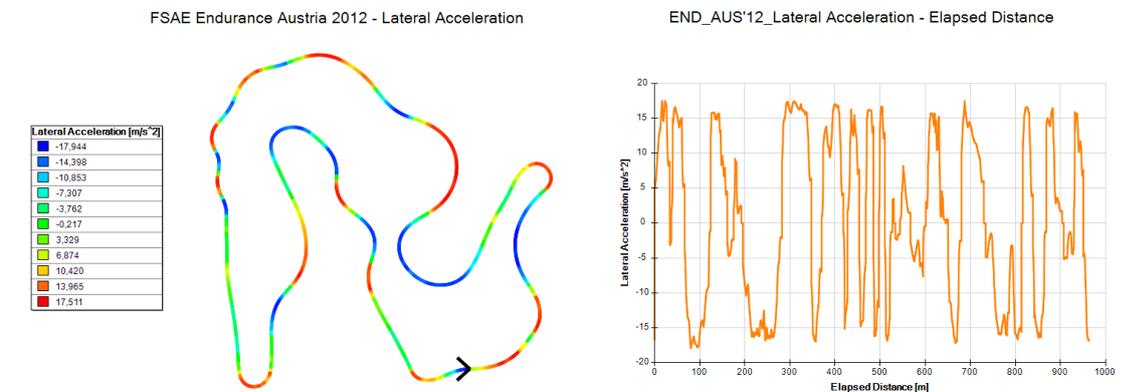


Figura 2.20: Grafici di accelerazione laterale lungo il tracciato ed in funzione della distanza (AUS)

Dalla successiva esportazione dei grafici in formato CSV, con annessa pulizia dei dati superflui per il modello, per fini pratici è stato creato uno script MatLab per il calcolo della coppia al pignone.

Successivamente all'importazione dei dati processati da OptimumLap, considerando la massa del pilota di 80 kg e della vettura di 231 kg, è stato ricavato il vettore della forza laterale nei due tracciati utilizzando l'equazione del moto:

$$F_{lat}^{AUS} = (m_p + m_v)a_{lat}^{AUS} \quad F_{lat}^{GER} = (m_p + m_v)a_{lat}^{GER}$$

Le variabili di forza laterale sono dei vettori aventi come componenti i risultati delle equazioni del moto per ogni i-esimo tratto del tracciato che viene campionato da OptimumLap dp_i .

Per la determinazione dei valori massimi di forza laterale registrata, occorre considerare il massimo dei valori assoluti tra le componenti dei vettori appena ricavati. A tale scopo, vengono create delle matrici 1x2, dove l'elemento a_{11} della matrice indica il massimo registrato, l'elemento a_{12} indica la posizione del tracciato in cui il valore viene registrato usando l'indice i-esimo della componente del vettore.

$$\begin{aligned} [F_{lat-MAX}^{AUS}, idx] &= \max(F_{lat}^{AUS}) \\ [F_{lat-MAX}^{GER}, idx] &= \max(F_{lat}^{GER}) \\ [F_{lat-MIN}^{GER}, idx] &= \min(F_{lat}^{GER}) \\ [F_{lat-MIN}^{AUS}, idx] &= \min(F_{lat}^{AUS}) \end{aligned}$$

Per l'individuazione della forza critica viene ricercato il valore assoluto massimo tra i due circuiti grazie all'ausilio di una matrice dei valori assoluti appena ricavati, dato che sono state considerate le accelerazioni laterali sia positive che negative per via della presenza di curve sia destre che sinistre.

$$F_{lat-ass}^{GER-AUS} = [F_{lat-MAX-ass}^{GER}, F_{lat-MIN-ass}^{GER}, F_{lat-MAX-ass}^{AUS}, F_{lat-MIN-ass}^{AUS}]$$

Dall'analisi dei valori riportati nella matrice, la condizione più critica risulta essere in Austria, con un carico complessivo pari a 5580.5 N (1.8g) ed il punto del tracciato corrispondente alla forza laterale critica è l'indice 801 del vettore, corrispondente alla distanza percorsa di 80.10 metri dalla linea di partenza:

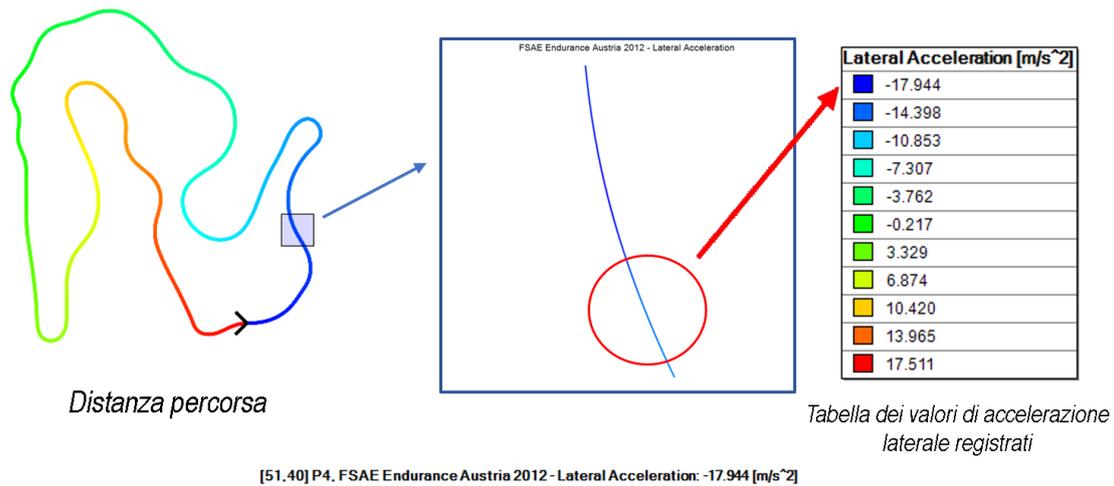


Figura 2.21: Punto del tracciato corrispondente alla F critica - Austria

Il passaggio successivo dello script verte a ricavare la forza agente sul braccio di sterzo a partire da una serie di approssimazioni atte a semplificare il modello:

- non è stato considerato il comportamento dello pneumatico;
- è stata considerata la sola forza laterale come contributo nel momento di sterzata;
- si è considerato lo snodo sferico inferiore alla stessa altezza dello snodo del tirante dello sterzo;
- i braccetti sono paralleli all'asfalto;
- non è stata considerata la ripartizione del carico, ma è stato assegnata la forza laterale alla sola ruota.

Dalle già note geometrie del gruppo ruota (fig.2.6) e dalle considerazioni appena fatte, è stata calcolata la forza agente sul braccetto di sterzo a partire dal momento agente sull'asse di Kingpin, considerando la ruota anteriore destra:

Punto	Descrizione
SBJ	Steering ball joint o snodo di sterzo
LBJ	Lower ball joint o snodo della punta del triangolo inferiore
Ms	Momento di sterzo (chiamato poi Mz in MatLab)

Tabella 2.1: Denominazione punti figura 2.22

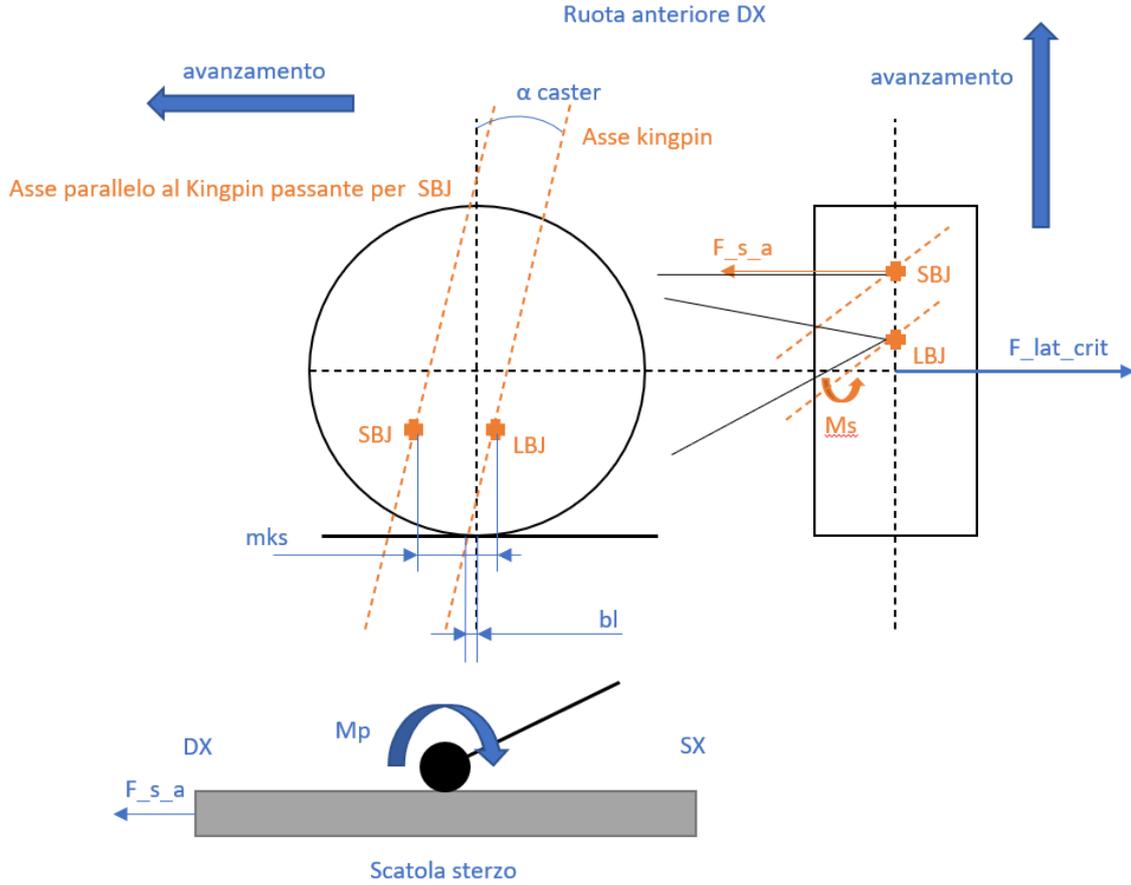


Figura 2.22: Schema geometrico della ruota anteriore destra comprensiva del carico agente alla scatola sterzo

Si procede con il calcolo del momento Mz per poi andare a ricavare la forza agente sulla cremagliera: dalle condizioni geometriche della sospensione si ha che per un angolo α di caster pari a 5° e un angolo di Kingpin δ pari a 3° , il braccio a terra longitudinale (bl) è pari a 10 mm ed il braccio longitudinale tra lo snodo inferiore e lo snodo del braccio di sterzo (mks) è 42.203 mm.

$$Mz_{crit} = F_{lat-crit} * (bl * \cos\alpha)$$

$$F_{crit}^{crem} = \frac{Mz}{mks * \cos\alpha}$$

Successivamente è stata calcolata la coppia al pignone, moltiplicando la forza appena ricavata per il raggio primitivo del pignone della scatola sterzo, avente diametro primitivo di 13.7 mm:

$$Mp = F_{crit}^{crem} * \frac{dp}{2}$$

Il valore di coppia al pignone massimo registrato nel caso critico è pari a 31.81 Nm. Tale valore di coppia verrà usato per la verifica a resistenza della colonna sterzo, per il calcolo della coppia torcente da applicare al volante per mantenere

il controllo della vettura in curva, bilanciando la coppia al pignone, la quale verrà usata per l'analisi del volante trattata nei successivi capitoli.

Capitolo 3

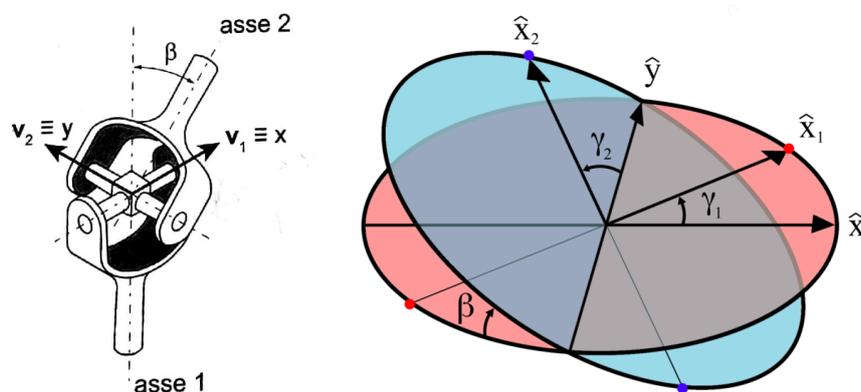
Colonna di sterzo

3.1 Introduzione

Ai fini di una trattazione completa e coerente con il caso di studio, bisogna introdurre la teoria legata al giunto cardanico e come il relativo rapporto di trasmissione influenzi i carichi legati alla colonna sterzo che si trasferiranno anche al volante, di cui parleremo nel capitolo 4 di questa tesi.

3.1.1 Giunto Cardanico

Il giunto cardanico o di Cardano permette di trasferire il moto tra due assi non paralleli incidenti in un punto, aventi un angolo teoricamente inferiore a 90° . Esso si compone di una crociera che si collega ai due alberi attraverso due forchette, schematizzabili come due coppie rotoidali, ortogonali tra loro e giacenti ognuna sui piani ortogonali agli assi degli alberi.



(a) Crociera e relazione tra i versori (b) Schema cinematico delle variabili del giunto cardanico

Figura 3.1: Schema cinematico e crociera del cardano

Dalla meccanica applicata alle macchine[1], osservando lo schema di destra abbiamo che l'albero in ingresso, avente piano in rosso perpendicolare all'asse 1, vede l'altro albero, avente piano in azzurro perpendicolare all'asse 2, ruotato rispetto al primo di un angolo β , denominato angolo di apertura del giunto. Da una posizione iniziale dei versori \hat{x} e \hat{y} , caratterizzati dalla condizione di perpendicolarità data dalla crociera, l'albero motore ruota di un angolo γ_1 , descrivendo la nuova posizione del versore \hat{x} in \hat{x}_1 ; contemporaneamente anche il versore \hat{y} ruota nel piano dell'albero condotto di un angolo γ_2 individuando la nuova posizione di \hat{y} in \hat{x}_2 ed i due nuovi versori hanno componenti:

$$\hat{x}_1 = \begin{Bmatrix} \cos\gamma_1 \\ \sin\gamma_1 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad \hat{x}_2 = \begin{Bmatrix} -\cos\beta \sin\gamma_2 \\ \cos\gamma_2 \\ \sin\beta \sin\gamma_2 \end{Bmatrix}$$

La relazione tra l'angolo γ_1 e γ_2 si basa sulla rotazione mediante angoli di Eulero φ, ϑ e ψ , rispettivamente detti di precessione, nutazione e rotazione propria[3], che nel nostro caso sono:

$$\begin{cases} \varphi = \frac{\pi}{2} \\ \vartheta = \beta \\ \psi = 0 \end{cases}$$

e si ottengono le componenti del vettore \hat{x}_2 . La conseguente relazione del moto che lega gli angoli γ_1 e γ_2 è data dalla legge:

$$\tan\gamma_1 = \cos\beta \tan\gamma_2$$

da cui è ricavabile, in primo tentativo, il valore di γ_2 come:

$$\gamma_2 = \arctan \frac{\tan\gamma_1}{\cos\beta}$$

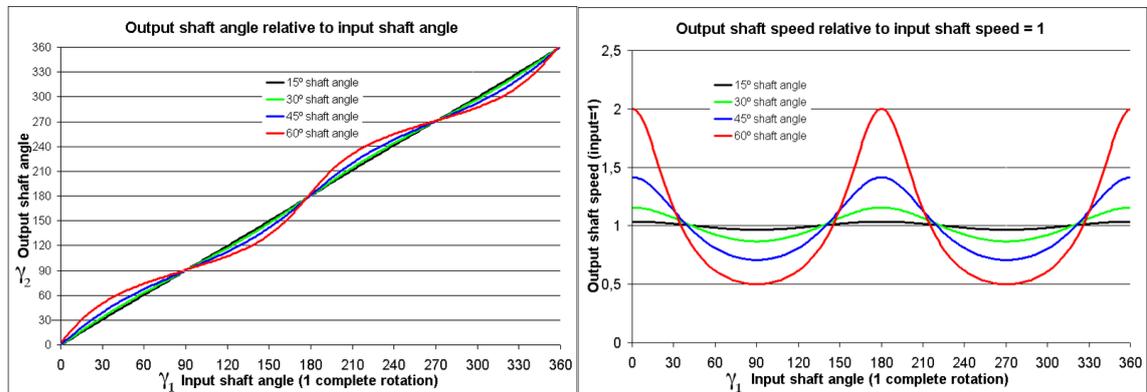
con lo svantaggio di non ottenere una soluzione unica; a tal proposito si ricava il valore di γ_2 usando la legge dell'atan2:

$$\gamma_2 = \text{atan2}(\sin\gamma_1, \cos\beta \sin\gamma_1)$$

Derivando i due angoli rispetto al tempo e usando la stessa legge del moto che li lega per semplificare la formula risultante rispetto ad una delle due variabili, si ottiene la relazione tra le 2 velocità angolari:

$$\omega_1 = \frac{d\gamma_1}{dt} \quad \omega_2 = \frac{d\gamma_2}{dt} \quad \Rightarrow \quad \omega_2 = \frac{\omega_1 \sin\beta}{1 - \sin^2\beta \cos^2\gamma_1}$$

Da quanto appena ottenuto si può graficare la relazione che lega i due angoli e le due velocità angolari, al variare dell'angolo di apertura del giunto cardanico:



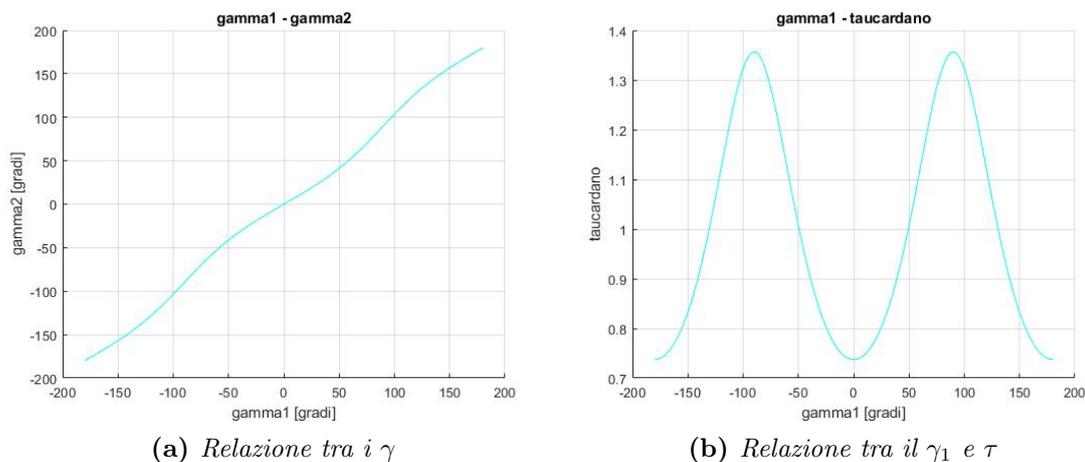
(a) Angolo dell'albero condotto relativo all'angolo di quello motore al variare di β (b) Velocità angolare dell'albero condotto rispetto all'angolo dell'albero motore al variare di β

Figura 3.2: Relazioni tra angoli e velocità angolari tra i 2 alberi

Osservando i grafici si deduce che il giunto cardanico, non essendo omocinetico, non è caratterizzato da un rapporto di trasmissione costante al variare della rotazione, e ciò implica una variazione delle forze trasmesse tra i 2 alberi al variare dell'angolo di rotazione dell'albero motore.

Per modellare il comportamento della trasmissione cardanica presente nella vettura è stato creato un script dove, in base alla precisione desiderata per i grafici, si vanno ad impostare gli intervalli di variazione angolare di sterzata, da una posizione neutra di 0° con escursione positiva e negativa di 180° .

Creando dei vettori vuoti per gli angoli γ_1 , γ_2 e τ_{card} , con un ciclo `if` che separa il caso in cui l'angolo γ_1 è pari a zero dagli altri si vanno a scrivere le componenti dei suddetti vettori in numero pari agli intervalli desiderati ed infine a tracciare i grafici caratteristici della trasmissione cardanica:



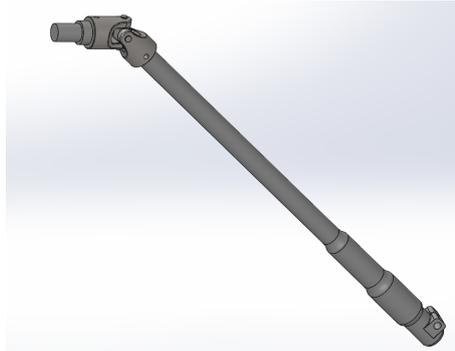
(a) Relazione tra γ_1 e γ_2

(b) Relazione tra γ_1 e τ

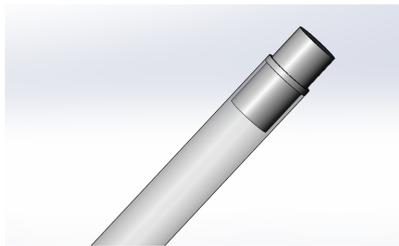
Figura 3.3: Figure 13 e 14 dello script MatLab: relazioni tra i γ e tra il γ_1 e τ

3.2 Modellazione CAD

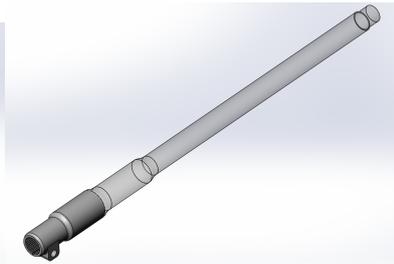
Per quanto concerne il modello CAD della colonna sterzo, si sono adatte le superfici di collegamento della colonna con il terminale a profilo scanalato per la connessione con la scatola sterzo e l'estremità cilindrica di collegamento con il cardano ad un tubo di acciaio legato 25CrMo4 avente diametro esterno $\Phi_{est}=16$ mm e spessore $s=2$ mm.



(a) *Assieme della colonna sterzo*



(b) *Terminale di accoppiamento - lato giunto cardanico*



(c) *Terminale di accoppiamento - millerighe Dallara*

Figura 3.4: Assieme della colonna sterzo con dettaglio degli accoppiamenti

3.3 Analisi strutturale

Per l'analisi strutturale della colonna sterzo, escludendone la prima parte che collega il volante al giunto cardanico, analizzando la sezione inferiore della colonna senza considerare le variazioni di diametro finali in prossimità della zona del terminale scanalato, esso risulta essere una trave soggetta a torsione pura, in quanto riceve dal lato pignone la coppia ricavata nel precedente script in MatLab, mentre dall'altra parte la stessa coppia torcente: dato il comportamento sinusoidale del rapporto di trasmissione, se si considera l'istante in cui si registra la forza laterale massima, si può ricavare il rapporto di trasmissione corrispondente a tale istante che può essere usato per il calcolo della coppia applicata alla sezione superiore della colonna; bilanciando la coppia che arriva dalla colonna imprimendone una uguale ed opposta al volante, essa sarà trasferita alla sezione inferiore della colonna, variando

il proprio valore per mezzo del rapporto di trasmissione del cardano registrato in quel preciso istante. Per determinare la coppia agente in entrambe le sezioni della colonna sterzo, occorre quindi ricavare la condizione geometrica per la quale si verifichino le condizioni di sollecitazione legate al momento critico torcente al pignone. Analizzando la vettura nel punto del circuito in cui si registra l'accelerazione laterale legata alla condizione di carico critico, da alcuni dati della vettura, possiamo calcolare il valore angolare di rotazione del pignone, che servirà per ricavare il valore esatto del rapporto di trasmissione in quella data condizione.

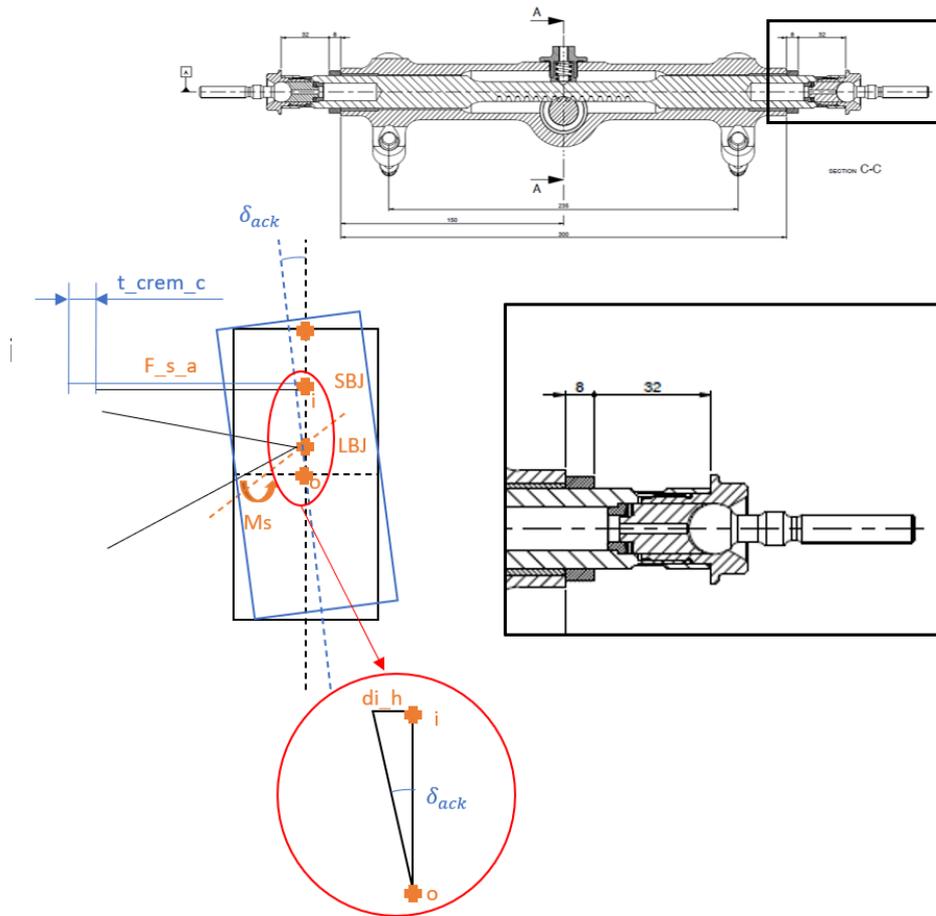


Figura 3.5: Spostamento della cremagliera legato al raggio di curvatura critico

Dato lo scostamento massimo della cremagliera, di 32 mm dalla posizione neutra e legato ad una rotazione di 180 gradi della colonna, con una semplice proporzione si ricava l'angolo γ_1 di rotazione legato al momento critico torcente al pignone e al δ_{Ack} legato al raggio di curvatura in cui si registra l'accelerazione laterale critica:

$$d_{ih} = \frac{d_{o-sbj} \sin \delta_{Ack}}{\sin\left(\frac{\pi}{2} - \delta_{Ack}\right)} = 2.6645 \text{ mm} \qquad 180 : 32 \text{ mm} = \gamma_1 : 2.6645 \text{ mm}$$

Da questo valore di γ_1 si entra poi nel grafico del τ_{card} in funzione di γ_1 e mediante un apposito comando in matlab, si interpola il valore del τ_{card} per dato γ_1 , ottenendo

un rapporto τ_{card} pari a 0.7601.

Usando un coefficiente di sicurezza di 1.2 e considerata la σ_{snerv} del 25CrMo4 di 700 MPa, mediante la teoria della torsione di Bredt per sezioni tubolari, si è ricavato l'area settoriale della sezione media del tubo e successivamente la τ_z , confrontandola infine con la tensione ammissibile $\sigma_{ammissibile}$:

$$\Omega = \pi * \left(\Phi_e - \frac{s}{2}\right)^2 \quad \tau_{z-crit} = \frac{Mz}{2 * \Omega * s}$$

$$\sigma_{crit}^{VM} = \sqrt{3} * \tau_{z-crit} \quad \sigma_{ammissibile} = \frac{\sigma_{snerv}}{X_s}$$

Alla fine è stato inserito un ciclo if per un controllo dei risultati, restituendo il messaggio "Il componente non resiste alle condizioni di carico XXX" (XXX indica l'acronimo di riconoscimento dei tracciati) qualora la struttura, in un dato punto del tracciato dove si registra una forza di sterzo, con conseguente coppia, non resista alla tensione ammissibile di 583.33 MPa (con coefficiente di sicurezza di 1.2), confrontata con la tensione equivalente di Von Mises relativa alla tensione tangenziale calcolata (nel caso critico τ_z è pari a 168.7578 MPa, con σ_{crit}^{VM} di 292.29 MPa).

Restituendo un esito positivo della verifica, anche se i risultati ottenuti sono molto bassi rispetto ai valori di tensione ammissibile, per completezza si è verificato se l'elemento resistesse o meno a fatica, partendo dal calcolo della σ_{LF} , a partire dalla σ'_{LF} del materiale di circa 500 MPa:

$$\Phi_{eq} = 0.37 * \Phi_e \quad b_1 = 1.243 * \Phi_{eq}^{-0.107}$$

$$b_2 = 0.85 \quad b_3 = 1 \quad b_4 = 0.897$$

$$\sigma_{LF} = b_1 * b_2 * b_3 * b_4 * \sigma'_{LF}$$

Per la ricerca dei coefficienti si sono usate le seguenti assunzioni:

- temperatura ambiente;
- finitura superficiale di rettifica media;
- coefficiente di forma da diametro equivalente compreso tra 2.79 e 51 mm
- affidabilità 90 per cento;

Anche qui, come prima, con un ciclo if si è verificato se viene superato il limite di fatica. Non superando il suddetto limite, si considera la vita del componente come infinita, dato che la σ_{LF} risultante risulta essere di 391.75 MPa.

Capitolo 4

Volante

4.1 Requisiti di progettazione

Ai fini della realizzazione del volante della vettura, si sono presi in considerazione:

- Requisiti da regolamento Formula Student[2];
- Requisiti di ergonomia;
- Requisiti di ingegnerizzazione delle componenti accessorie;
- Requisiti strutturali ai fini dell'affidabilità;

4.1.1 Requisiti da regolamento Formula Student

In termini di ingombri generali, posizionamento e requisiti che deve avere il volante di una vettura Formula Student si è tenuto conto delle voci di regolamento[2] T2.6 ed in particolar modo, le voci dalla T2.6.5 alla T2.6.8, che ne definiscono il posizionamento relativo alle componenti della struttura primaria, la forma e come si connette al sistema sterzante; in aggiunta ad esse, la voce T10.1.1 definisce tipologia e classe di resistenza dei fissaggi relativi all'assieme del sistema sterzante, a cui si aggiunge la T10.2.2 che definisce i metodi di fissaggio anti-svitamento necessari per ogni collegamento bullonato critico e quindi anche del sistema sterzante.

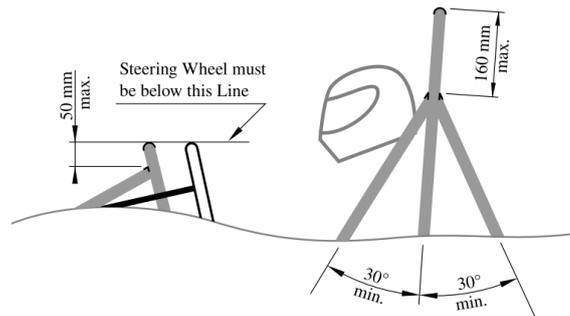


Figura 4.1: Posizionamento relativo del volante rispetto al Front Hoop

4.1.2 Requisiti di ergonomia

Ai fini di migliorare il comfort del pilota nell'uso del volante, per quanto concerne la fruibilità dei comandi e la comodità delle impugnature, è stato realizzato un modello di impugnatura su misura, partendo da un blocco di argilla modellabile, fatto stringere al pilota per ricavarne l'impronta della propria mano e sono state riviste le posizioni degli interruttori dei comandi a volante con lo scopo di renderli raggiungibili con un minore sforzo durante la guida.

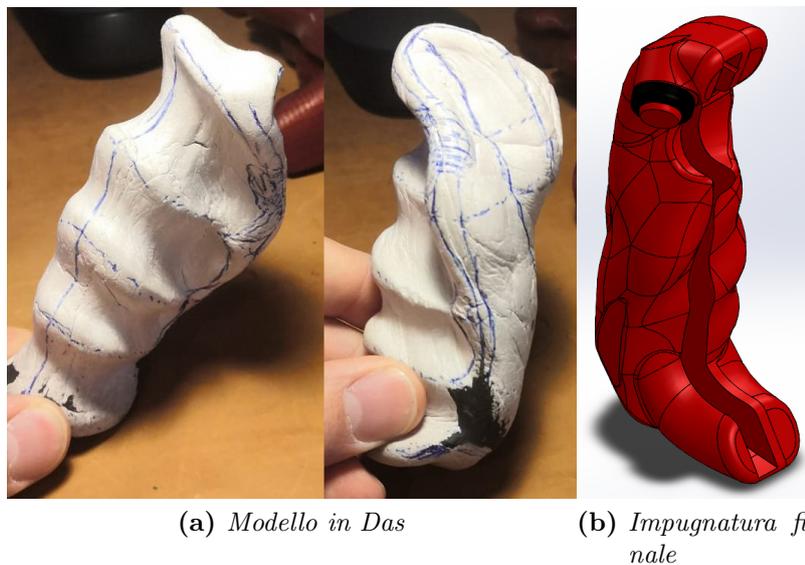


Figura 4.2: Studio ergonomico dell'impugnatura del pilota

4.1.3 Requisiti di ingegnerizzazione delle componenti accessorie

Per fornire al pilota la possibilità di visualizzare informazioni importanti sullo stato della macchina, di azionare il pistoncino della cambiata, l'ala mobile o D.R.S. e di segnalare in telemetria eventuali problemi mentre la vettura è in moto, nel vo-

lante è stata inserita una schedina elettronica in grado di permettere quanto appena descritto, grazie ad un'apposita ingegnerizzazione delle suddette componenti, in linea con quelli che sono i requisiti di ergonomia e del regolamento[2], migliorando il packaging generale del volante.

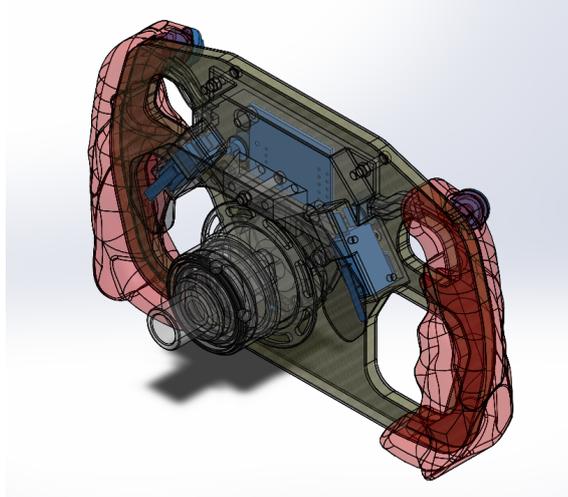


Figura 4.3: Componenti elettroniche integrate nel volante

4.1.4 Requisiti strutturali ai fini dell'affidabilità

In aggiunta a quelli che sono i carichi legati alla sterzata della vettura presi in considerazione per la progettazione degli elementi della colonna di sterzo, il volante è soggetto ad una serie di carichi caratteristici della zona del cockpit (cella dove è posto il pilota). Data l'assenza di suddetti dati e acquisizioni di carichi relativi alle azioni che il pilota esercita sugli elementi della zona cockpit durante gli anni in cui il Polimarche ha preso parte alle competizioni, si è fatto riferimento ad un articolo [4] della competizione tedesca in cui sono state fatte delle rilevazioni durante l'evento di gara, su un campione di vetture e piloti di svariati team partecipanti all'evento di quella stagione. Mantenendo negli anni la conformazione della componente strutturale del volante, realizzata da un pannello sandwich avente prima e seconda pelle in materiale composito rinforzato con fibre di carbonio twill e matrice epossidica e core in schiuma di PVC ad alta densità, si è cercato di ridurre al minimo anche la deformazione massima ammissibile dal volante nella zona delle impugnature, in modo da non intaccare strutturalmente il componente e tale da non peggiorare il feeling del pilota con la vettura.



Figura 4.4: Struttura sandwich del volante

4.2 Modellazione CAD

Come già anticipato nella sezione 4.1.1, la geometria del volante è regolata da specifiche voci del regolamento della competizione[2], in particolar modo:

- **T2.6.7:** Il volante deve avere un perimetro continuo con forma circolare o circa ovale. Il profilo del perimetro esterno può avere dei tratti rettilinei, ma non tratti concavi;
- **T2.6.8:** In ogni posizione angolare assunta dal volante, esso non deve sporgere al di sopra della superficie tangente al front hoop nel suo punto più alto.

Partendo da queste due voci, analizzando prima i modelli delle precedenti vetture e successivamente quelle degli altri team, si è definita la geometria della lastra sandwich, alla quale sono stati aggiunti i fori per le giunzioni bullonate tra struttura e scatola per l'elettronica, tra struttura e sgancio rapido e gli scassi per le dita ed i pulsanti.

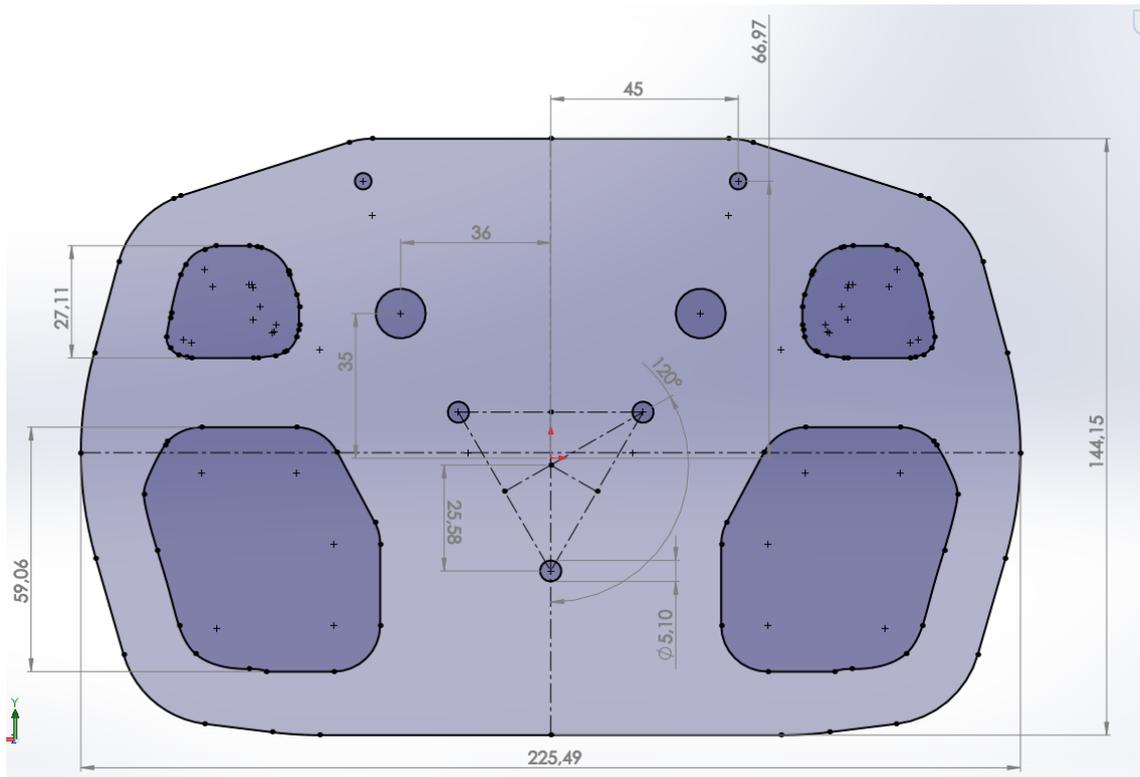


Figura 4.5: Layout di partenza

Il passaggio successivo è stato quello di definire le impugnature di primo tentativo, per essere successivamente integrate nel modello fatto su misura con la mano del pilota. Realizzando un offset della zona perimetrale del layout iniziale del volante nella zona delle impugnature, si sono realizzate, mediante apposite funzioni di modellazione di superfici, le prime versioni di impugnatura, non provviste dell'integrazione, che vanno a montarsi sulla struttura mediante uno scasso della larghezza del laminato su cui verrà applicato un adesivo strutturale:

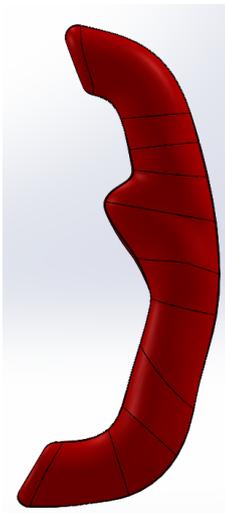
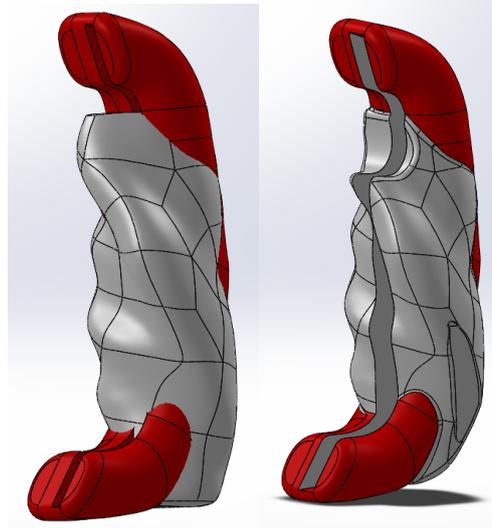


Figura 4.6: Primo modello di impugnatura

Il risultato ottenuto, non soddisfacendo i requisiti di ergonomia e di feeling del volante da parte del pilota, è stato migliorato integrando la scansione 3D del modello di impugnatura personalizzata, opportunamente ottimizzata per la modellazione CAD, eliminando le imperfezioni difficilmente gestibili nel suddetto ambiente di lavoro.



(a) *Importazione del modello personalizzato* (b) *Modello integrato e ottimizzato*

Figura 4.7: Integrazione dell'impugnatura personalizzata

Il passaggio successivo è stato quello di predisporre lo sgancio rapido previsto da regolamento[2], difatti:

- **T2.6.5:** Il volante deve essere collegato alla colonna di sterzo mediante uno sgancio rapido. Il pilota deve essere in grado di operare lo sgancio nella normale posizione di guida munito dei guanti previsti da regolamento.

Si è utilizzato un modello di sgancio rapido già usato nelle vetture precedenti, in quanto è risultato essere il miglior compromesso tra ingombri, peso e affidabilità, prodotto dall'azienda italiana OMP, ben nota ed affermata nel settore racing amatoriale e professionale fino ai livelli della Formula 1. Il modello di sgancio rapido è il ODS-018-W, realizzato in alluminio 7075-T6 anodizzato e acciaio ad alta resistenza per la parte da collegare, mediante saldatura, alla colonna di sterzo.

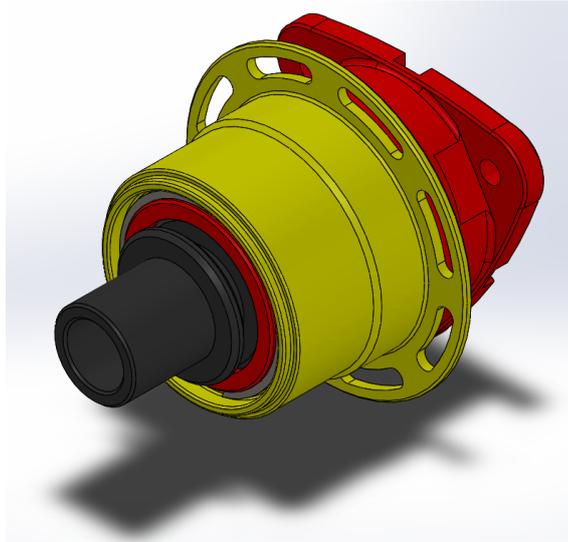


Figura 4.8: Sgancio rapido OMP ODS-018-W

Successivamente si è ottimizzata la posizione dei pulsanti posti sulla struttura del volante e sull'impugnatura, per un facile azionamento da parte del pilota durante la marcia del veicolo: avvalendosi di un prototipo stampato in 3D con tecnologia F.D.M. in materiale plastico, sono state eseguite delle prove di ergonomia e di facilità nel raggiungimento dei pulsanti in diverse configurazioni. Il risultato finale vede il posizionamento di una coppia di pulsanti sulla struttura principale, usati per il cambio pagina nel menu informazioni dello schermo del cruscotto, mentre l'altra coppia è stata posizionata nelle impugnature, al di sopra dello scasso per il pollice, al fine di ridurre i tempi di azionamento dell'ala mobile e del marker della telemetria.

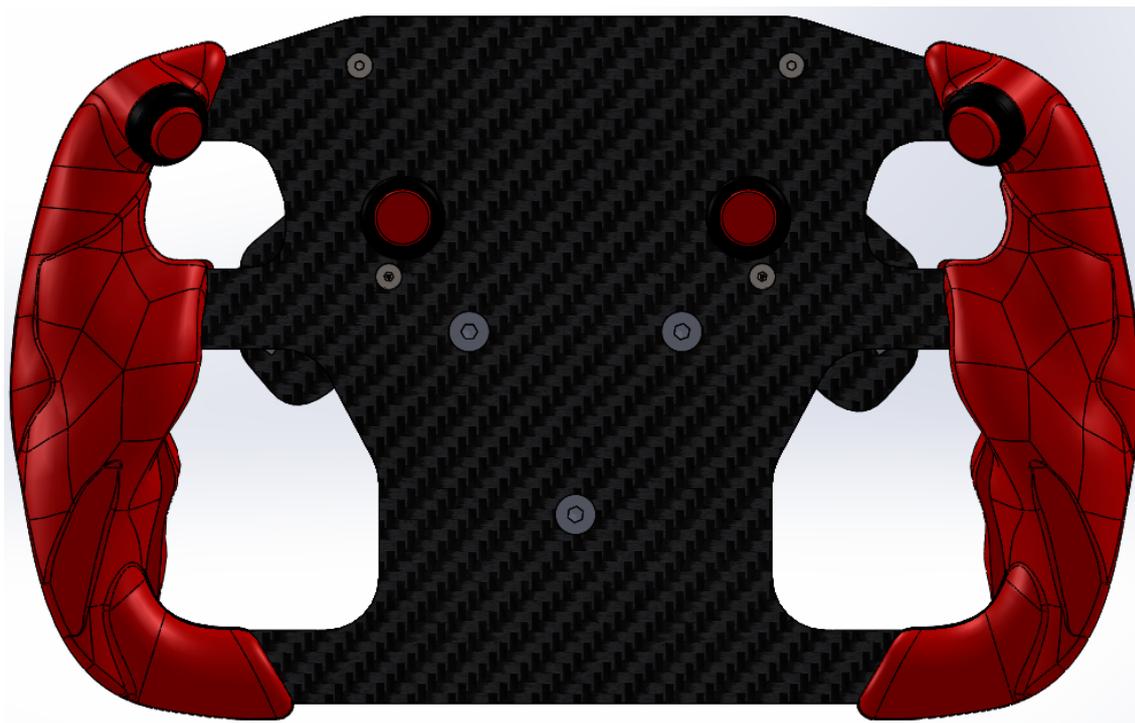


Figura 4.9: Vista frontale del volante

Infine è stata ingegnerizzata la scheda elettronica, realizzando una scatola di chiusura e relativo fissaggio della stessa nella parte posteriore del volante contenente gli interruttori a leva per il cambio delle marce, assieme al paddle che li aziona e le guide per il cablaggio dei pulsanti superiori.

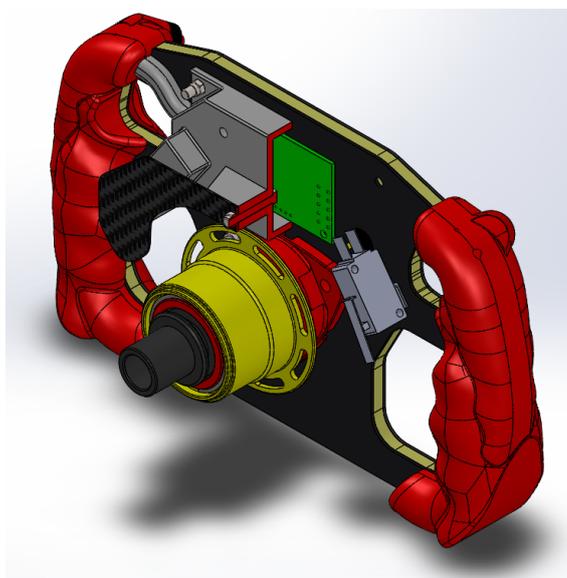


Figura 4.10: Scatola per l'elettronica del volante

4.3 Analisi strutturale

Prima di procedere con l'analisi strutturale del volante, occorre introdurre, senza scendere troppo nel dettaglio, alcuni aspetti sui materiali compositi a matrice epossidica rinforzati con fibre di carbonio, dato che, a differenza di materiali isotropi dove le proprietà del materiale risultano continue in tutto il volume, non hanno lo stesso comportamento di questi ultimi. Dopo tale trattazione, verranno descritti i passaggi eseguiti per la preparazione del modello all'analisi, l'analisi eseguita ed i risultati ottenuti.

4.4 Cenni teorici sui materiali compositi

Con il termine "materiale composito" ci si riferisce ad un materiale formato da due fasi su scala macroscopica:

- *Fase continua*: si definisce tale la matrice del materiale composito, che può essere di varia natura, come per esempio a matrice ceramica o plastica, come nel nostro caso;
- *Fase dispersa*: si definisce tale il rinforzo del materiale composito, che a sua volta può essere a fibre discontinue o continue, come nel nostro caso.

Strutture composte da questo tipo di materiali si definiscono strutture in composito e sono tali da essere preferite ad altri tipi di strutture in determinati campi applicativi, date le loro migliori proprietà ingegneristiche rispetto ai materiali convenzionalmente utilizzati, come ad esempio i materiali metallici. Alcune di queste proprietà che possono essere notevolmente migliorate mediante l'uso di una struttura in composito sono la rigidità, la resistenza meccanica, il peso, la resistenza alla corrosione, le proprietà termiche, la resistenza ad usura e la vita a fatica del componente. I campi applicativi sono i più svariati: si passa dall'aerospaziale al nautico, dal medico all'automotive e in essi vengono particolarmente richiesti elevati rapporti resistenza/peso e rigidità/peso. Come già accennato in precedenza, i materiali compositi richiedono, ai fini di uno studio analitico sul materiale, conoscenze relative ad anisotropia, criteri di danneggiamento/rottura ed altro, a differenza dei materiali isotropi, i quali sono caratterizzati dall'isotropia. Difatti, caricando ugualmente una lamina in materiale composito ed una lamiera in materiale metallico (come esempio di materiale isotropo), esse si deformeranno in maniera differente.

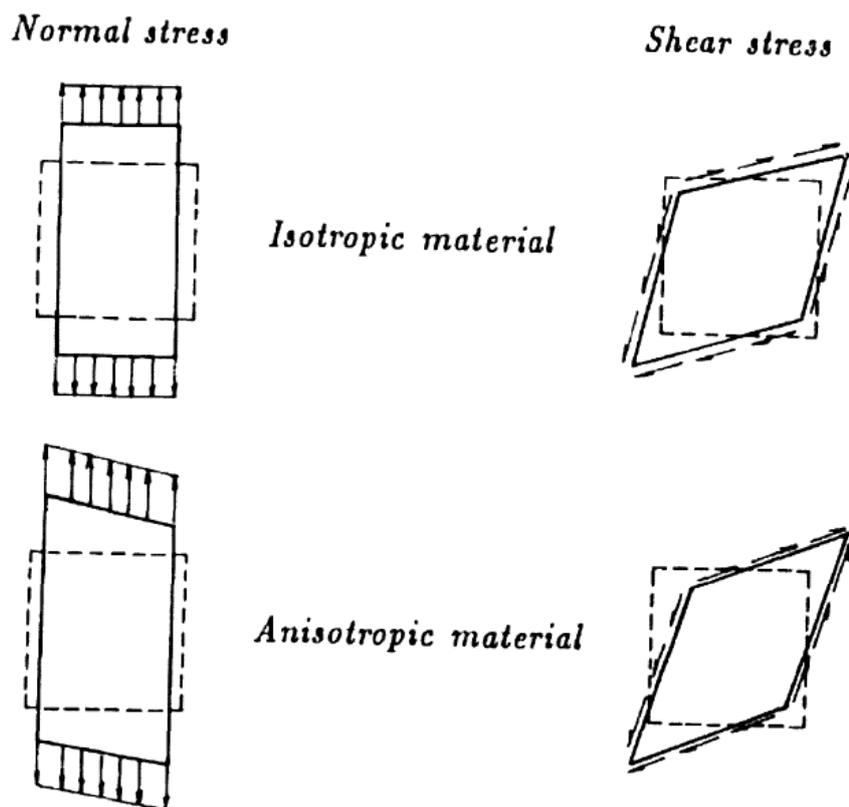


Figura 4.11: Deformazione di un materiale isotropo e di uno anisotropo soggetti a sforzo normale e tangenziale

Ad oggi esistono poche soluzioni esatte per problemi legati alle strutture in composito, richiedendo, per tale motivazione, la ricerca di una soluzione approssimata, ma rappresentativa del modello preso in esame. Uno degli strumenti che meglio si presta alla ricerca di questo tipo di soluzione è il metodo ad elementi finiti, in quanto metodo in grado di fornire soluzioni numeriche prossime a quelle reali per problemi complessi come quello in esame, sotto opportune semplificazioni volte a rendere più fruibile l'analisi. Tale metodo è il più potente strumento numerico disponibile per prevedere il comportamento delle strutture in composito dato che, nella formulazione e analisi di un qualsiasi modello matematico di un processo fisico, nell'inclusione dei dettagli legati a tali strutture, vanno considerate le condizioni al contorno e i carichi a cui sono soggette, ottenendo per questi dati, una vicinanza alla realtà quasi completa.

La problematica insorge durante la realizzazione del modello nell'ambiente di modellazione FEM, la quale deve essere consona a quelle che sono le reali condizioni di esercizio del manufatto da modellare ed in linea con le semplificazioni da attuare per ottenere la convergenza della soluzione, in quanto un'approssimazione grossolana potrebbe compromettere il risultato della simulazione, non restituendo un modello quasi-realistico del problema. Questo perché non sempre la transizione dal modello

CAD alla simulazione FEM è immediata: essendo la struttura sandwich composta da 3 strati di due materiali distinti, ogni strato ha un proprio spessore e si interfaccia l'uno con l'altro mediante un incollaggio strutturale e quindi il modello 3D risulterebbe difficile da modellare con il FEM a cui occorre aggiungere un vincolo dato dall'incollaggio, aumentando la complessità del modello e i relativi tempi di calcolo, assumendo che la modellazione sia stata eseguita in maniera corretta in modo da ottenere un risultato accettabile. Risulta quindi opportuno attuare delle semplificazioni: nel nostro caso, essendo la struttura sandwich un elemento planare, una prima approssimazione comporta l'utilizzo di un modello a superfici piuttosto che solido, utilizzando il layout generato dallo schizzo della faccia frontale del volante; una ulteriore approssimazione potrebbe essere quella di usare una superficie unica, alla quale viene associata una stratificazione complessiva dell'intero pannello sandwich, riducendo sia la complessità del modello, che i tempi di calcolo della soluzione; infine, data la simmetria del modello rispetto al piano verticale medio, si può importare solo metà della superficie, introducendo successivamente una condizione al contorno di simmetria rispetto a tale piano.

4.4.1 Materiali compositi a matrice epossidica rinforzati con fibre di carbonio

Analizzando nel dettaglio la tipologia di materiale composito adottata nella prima e seconda pelle della struttura sandwich del volante, si tratta di un pannello in materiale composito rinforzato con fibre di carbonio in una matrice polimerica termoindurente epossidica. Questa configurazione delle due fasi del composito è quella largamente diffusa per il settore automotive, dove si possono realizzare manufatti in questo tipo di materiale partendo da rotoli di fibra secca che vengono impregnati manualmente o in maniera automatizzata o da rotoli già pre-impregnati (in questo caso il materiale viene chiamato pre-preg). Il materiale viene poi tagliato nella forma desiderata e posto su di uno stampo avente geometria coincidente con quella da conferire al manufatto che si sta realizzando, trattando opportunamente la superficie dello stampo, che deve essere di un materiale adatto al ciclo termico di consolidamento della matrice, con apposite sostanze distaccanti.

Il passaggio successivo prevede, nel caso specifico di laminazione manuale (utilizzato nella realizzazione del laminato sandwich della struttura del volante), la chiusura dello stampo con il materiale non curato in un sacco da vuoto opportunamente sigillato, per essere poi sottoposto ad un ciclo di cura in autoclave mediante l'ausilio di temperatura e pressione specifici per il sistema stampo-resina-fibra, in un determinato intervallo di tempo dettato dalla reazione di polimerizzazione della resina termoindurente. Il materiale utilizzato per la realizzazione delle pelli esterne del

pannello sandwich è un pre-preg twill 2x2 600 grammi al metro quadro con fibra CF600 e resina ER432, mentre per il core di rinforzo si è utilizzato un pannello in schiuma espansa in PVC ad alta densità.

4.5 Preparazione del modello

4.5.1 Inserimento e modellazione della geometria

Per preparare il modello all'analisi strutturale, occorre estrarre il modello di superficie dall'ambiente CAD e salvarlo nel rispettivo formato ".STEP" per l'inserimento nel software FEM. Come già accennato in precedenza conviene procedere con un modello di superficie piuttosto che solido, in quanto la trattazione delle stratificazioni in materiale composito, che non presenta un comportamento isotropo, risulta adeguata per il componente in oggetto, senza la necessità di creare un modello solido, cosa che normalmente viene fatta per i manufatti in materiale isotropo. Come già detto in precedenza, una semplificazione ulteriore che viene fatta è quella di inserire solamente metà della superficie, sfruttando la simmetria rispetto al piano verticale, permettendo la realizzazione, a parità di elementi con il modello completo, una mesh di qualità superiore, ottenendo un miglior risultato dall'analisi. Dovendo introdurre nel modello le condizioni al contorno, vincoli e carichi legati al caso reale, sono state realizzate le seguenti divisioni sulla superficie:

- zona delle impugnature: superficie dove viene applicato il carico;
- zona dello sgancio rapido: superficie della flangia bullonata, dove verrà posto il vincolo;
- zona residua del pannello: superficie risultante dovuta alle due divisioni precedenti.

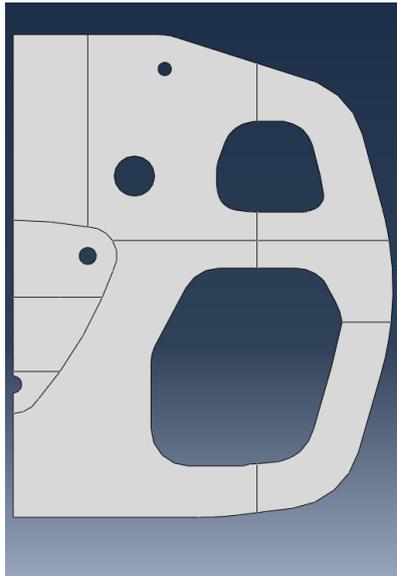


Figura 4.12: Suddivisione del modello in superficie

4.5.2 Modellazione dei dati del materiale

Il passaggio successivo consiste nell'andare a definire le proprietà del materiale: essendo la struttura sandwich composta da 2 materiali differenti (in questo caso un materiale isotropo per il core in PVC ed un materiale composito per le pelli esterne), occorre definire separatamente le proprietà del core e della lamina. Il primo va modellato creando dapprima il materiale stesso, inserendone le proprietà meccaniche caratteristiche di un materiale isotropo, quali il modulo di Young "E" ed il coefficiente di Poisson, reperibili dal datasheet del produttore.

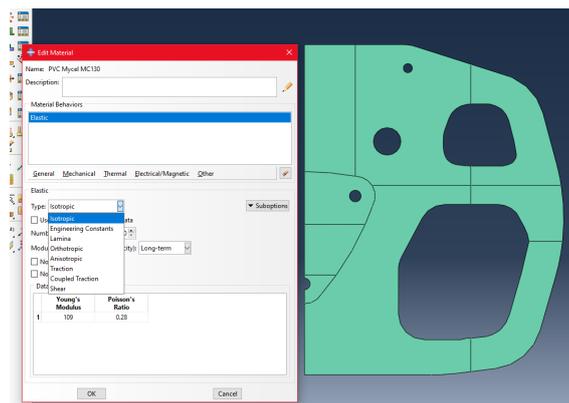


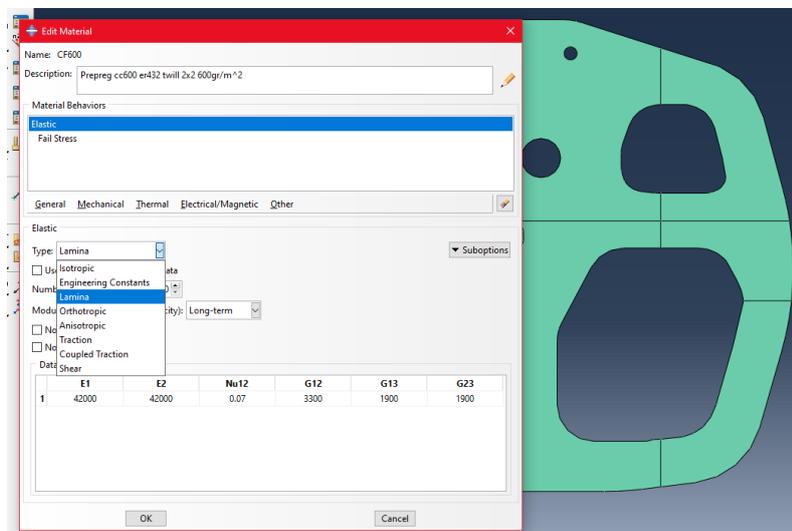
Figura 4.13: Inserimento dei dati sul materiale isotropo - core di rinforzo in PVC

Nella tabella sottostante vengono riportati i valori inseriti:

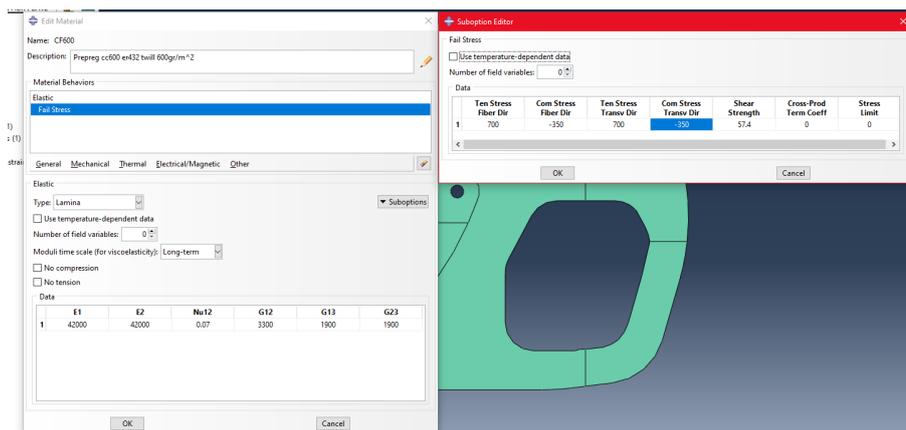
Dato	Valore
Modulo di Young E	109 MPa
Coeff. Poisson	0.28

Tabella 4.1: Scheda tecnica del core di rinforzo in PVC

Per il secondo devono essere forniti ulteriori dati, visto che il laminato va modellato usando la teoria della lamina ortotropa, dove occorre specificare il modulo di Young nelle due direzioni in cui si sviluppano le fibre E_1 ed E_2 , il coefficiente di Poisson nel piano ν_{12} , il modulo di taglio nel piano della lamina G_{12} e dei due tagli fuori dal piano G_{13} e G_{23} .



(a) Inserimento dati - lamina ortotropa



(b) Inserimento dati - sforzi di rottura

Figura 4.14: Inserimento dati del materiale composito

Nella tabella sottostante vengono riportati i valori inseriti:

Dato	Valore
E1	42 GPa
E2	42 GPa
Nu12 - Poisson nel piano	0.07
G12 - Taglio nel piano	3.3 GPa
G13 - Taglio fuori dal piano dir. 1	1.9 GPa
G23 - Taglio fuori dal piano dir. 2	1.9 GPa
σ_r^t dir. 1	700 MPa
σ_r^c dir. 1	-350 MPa
σ_r^t dir. 2	700 MPa
σ_r^c dir. 2	-350 MPa
Shear strenght	57.4 MPa

Tabella 4.2: Scheda tecnica pre-preg

Il software dà la possibilità di semplificare la modellazione del materiale composito attraverso la lamina, andando a semplificare le costanti elastiche caratteristiche del materiale, passando da 27 costanti a 6. Il modulo di Young nella direzione 3 non viene considerato in quanto non necessario dato che rappresenta la direzione normale al piano e, per quanto concerne i moduli di taglio, G12 risulta essere maggiore rispetto a G13 e G23 dato che questi ultimi avvengono fuori dal piano.

Con l'obiettivo di ottenere informazioni preliminari circa la rottura del materiale composito occorre utilizzare il criterio di crisi di TSAIW: non essendo il materiale isotropo, non si può utilizzare il criterio di Von Mises, dato che non si ha modo di correlare le σ delle varie direzioni; il criterio di crisi adotta un indice che varia da 0 ad 1, dove 1 indica la rottura del componente, con un comportamento esponenziale (per valori prossimi all'uno ci si trova in situazioni di rottura, mentre il valore 1 o maggiore indica una rottura effettiva del componente). Per l'utilizzo del suddetto criterio, vengono aggiunti i dati legati alle tensioni di rottura a trazione e compressione nelle due direzioni ortogonali in cui si sviluppa la fibra ed infine la shear strenght, ovvero la tensione di rottura a taglio nel piano.

4.5.3 Composite Layup

Il passaggio che segue l'inserimento dei dati è quello di andare a creare il composite layup, ovvero la stratificazione del componente, tipica di ogni manufatto in composito e caratterizzata dallo spessore, dal materiale e dall'orientazione del sistema di riferimento solidale alle fibre (qualora, come in questo caso, siano dirette lungo direzioni preferenziali e prestabilite).

Ply	Materiale	Spessore	Angolo di rotazione della terna solidale
1	CF600	0.6mm	0
2	CF600	0.6mm	45
3	CF600	0.6mm	0
4	CF600	0.6mm	0
5	CF600	0.6mm	45
6	CF600	0.6mm	0
7	PVC Mycel MC130	5	0
8	CF600	0.6mm	0
9	CF600	0.6mm	45
10	CF600	0.6mm	0
11	CF600	0.6mm	0
12	CF600	0.6mm	45
13	CF600	0.6mm	0

Tabella 4.3: Composite Layup della struttura sandwich del volante

4.5.4 Mesh

Prima di procedere all'inserimento delle condizioni al contorno e dei carichi occorre suddividere la geometria in elementi, andando a discretizzare l'intera superficie. Per l'analisi risulta necessario questo processo in quanto permette di poter calcolare le tensioni e le deformazioni elemento per elemento andando a fornire quello che è il comportamento complessivo del componente che si sta analizzando.

L'elemento, per una lamina 2D risulta essere una superficie avente 3 o 4 nodi, in base al tipo di elemento scelto in fase di creazione della mesh. In base alla scelta fatta si hanno diversi risultati e accuratezza: l'elemento a 3 nodi, definito anche *tri* o constant strain triangle element, è caratterizzato da un comportamento del tensore delle tensioni costante all'interno dell'elemento e, potendo potenzialmente differire dalla realtà proprio per questo motivo, l'analisi potrebbe essere soggetta ad una approssimazione tale da far differire il comportamento del componente reale con quello dell'analisi. L'elemento a 4 nodi invece, definito anche *quad* differisce dal tri proprio perché il tensore delle tensioni non ha comportamento costante all'interno dell'elemento, dando quindi un risultato più preciso rispetto alla stessa analisi ma rispetto ad un elemento tri.

Per la creazione della mesh occorre impostare correttamente alcuni parametri in modo da poter restituire un risultato accettabile, anche in base alle approssimazioni fatte rispetto al caso reale. Primo tra tutti occorre definire il tipo di elemento, successivamente devono essere scelti i parametri *seed* e *meshing method*: il primo rappresenta la densità dei punti che giacciono sul bordo della superficie dai quali partono le curve che delimitano gli elementi e questo parametro può essere definito in base al numero di seed per tratto di curva del bordo oppure in base alla lunghezza

del lato del singolo elemento sul bordo; il secondo indica in che modo si vanno a propagare gli elementi della mesh a partire dal bordo della superficie:

- free: la propagazione avviene liberamente, con l'opzione di minimizzazione della transizione degli elementi in fase di propagazione;
- structured: la propagazione avviene in maniera geometricamente strutturata in base alla topologia della regione, anche qui si ha l'opzione della minimizzazione della transizione degli elementi in fase di propagazione;
- sweep: la propagazione avviene tramite un bordo di partenza ed una traiettoria di propagazione degli elementi, come una feature di sweep all'interno di un ambiente di modellazione CAD.

Per la creazione della mesh, nel nostro caso, sono stati usati sia gli structured (in verde nella figura 4.18) che i free (in rosa) facendo attenzione ad impostare quest'ultima con algoritmo medial axis piuttosto che advancing front, dato che il primo algoritmo permette la creazione di mesh più precise andando a minimizzare le distorsioni degli elementi e a bilanciare il comportamento della propagazione, agendo sui seeds delle regioni adiacenti all'interno del modello e risulta più veloce rispetto al secondo nel re-meshing delle regioni in cui è già stata generata una mesh in precedenza per via dell'inserimento in memoria della precedente operazione di meshing della stessa regione. Il secondo permette la creazione di una mesh più leggera rispetto al primo, senza andare a modificare le propagazioni dai seed variandone leggermente la loro posizione (come accade nel medial axis), propagandosi dal bordo della superficie del modello e procedendo verso l'interno: la transizione della mesh risulta, in alcuni casi, più accettabile rispetto all'algoritmo precedente, ma riuscire a gestire la propagazione e la posizione dei seed in regioni particolarmente ristrette compromette la qualità della mesh.

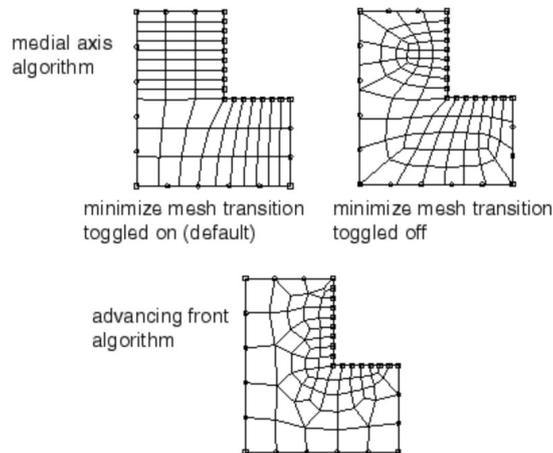


Figura 4.15: Mesh di tipo free con distinzione degli algoritmi

Per quanto concerne la metodologia di generazione di una mesh structured, essa, come già anticipato prima, si basa sulla topologia della regione, analizzando il numero di bordi del contorno della regione in cui generare la mesh, sulla presenza di fori, bordi o vertici isolati al suo interno e sulla presenza o meno di regioni adiacenti in cui la mesh è di tipo free: in base alla topologia ABAQUS gestisce al meglio quella che è la propagazione, andando a minimizzare di per se eventuali transizioni date da geometrie complesse o dalla presenza di elementi isolati all'interno della regione. Qualora la regione in cui si realizza una mesh structured abbia una regione adiacente con mesh di tipo free, ABAQUS si riserva la possibilità di andare a modificare il pattern dei seed nel bordo della frontiera di regione condiviso per permettere un corretto aggiustamento della posizione dei nodi tra le due, andando così a non far coincidere i nodi con i seed.

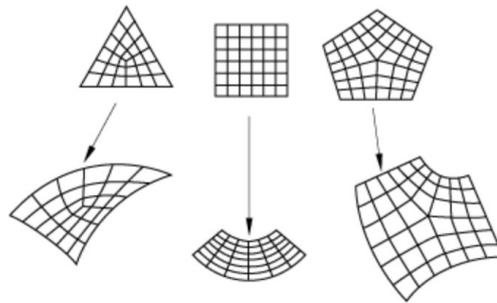


Figura 4.16: Mesh di tipo structured

Per quanto concerne l'uniformità della mesh tra le varie regioni, a volte occorre suddividere in ulteriori sotto-regioni il modello da analizzare, sia per esigenze legate ad una inappropriata transizione degli elementi tra o internamente alle regioni, sia se la mesh risultante si discosta in maniera evidente rispetto alla geometria: nel caso del metodo structured potrebbero crearsi degli elementi che risultano invalidi come nella figura sottostante andando a compromettere l'analisi stessa. Per ovviare a tale problematica si possono aggiustare le posizioni dei seed, ridefinire i contorni della regione, ma soprattutto si possono attuare delle divisioni con lo scopo di evitare questa tipologia di problema ottenendo un miglior risultato.

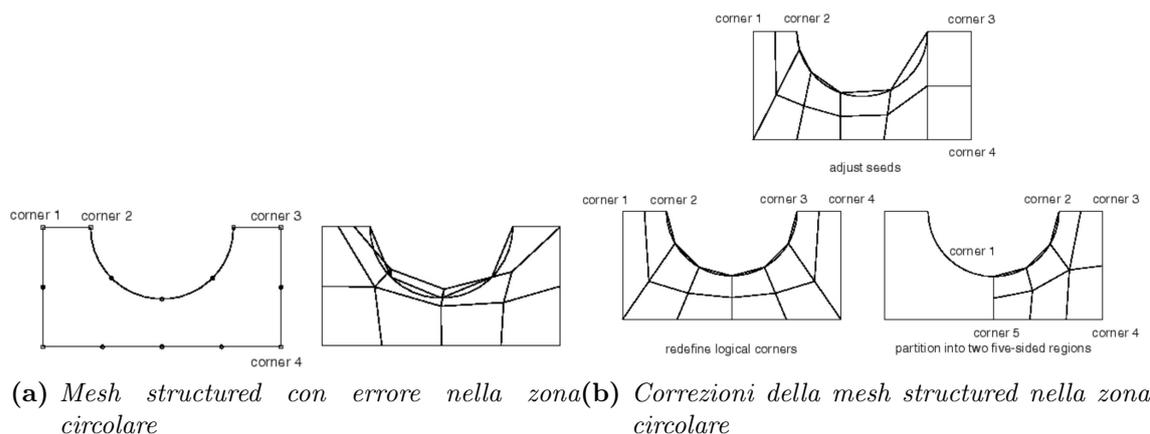


Figura 4.17: Partizionamento geometrie per la correzione degli errori della mesh

Per i motivi appena citati, sono state applicate delle divisioni nel modello (riscontrabili nella figura 4.12), nelle quali sono state generate diverse tipologie di mesh, usando la metodologia structured (in verde) e la metodologia free con algoritmo medial axis (in rosa), ottenendo una mesh globale accettabile.

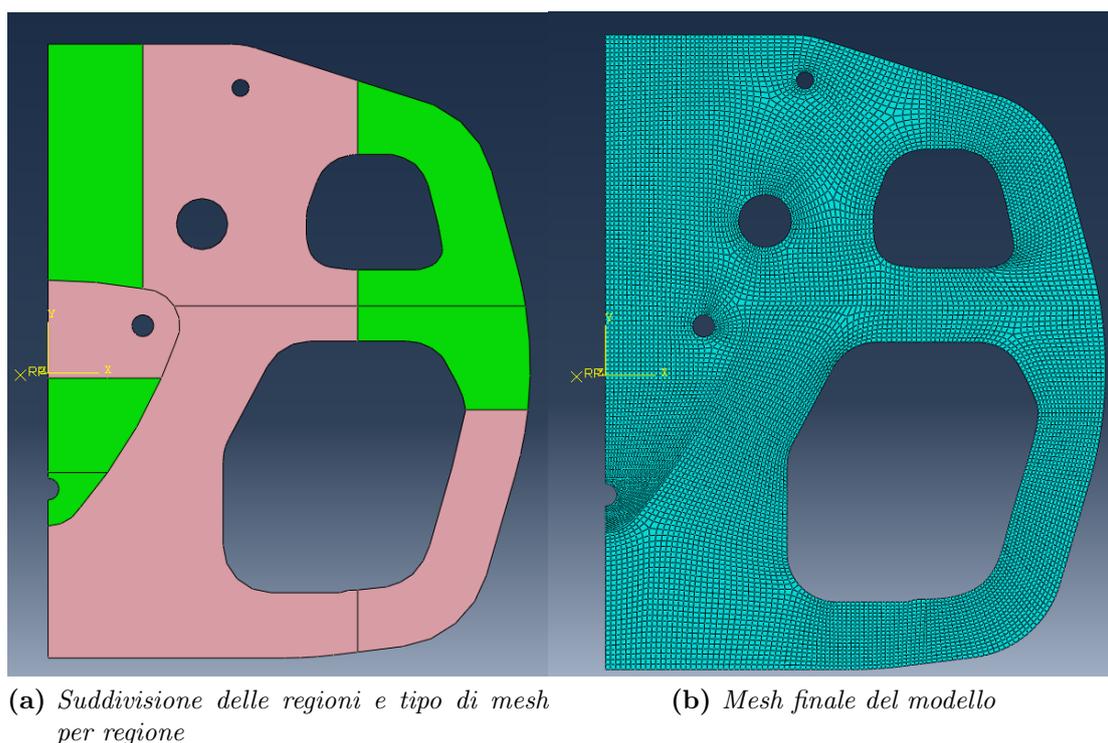


Figura 4.18: Suddivisione delle regioni per tipo di mesh e risultato finale

4.6 Analisi

Prima dell'inserimento dei carichi all'interno di ABAQUS occorre creare lo step successivo a quello iniziale dell'analisi stessa: è stato impostato il time period pari ad

1, mentre gli incrementi vanno da un minimo di 0.1 ad un massimo 1 con incrementi di 0.1 e rinominato in "Load". Procedendo, sono stati creati i carichi a cui è soggetto il volante in funzione dei dati raccolti dal comitato di gara della competizione tedesca in una precedente edizione[4]: sono state predisposte alcune vetture partecipanti ad una strumentazione standardizzata tra i vari candidati ed è stato analizzato un campione di piloti.

Driver	Sex	Height	Weight	Extended Nm (ft.lbs)	Mid Nm (ft.lbs)	Close Nm (ft.lbs)	Δ Delta Nm (ft.lbs)
MAT	F	183cm (66")	64kg (140 lbs)	34(25)	41(30)	41(30)	7(5)
CMM	F	173cm (68")	77kg (170 lbs)	34(25)	37 (27)	43(32)	9(7)
BAK	M	170cm (67")	70kg (155 lbs)	47(35)	41(30)	47(35)	0(0)
SAK	M	188cm (74")	64kg (140 lbs)	41(30)	47(35)	47(35)	7(5)
NJP	M	170cm (67")	59kg (130 lbs)	41(30)	47(35)	47(35)	7(5)
MAF	M	175cm (69")	77kg (170 lbs)	50(37)	61(45)	56(41)	5(4)
DHC	M	180cm (71")	73kg (160 lbs)	47(35)	68(50)	61(45)	14(10)
SKW	M	175cm (69")	68kg (150 lbs)	47(35)	61(45)	61(45)	14(10)
JAC	M	175cm (69")	64kg (140 lbs)	54(40)	61(45)	61(45)	7(5)
TMJ	M	190cm (75")	70kg (155 lbs)	50(37)	57(42)	61(45)	11(8)
YAY	M	175cm (69")	68kg (150 lbs)	54(40)	61(45)	68(50)	14(10)
AAS	M	183cm (72")	73kg (160 lbs)	68(50)	68(50)	68(50)	0(0)
JWW	M	175cm (69")	64kg (140 lbs)	50(37)	64(47)	70(52)	20(15)
SMF	M	183cm (72")	84kg (185 lbs)	71(52)	81(60)	81(60)	11(8)
JAS	M	175cm (69")	66kg (145 lbs)	50(37)	74(55)	84(62)	34(25)
PKF	M	175cm (69")	100kg (220 lbs)	66(49)	80(59)	88(65)	22(16)

Figura 4.19: Dati raccolti dal comitato di gara FSG

Dai dati raccolti, in assenza di misurazioni specifiche antecedenti all'anno di progettazione della vettura del Polimarche Racing Team, sono stati considerati validi i dati raccolti dal comitato di gara tedesco[4] per i carichi assiali e laterali, a cui sono stati aggiunti i carichi derivanti dalla modellazione della vettura, trattati nei precedenti capitoli:

- carico assiale e laterale: 660 N;
- coppia torcente: 41837 Nmm (dovuta all'effetto della trasmissione cardanica sulla coppia al pignone)

Per la rappresentazione dei carichi nel modello, il carico assiale è stato modellato con una pressione applicata alla superficie delle impugnature ed inserito nello step "Load".

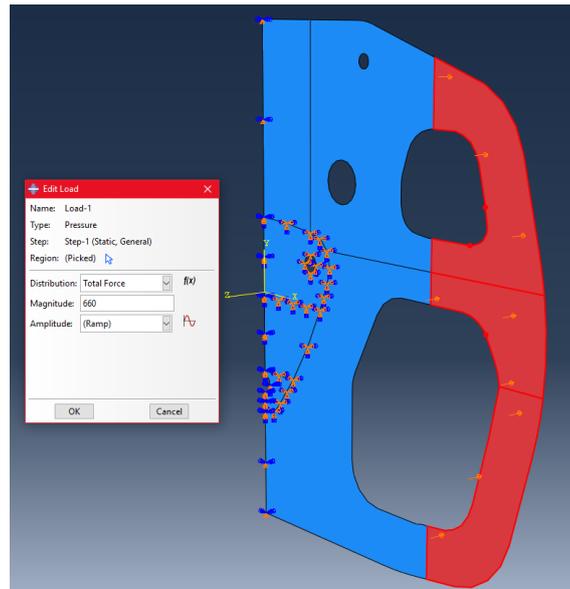


Figura 4.20: Carico assiale applicato al volante

Per la modellazione della coppia la procedura non è così immediata come per il carico assiale: dapprima occorre creare una nuova parte puntiforme, definita come *Reference Point* o RP, che servirà per creare un vincolo di coupling di tipo cinematico con la superficie delle impugnature; successivamente, sulla base del grado di libertà che viene vincolato con questo coupling cinematico, si applica la coppia concentrata al punto RP. Questa modellazione comporta una semplificazione del modello, andando ad agire sul comportamento delle deformazioni che interessano la regione del coupling:

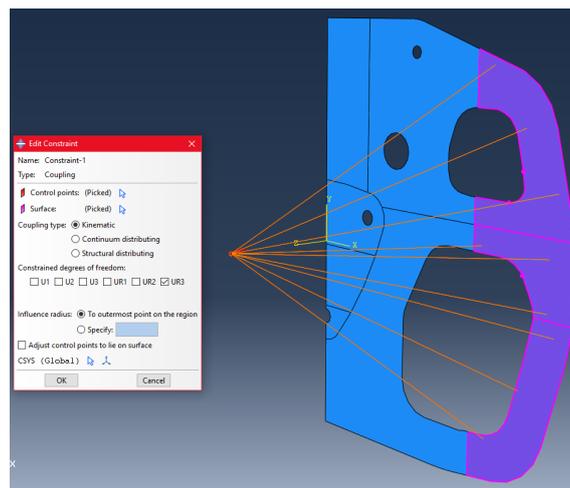


Figura 4.21: Vincolo di Coupling cinematico

questa tipologia di vincolo permette di vincolare rigidamente il moto degli elementi di una superficie al moto di un singolo punto. Scegliendo il grado di libertà da vincolare (nel nostro caso UR3, ossia la rotazione attorno alla direzione z), la

rotazione del punto attorno a z sarà collegata alla rotazione degli elementi della zona delle impugnature; applicando il carico al punto RP, esso viene applicato alla zona delle impugnature per mezzo del coupling cinematico. Viene inserito successivamente il carico al punto RP: è stato considerato un vettore momento concentrato, diretto lungo la direzione Z con verso dato dalle z positive ed inserito nello step "Load".

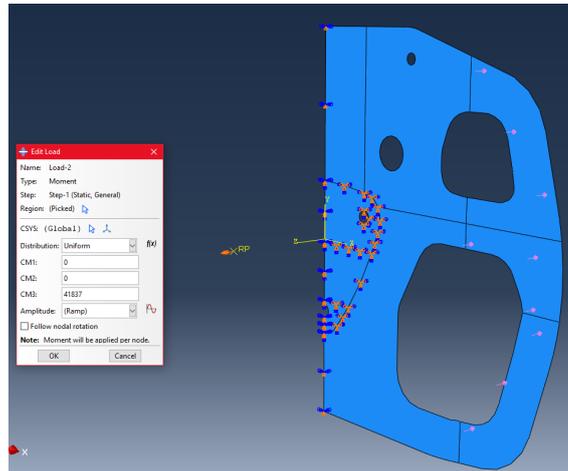
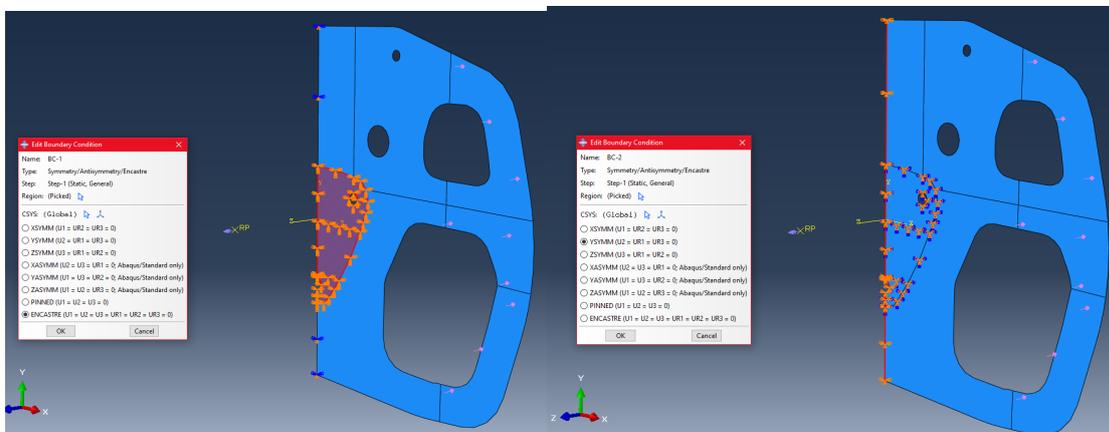


Figura 4.22: Coppia applicata al volante

Le condizioni al contorno da inserire nel nostro modello sono quello di incastro nella zona della flangia dello sgancio rapido e quello di simmetria rispetto al piano coordinato $O(y,z)$: sia il primo che il secondo si impostano da un elenco di vincoli pre-configurati chiamato *Symmetry/antisymmetry/encastre*, dove nel sotto-elenco si sceglie il vincolo *ENCASTRE* (incastro) per il primo, impostando il vincolo sulla superficie definita in precedenza, mentre per il secondo si sceglie *YSYMM* (simmetria rispetto alla Y), andando a selezionare la verticale data dalla divisione col piano di simmetria.



(a) Vincolo di incastro

(b) Vincolo di simmetria rispetto $O(y,z)$

Figura 4.23: Vincoli di incastro e simmetria

Una volta applicati i carichi e tutti i vincoli riferiti allo step desiderato, occorre impostare i valori che deve restituire l'analisi mediante l'apposita sezione chiamata "*Field Output Request*": riferendoci sempre allo step "Load" possiamo chiedere al solutore di inserire i risultati richiesti da progetto, ossia il comportamento delle tensioni (Stresses, S), delle deformazioni (Displacement, U) e della rottura del composito (Cfailure, TSAIW).

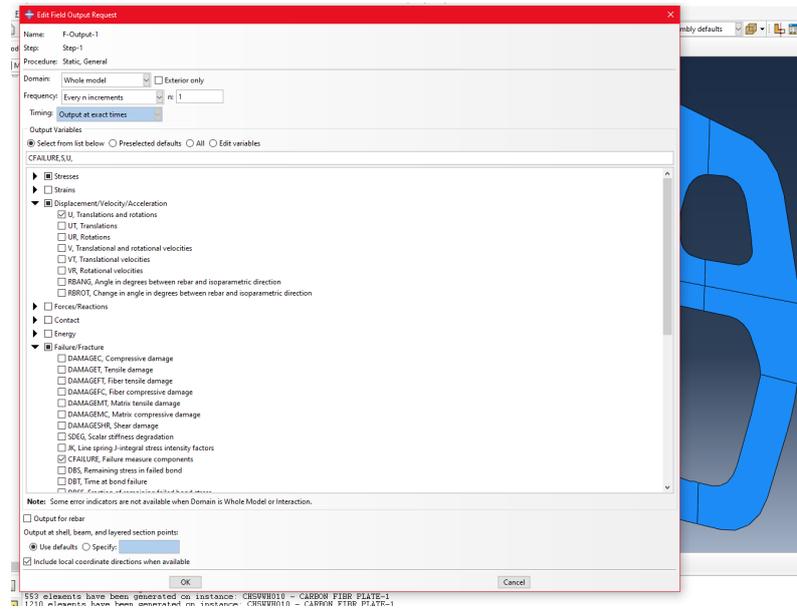
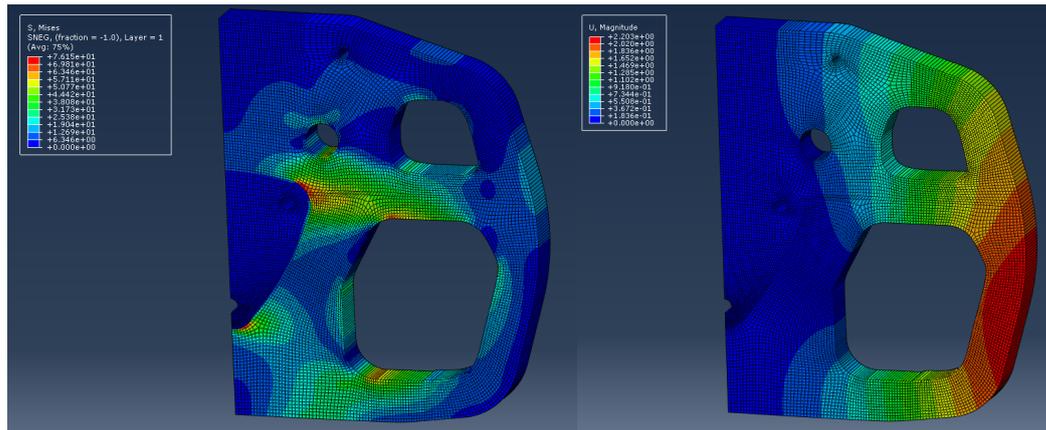


Figura 4.24: Inserimento dei Field Output

Il passaggio finale è quello di creare il Job, ossia l'analisi da eseguire per il modello comprensivo di tutte le informazioni sul materiale, sui carichi e sulle condizioni al contorno, nonché delle informazioni da richiedere per i risultati.

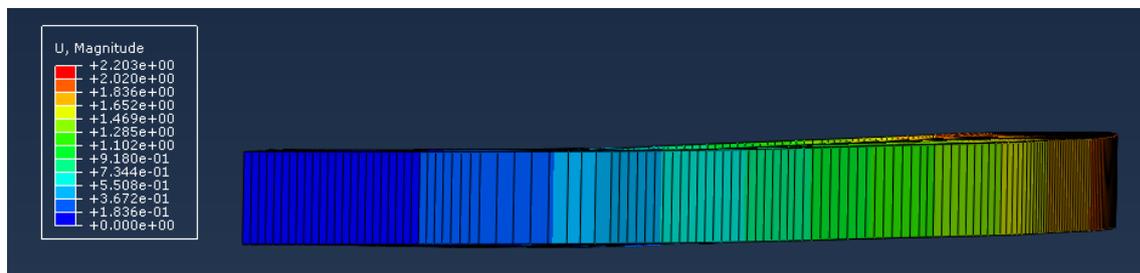
4.7 Risultati

Completata la simulazione il software ABAQUS restituisce una visualizzazione con spettro di colori che variano dal blu, per l'estremo inferiore, al rosso, per quello superiore, dei Field Output richiesti: essendo la visualizzazione fatta su un modello di superficie, per apprezzarne meglio l'entità della deformazione, è stato emulato virtualmente lo spessore di tutto il laminato e, dato che di default ABAQUS appone un fattore di scala alle deformazioni in modo automatico, per avere una visualizzazione coerente occorre riscalarlo ad un valore vicino all'uno (dove risulta, a volte, anche difficile notare le deformazioni stesse).



(a) Tensioni nel laminato

(b) Deformazione del laminato



(c) Deformazione del laminato - Vista superiore

Figura 4.25: Tensioni e deformazioni del laminato

Si può notare dalle figure e dai valori registrati che l'obiettivo di riduzione delle deformazioni assiali è stato completamente raggiunto, ottenendo una deformazione massima assiale di 2.2 mm e dei carichi che sono plausibili con il caso reale. Per quanto concerne la rottura del materiale, analizzata tramite l'indice TSAIW, non si registrano rotture nel laminato, dato che ci si attesta a valori massimi di 0.28.

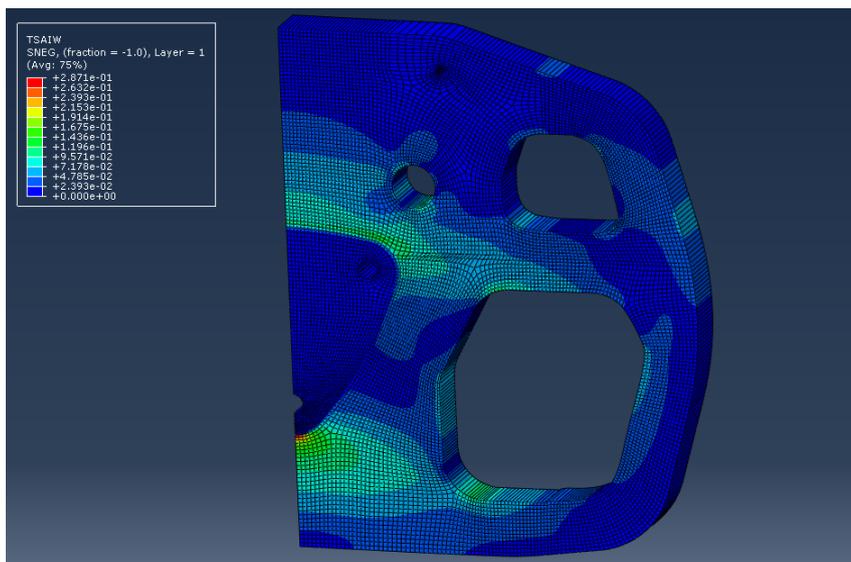


Figura 4.26: Indice TSAIW nel laminato

Capitolo 5

Cannotto di sterzo

5.1 Introduzione

Il supporto della colonna sterzo, detto anche "cannotto" di sterzo, ha lo scopo di mantenere in posizione gli elementi della colonna sterzo completa di giunto cardanico e volante vincolandoli al roll-bar frontale (Front Hoop) della struttura primaria della vettura. Il posizionamento e la forma del cannotto di sterzo sono state scelte in modo da soddisfare i requisiti di regolamento[2] in termini di ingombri e i requisiti ergonomici per permettere al pilota di non risentire troppo degli sforzi da esercitare durante la rotazione dello sterzo. Sfruttando il progetto della divisione Telaio, che ha lo scopo di individuare la miglior posizione di guida per il pilota, mediante una struttura in pannelli di legno sul quale si sono anche disegnati i riferimenti geometrici per il posizionamento degli elementi principali della struttura primaria, è stato costruito un apposito modulo, inclinabile dalla posizione verticale e mobile nel piano longitudinale della vettura, per meglio individuare la posizione del volante ottimale per il pilota.

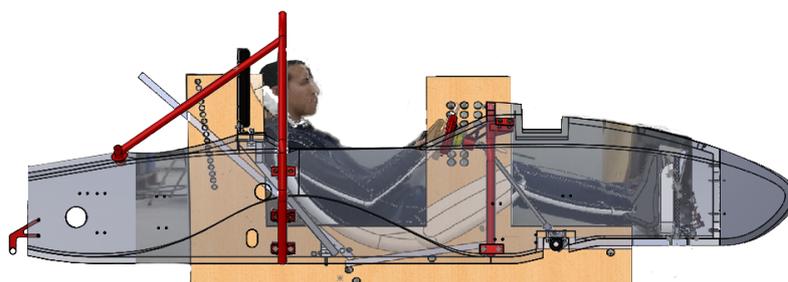


Figura 5.1: Modello in legno per lo studio ergonomico della posizione di guida

Da questa analisi, l'inclinazione ottimale del volante e del primo tratto di colonna (prima del giunto cardanico) è di 10 gradi in senso orario rispetto la verticale,

ottenendo quindi un'inclinazione del primo albero della colonna di 10 gradi rispetto l'orizzontale.

La colonna è calettata sul cannotto con due cuscinetti obliqui a sfere, sovradimensionati per l'applicazione in cui prendono parte, con lo scopo di mantenere coassiale il primo tratto fino al giunto cardanico con il tubo scelto. Il sovradimensionamento è anche dovuto ad una insolita ma funzionale motivazione: il tratto dello sgancio rapido in acciaio, da saldare al primo tratto di colonna di sterzo, ha una sezione con diametro pari al diametro esterno dell'anello interno del cuscinetto, fungendo da battuta, così come la superficie cilindrica del giunto cardanico, avente diametro pari a quello esterno dell'anello interno del cuscinetto. Questo comporta una doppia battuta che permette di evitare uno scorrimento lungo l'asse del primo tratto della colonna di sterzo dell'assieme volante+colonna. Per evitare lo scorrimento assiale dei due cuscinetti, è stato scelto un tubo di diametro interno minore di circa 1 decimo di mm, realizzato da un fornitore del team a partire da un tubo di dimensioni commerciali, in modo da accoppiare con interferenza i due cuscinetti al suo interno.

5.2 Modello CAD

Dopo aver realizzato il tubo in 25CrMo4 di diametro φ 30 mm e spessore 1.5 mm e posizionato correttamente nell'assieme della vettura in base all'inclinazione e posizione finale del volante rispetto al pilota nell'ambiente CAD, isolando il cannotto e il front hoop, sono state realizzate le piastre di collegamento tra questi. Le piastre di collegamento sono state realizzate in lamiera d'acciaio 25CrMo4 di spessore 3mm e provviste di alleggerimenti al fine di ridurre al minimo il peso del componente, senza inficiare sulla resistenza dello stesso quando soggetto ai carichi. Con lo scopo di facilitare le operazioni di saldatura, sono stati realizzati degli scassi sul tubo del cannotto e sulle lamiere di supporto, in modo da permettere un fissaggio preliminare all'operazione di saldatura.

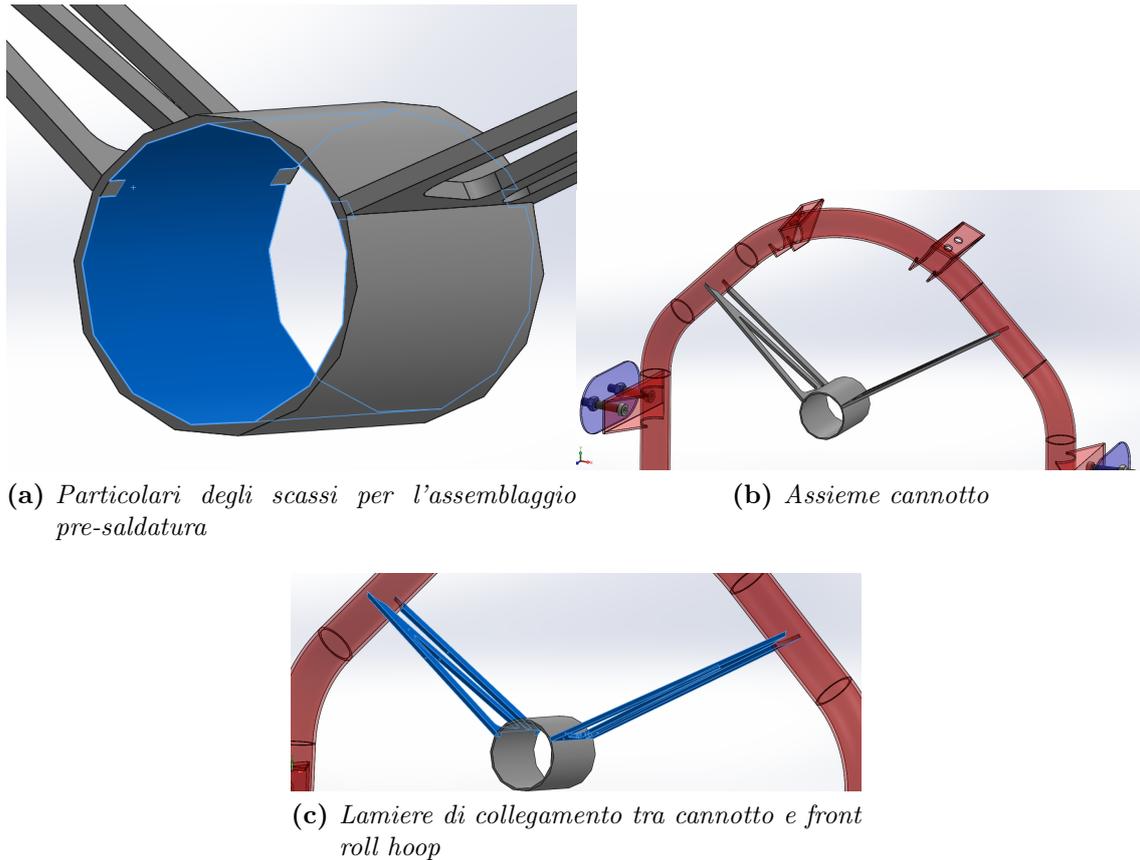


Figura 5.2: Lamiere di supporto del canotto con particolare dello scasso pre-saldatura

5.3 Analisi strutturale

Rispetto alla modellazione FEM del volante, il canotto di sterzo è realizzato in acciaio, quindi il materiale è isotropo ed occorre solamente il Modulo di Young ed il coefficiente di Poisson per modellarlo. Come per il volante, anche questo componente è stato modellato con corpi di superficie, ai quali è stato assegnato uno spessore in fase di definizione della sezione. Prima dell'inserimento in ABAQUS è stata estratta la superficie intermedia dello spessore delle due lamiere e del tubo del canotto attraverso apposite funzioni di superficie del software CAD Solidworks.

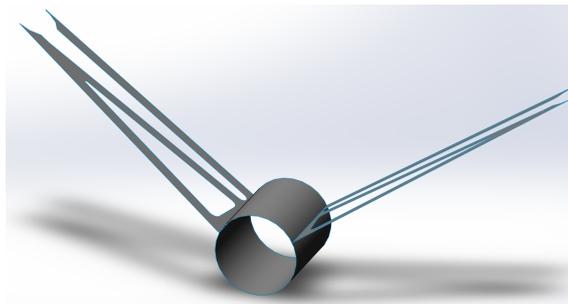


Figura 5.3: Modello a superfici del canotto di sterzo

Successivamente all'importazione del suddetto modello in ABAQUS, si sono svolte le stesse operazioni dell'analisi del volante:

- inserimento dei dati del materiale;
- definizione della sezione legata al materiale ed assegnata alla geometria;
- suddivisione delle regioni;
- creazione della mesh;
- creazione dello step successivo a quello iniziale;
- inserimento dei carichi legati allo step appena creato;
- definizione dei vincoli legati allo step appena creato;
- definizione dei field output;
- analisi.

Per quanto riguarda l'inserimento del materiale, come già specificato in precedenza, data l'isotropicità del 25CrMo4 usato per il cannotto, occorre inserire i due parametri per la modellazione del materiale: per il 25CrMo4 si ha un modulo di Young pari a 205000 MPa ed un coefficiente di Poisson pari a 0.28, da inserire nella sezione *Type - Isotropic* impostando come comportamento quello elastico.

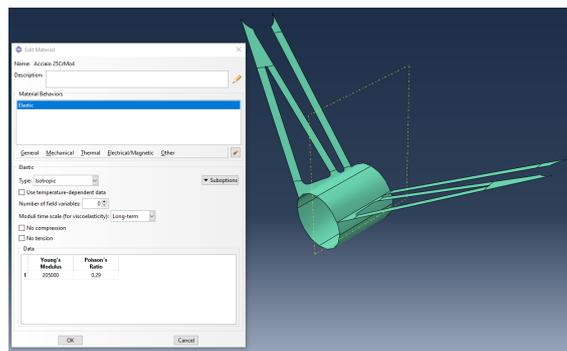
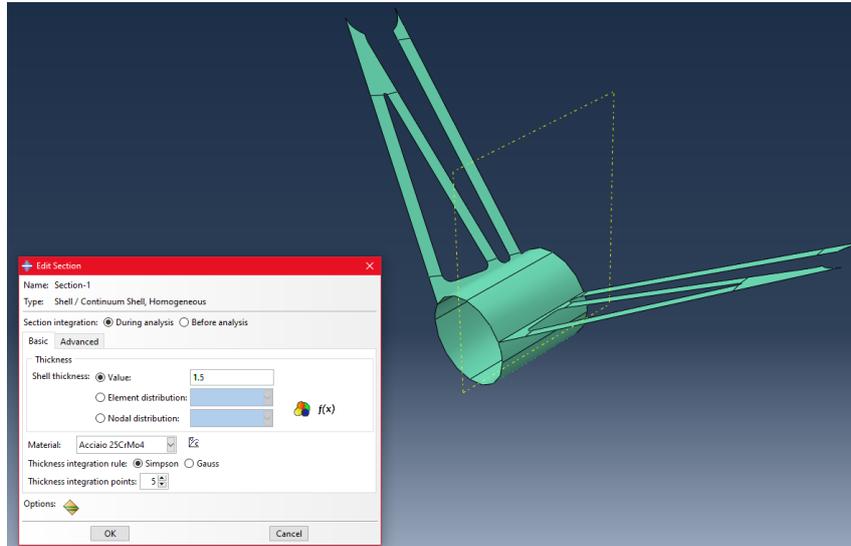


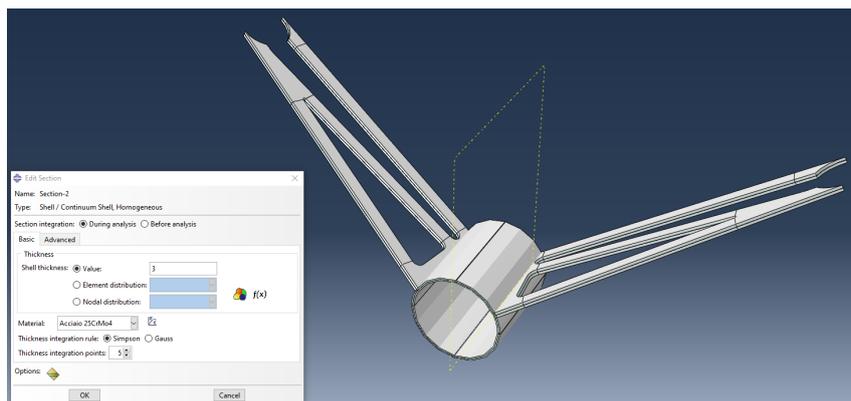
Figura 5.4: Inserimento dei dati del materiale 25CrMo4

Il passaggio successivo prevede la creazione della sezione associata alla geometria del cannotto, alla quale vengono riferite le proprietà del materiale: sono state create 2 sezioni differenti con le proprietà del 25CrMo4, di cui una legata al tubo, di spessore sezione pari a 1.5 mm e l'altra legata alle lamiere di spessore sezione pari a 3 mm. Per permettere la visualizzazione dello spessore dei componenti come è stato fatto già per i risultati della simulazione del volante, è stato attivato il rendering dello

spessore della sezione sia nello spazio di lavoro che nei risultati dell'analisi di questo componente.



(a) Assegnazione della sezione del tubo

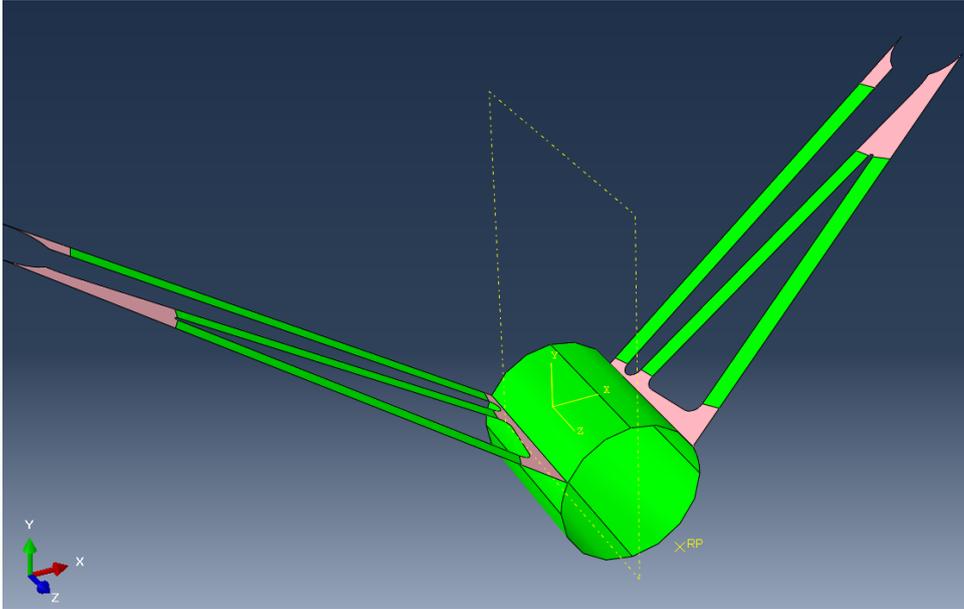


(b) Assegnazione della sezione delle lamiere

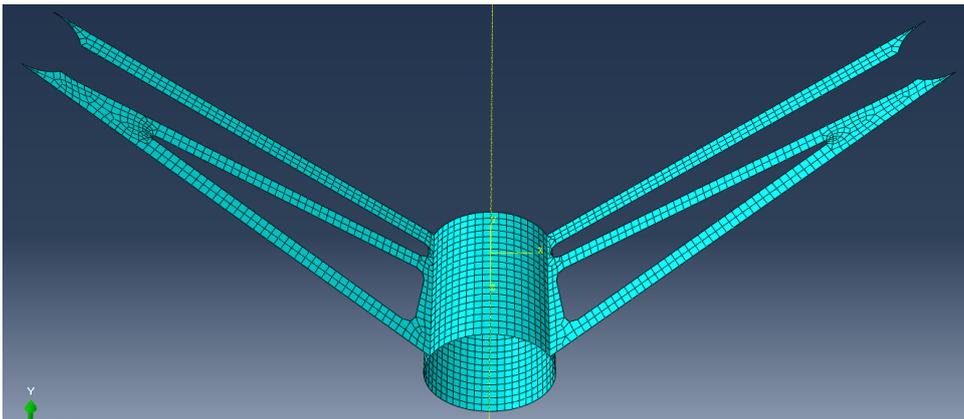
Figura 5.5: Assegnazioni delle sezioni associate al 25CrMo4

Procedendo alla creazione della mesh, senza che ci siano suddivisioni in regioni, la geometria non si presta alla creazione di una mesh con una disposizione uniforme di elementi e per tale motivazione sono state fatte delle suddivisioni sia dovute all'applicazione del carico laterale, andando a dividere il canotto rispetto al piano coordinato $O(y,z)$ creando l'apposito piano di divisione. Un'ulteriore divisione, data dal piano che contiene il corpo di superficie della lamiera di supporto, è stata necessaria per poter garantire un bordo comune per la creazione di seed sia per il tubo che per la lamiera di supporto, evitando dei risultati indesiderati per quest'ultima piuttosto che al tubo, la cui regione, come vedremo sotto, è caratterizzata da una mesh di tipo structured. La divisione finale prevede di sfruttare una regione rettangolare nei tre punti della lamiera risultanti dall'alleggerimento in modo da creare

una mesh, anche qui, di tipo structured. Le restanti regioni sono caratterizzate da una mesh di tipo free con algoritmo advancing front.



(a) *Assegnazione dei tipi di mesh*



(b) *Mesh finale del componente*

Figura 5.6: Mesh del componente canotto, con dettaglio delle tipologie di mesh adottate

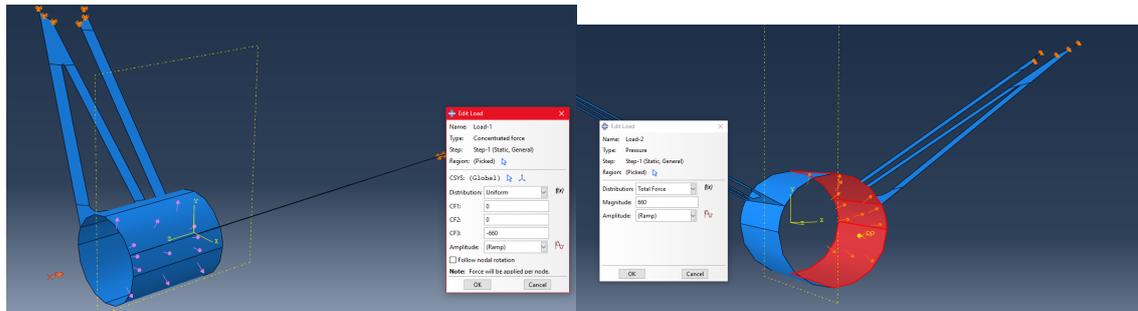
Come per il volante, è stato creato lo step dell'analisi successivo a quello iniziale, ma questa volta l'analisi avrà un solo incremento, data la semplicità del modello e delle sue caratteristiche. Al suddetto step sono stati richiesti, per i risultati dell'analisi, i Field Output di default, senza apporre modifiche, in quanto deformazioni e tensione equivalente di Von Mises risultano già presenti tra questo set di risultati predefinito.

Per la parte riguardante i carichi, sono stati adottati i 660 N assiali dell'analisi del volante e i 660 N laterali (dalla stessa fonte della competizione tedesca[4] già citata nel precedente capitolo).

Steering System Lateral (Radial) Forces

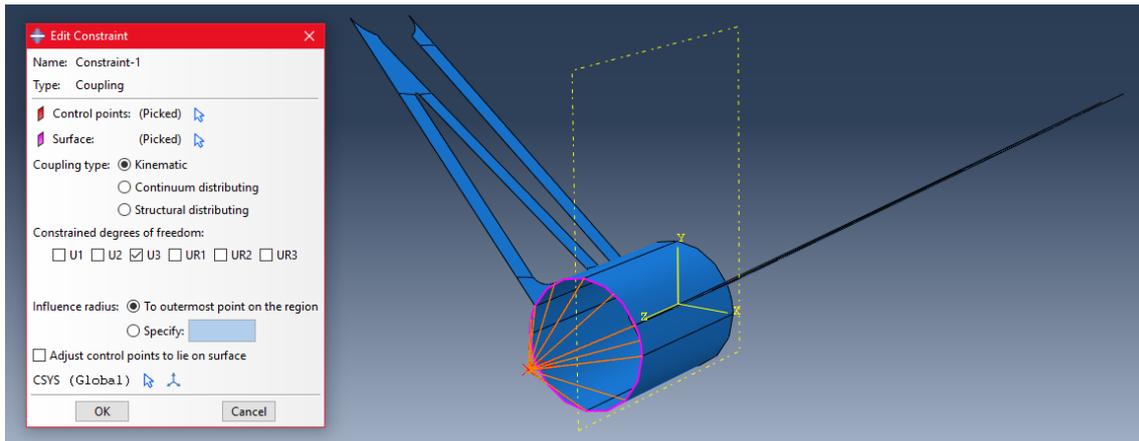


Steering system lateral (radial) forces are relatively small when the car is on the track, running at speed. However, that does not relieve you of the responsibility to mount your steering wheel & column in a workmanship like fashion. Any steering wheel / column should be able to withstand at least a 660 N (150 lb.) lateral (radial) force without failing.

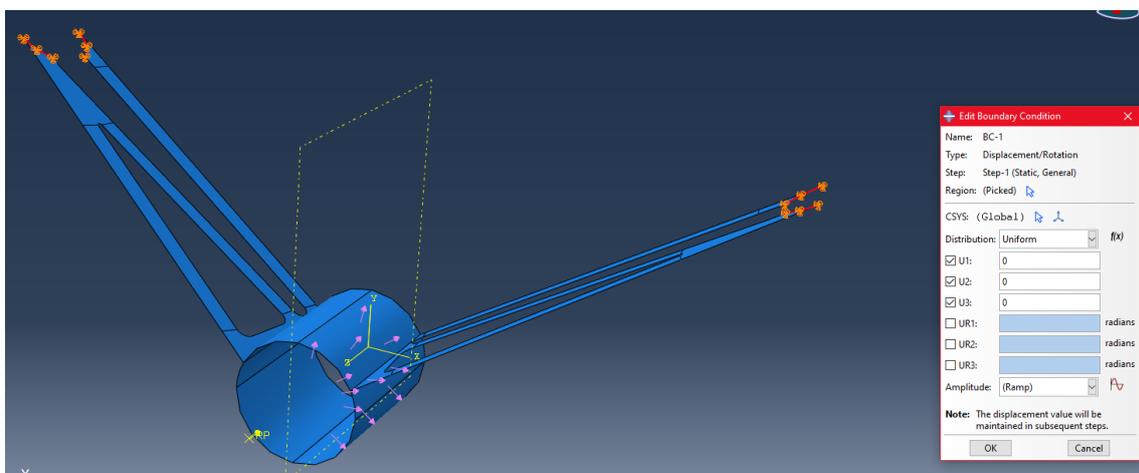
(a) *Carico laterale consigliato in fase di progettazione*(b) *Carico assiale*(c) *Carico laterale***Figura 5.7:** Carichi a cui è soggetto il cannotto di sterzo

Il carico assiale è stato applicato ad un punto RP collegato alla regione dei nodi della faccia frontale del tubo, per via della battuta data dalla parte maschio dello sgancio rapido, come carico concentrato; il carico laterale è stato modellato come pressione applicata sulla superficie interna del tubo, sul lato destro, con risultante 660 N.

Come già accennato per il punto RP al quale è stato applicato il carico assiale a cui è sottoposto il cannotto dello sterzo, anche qui è stato adottato un vincolo di coupling cinematico, legato alla direzione 3 (o Z), dato che ABAQUS ha impostato tale direzione parallela all'asse del tubo. Per la zona della saldatura tra le due lamiere ed il tubo non è stato applicato nessuna condizione al contorno, in quanto la geometria è stata importata già unita. Per quanto riguarda invece la saldatura tra le lamiere ed il tubo del front roll hoop, scegliendo la voce *Displacement/Rotation*, piuttosto che le condizioni al contorno predefinite del gruppo usato per l'analisi del volante, sono stati bloccati tutti gli spostamenti nelle 3 direzioni.



(a) Vincolo di coupling cinematico per il carico assiale



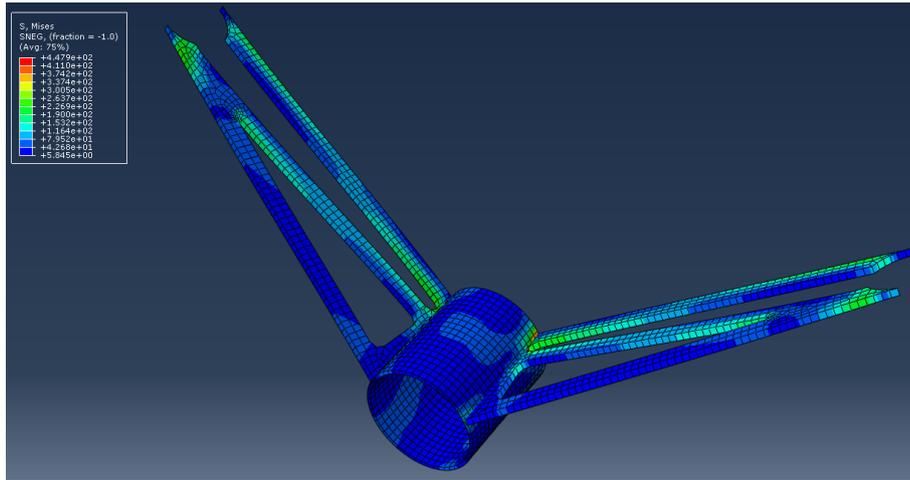
(b) Vincolo del collegamento al front roll hoop

Figura 5.8: Vincoli utilizzati per il canotto di sterzo

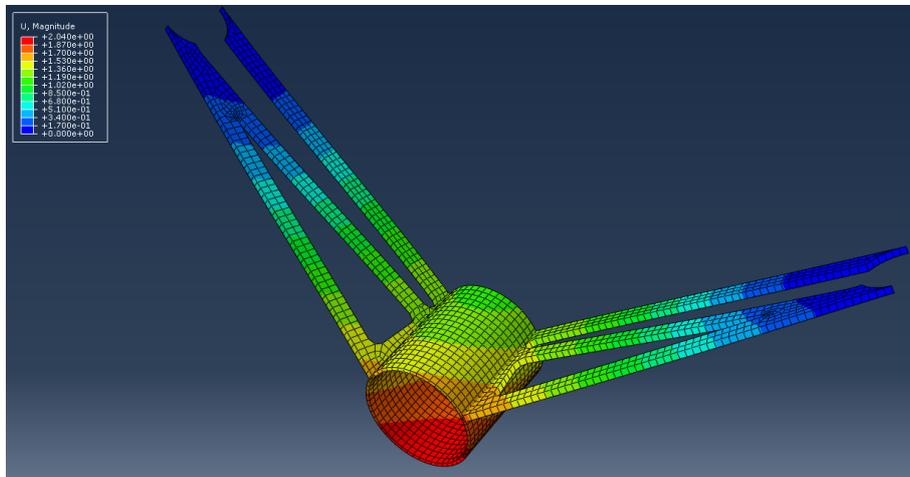
Infine è stato creato il job dell'analisi lasciando le impostazioni di default come per quelle del volante.

5.4 Risultati

Dai risultati dell'analisi svolta sul canotto di sterzo si ottiene che la geometria si deforma di appena 2.04 mm, mentre il componente resiste in quanto la tensione equivalente di Von Mises massima registrata durante l'analisi è minore della $\sigma_{ammissibile}$ (calcolata nel capitolo 3 e pari a 583.33 MPa), adottando lo stesso coefficiente di sicurezza adottato per l'analisi strutturale della colonna sterzo di 1.2.



(a) *Tensioni equivalenti di Von Mises del canotto dello sterzo per azione dei carichi assiale e laterale*



(b) *Deformazione del canotto di sterzo per azione dei carichi assiale e laterale*

Figura 5.9: Tensioni e deformazioni del canotto di sterzo

Capitolo 6

Produzione dei componenti

6.1 Produzione del Volante

Per la produzione del volante è stata adottata la tecnica di laminazione manuale, su di uno stampo piano in lamiera d'alluminio di 4mm, del prepreg e del materiale di rinforzo. Lo spessore della lamiera è giustificato per evitare deformazione di carattere flessionale che possano incurvare il manufatto in fase di cura in autoclave. Per procedere alla laminazione manuale occorre preparare le superfici di adesione dello strato più esterno della prima pelle con un apposito solvente chimico distaccante, il quale crea un film che permette il distaccamento (anche naturale) del manufatto per effetto del ritiro termico dovuto al raffreddamento e/o mediante l'ausilio di spatole o cunei. Una volta trattata la superficie si procede con la stesura degli strati di prepreg della prima pelle, secondo quello che è il ply-book (documento che racchiude tutte le informazioni relative al processo produttivo di laminazione del manufatto in composito). Prima di depositare il core in PVC viene depositato uno strato di film adesivo, con lo scopo di aumentare la coesione tra il ply di contatto con la superficie del core. Si procede con la stesura degli strati della seconda pelle ed infine con il posizionamento della piastra superiore, dato che il processo produttivo adottato non è quello della cura in autoclave ma della cura in pressa, dove il manufatto viene pressato meccanicamente e riscaldato dalle piastre della pressa. Successivamente alla cura del manufatto, viene realizzata la forma desiderata mediante water-jet, dove viene usato un getto d'acqua e materiale abrasivo ad alta pressione per penetrare il materiale da entrambe le parti, facendo attenzione a non iniziare il taglio nella zona del perimetro delle cavità o della forma esterna, dato che potrebbero insorgere fenomeni di de-laminazione degli strati di prepreg curato, a causa di una bolla che si genera per la incompleta penetrazione nel punto di ingresso del getto. La struttura viene successivamente munita delle impugnature, le quali vengono incollate mediante adesivo strutturale Loctite EA 9493 ed infine di sgancio rapido, elettronica, cablaggio

delle componenti elettroniche e relativo case, comprensivo di paddle per la cambiata.

6.2 Produzione della colonna di sterzo

Partendo dalla realizzazione dell'inserito che va ad accoppiarsi con il giunto cardanico, realizzato mediante operazione di tornitura per permettere l'accoppiamento dal lato del giunto cardanico e con il tubo, è stato poi realizzato un cilindro con due differenti diametri per permettere l'accoppiamento col tubo in 25CrMo4 e con il terminale scanalato Dallara. Una volta accoppiati mediante leggera interferenza, è stata applicata una saldatura per entrambi gli inserti in modo da assicurarne ulteriormente il fissaggio.

Spostandoci nella sezione della colonna di sterzo dal lato del volante, il componente maschio dello sgancio rapido è stato saldato al primo tratto di colonna mediante l'uso di un inserto cilindrico calettato al primo tratto e con la sporgenza avente diametro esterno leggermente maggiore del diametro interno della zona di accoppiamento del maschio dello sgancio (nell'ordine di qualche centesimo in modo da garantire un accoppiamento con interferenza). La saldatura finale è stata poi ripassata al tornio per avere una superficie cilindrica esterna uniforme, in modo da garantire l'inserimento dei cuscinetti.

6.3 Produzione del canotto di sterzo

Per quanto concerne il canotto di sterzo, partendo dal tubo di diametro esterno 30 mm e spessore 1.5 mm, sono stati realizzati gli scassi per l'accoppiamento con le lamiere alleggerite per poi essere saldato dapprima in quei punti, per stabilizzare il fissaggio, e successivamente il cordone è stato esteso a tutta la lunghezza del tubo in modo da congiungere correttamente la lamiera ad esso. La congiunzione con il front roll hoop è stata invece realizzata partendo da una lamiera che è stata successivamente tagliata al laser con estrema precisione, garantendo il fissaggio ai lati del tubo e nella zona circolare destinata all'accoppiamento con l'hoop mediante saldatura.

6.4 Assemblaggio

Le fasi di assemblaggio dell'assieme volante più colonna sterzo, sembrano banali, ma, per tutti gli accorgimenti presi in precedenza, soprattutto per il collegamento con il cardano e l'inserimento della colonna con i cuscinetti nel canotto, esiste un determinato ordine di assemblaggio da rispettare:

- per prima cosa occorre inserire i cuscinetti nel tubo mediante una pressa idraulica o andando a deformare termicamente il canotto, in modo da facilitare l'inserimento una volta raggiunta la temperatura desiderata, ma per via della saldatura, il processo potrebbe deformare le lamiere di supporto una volta raffreddato, impedendo la saldatura al front roll hoop e perciò si è preferito l'inserimento con una pressa idraulica facendo attenzione a non deformare le gabbie del cuscinetto a contatto con le parti della pressa in movimento;
- il passaggio successivo prevede il fissaggio del giunto cardanico, precedentemente forato con foro passante per entrambe le forchette all'altezza di quello presente nell'insero cilindrico di accoppiamento, permettendo un assemblaggio mediante vite con gambo rettificato e dado collegando le due sezioni della colonna con il giunto (per via della voce del regolamento[2] che prevede un sistema di antisvitamento delle giunzioni bullonate per il sistema sterzante della vettura);
- l'assieme della colonna sterzo calettata sul canotto di sterzo viene saldato sul front roll hoop e vengono accoppiati volante e scatola di sterzo, ottenendo infine l'assieme sterzo nella sua interezza, partendo dal volante fino ad arrivare alla scatola.

Capitolo 7

Conclusione e sviluppi futuri

Essendo la vettura che la squadra progetta, una diretta evoluzione delle vetture delle precedenti stagioni, sia il volante che la colonna di sterzo prevedono dei possibili sviluppi futuri, con l'obiettivo di ottimizzarne il peso, le caratteristiche meccaniche e gli aspetti funzionali che li caratterizzano.

7.1 Volante a guscio

Una delle possibili evoluzioni del volante trattato in questa tesi è quella relativa alla struttura del volante, che da piastra sandwich può essere realizzata in sola fibra di carbonio con matrice epossidica ed a guscio, prendendo spunto dai volanti delle massime categorie come la Formula E o le Formula 3, 2 ed 1. Ciò comporta una migliore integrazione delle componenti elettroniche, portando un notevole aggiornamento in termini di miglioramento del packaging e di riduzione del peso, nonché di miglioramento dell'interfaccia uomo-macchina eliminando il cruscotto ed integrandolo nel volante. Ultimo ma non meno importante come miglioramento è senza dubbio quello apportato alle qualità di resistenza e rigidità del volante finale in funzione del peso rispetto ad una lastra sandwich.



(a) Volante della Ferrari SF1000, squadra di F1 (b) Volante della Joanneum Racing Graz, squadra FSAE dell' UAS Graz

Figura 7.1: Esempi di volanti a guscio

7.2 Doppio giunto cardanico e coppia conica

Per ovviare alla problematica della variazione della coppia trasmessa per mezzo del singolo giunto cardanico, esiste la possibilità di eliminare la fluttuazione del rapporto di trasmissione accoppiando un secondo giunto cardanico al primo, oppure sostituendolo con uno doppio. Schematizzando un sistema con due giunti cardanici, siano essi disgiunti o congiunti, possiamo prendere in considerazione gli schemi trattati nel capitolo 3:

Giunto 1	Giunto 2
Angolo di rotazione (versore \hat{x}_1) $\rightarrow \gamma_1$	(versore \hat{x}_3) $\rightarrow \gamma_3$
Angolo di rotazione (versore \hat{x}_2) $\rightarrow \gamma_2$	(versore \hat{x}_4) $\rightarrow \gamma_4$
Angolo di apertura del giunto $\rightarrow \beta$	β'

Tabella 7.1: Valori caratteristici 2 giunti cardanici

Ruotando il giunto 2 di 90 gradi in verso antiorario rispetto al primo si ha $\gamma_2 = \gamma_3 - \frac{\pi}{2}$ $\gamma_3 = \gamma_2 + \frac{\pi}{2}$ Dalle proprietà goniometriche, dato un generico $\gamma + \frac{\pi}{2} = \frac{1}{\tan \gamma}$, possiamo riscrivere la tangente di γ_3 come: $\tan \gamma_3 = \tan(\gamma + \frac{\pi}{2}) = \frac{1}{\tan \gamma}$ Dalla relazione dei due angoli dello stesso cardano ($\tan \gamma_{out} = \cos \beta \tan \gamma_{in}$), avremo che $\gamma_4 = \cos \beta \frac{1}{\tan \gamma_2}$

Dividendo per β la relazione $\tan \gamma_2 = \cos \beta \tan \gamma_1$ ed elevando alla -1 si ottiene:

$$\frac{1}{\tan \gamma_1} = \frac{\cos \beta}{\tan \gamma_2} = \tan \gamma_4 = \frac{1}{\tan \gamma_1} = \tan(\gamma_1 + \frac{\pi}{2})$$

da cui si osserva che l'albero motore ha uno sfasamento pari a 90 gradi rispetto a quello condotto e proprio per questo motivo il sistema di due giunti risulta essere omocinetico, ossia costante e pari a 1 nel tempo. Un altro sistema per eliminare la fluttuazione del rapporto di trasmissione è quello di adottare una coppia conica, che, se ben progettata, comporta anche un'ottimizzazione del packaging dell'assieme sterzo.

7.3 Miglioramento del modello di partenza

Un'ulteriore miglioramento nel processo di progettazione delle componenti trattate in questo lavoro di tesi è sicuramente il miglioramento del modello iniziale della vettura, che prevede l'adozione di un modello multibody accurato della vettura capace di simulare un tracciato intero di Endurance con lo scopo di ricercare i carichi desiderati in funzione della reale geometria della sospensione. Tale modello permette di considerare un comportamento degli pneumatici vicino alla realtà, grazie alla modellazione dei suddetti tramite dati sperimentali reperibili da consorzi di sperimentazione dedicati. In questo modo si ha una maggiore sensibilità di quello che realmente accade tra la sospensione e la scatola sterzo, permettendo una più accurata ricerca del carico da utilizzare in fase di progettazione.

Bibliografia

- [1] M. CALLEGARI, P. FANGHELLA, AND F. PELLICANO, *Meccanica applicata alle macchine*, Città Studi, 2013.
- [2] F. S. G. B. COMMITTEE, *Fs rules 2020*, 2020.
- [3] L. DEMEIO, *Elementi di meccanica classica per l'ingegneria*, Città Studi, 2016.
- [4] S. FOX, *Cockpit control forces - or - how robust do driver controls really need to be?*, 2010.
- [5] W. F. MILLIKEN, D. L. MILLIKEN, ET AL., *Race car vehicle dynamics*, vol. 400, Society of Automotive Engineers Warrendale, PA, 1995.

Script Matlab

In questa sezione dell'appendice viene implementato il codice MatLab per l'esecuzione dei calcoli di progettazione, suddiviso in 3 sezioni:

- Determinazione della coppia al pignone della scatola sterzo;
- Modellazione del comportamento della trasmissione cardanica;
- Verifica strutturale della colonna.

.1 Coppia al pignone della scatola sterzo

```
1      %% Import data from text file
2      % Script for importing data from the following text file:
3      %
4      %   filename: C:\Users\marco\OneDrive - Universit\`a ...
           Politecnica delle Marche\Documenti\MATLAB\SCRIPT ...
           STERZO %TESI\END_AUS_GER.csv
5      %
6      % Auto-generated by MATLAB on 14-Oct-2020 10:29:15
7
8      %% Setup the Import Options and import the data
9      opts = delimitedTextImportOptions("NumVariables", 6);
10
11     % Specify range and delimiter
12     opts.DataLines = [2, Inf];
13     opts.Delimiter = ";";
14
15     % Specify column names and types
16     opts.VariableNames = ["ElapsedDistancem_AUS", ...
           "LateralAccelerationms2_AUS", ...
           "LongitudinalAccelerationms2_AUS", ...
           "ElapsedDistancem_GER", ...
           "LateralAccelerationms2_GER", ...
           "LongitudinalAccelerationms2_GER"];
```

```
17     opts.VariableTypes = ["double", "double", "double", ...
18         "double", "double", "double"];
19
20     % Specify file level properties
21     opts.ExtraColumnsRule = "ignore";
22     opts.EmptyLineRule = "read";
23
24     % Specify variable properties
25     opts = setvaropts(opts, ["ElapsedDistancem_AUS", ...
26         "LateralAccelerationms2_AUS", ...
27         "LongitudinalAccelerationms2_AUS", ...
28         "ElapsedDistancem_GER", ...
29         "LateralAccelerationms2_GER", ...
30         "LongitudinalAccelerationms2_GER"], ...
31         "DecimalSeparator", ",");
32
33     % Import the data
34     %tbl = readtable("C:\Users\marco\OneDrive - Universit\`a ...
35         Politecnica delle Marche\Documenti\MATLAB\SCRIPT ...
36         STERZO %TESI\END_AUS_GER.csv", opts);
37
38     %% Convert to output type
39     ElapsedDistancem_AUS = tbl.ElapsedDistancem_AUS;
40     LateralAccelerationms2_AUS = tbl.LateralAccelerationms2_AUS;
41     ElapsedDistancem_GER = tbl.ElapsedDistancem_GER;
42     LateralAccelerationms2_GER = tbl.LateralAccelerationms2_GER;
43
44     %% Clear temporary variables
45     clear opts tbl;
46
47     %% Renaming variables
48     dp_AUS = ElapsedDistancem_AUS; %(dp_AUS= distanza ...
49         percorsa Endurance Austria);
50     alat_AUS = LateralAccelerationms2_AUS; ...
51         %(alat_AUS=accelerazione laterale Endurance Austria);
52     dp_GER = ElapsedDistancem_GER; %(dp_AUS= distanza ...
53         percorsa Endurance Germania);
54     alat_GER = LateralAccelerationms2_GER; ...
55         %(alat_AUS=accelerazione laterale Endurance Germania);
56
57     %% Calcolo vettore forza
58     mv=231; %massa vettura
59     mp=80; %massa pilota
60
61     Flat_AUS=(mv+mp)*alat_AUS; %vettore forza laterale Austria
62
63     Flat_GER=(mv+mp)*alat_GER; %vettore forza laterale Germania
```

```

51
52      %% Definizione del valore massimo e minimo di forza ...
           laterale AUS e GER, con relativo indice
53      [Flat_AUS_max,idx]=max(Flat_AUS) %massimo valore della ...
           forza totale e relativa posizione nel vettore ...
           colonna_AUS
54      [Flat_AUS_min,idx]=min(Flat_AUS) %minimo valore della ...
           forza totale e relativa posizione nel vettore ...
           colonna_AUS
55      [Flat_GER_max,idx]=max(Flat_GER) %minimo valore della ...
           forza totale e relativa posizione nel vettore ...
           colonna_GER
56      [Flat_GER_min,idx]=min(Flat_GER) %minimo valore della ...
           forza totale e relativa posizione nel vettore ...
           colonna_GER
57
58      %% Definizione di forza laterale critica AUS e GER, ...
           generale e individuazione del punto
59      Flat_AUS_max_ass=abs(Flat_AUS_max) %valore assoluto ...
           della forza laterale critica massima_AUS
60      Flat_GER_max_ass=abs(Flat_GER_max) %valore assoluto ...
           della forza laterale critica massima_GER
61      Flat_AUS_min_ass=abs(Flat_AUS_min) %valore assoluto ...
           della forza laterale critica minima_AUS
62      Flat_GER_min_ass=abs(Flat_GER_min) %valore assoluto ...
           della forza laterale critica minima_GER
63
64      Flat_abs_AUS_GER=[Flat_AUS_max_ass,Flat_GER_max_ass,
65      Flat_AUS_min_ass,Flat_GER_min_ass] %matrice dei valori ...
           assoluti
66
67      Flat_crit=max(Flat_abs_AUS_GER) %valore critico della ...
           forza laterale tra AUS e GER
68
69      dcl_AUS=dp_AUS(801,1) %punto critico del tracciato AUS ...
           relativo a dove si registra la forza laterale massima
70      dcl_GER=dp_GER(3469,1) %punto critico del tracciato AUS ...
           relativo a dove si registra la forza laterale massima
71
72      %% Calcolo del momento Mz
73      bl=0.01 %braccio longitudinale o mechanical trail [m]
74      mks=0.042203 %braccio longitudinale tra lo snodo del ...
           braccio di sterzo e l'uniball inferiore [m]
75      Δ=3 %angolo Kingpin [deg]
76      alfa=5 %angolo caster [deg]
77      Mz_AUS=(Flat_AUS*(bl*cos(alfa))) %momento di sterzo ...
           austria [Nm]

```

```
78     Mz_GER=(Flat_GER*(bl*cos(alfa))) %momento di sterzo ...
      germania [Nm]
79     Mz_crit=(Flat_crit*(bl*cos(alfar))) %momento di sterzo ...
      critico [Nm]
80     Fs_a_AUS=(Mz_AUS)/(mks*cos(alfa)) %Forza sul braccetto ...
      di sterzo Austria [N]
81     Fs_a_GER=(Mz_GER)/(mks*cos(alfa)) %Forza sul braccetto ...
      di sterzo Germania [N]
82     Fs_a_crit=(Mz_crit)/(mks*cos(alfa)) %Forza sul braccetto ...
      di sterzo critico [N]
83
84     %% Calcolo del momento Mp
85     dp=13.7 %diametro del pignone della scatola sterzo [mm]
86     Mp_AUS=Fs_a_AUS*((dp/1000)/2) %Momento al pignone della ...
      scatola sterzo Austria [Nm]
87     Mp_GER=Fs_a_GER*((dp/1000)/2) %Momento al pignone della ...
      scatola sterzo Germania [Nm]
88     Mp_crit=Fs_a_crit*((dp/1000)/2) %Momento al pignone ...
      della scatola sterzo critico[Nm]
```

.2 Comportamento della trasmissione cardanica

```

1      %% Modellazione giunto cardanico
2      beta_g = 42.5; %angolo di inclinazione del giunto [gradi]
3      rgc = 3; %raggio giunto rardanico [mm]
4      gamma1_g = 0; %phil iniziale [gradi]
5      gamma1_min_g = -180; %minimo dell' escursione del giunto ...
        [gradi]
6      gamma1_max_g = 180; %massimo dell' escursione del ...
        giunto [gradi]
7      nc = 360; % numero di intervalli della rotazione del ...
        giunto (nc tendente a 1 implica curve meno precise)
8
9      %_____ %
10     %Vettori vuoti
11     %_____ %
12     gamma1gg = [];
13     gamma2gg = [];
14     taucardg = [];
15
16     %_____ %
17     beta = ((beta_g/180)*pi) ; %angolo di inclinazione del ...
        giunto [rad]
18     gamma1_i = ((gamma1_g/180)*pi) ; %phil iniziale [rad]
19     gamma1_min = ((gamma1_min_g/180)*pi) ; %minimo dell' ...
        escursione del giunto [rad]
20     gamma1_max = ((gamma1_max_g/180)*pi) ; %massimo dell' ...
        escursione del giunto [rad]
21     nc1 = nc + 1;
22     cb = cos(beta); %coseno beta
23     cb2 = (cb * cb);%coseno beta al quadrato
24
25     for i = 1:1:nc1 %ciclo for di riempimento vettori
26
27         gamma1 = gamma1_i + gamma1_min + ((( gamma1_max - ...
            gamma1_min ) * (i-1)) / nc ); %phil [rad]
28         gamma1g = ((gamma1/pi)*180); %gamma1 [gradi]
29         sg1 = sin(gamma1); % seno gamma1
30         sg12 = (sg1 * sg1); % seno gamma1 al quadrato
31         cg1 = cos(gamma1); % coseno gamma1
32         cg12 = (cg1 * cg1); % coseno gamma1 al quadrato
33         tang1 = tan(gamma1); % tangente di gamma1
34         if gamma1 == 0
35             gamma2 = 0;
36             tang2 = tan(gamma2);

```

```
37     else
38     tang2 = (tang1 * cb); % tangente di gamma2
39     gamma2 = ((atan(tang2)) + ...
40         (pi*(gamma1/(abs(gamma1)))*(ceil((pi/2)+
41         (abs(gamma1))/(pi))-1))) ; %phi3[rad]
42     end
43     gamma2g = ((gamma2/pi)*180); %gamma2 [gradi]
44     tau = ((cb)/((sg12*cb2)+cg12));
45     gamma1gg = [gamma1gg,gamma1g];
46     gamma2gg = [gamma2gg,gamma2g];
47     taucardg = [taucardg,tau];
48
49     end
50     f13=figure(13);
51     cla; hold on; grid on;
52     plot(gamma1gg,gamma2gg , 'color','c');
53     title('gamma1 - gamma2');
54     xlabel('gamma1 [gradi]');
55     ylabel('gamma2 [gradi]');
56
57     f14=figure(14);
58     cla; hold on; grid on;
59     plot(gamma1gg,taucardg , 'color','c');
60     title('gamma1 - taucardano');
61     xlabel('gamma1 [gradi]');
62     ylabel('taucardano');
```

.3 Verifica strutturale e a fatica della colonna sterzo

```

1      sigmaL=700 %sigma limite di snervamento [MPa]
2      Xs=1.2 %coefficiente di sicurezza [/]
3      sigmaAmm=sigmaL/Xs %sigma ammissibile [MPa]
4      phiE=16 %diametro esterno tubo colonna sterzo [mm]
5      s=2 %spessore del tubo colonna sterzo [mm]
6      omega=pi*(phiE-(s/2))^2 %area settoriale x calcolo ...
          tensione tangenziale (Bredt) [mm^2]
7      tauz_AUS=0.5*((Mp_AUS*1000)/(omega*s)) %tensione ...
          tangenziale alla colonna Austria [MPa]
8      tauz_GER=0.5*((Mp_GER*1000)/(omega*s)) %tensione ...
          tangenziale alla colonna Germania [MPa]
9      sigmaVM_AUS=sqrt(3)*taz_AUS %sigma equiv Von Mises ...
          Austria [MPa]
10     sigmaVM_GER=sqrt(3)*taz_GER %sigma equiv Von Mises ...
          Germania [MPa]
11     sigmaVM_AUS_max=max(abs(sigmaVM_AUS))
12     sigmaVM_GER_max=max(abs(sigmaVM_GER))
13     tauz_AUS_crit=0.5*((Mp_crit*1000)/(omega*s)) %tensione ...
          tangenziale critica alla colonna [MPa]
14     sigmaVM_crit=sqrt(3)*taz_AUS_crit %sigma equiv Von ...
          Mises critica [MPa]
15
16     if sigmaVM_AUS>sigmaAmm
17         disp('Il componente non resiste alle condizioni di ...
                carico AUS')
18     else
19         disp('Il componente resiste alle condizoni di carico AUS')
20     end
21     if sigmaVM_GER>sigmaAmm
22         disp('Il componente non resiste alle condizioni di ...
                carico GER')
23     else
24         disp('Il componente resiste alle condizoni di carico GER')
25     end
26
27     %% Dimensionamento a fatica
28     sigmaLF1=500 %sigma limite di fatica del materiale [MPa]
29     Deq=0.37*(phiE)
30     b1=1.243*Deq^(-0.107) %coefficiente di forma
31     b2=0.85 %coefficiente relativo alla finitura superficiale
32     b3=1 %coefficiente relativo alla temperatura di utilizzo
33     b4=0.897 %coefficiente relativo alla percentuale di ...
          affidabilit\`a

```

```
34     sigmaLF=b1*b2*b3*b4*sigmaLF1 %sigma limite di fatica [MPa]
35
36     if sigmaLF>sigmaVM_AUS_max
37     disp('La sigma equivalente di Von Mises non supera il ...
          limite di fatica quindi si considera a vita infinita')
38     else
39     disp('La sigma equivalente di Von Mises supera il limite ...
          di fatica quindi si calcola la vita in cicli')
40     end
```

Software utilizzati

- **Dassault Systèmes™Solidworks®** : modellazione CAD dei componenti
- **Dassault Systèmes™Abaqus®** : simulazione FEM dei componenti
- **OptimumG™OptimumLap** : raccolta dei dati in input per la progettazione
- **MathWorks®MatLab®** : processing dei dati e modellazione matematica
- **P. Cignoni, M. Callieri, M. Corsini, M. Dellepiane, F. Ganovelli, G. Ranzuglia MeshLab**: an Open-Source Mesh Processing Tool: mesh smoothing della scansione 3D
- **EyeCue Vision Technologies LTD. Qlone**: scansione 3D del modello di impugnatura su misura per il pilota