

Università degli Studi di Padova

Dipartimento di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Progettazione, realizzazione e verifica del telaio del progetto Motostudent

Laureando

Nicolò Franceschini

Relatore

Prof. V. Cossalter

Correlatore

Prof. M. Massaro

ANNO ACCADEMICO 2015/2016

A Franceschini Francesco
Uomo d'onore e di rispetto
Che tanto mi ha insegnato

INDICE

CAP 1. La competizione Motostudent

CAP 2. Analisi dinamica Multibody della motocicletta

2.1 Introduzione a FastBike

2.1.1 Modellazione a corpi rigidi di una motocicletta

2.1.2 Modellazione dei corpi in FastBike

2.1.3 Le rigidità

2.2 Costruzione del modello della moto

2.2.1 Definizione della geometria della moto tramite poligono di chiusura

2.2.2 Definizione dei corpi e delle loro caratteristiche inerziali

2.3 Valutazione della stabilità e della maneggevolezza

2.4 Automatizzazione delle simulazioni tramite Matlab

2.5 Risultati delle simulazioni

2.5.1 Modi di vibrare

2.5.2 Simulazioni di maneggevolezza

2.6 Conclusioni

CAP 3. Twist Axis

3.1 Definizione e calcolo

3.2 Simulazione ESC in FastBike

3.2.2 Confronto tra ESC e dati sperimentali di varie motociclette sportive

3.3 Conclusioni

CAP 4. Progettazione e verifica del telaio

4.1 Modellazione e scelta dell'elemento per la meshatura

4.2 Calcolo delle rigidità, twist axis e modi di vibrare

4.2.1 Rigidità torsionale

4.2.2 Rigidezza flessionale

4.2.3 Twist Axis

4.3 Analisi resistenza statica

4.3.1 Prova di frenata

4.3.2 Prova di impennata

4.3.3 Prova di stoppie

4.3.4 Prova di urto contro un gradino

4.4 Analisi vita a fatica

4.3.1 Verifica a fatica del moto in curva

4.3.2 Verifica a fatica per frenata/accelerazione

4.3.3 Verifica a fatica per le oscillazione della sospensione anteriore

4.5 Regolazioni di assetto permesse dal telaio

4.5.1 Regolazione dell'angolo di inclinazione dello sterzo

4.5.2 Regolazione del tiro catena

4.5.3 Regolazione dell'inclinazione del motore

4.5.4 Regolazione dell'attacco della pedane del pilota

4.6 Conclusioni

CAP 5. Conclusioni e sviluppi futuri

Bibliografia

Ringraziamenti

CAPITOLO 1

La competizione Motostudent

Motostudent è una competizione studentesca nata nel 2009 in Spagna. Giunta alla sua quarta edizione, vede la partecipazione di più di 50 team di studenti di Università di tutto il mondo. L'obiettivo è progettare e costruire un prototipo di moto da corsa, che poi sarà messo in competizione al MotorLand di Aragon, circuito motoGP e SBK. L'evento è a ottobre 2016. Ci sono due categorie, motore a combustione e motore elettrico.

L'organizzazione limita il progetto con alcune linee guida e requisiti minimi per ridurre i costi, aumentare lo spettacolo e la sicurezza. L'obiettivo dei team è realizzare una moto che superi tutti i test a cui viene sottoposta, sia da sola che rispetto a quelle degli altri team.

Oltre alla progettazione e realizzazione, la sfida che Motostudent lancia ai team è anche quella di pianificare la produzione di 600 esemplari recitando quindi la parte di un'azienda motociclistica. La



moto è destinata al pubblico di massa, perciò la sfida non riguarda solo l'aspetto ingegneristico ma anche il modello di business.

La competizione è divisa in due parti. Nella prima parte, denominata MS1, si tiene conto dell'innovazione tecnologica, dell'efficacia del business plan e dell'organizzazione della produzione. I punti essenziali che vengono valutati sono:

- L'introduzione di innovazioni tecnologiche rispetto alle precedenti edizioni e all'attuale stato dell'arte della produzione motociclistica (sia nel progetto della piccola serie, sia nel prototipo).
- La progettazione in dettaglio del processo di costruzione in serie, gestendo costi, risorse umane e materiali. Il risultato deve essere idealmente un pacchetto vendibile ad un'azienda del settore, pronto per la messa in produzione.
- La verifica e la giustificazione di ogni scelta progettuale e/o di ogni componente, con analisi fluidodinamiche, verifiche statiche, dinamiche e a fatica.
- Lo studio della dinamica della motocicletta e le sue prestazioni.

La seconda parte, chiamata MS2, invece consiste in una serie di prove che hanno l'obiettivo di valutare il comportamento dinamico e le prestazioni della moto costruita dagli studenti. Allo stesso tempo, vengono messe alla prova le abilità dei team nella meccanica e nell'organizzazione. Nel complesso si hanno:

- Test dinamici con prove in pista (test di frenata, slalom, accelerazione) e nei box (test di smontaggio carene)
- Gara con prove libere (velocità massima alla fotocellula), qualifiche (giro veloce, pole position) e gara (giro veloce durante la gara, posizione finale)

I tre team migliori della MS1 e della MS2 vengono premiati con premi da 1500€ a 6000€. Esistono anche altri premi in denaro offerti dagli sponsor dell'organizzazione.

L'iscrizione alla competizione comprende un kit di componenti uguali per tutti i team da montare obbligatoriamente sulla moto, e l'accesso al paddock per 7 membri del team. Il kit contiene:

- Motore Honda MC41E, in uso sulla CBR250R stradale.
- Pinze e pompe freno, anteriori e posteriori, della JJuan Racing.
- Cerchi Marchesini RS KOMPE MOTO3 in alluminio forgiato.
- Gomme Dunlop KR133 e KR149



Questo, come anticipato, viene fatto per cercare di mantenere il livello il più possibile costante evitando che i team più facoltosi creino troppo divario all'interno della competizione.

Con queste imposizioni risulta fondamentale la ciclistica della motocicletta. L'obiettivo del team è stato quello di costruire una moto ideale per la scuola di guida in pista che possa offrire tutte le regolazioni necessarie per il raggiungimento di un set-up ottimale. Queste coinvolgono in primis il telaio che è l'elemento strutturale più importante di tutta la moto. Per la sua progettazione si è partiti dall'analisi dell'influenza della sua rigidità sulla stabilità della motocicletta e sulla sua maneggevolezza. Una volta determinati i parametri ottimali, considerando anche quelli provenienti dalla manovra ottima, si è proceduto al disegno e quindi alla verifica al FEM dell'ottenimento di tali parametri. Una volta concluse le verifiche di resistenza è seguita la parte di produzione. In questa fase è stata pensata la maschera per la saldatura, sono stati fatti il taglio laser delle sezioni dei tubi, la piegatura e la lavorazione delle sezioni curvate tramite fresatura; infine la messa in posa di tutti i componenti con conseguente saldatura.

CAPITOLO 2

Analisi dinamica multibody della motocicletta

2.1 INTRODUZIONE A FASTBIKE

Per l'analisi multibody della moto si è usato il software FastBike. Esso è un codice di calcolo che permette la simulazione del comportamento dinamico di sistemi composti da più corpi rigidi connessi tra loro. È stato sviluppato dal gruppo MDRG (Motorcycle Dynamics Research Group) dell'Università di Padova appositamente per lo studio dei veicoli a due ruote. Utilizza un modello simile a quello a 11 gradi di libertà che verrà illustrato in seguito, e che può essere ulteriormente arricchito aggiungendo altri corpi o gradi di libertà legati alle flessibilità strutturali, o anche semplificato sopprimendo l'effetto delle sospensioni. Mette a disposizione due tipi di simulazioni: quelle nel dominio del tempo (quali frenata, curva a velocità costante, slalom, ecc.) e quelle nel dominio della frequenza (come l'analisi di stabilità e la valutazione della risposta in frequenza)



2.1.1 MODELLAZIONE A CORPI RIGIDI DI UNA MOTOCICLETTA

Nonostante la motocicletta nel suo complesso sia costituita da una moltitudine di parti, se si considerano le sospensioni bloccate, essa può essere schematizzata cinematicamente come un meccanismo spaziale composto da quattro corpi rigidi. I corpi sono:

- La ruota anteriore, comprensiva del disco freno (il regolamento impone l'utilizzo del singolo disco)
- L'avantreno, che è costituito da manubrio/semimanubri, piastre di sterzo, forcelle anteriori, pinza freno, perno ruota e quant'altro è attaccato a questi componenti (ad esclusione ovviamente della ruota)
- Il retrotreno, che comprende telaio, motore, forcellone, telaietto posteriore e il monoammortizzatore
- La ruota posteriore con relativo disco freno e corona.

I corpi sono collegati tra loro da coppie rotoidali mentre l'appoggio delle ruote al terreno permette solo tre rotazioni:

- attorno ad un asse passante per il punto di contatto della ruota anteriore e perpendicolare al piano medio della ruota;
- attorno ad un asse passante per il punto di contatto della ruota anteriore e parallelo al piano medio della ruota;
- attorno ad un asse passante per il punto di contatto della ruota anteriore e perpendicolare al suolo;

Queste rotazioni rappresentano rispettivamente il moto di avanzamento della ruota, quello di rollio e infine quello di prillamento, responsabile dell'imbardata della ruota.

Applicando la formula Kutzbach si determinano il numero di gradi di libertà del meccanismo nello spazio:

$$g.d.l = 6 \times (m - 1) - 5C_1 - 4C_2 - 3C_3 - 2C_4 - C_5 = 24 - 5 \times 3 - 3 \times 2 = 3$$

dove m è il numero di membri che costituiscono il meccanismo (compreso il suolo che svolge il ruolo di telaio) e i coefficienti sono il numero delle coppie cinematiche elementari e superiori dei vari gradi. Considerando che si hanno tre coppie rotoidali che vincolano ciascuna 5 gradi di libertà e due coppie ruota-terreno che ne vincolano tre, il conteggio è presto verificato. I tre gradi di libertà non vincolati sono il moto di avanzamento e di rollio della motocicletta e il moto dello sterzo.

Se si volesse tener conto anche dell'effetto delle sospensioni allora il modello si complicherebbe poiché si avrebbero non più quattro, ma 6 corpi rigidi. Infatti si introducono oltre a ruota anteriore, ruota posteriore, avantreno e retrotreno, le masse non sospese anteriori e posteriori. Le prime sono costituite dalle parti non sospese della sospensione anteriore (nel caso più comune di forcella telescopica a steli rovesciati sono gli steli e i piedini), le pinze freno e il perno ruota, mentre le seconde sono composte da tutto quello che vi è tra sospensione posteriore e ruota, ovvero forcellone, pinza freno, perno ruota e parte del monoammortizzatore.

Aggiornando l'equazione precedente i gradi di libertà non vincolati risultanti salgono a 11 e sono:

- la posizione del baricentro del retrotreno (coordinate X, Y, Z);
- l'orientazione del retrotreno data dagli angoli di rollio beccheggio e imbardata
- l'escursione delle sospensioni anteriore e posteriore
- gli angoli di rotazione di ciascuna ruota
- l'angolo di sterzata

Entrambi i modelli illustrati ipotizzano moto di puro rotolamento tra ruote e terreno. Nella realtà gli scorrimenti tra lo pneumatico e il terreno sono necessari poiché generano le forze necessarie per l'equilibrio della motocicletta.

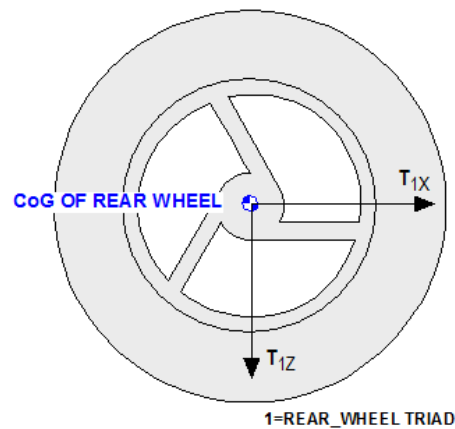
2.1.2 MODELLAZIONE DEI CORPI IN FASTBIKE

Nel software vi è un apposito spazio in cui è possibile definire i corpi. Sono già presenti di base sette telai principali, o master frames, a ciascuno dei quali deve essere connesso almeno un corpo. Ognuno di questi telai ha una propria terna di riferimento:

Per ciascuno quindi si può definirne l'orientazione in relazione al sistema di riferimento associato:

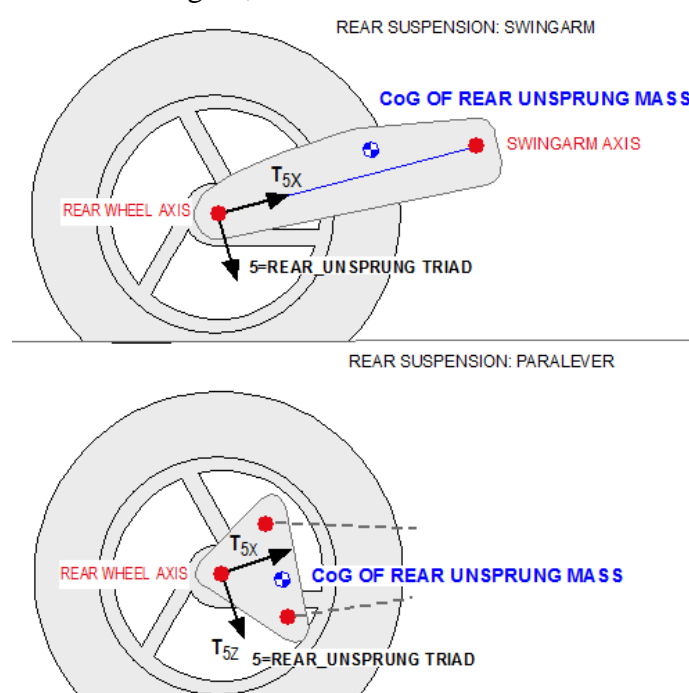
- rear wheel: telaio che rappresenta la ruota posteriore e le masse non sospese rotanti posteriori. Il suo sistema di riferimento ha origine nel perno ruota ed è orientato con l'asse x parallelo al

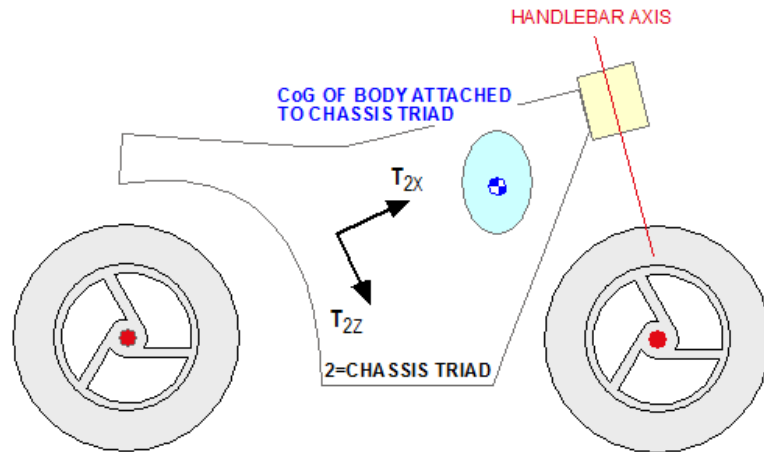
suolo e con il verso positivo rivolto verso l'anteriore, mentre l'asse z è verticale e rivolto verso il basso (rispecchia cioè le orientazioni della terna SAE), ed è indicato come T1. È possibile anche definire il disallineamento dell'origine lungo la direzione y, impostando così una



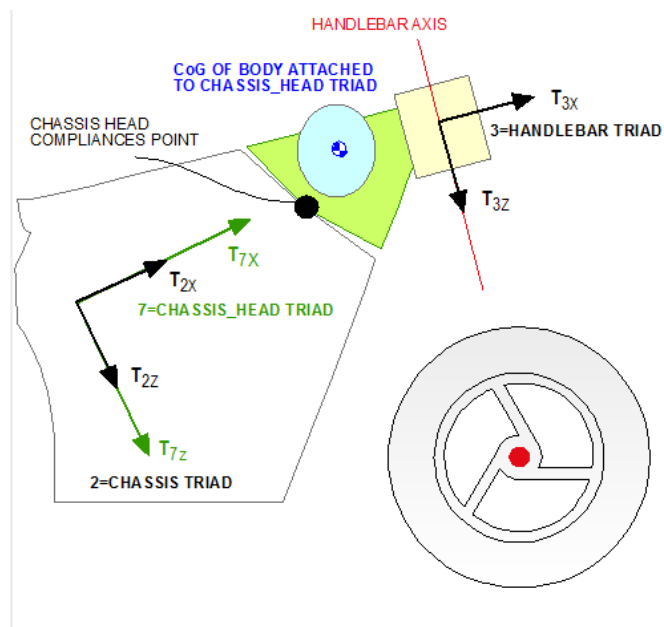
distanza tra il piano medio della ruota e quello del telaio;

- rear unsprung: connesso alle masse non rotanti posteriori, è rappresentativo del forcellone e dei corpi connessi ad esso. La sua origine è nel perno ruota e l'asse x è diretto secondo la retta congiungente il perno ruota con il punto C a cui è imperniato al telaio il forcellone, nel caso di sospensione classica a braccio oscillante. Nel caso in cui il forcellone sia a quadrilatero articolato nella definizione del sistema di riferimento è lasciata maggiore libertà all'utente. Il sistema di riferimento è indicato come T5, l'orientazione è chiarita in figura.
- chassis: è il main frame, a cui è collegata la gran parte della massa del veicolo, è il corpo rappresentativo di telaio, motore e quant'altro connesso a questi. Per definire la sua terna di riferimento si devono indicare le coordinate Cx e Cz del punto C, rappresentante il perno del forcellone, rispetto il sistema di riferimento dello chassis e l'angolo α_{or} di cui è inclinato il suo asse x rispetto a quello del corpo rear unsprung. Il sistema di riferimento associato è indicato con T2, e viene illustrato in figura;

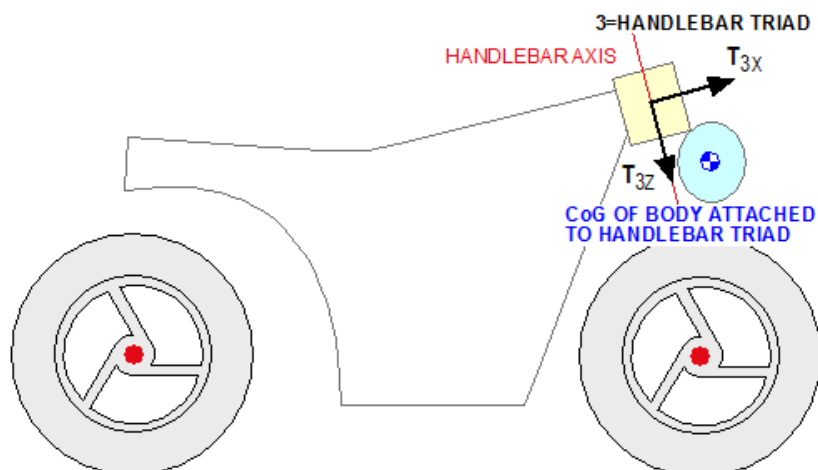




- chassis head: rappresenta la parte superiore del telaio, in prossimità del canotto di sterzo. Può essere connesso rigidamente o elasticamente allo chassis, e il suo sistema di riferimento, indicato con T7, ha la medesima orientazione di T2, come si può vedere in figura 9;

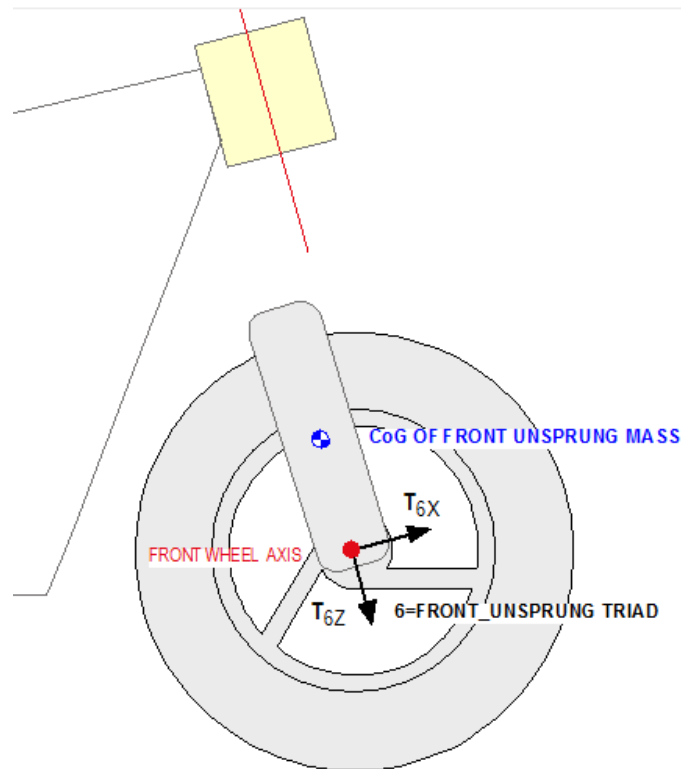


- handlebar: è il corpo che rappresenta le masse sospese anteriori. Le coordinate dell'origine sono definite come distanze rispetto al sistema di riferimento dello chassis nel sistema di riferimento dello chassis, inoltre viene definito l'angolo β_{23} tra il suo asse z e l'asse z della

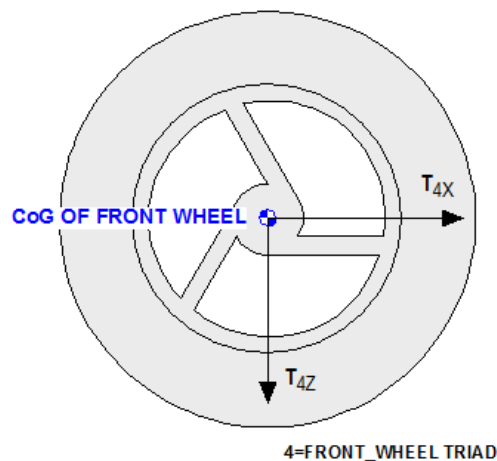


terna dello chassis. Da notare che se la terna T2 è orientata con l'asse X parallelo al terreno allora l'angolo β_{23} coincide con l'angolo di inclinazione dello sterzo. Infatti l'asse z della terna definisce la direzione dell'asse di sterzo. Il sistema di riferimento è indicato con T3 e viene presentato in figura.

- front unsprung: ovvero le masse non sospese non rotanti anteriori. L'origine è posta nel perno ruota anteriore e l'asse z fornisce la direzione dell'asse delle forcelle. Normalmente è parallelo all'asse z dell'handlebar, ma può essere inclinato diversamente tramite l'angolo α_{of} , come avviene per certi motocicli custom. Il sistema di riferimento è contraddistinto come T6, e si può vederne l'orientazione relativa rispetto al sistema T3 in figura 10;



- front wheel: è il corpo che descrive le masse non sospese rotanti anteriori con origine nel perno e assi coordinati orientati come quelli della ruota posteriore. Anche per questo corpo è possibile definire un disallineamento rispetto al piano medio del motociclo. Il suo sistema di riferimento è indicato con T4.



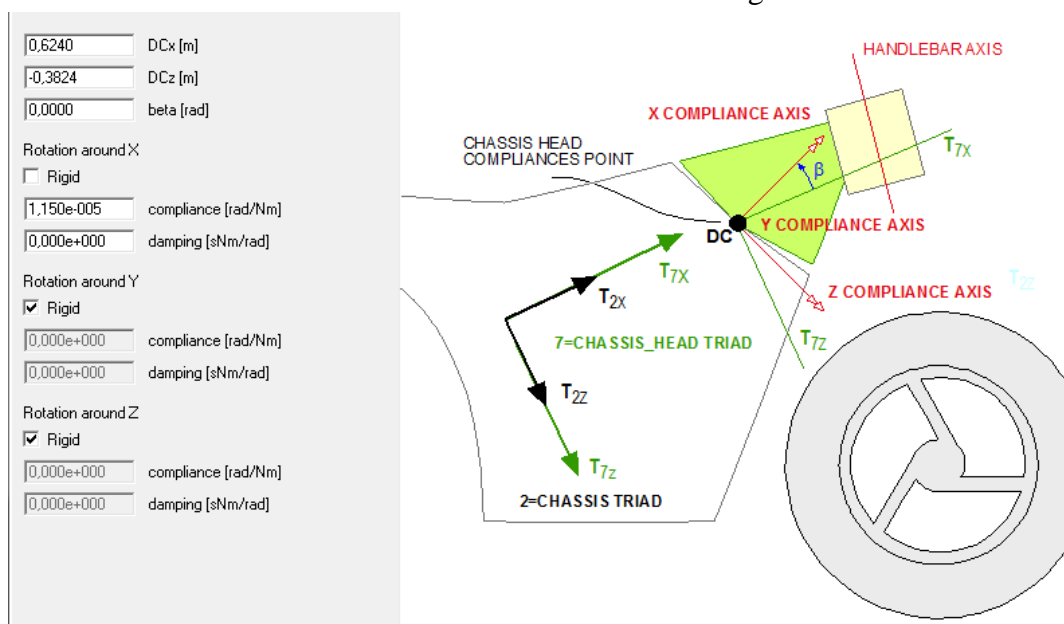
A questi sette corpi principali è possibile aggiungerne altri che possono essere sia connessi rigidamente, sia sospesi elasticamente. Nel primo caso i corpi modificano solo le caratteristiche inerziali del main frame, mentre nel secondo introducono ulteriori gradi di libertà e quindi nuovi modi di vibrare. In generale quando si inseriscono corpi aggiuntivi bisogna indicare le coordinate del punto di giunzione tra corpo principale e corpo aggiunto, chiamato connecting point, prese rispetto al sistema di riferimento del corpo principale stesso. Questo serve ad indicare le direzioni degli assi attorno a cui avvengono le rotazioni relative tra i due corpi. Il connecting point va immaginato come un insieme di 3 molle lineari, corrispondenti alle tre traslazioni possibili, e 3 molle torsionali, corrispondenti alle tre rotazioni. Per ciascuna si deve definire la rigidezza. Per la verità fastbike ragiona con il reciproco della rigidezza che viene chiamata cedevolezza. Per definire un corpo rigido bisogna impostare la sua cedevolezza a 0. In aggiunta è possibile definire uno smorzamento e un precarico per ogni moto relativo che si aggiunge. Infine per ogni corpo aggiunto si devono definire le caratteristiche inerziali quali la posizione del baricentro, definita rispetto al sistema di riferimento del main frame a cui il corpo è connesso, e le componenti del tensore di inerzia baricentrico prese rispetto a degli assi paralleli a quelli del main frame

2.1.3 LE RIGIDEZZE IN FASTBIKE

Come anticipato nel paragrafo precedente, FastBike tratta le rigidezze strutturali in termini di cedevolezza. Per un sistema ad un grado di libertà essa corrisponde al reciproco della rigidezza. Per sistemi a più gradi di libertà invece per trovarla bisogna invertire la matrice di rigidezza. Tutte le cedevolezza comunque vengono schematizzate a parametri concentrati. Così facendo si aumenta il numero di gradi di libertà in gioco sebbene gli spostamenti siano molto inferiori rispetto a quelli permessi dai vincoli tra corpi rigidi. L'introduzione di queste cedevolezza permette di fare considerazioni sulla stabilità e maneggevolezza della motocicletta.

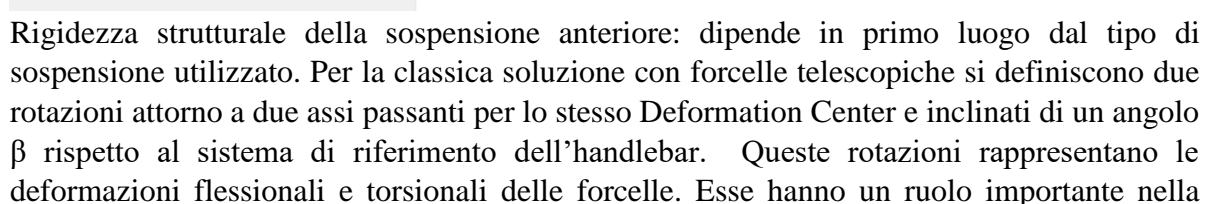
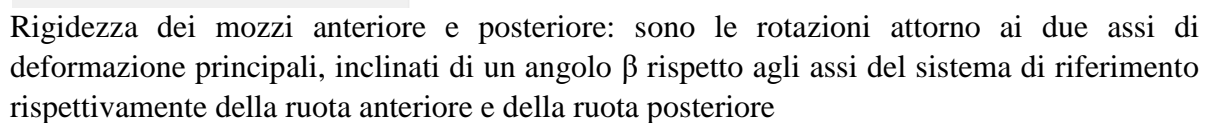
Le rigidezze strutturali che si possono rappresentare in Fastbike sono le seguenti:

- rigidezza strutturale del telaio: viene rappresentata tramite tre molle torsionali poste in corrispondenza del punto di collegamento tra lo chassis e lo chassis head. Questo punto prende il nome di Deformation Center abbreviato in DC. Bisogna definire le sue coordinate e



l'orientazione β dell'asse principale di deformazione rispetto agli assi della terna T2. L'asse

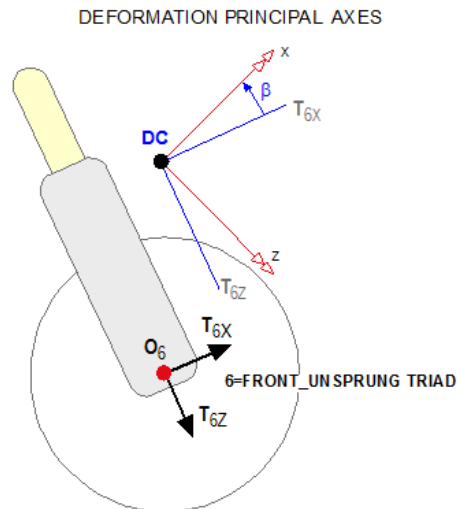
Rigidezza torsionale delle piastre di sterzo: definita dalla cedevolezza attorno all'asse x dell'handlebar



dinamica della motocicletta in quanto generano degli effetti giroscopici che possono influenzare tanto la stabilità quanto la maneggevolezza del veicolo. Il punto di applicazione delle rigidità relative a queste deformazioni è posto all'incirca sotto alla piastra di sterzo inferiore, lungo l'asse delle forcelle, è quest'ultima che va ad irrigidire molto la struttura. Nel caso di sospensioni anteriori di tipo Telelever o Duolever le rotazioni da considerare sono di tipo torsionale nelle zone di collegamento dei braccetti al telaio;

- Rigidità strutturale della sospensione posteriore: similmente a quanto detto per la

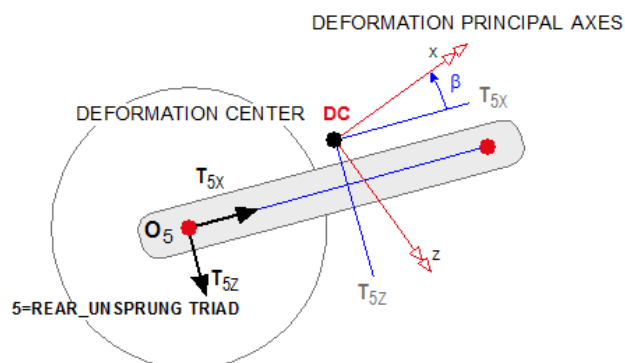
0,0000e+000	DCx [m]
-5,0000e-001	DCz [m]
0,0000e+000	beta [rad]
0,0000e+000	rx compliance [rad/Nm]
0,0000e+000	rx damping [Nms/rad]
0,0000e+000	rz compliance [rad/Nm]
0,0000e+000	rz damping [Nms/rad]
<input checked="" type="checkbox"/>	rx Rigid
<input checked="" type="checkbox"/>	rz Rigid



DCx, DCz, coordinates of the Deformation Center
 beta = orientation of the deformation principal axes
 rx = {compliance, damping}, rotation compliance around X axis
 rz = {compliance, damping}, rotation compliance around X axis

sospensione anteriore anche qui le rigidità dipendono molto dallo schema cinematico. Nel caso il forcellone sia del tipo classico a braccio oscillante le deformazioni si modellano con due rotazioni attorno a due assi passanti per il medesimo Deformation Center e inclinati di un angolo β rispetto agli assi del main frame denominato rear unsprung. Usualmente si pone il Deformation Center in corrispondenza del perno forcellone. Anche nel caso di utilizzo di un

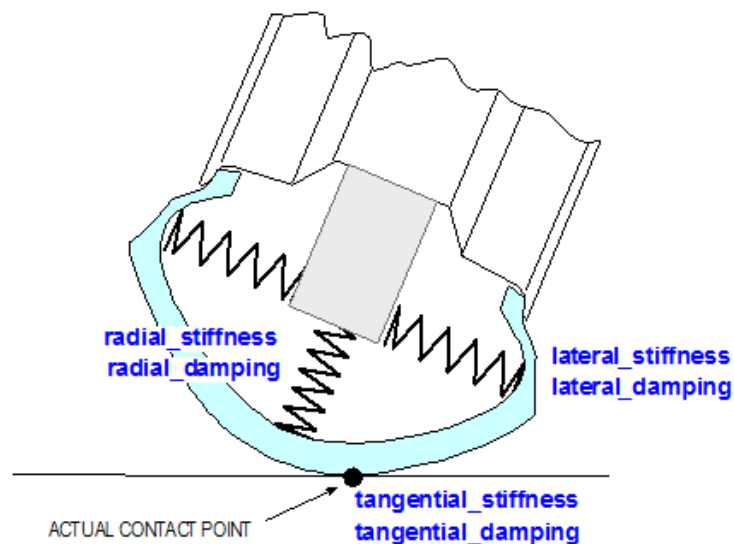
6,0000e-001	DCx [m]
0,0000e+000	DCz [m]
0,0000e+000	beta [rad]
0,0000e+000	rx compliance [rad/Nm]
0,0000e+000	rx damping [Nms/rad]
0,0000e+000	rz compliance [rad/Nm]
0,0000e+000	rz damping [Nms/rad]
<input checked="" type="checkbox"/>	rx Rigid
<input checked="" type="checkbox"/>	rz Rigid



DCx, DCz, coordinates of the Deformation Center
 beta = orientation of the deformation principal axes
 rx = {compliance, damping}, rotation compliance around X axis
 rz = {compliance, damping}, rotation compliance around X axis

forcellone a quadrilatero articolato le deformazioni da considerare sono due rotazioni attorno a due assi passanti per deformation center, ma cambia il criterio con cui esso è individuato.

- Rigidezze degli pneumatici: FastBike ha una sezione apposita per la modellazione degli pneumatici. Per quanto riguarda le rigidezze esse possono essere schematizzate tramite una molla lineare posta radialmente per simulare la deformazione radiale, una posta lateralmente per simulare le deformazioni dovute ai carichi laterali e infine una molla tangenziale per le deformazioni che si generano in seguito alle forze di spinta e frenata.



2.2 COSTRUZIONE DEL MODELLO DELLA MOTO

I dati usati per la costruzione del modello di partenza provengono in parte dal database del gruppo di ricerca MDRG e in parte dalle simulazioni con il software XOptima. Questo possiede un algoritmo numerico, sviluppato sempre da MDRG, che consente di valutare il tempo sul giro ossia il tempo impiegato a percorrere un giro dal pilota ideale, capace di sfruttare al massimo tutte le potenzialità del motociclo. Il metodo si basa sul concetto di manovrabilità, ovvero l'abilità del veicolo nel compiere una determinata manovra il più rapidamente possibile rispettando i vincoli imposti dal sistema (aderenza delle gomme e limiti della strada) ma non considerando quelli fisici e mentali del pilota che la comanda. Considerando di avere un pilota "ottimo", ovvero in grado di sfruttare al massimo le potenzialità della motocicletta, si possono confrontare tra loro diverse moto o diverse configurazioni della stessa.

Il software richiede come input un file contenente tutte le caratteristiche geometriche ed inerziali dei vari componenti della motocicletta, i rapporti di trasmissione, le caratteristiche delle sospensioni e dell'eventuale ammortizzatore di sterzo, le proprietà degli pneumatici, i parametri aerodinamici e la curva di coppia del motore. Inoltre deve essere definito il percorso che deve compiere la motocicletta. Nel nostro caso si è andati a prendere una vista satellitare del circuito di Alcaniz e lo si è andato a riprodurre tramite un software CAD 2D. I parametri geometrici e inerziali mancanti sono stati presi dal database MDRG.

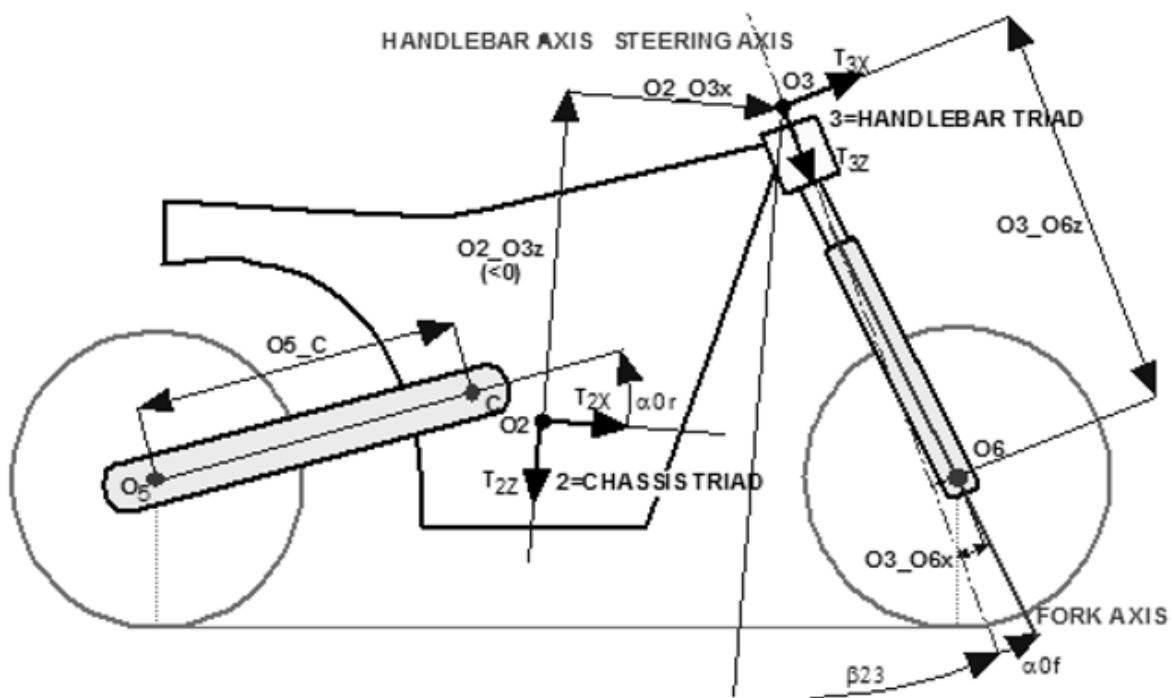
Dalle simulazioni si sono ricavati i valori ottimali per quanto riguarda il passo, la posizione del baricentro della moto, angolo di inclinazione dello sterzo, la lunghezza del forcellone e il rapporto di trasmissione. Essi sono:

- Passo: 1,3
- Altezza baricentro:
- Distanza baricentro-punto di contatto della ruota posteriore:
- Angolo di inclinazione dello sterzo: $24,6^\circ$
- Lunghezza del forcellone: 0.520m
- Rapporto di trasmissione: $z16/36$

E' stata poi stimata un'avancorsa normale di 0.09m e sono stati misurati i raggi delle due ruote, 0.288m per l'anteriore e 0.301m per il posteriore.

2.2.1 DEFINIZIONE DELLA GEOMETRIA DELLA MOTO TRAMITE POLIGONO DI CHIUSURA

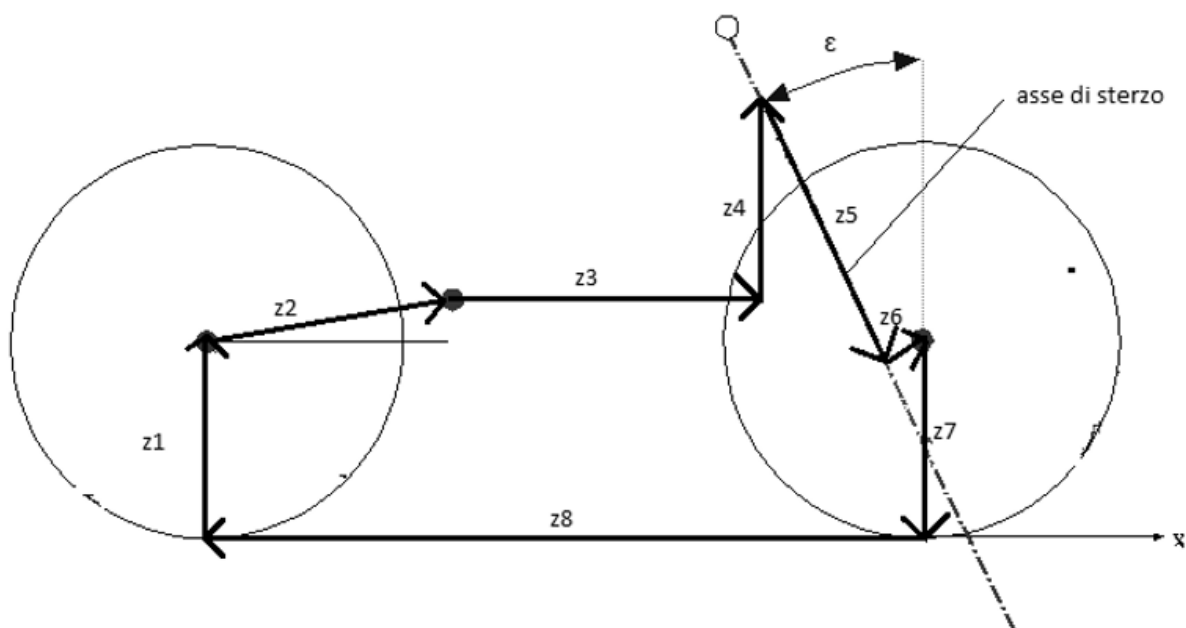
Per la definizione completa del modello in FastBike bisogna conoscere anche l'inclinazione relativa tra la terna del rear unsprung e quella dello rear chassis α_{0r} misurata a partire dall'asse T_{2x} (positiva se il verso è antiorario), la lunghezza della forcella e il suo offset. La geometria è espressa tramite una serie di componenti riferite alle varie terne di riferimento. Per ridurre il numero di parametri liberi si possono introdurre delle semplificazioni. Innanzitutto si può porre l'origine della terna T2 in corrispondenza del punto C rappresentante il perno forcellone. Si pone quindi il suo asse x orizzontalmente. Infine si assume nullo l'angolo α_{0f} e i disallineamenti delle ruote con il piano medio della moto. I restanti parametri da definire sono i seguenti:



- $O5_C$ che corrisponde alla lunghezza del forcellone;
- α_{0r} che corrisponde alla sua inclinazione (per le semplificazioni introdotte) ed è pari a 12° ;
- $O2_O3z$ che corrisponde alla distanza lungo l'asse z della terna T2 tra la terna T2 stessa e la terna T3 (deve essere negativo in quanto l'asse z della terna è orientato verso il basso);
- $O2_O3x$ che è la distanza lungo l'asse x tra la terna T2 e la terna T3;
- $O3_O6z$ ovvero la distanza lungo l'asse z della terna T3 tra quest'ultima e la terna T6;
- $O3_O6x$ che corrisponde alla distanza lungo l'asse x della terna T3 di quest'ultima rispetto alla terna T6;
- β_{23} che corrisponde all'angolo tra la terna T2 e la terna T3 e coincide con l'angolo di inclinazione dello sterzo (per le semplificazioni introdotte);

Le incognite che rimangono per completare la definizione della geometria del modello sono $O2_O3x$, $O2_O3z$ e $O3_O6z$. Il parametro $O3_O6z$ non ha un particolare significato fisico perciò dall'osservazione di tale distanza in altre moto della stessa categoria, lo si può assumere pari a 0.55m. Per determinare le altre due incognite si deve risolvere il poligono di chiusura in cui i vettori corrispondono alle quantità sopra descritte:

- $z1$ congiunge la terna SAE con il sistema di riferimento del rear unsprung e in modulo equivale al raggio della ruota posteriore;
- $z2$ congiunge la terna del rear unsprung al perno forcellone, è inclinato rispetto l'orizzontale dell'angolo α_{0r} e in modulo corrisponde alla lunghezza $O5_C$;
- $z3$ corrisponde alla componente orizzontale della congiungente tra perno forcellone e terna dell'handlebar chiamata $O2_O3x$ ed incognita del problema;
- $z4$ corrisponde alla componente verticale della congiungente tra perno forcellone e terna dell'handlebar chiamata $O2_O3z$ ed è anch'essa incognita del problema;
- $z5$ corrisponde a $O3_O6z$ ed inclinato dell'angolo β_{23} rispetto alla verticale;
- $z6$ corrisponde a $O3_O6x$;
- $z7$ corrisponde a raggio della ruota anteriore;
- $z8$ corrisponde infine al passo della moto;



Scomponendo tutti i vettori lungo le direzioni orizzontale e verticale e assegnando verso positivo alle componenti x orientate verso la ruota anteriore e alle componenti z orientate verso il basso si può scrivere l'equazione di chiusura:

$$\begin{Bmatrix} 0 \\ R_r \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} 05C \cos \alpha_{0r} \\ 05C \sin \alpha_{0r} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} 0203x \\ 0 \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} 0 \\ 0203z \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} 0306z \sin \beta_{23} \\ -0306z \cos \beta_{23} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} 0306x \cos \beta_{23} \\ 0306x \sin \beta_{23} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} 0 \\ -R_f \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} -p \\ 0 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

Da cui si ricavano le espressioni di O2_O3x e O2_O3z:

$$0203x = p - 05C \cos \alpha_{0r} - 0306z \sin \beta_{23} - 0306x \cos \beta_{23}$$

$$0203z = R_f - 0306x \sin \beta_{23} + 0306z \cos \beta_{23} - 05C \sin \alpha_{0r} - R_r$$

Sostituendo i valori dei vari parametri O2_O3x risulta 0,572 m mentre O2_O3z -0.338m.

2.2.2 DEFINIZIONE DEI CORPI E DELLE LORO CARATTERISTICHE INERZIALI

Oltre ai classici 7 main frames nel modello costruito implementato sono stati aggiunti due corpi per simulare il pilota, diviso in due parti: Lower Rider e Upper Rider. Procedendo in ordine si passa a descrivere le caratteristiche di ciascun corpo. In molti casi, non avendo ancora gli elementi fisici da misurare, i valori sono stati ricavati da cataloghi, o dal database MDRG, o dai modelli CAD dei componenti:

- Rear wheel: si è stimata una massa totale di 11 kg, così composta: 4 kg di pneumatico posteriore; 1 kg tra disco del freno e corona di trasmissione; 6 kg di cerchione.
Il baricentro è posizionato nell'origine del sistema di riferimento, essendo i componenti assialsimmetrici. Per quanto riguarda le inerzie si è stimata il momento d'inerzia rispetto all'asse del perno ruota (inerzia al rotolamento o di spin) scalando con la massa il valore ottenuto da misurazioni di cerchi diversi. Si è così stimata l'inerzia di spin in $I_{yy}=0.41 \text{ kgm}^2$. Vista l'assialsimmetria, i momenti d'inerzia lungo gli assi x e y (inerzia al rollio e all'imbardata) sono uguali. Una stima del loro valore viene effettuata sulla base di osservazioni di valori misurati, da cui si vede che questo momento è solitamente il 55÷60% di quello di spin, per cui il valore che si assume è $I_{xx}=I_{zz}=0.22 \text{ kgm}^2$.
- Rear unsprung: questo corpo fanno parte il forcellone, il perno ruota e la pinza freno posteriore. Per le misure di massa e inerzia si sono usati i modelli CAD dei vari componenti. Per il forcellone è prevista una massa di 4,6 Kg, per la piastra freno e la pinza 1 kg e infine per il perno ruota 1,5 kg. La massa viene quindi stimata in 7.1 kg. Per quanto riguarda la posizione del baricentro ci si aspetterebbe che fosse posto a metà della congiungente il perno ruota con il perno forcellone, vista la simmetria del componente. In realtà per la presenza della pinza del freno e del perno ruota il baricentro è leggermente spostato verso la ruota e che sta di poco al di sopra della congiungente a seconda che la pinza freno sia posta sotto o sopra. Dalle osservazioni delle misurazioni di vari forcelloni si nota che il baricentro è posto ad una distanza pari approssimativamente al 40% della lunghezza della congiungente i perni ruota e

forcellone, mentre lo spostamento in altezza varia da caso a caso, ma è contenuto nell'ordine di qualche centimetro. Si sceglie quindi di porre il baricentro circa al 40% della lunghezza della congiungente, mentre non lo si allontana da essa. Le coordinate del baricentro nel sistema di riferimento, che si ricorda essere allineato con la congiungente tra il perno ruota e il perno forcellone, dello rear unsprung risultano quindi essere: $G_x = 0.2$ m; $G_z = 0$ m;

Per quanto riguarda i momenti d'inerzia essendo il forcellone l'elemento più grande si assumono i suoi momenti d'inerzia per l'intero assieme. I valori che si sono inseriti nel modello sono:

- $I_{xx} = 0.006$ kgm² ;

- $I_{yy} = 0.18$ kgm²;

- $I_{zz} = 0.02$ kgm².

- Rear chassis: Risulta difficile stimare a priori la massa e le caratteristiche inerziali di questo componente, in quanto pesantemente influenzate dalla geometria del telaio e dalla massa e la configurazione del motore. Inoltre non sono presenti dati al riguardo in letteratura. Si decide quindi di ricavare le caratteristiche inerziali di questo componente in sottrazione da quelle totali del sistema.
- Front chassis: a questo componente si è deciso di assegnare caratteristiche inerziali nulle, in quanto risulta difficile una distribuzione delle stesse tra esso e lo rear chassis. Il componente pertanto riveste solamente il ruolo di elemento di collegamento tra avantreno e retrotreno. Risultano perciò importanti solamente le caratteristiche di rigidità che verranno assegnate al punto di collegamento tra questo e lo rear chassis.
- Handlebar: il corpo comprende le masse sospese dell'avantreno, quindi le piastre di sterzo, i semimanubri, le leve di comando di freno anteriore e frizione e gli steli e le molle delle forcelle. Non essendo presenti in letteratura dati attendibili su cui basarsi si è effettuata la misura delle caratteristiche inerziali di un avantreno assemblato con pezzi di varia provenienza, che potesse essere però compatibile con quello di una moto di tale categoria. Le misure si sono effettuate su di un avantreno completo, costituito sia dalle masse sospese che non sospese. Si sono pertanto stimate le caratteristiche delle masse non sospese e poi ricavate in sottrazione dai valori dell'avantreno complessivo. I valori che si sono stimati sono qui riportati:

- massa = 8.8 kg;

- posizione x del baricentro, $G_x = 0.03$ m;

- posizione z del baricentro, $G_z = -0.03$ m;

- momento d'inerzia $I_{xx} = 0.3$ kgm²;

- momento d'inerzia $I_{yy} = 0.1$ kgm²;

- momento d'inerzia $I_{zz} = 0.1$ kgm².

Si ricorda che l'origine del sistema di riferimento T3 è posta lungo l'asse di sterzo ad una distanza di 0.55 m dal perno ruota, che nell'avantreno considerato è posto poco sopra la piastra di sterzo inferiore. Un posizionamento del baricentro a 0.03 m in x significa che esso è posto sull'asse delle forcelle e leggermente sopra alla piastra di sterzo inferiore. Questi risultati sono in buon accordo con quanto ci si aspetterebbe affidandosi al senso fisico, in quanto negli steli è concentrata la gran parte della massa di questo insieme di componenti, e il punto sopra la piastra di sterzo inferiore è posto circa a metà dello stelo.


- Front unsprung: rappresenta le masse non sospese anteriori, include quindi perno ruota anteriore, pinza freno anteriore, foderi delle forcelle e gruppi idraulici degli elementi smorzanti. I foderi possono essere visti come due cilindri omogenei, pertanto il loro baricentro cadrebbe a metà della loro altezza. La presenza della pinza freno e del perno ruota comportano

- però che questo sia più spostato verso la ruota. I foderi e la pinza possono essere visti come corpi simmetrici, la presenza della pinza freno dietro a essi fa sì che il baricentro sia leggermente arretrato rispetto all'asse delle forcelle. Perciò si stima che il baricentro sia circa a 0.1 m sopra il perno ruota, e arretrato di 0.01 m.. I valori che si sono scelti sono i seguenti:
- massa=4 kg;
 - $I_{xx}=0.1 \text{ kgm}^2$;
 - $I_{yy}=0.1 \text{ kgm}^2$;
 - $I_{zz}=0.05 \text{ kgm}^2$.
- Front wheel: le considerazioni riguardo a questo componente sono simili a quelle fatte per la rear wheel. Il corpo è comprensivo di pneumatico, cerchione e disco freno. I valori che si scelgono alla fine sono:
 - massa = 8 kg;
 - $G_x=0$;
 - $G_z=0$;
 - $I_{xx}=0.16 \text{ kgm}^2$;
 - $I_{yy}=0.3 \text{ kgm}^2$;
 - $I_{zz}=0.16 \text{ kgm}^2$;
 - Rider: come anticipato si modella il pilota tramite due corpi rigidi sospesi allo rear chassis. Il lower rider rappresenta le gambe del pilota ed è connesso rigidamente allo rear chassis, cioè non ha la possibilità di moto relativo rispetto ad esso. L'upper rider, rappresenta il tronco, la testa e le braccia del pilota. Esso è invece connesso elasticamente allo rear chassis, tramite una coppia rotoidale posta all'incirca all'altezza dell'anca che ne permette l'oscillazione nel piano trasversale. Questa modellazione del pilota è stata scelta in accordo ai risultati dello studio eseguito dall'MDRG, da cui si è visto che questa modellizzazione del pilota simula fedelmente la risposta passiva dello stesso alle oscillazioni di weave. Il pilota così implementato viene detto hands-off perchè non esercita alcun controllo sulla motocicletta ma interviene nella dinamica della moto solo con le proprie caratteristiche inerziali. Per questo

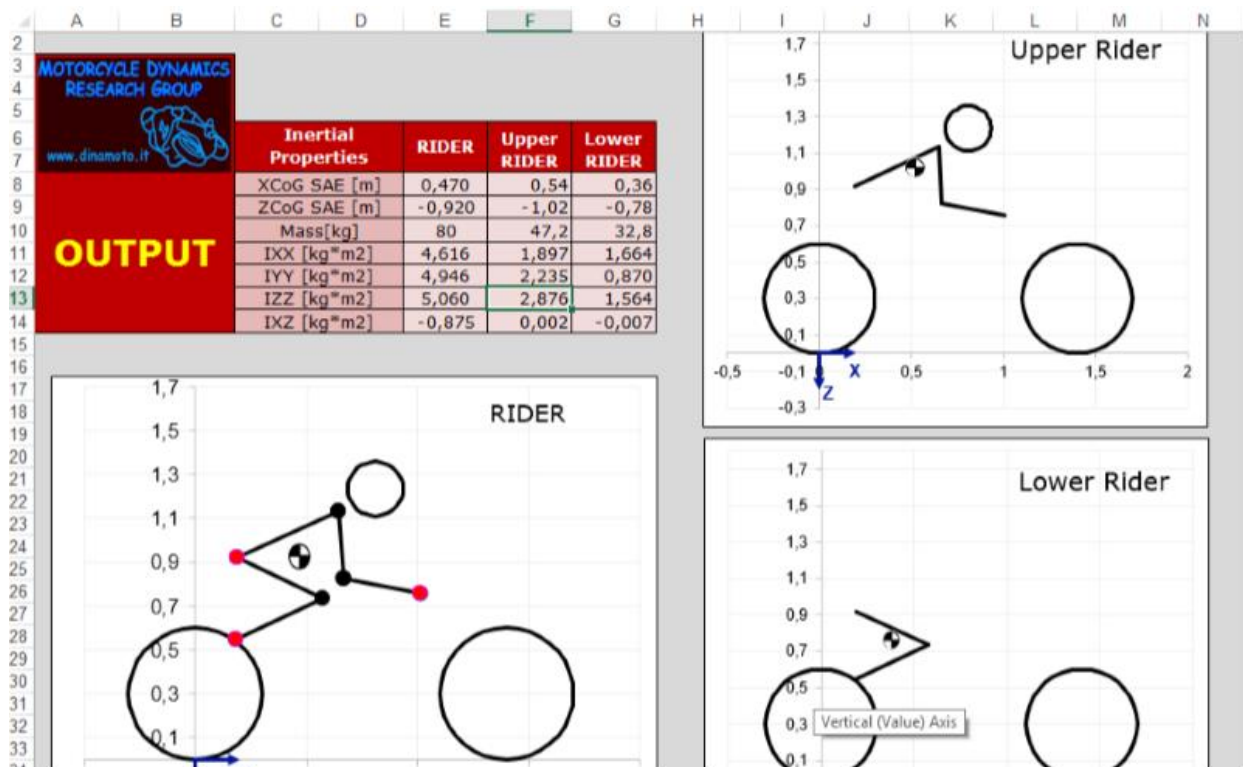
motivo la sua risposta viene detta passiva, in quanto l'effetto che produce sulla stabilità dei modi di vibrare è involontario.

La stima delle caratteristiche inerziali viene fatta tramite un programma in Excel sviluppato da MDRG che fornisce i valori di posizione del baricentro e momenti d'inerzia di upper e lower rider inserendo altezza e massa del pilota, posizione rispetto alla terna SAE di pedane, sella e manubrio e inclinazione del busto rispetto l'orizzontale. Considerando il pilota vestito di tuta, casco e guanti si impone un'altezza di 1.75 m e una massa di 80 kg. Le posizioni di pedane, sella e manubrio sono state stimate in maniera approssimativa da foto di motociclette che corrono il mondiale Moto3 e poi corrette in modo che il baricentro del pilota cadesse in un punto tale da fare in modo che il baricentro del sistema moto più pilota fosse nel punto "ottimo" stimato dalle simulazioni con il software XOptima. Per quanto riguarda

	A	B	C	D	E	F	G	H	I
1									
2									
3									
4									
5									
6									
7									
8									
9									
10									
11									
12									
13									
14									
15									
16									
17									
18									
19									
20									
21									
22									
23									
24									

<div>MOTORCYCLE DYNAMICS RESEARCH GROUP</div> <div></div> <div>www.dinamoto.it</div> <div>INSERT INPUT</div>	BIKE GEOMETRY	Properties	X	Z	
		Pedal coordinates [m]	0,185	-0,550	
		Saddle coordinates [m]	0,190	-0,920	
		Handlebar coordinates [m]	1,010	-0,760	
	RIDER GEOMETRY	Rider height [m]	1,75		
		Rider mass [kg]	80		
		Rider inclination [°]	25		
	OPTIONAL INPUT	CoG BIKE	Properties	X	Z
			CoG Coordinates [m]	0,56	-0,45
			Total Mass [kg]	100	
CoG BIKE + RIDER			X	Z	
		CoG Coordinates [m]	0,518	-0,66	
		Total Mass [kg]	180		

l'inclinazione del busto del pilota si è scelta la configurazione "in carena" e si è stimato un valore di 25°.



I valori dei baricentri vengono quindi riportati alla terna T2 dello rear chassis parallela alla SAE e con l'origine posta in (0.502, -0.437). Approssimando i valori delle inerzie alla prima cifra decimale i parametri che si inseriscono nel modello FastBike sono i seguenti:

	Upper Rider	Lower Rider
Massa [Kg]	47.2	32.8
Gx[m]	0.038	-0.142
Gz[m]	-0.583	-0.343
Ixx [kgm2]	1.9	1.7
Iyy [kgm2]	2.2	0.9
Izz [kgm2]	2.9	1.6
Ixz [kgm2]	0	0

2.3 VALUTAZIONE DELLA STABILITA' E DELLA MANEGGEVOLEZZA

La rigidezza strutturale del telaio di una motocicletta è fondamentale per determinare la sua stabilità, manovrabilità e maneggevolezza. Un telaio troppo flessibile, sottoposto alle forze laterali che si generano nel normale andamento su strada, dà luogo a spostamenti laterali eccessivi rendendo difficile il controllo da parte del pilota; d'altro canto un telaio troppo rigido garantisce si precisione

elevata nella traiettoria e risposta rapida ai comandi imposti dal pilota, ma fa anche percepire la moto come molto nervosa specialmente in condizioni di bagnato o quando si incontrano asperità sulla strada. Inoltre la rigidità complessiva di una moto può essere vista come la rigidità in serie di forcella anteriore, telaio e forcellone. Essendo in serie non ha senso fare un telaio rigidissimo se si hanno delle forcelle troppo flessibili in quanto sarà la rigidità più bassa a farla da padrona.

La valutazione di stabilità e di maneggevolezza viene utilizzata per determinare i valori ottimali di flessibilità e le coordinate del Deformation Center.

Le tipologie di simulazioni che si possono eseguire con FastBike possono essere raggruppate in quattro categorie principali:

- Steady State Analysis: simulazioni in regime quasi stazionario che calcolano l'assetto del motociclo per determinati valori di accelerazione longitudinale e laterale o velocità. Sono quindi delle simulazioni di dinamica inversa che ricavano le forze e i momenti agenti a partire dalla conoscenza dei parametri cinematici del moto;

- Frequency Domain Analysis: analisi nel dominio della frequenza che calcolano le funzioni di trasferimento dei modi di vibrare nel piano e fuori del piano per dati valori di velocità e accelerazioni longitudinali e laterali;

- Time Domain Analysis: analisi nel dominio del tempo che eseguono l'analisi dinamica diretta delle più comuni manovre, come il cambio di corsia, lo slalom, il cornering e altre;

- Control Synthesis: nelle simulazioni nel dominio del tempo il parametro che controlla la direzione del veicolo è la coppia che il pilota applica allo sterzo della moto. L'azione del pilota viene simulata come un controllo PID che prevede in anticipo la coppia da applicare in funzione della manovra che dovrà eseguire. Questo modulo di FastBike si occupa della taratura ottimale dei guadagni del controllo per la manovra specifica che si vuole simulare, di cui bisogna indicarne le caratteristiche, ad esempio raggio di curvatura e velocità di percorrenza per la manovra di cornering.

In input l'utente deve fornire anche un file contenente le outvars, ossia i parametri che si vogliono visualizzare in output. I risultati delle simulazioni sono dei file di testo contenenti i risultati delle outvars che si è deciso di visualizzare. Se si utilizza FastBike GUI i risultati vengono visualizzati in forma grafica nel pannello della simulazione.

Per vedere l'influenza delle rigidità sulla stabilità di una motocicletta bisogna andare ad analizzare i suoi modi di vibrare. E' risaputo che il sistema motocicletta ne presenti di diversi: il capsize, che è un moto di caduta laterale utilizzato e controllato dal pilota; il weave, ovvero un'oscillazione di tutta la motocicletta, soprattutto del retrotreno; il wobble, ossia un'oscillazione dell'avantreno intorno all'asse dello sterzo. Questi tre modi principali sono esterni al piano di simmetria della moto e possono diventare instabili all'aumentare della velocità della motocicletta. Gli autovalori di tali modi sono complessi:

$$S = S_r + i * S_i$$

La frequenza naturale dei modi oscillanti (Weave e Wobble) è direttamente proporzionale alla parte immaginaria dell'autovalore con coefficiente di proporzionalità $1/2\pi$. La parte reale invece fornisce informazione per quanto riguarda lo smorzamento dei modi e la stabilità: il modo è instabile se la parte reale è positiva e il rapporto di smorzamento è così calcolabile

$$\gamma = \frac{Sr}{\sqrt{Si^2 + Sr^2}}$$

Per quanto la maneggevolezza di una motocicletta, essa è definita come la facilità con la quale si riesce a compiere una determinata manovra. La manovrabilità invece è la capacità di compiere manovre difficili. Per quantificare queste due qualità si possono effettuare particolari manovre misurando determinati parametri che stimano la fatica fatta dal pilota nel controllo della moto.

Poichè le motociclette sono veicoli di loro natura instabili, esse richiedono perennemente azioni di controllo da parte del pilota; quest'ultimo possiede uno stile di guida, una certa esperienza ed abilità che influenzano le prestazioni stesse del veicolo. Per questi motivi lo studio di maneggevolezza e manovrabilità deve essere rivolto all'intero sistema pilota-motocicletta.

Si assuma quindi la motocicletta come un sistema con alcuni input di controllo (coppia di sterzata, velocità di avanzamento) ed alcuni output cinematici e dinamici. Il comportamento della motocicletta è descritto dalla funzione che collega gli input dati dal pilota agli output nell'esecuzione di manovre tipiche. Queste sono la prova a curvatura costante, lo slalom e il cambio di corsia

I valori di primo tentativo per le rigidità del telaio sono stati ricavati a partire da un modello di una motocicletta da competizione di 1000 cc di cilindrata sulla quale sono stati fatti precedenti studi. In particolare è stata calcolata la rigidità a terra della moto che quindi è stata scalata proporzionalmente in base al peso del telaio stesso. I valori di flessibilità di partenza ricavati per il modello in analisi sono

Flessibilità laterale : $C_z = 2,5 \times 10^{-4} \text{ rad/Nm} \rightarrow K_z = (C_z)^{-1} = 40000 \text{ Nm/rad}$

Flessibilità torsionale: $C_x = 10^{-4} \text{ rad/Nm} \rightarrow K_x = (C_x)^{-1} = 10000 \text{ Nm/rad}$

Per indagare sull'influenza delle rigidità sulla stabilità e la maneggevolezza della motocicletta si devono prendere degli altri valori di riferimento con i quali ripetere le simulazioni per vedere le eventuali variazioni. Questi sono i seguenti:

Infine per determinare la miglior posizione del Deformation Center si sono andate a variare le sue

Rigidità laterale [Nm/rad]	Rigidità torsionale [Nm/rad]
20000	10000
40000	15000
60000	20000
80000	25000
100000	30000
120000	35000

coordinate e i valori di flessibilità in modo da mantenere costante il valore di rigidità a terra. Per i punti di prova si è presa la congiungente tra il perno forcellone e il canotto di sterzo e la si è divisa in

4 parti determinando 5 punti. Con le coordinate di questi si è costruito il reticolo in figura individuante tutti i punti di indagine:



I valori appropriati di flessibilità per ogni punto di indagine, tali che la rigidezza a terra non vari, vanno calcolati in modo che lo spostamento rimanga costante. Applicando una forza di 1000N sul punto di contatto della ruota posteriore si ottengono due rotazioni, una rispetto l'asse z e una rispetto l'asse x. Per determinare la rigidezza da inserire basta fare un equilibrio dei momenti:

$$F \times b = k \times \rho$$

Per la rigidezza laterale si ha:

$$1000 \times (0,42 + x) = K_z \times 9,559 \times 10^{-3}$$

Mentre per quella torsionale:

$$1000 \times (0,0922 - 1 \times z) = K_x \times 7,359 \times 10^{-3}$$

Dove x e z sono rispettivamente le coordinate dei vari punti di indagine. Il coefficiente -1 davanti a z serve per correggere il segno in quanto, essendo l'asse z orientato verso il basso, tutte le coordinate z dei punti sono negative.

2.4 AUTOMAZIONE DELLE SIMULAZIONE TRAMITE MATLAB

Le simulazioni sono state fatte in due step: prima si è andata a vedere l'influenza della rigidezza flessionale variando i suoi valori e mantenendo a 0 la flessibilità torsionale, poi si è fatto il viceversa ovvero si è variata la rigidezza torsionale mantenendo a 0 la flessibilità laterale. Per ciascuno configurazione sono stati quindi calcolati i relativi modi di vibrare e le relative simulazioni di maneggevolezza. Per fare tutto questo si sono scritti degli appositi script in Matlab nei quali si va a modificare i parametri di flessibilità del modello di riferimento e si fanno in seguito rieseguire le simulazioni in FastBike con il modello modificato.

A livello esemplificativo viene illustrato uno degli script scritti, quello per il calcolo dei modi di vibrare della motocicletta.

Inizialmente si definiscono le varie directory

```
FBdir      = 'O:\';%'C:\Program Files (x86)\dynamotion\FastBike\bin'
motodir    = 'C:\Users\Nicolò\Desktop\Tesi\Modello\';
commanddir = 'C:\Users\Nicolò\Desktop\Tesi\MATLAB\Comandi\';
FB         = [FBdir      , 'fastbike.exe'];
command    = [commanddir , 'EXAMPLE_COMMAND_FMS.cmf'];
cd(motodir)
```

FBdir è la directory del programma FastBike mentre motodir e commanddir sono le directory delle cartelle dove sono contenuti i file rispettivamente del modello e quelli delle outvars. 'O:\' è una directory fittizia creata per ovviare al problema che Matlab non gestisce percorsi contenenti spazi.

```
file = fopen('pippo.txt','w');
fprintf(file,'0.624\n');
fprintf(file,'-0.3824\n');
fprintf(file,'0\n');
fprintf(file,'0\n');
fclose(file);
```

Qui viene creato il file 'pippo.txt' che è un file provvisorio dove sono scritte le coordinate x e y del Deformation Center e i valori flessibilità torsionale e laterale iniziali. In seguito si assegnano i valori ad un vettore A e ogni riga del modello ad un vettore B. Si compongono quindi le righe sostituendo nelle opportune posizioni i valori e sovrascrivendole a quelle originali andando poi a ricomporre il modello

```
i=1;
fid = fopen('pippo.txt');
tline = fgetl(fid);
A{i} = tline;
while ischar(tline)
    i=i+1;
    tline = fgetl(fid);
    A{i} = tline;
end
fclose(fid);
k=1;
fib_rigido = fopen('File_Motostudent_passo_1.3.lua');
tline = fgetl(fib_rigido);
B{k}=tline;
while ischar(tline)
    k=k+1;
    tline = fgetl(fib_rigido);
    B{k}=tline;
end
```

```

fclose(fib_rigido);
B{26}=[ '          DCx= ',A{1},' ', DCz= ',A{2},' ', '];
B{28}=[ '          rx = {compliance = ',A{3},' ', damping = 0.000    },'];
B{30}=[ '          rz = {compliance = ',A{4},' ', damping = 0.000    },'];
file=fopen('File_Motostudent_passo_1.3_temp.lua','w');
for c = 1:numel(B)
    fprintf(file,'%s\n', B{c});
end
fclose(file);

```

Si passa quindi a creare una cartella apposita per il salvataggio dei risultati delle simulazioni con quei determinati valori di flessibilità

```

cd C:\Users\Nicolò\Desktop\Tesi\MATLAB\Results
mkdir('Modi_di_Vibrare_incremento')
cd C:\Users\Nicolò\Desktop\Tesi\MATLAB\Results\Modi_di_Vibrare_incremento
t1='X_';
t2='_Y_';
t=strcat(t1,A{1},t2,A{2});
mkdir(t)
save=strcat('C:\Users\Nicolò\Desktop\Tesi\MATLAB\Results\Modi_di_Vibrare_increme
nto\',t);
moto      = [motodir      , 'File_Motostudent_passo_1.3_temp.lua'];
cd(FBdir)
dos([FB ' ' moto ' ' command])
cd(commanddir)
movefile('tors_c5comp.txt','rigido.txt','f');
movefile('rigido.txt', save);

```

Si implementano quindi due cicli per andare a variare i valori di rigidezza laterale e torsionale. Il procedimento è molto simile a quello descritto in precedenza, le uniche differenze rilevanti sono i due algoritmi per il calcolo del valore di flessibilità da introdurre nel modello. Questi assicurano che la rigidezza a terra rimanga costante

```

for j=0:5
    cd(motodir)
    i=1;
    %do a matrice il file pippo
    fid = fopen('pippo.txt');
    tline = fgetl(fid);
    A{i}=tline;
    while ischar(tline)
        i=i+1;
        tline = fgetl(fid);
        A{i}=tline;
    end
    fclose(fid);
    x=str2num(A{1});
    a=sprintf('%d', ((1000*(0.42+x))/0.009559-23937.65+20000*j)^(-1));
    A{4}=[a];

    k=1;
    fib = fopen('File_Motostudent_passo_1.3.lua');
    tline = fgetl(fib);
    B{k}=tline;
    while ischar(tline)
        k=k+1;
        tline = fgetl(fib);
        B{k}=tline;
    end
end

```

```

fclose(fib);
%a=sprintf('%d',j/500000);
B{26}=['          DCx= ',A{1},' ', DCz= ',A{2},' ', '];
B{28}=['          rx = {compliance = ',A{3},' ', damping = 0.000    },'];
B{30}=['          rz = {compliance = ',A{4},' ', damping = 0.000    },'];
file=fopen('File_Motostudent_passo_1.3_temp.lua','w');
for c = 1:numel(B)
    fprintf(file,'%s\n', B{c});
end
fclose(file);
moto      = [motodir          , 'File_Motostudent_passo_1.3_temp.lua'];
cd(FBdir)

dos([FB ' ' moto ' ' command])
cd(commanddir)
s1='fless_c';
s2=num2str(j*2);
s3='.txt';
s=strcat(s1,s2,s3);
movefile('tors_c5comp.txt',s,'f');
movefile(s, save);
end

%TORSIONALE

for j=0:5
    cd (motodir)
    i=1;
    fid = fopen('pippo.txt');
    tline = fgetl(fid);
    A{i}=tline;
    while ischar(tline)
        i=i+1;
        tline = fgetl(fid);
        A{i}=tline;
    end
    fclose(fid);
    z=str2num(A{2});
    a=sprintf('%d',(1000*(0.0922-1*z)/0.007359-2528.876+5000*j)^(-1));
    A{3}=[a];

    k=1;
    fib = fopen('File_Motostudent_passo_1.3.lua');
    tline = fgetl(fib);
    B{k}=tline;
    while ischar(tline)
        k=k+1;
        tline = fgetl(fib);
        B{k}=tline;
    end
    fclose(fib);
    %a=sprintf('%d',j/500000);
    B{26}=['          DCx= ',A{1},' ', DCz= ',A{2},' ', '];
    B{28}=['          rx = {compliance = ',A{3},' ', damping = 0.000    },'];
    B{30}=['          rz = {compliance = ',A{4},' ', damping = 0.000    },'];
    file=fopen('File_Motostudent_passo_1.3_temp.lua','w');
    for c = 1:numel(B)
        fprintf(file,'%s\n', B{c});
    end
    fclose(file);
    moto      = [motodir          , 'File_Motostudent_passo_1.3_temp.lua'];

```

```

cd(FBdir)
%doscommand = [FB ' ' moto ' ' command];
%dos([motodir 'data_set.lua']);

dos([FB ' ' moto ' ' command])
cd(commandddir)

s1='tors_c';
s2=num2str(j*2);
s3='.txt';
s=strcat(s1,s2,s3);
movefile('tors_c5comp.txt',s,'f');
movefile(s, save);

```

end

Una volta ultimate le simulazioni bisogna riportare i risultati su appositi grafici. Per farlo si procede andando ad importare i risultati dalla cartella di salvataggio e costruendoci una matrice. Si definiscono i parametri a e b che servono per identificare le regioni del piano real-frequency (chiamato root-locus) interessate dai vari modi. Il parametro "a" regola i valori della frequenza (l'ordinata) mentre "b" regola la parte reale (l'ascissa). Andando a variare la posizione del DC può essere che anche le frequenze o parti reali varino e quindi gli intervalli precedentemente scelti non vadano più bene. Bisogna guardare prima il complessivo e poi settare i parametri a e b e valori massimi e minimi di ascissa e ordinata

```

cd(save)
data_txt = importdata('rigido.txt');
data = data_txt.data;
data_txt1= importdata('fless_c0.txt');
data1= data_txt1.data;
data_txt2= importdata('fless_c2.txt');
data2= data_txt2.data;
data_txt3= importdata('fless_c4.txt');
data3= data_txt3.data;
data_txt4= importdata('fless_c6.txt');
data4= data_txt4.data;
data_txt5= importdata('fless_c8.txt');
data5= data_txt5.data;
data_txt6= importdata('fless_c10.txt');
data6 = data_txt6.data;

Dati=[data];
Dati1=[data1;data2;data3;data4;data5;data6];

mkdir('grafici');
cd grafici
mkdir('flessionale');
cd flessionale

colors='ymcrgk';
a=1;
b=1428;
real=Dati(a:b,5);
freq=Dati(a:b,7);
figure(1)
hold on
plot(real,freq,['o','b'])
xlim([-80 5])

```

```

ylim([0 40])
title('Modi di vibrare')
xlabel('Real (1/s)')
ylabel('Frequency (Hz)')
for k=0:5
    a=1564*k+1;
    b=1564*(k+1);
    real=Datil(a:b,5);
    freq=Datil(a:b,7);
    plot(real,freq,['o',colors(k+1)])
end
saveas(figure(1), 'modi.jpg');

```

Si ripete lo stesso procedimento cambiando solo i valori di input al fine di ottenere grafici con dati diversi dai precedenti. In serie vi sono i grafici velocità-frequenza, velocità-parte reale per i modi di wobble e weave e il modo introdotto dalla flessibilità laterale

```

freq=data(:,7);
real=data(:,5);
speed=data(:,1);
L=length(freq);
j=1;
for i=1:L
    a=freq(i);
    if a > 6 && a<8
        b=real(i);
        if b>-40 && b<0
            fr(j)=a;
            re(j)=b;
            sp(j)=speed(i);
            j=j+1;
        end
    end
end
figure(2)
hold on
plot(sp,fr,['o','b'])
title('Speed-Frequency Wobble"s comparison at varation of lateral stiffness')
xlabel('Speed (m/s)')
ylabel('Frequency (Hz)')
for k=0:5
    a=1564*k+1;
    b=1564*(k+1);
    speed=Datil(a:b,1);
    freq=Datil(a:b,7);
    real=Datil(a:b,5);
    L=length(freq);
    j=1;
    for i=1:L
        a=freq(i);
        if a >6 && a<8
            b=real(i);
            if b>-40 && b<0
                fr(j)=a;
                re(j)=b;
                sp(j)=speed(i);
                j=j+1;
            end
        end
    end
end
end

```



```

    plot(sp,fr,['o',colors(k+1)])
    ylim([6.2 8])

end
saveas(figure(2), 'Speed-Frequency Wobble.jpg');
%speed-real wobble

freq=data(:,7);
real=data(:,5);
speed=data(:,1);
L=length(freq);
j=1;
for i=1:L
    a=freq(i);
    if a > 6 && a<8
        b=real(i);
        if b>-40 && b<0
            fr(j)=a;
            re(j)=b;
            sp(j)=speed(i);
            j=j+1;
        end
    end
end
figure(3)
hold on
plot(sp,re,['o','b'])
title('Speed-real part Wobble"s comparison at varation of lateral stiffness')
xlabel('Speed (m/s)')
ylabel('Real part (1/s)')
for k=0:5
    a=1564*k+1;
    b=1564*(k+1);
    speed=Datil(a:b,1);
    freq=Datil(a:b,7);
    real=Datil(a:b,5);
    L=length(freq);
    j=1;
    for i=1:L
        a=freq(i);
        if a > 6 && a<8
            b=real(i);
            if b>-40 && b<0
                fr(j)=a;
                re(j)=b;
                sp(j)=speed(i);
                j=j+1;
            end
        end
    end
end

plot(sp,re,['o',colors(k+1)])
ylim ([-40 -1])

end
saveas(figure(3), 'Speed-real_Wobble.jpg');
%velocità-frequenza weave
freq=data(:,7);
real=data(:,5);
speed=data(:,1);
L=length(freq);

```

```

j=1;
for i=1:L
    a=freq(i);
    if a>0.2 && a<5      %controlla le y
        b=real(i);
        if b>-10 && b<0  %controlla le x
            fr(j)=a;
            re(j)=b;
            sp(j)=speed(i);
            j=j+1;
        end
    end
end
figure(4)
hold on
plot(sp,fr,['o','b'])
title('Speed-Frequency Weave"s comparison at varation of lateral stiffness')
xlabel('Speed (m/s)')
ylabel('Frequency (Hz)')
for k=0:5
    a=1564*k+1;
    b=1564*(k+1);
    speed=Datil(a:b,1);
    freq=Datil(a:b,7);
    real=Datil(a:b,5);
    L=length(freq);
    j=1;
    for i=1:L
        a=freq(i);
        if a>0.2 && a<5 %da tarare
            b=real(i);
            if b>-10 && b<0 %da tarare
                fr(j)=a;
                re(j)=b;
                sp(j)=speed(i);
                j=j+1;
            end
        end
    end
end

plot(sp,fr,['o',colors(k+1)])
ylim([0 5])

end
saveas(figure(4), 'Speed-Frequency_weave.jpg');
%vel-real weave

freq=data(:,7);
real=data(:,5);
speed=data(:,1);
L=length(freq);
j=1;
for i=1:L
    a=freq(i);
    if a>0.2 && a<5
        b=real(i);
        if b>-10 && b<0
            fr(j)=a;
            re(j)=b;
            sp(j)=speed(i);
            j=j+1;
        end
    end
end

```

```

        end
    end
end
figure(5)
hold on
plot(sp, re, ['o', 'b'])
title('Speed-real part Weave"s comparison at varation of lateral stiffness')
xlabel('Speed (m/s)')
ylabel('Real part (1/s)')
for k=0:5
    a=1564*k+1;
    b=1564*(k+1);
    speed=Datil(a:b,1);
    freq=Datil(a:b,7);
    real=Datil(a:b,5);
    L=length(freq);
    j=1;
    for i=1:L
        a=freq(i);
        if a>0.2 && a<5
            b=real(i);
            if b>-10 && b<0
                fr(j)=a;
                re(j)=b;
                sp(j)=speed(i);
                j=j+1;
            end
        end
    end
    ylim([-8 -1])
    plot(sp, re, ['o', colors(k+1)])

end
saveas(figure(5), 'Speed-real_weave.jpg');

%modo flessionale

freq=data(:,7);
real=data(:,5);
speed=data(:,1);
L=length(freq);
j=1;
for i=1:L
    a=freq(i);
    if a >10 && a<30
        b=real(i);
        if b>-50 && b<0
            fr(j)=a;
            re(j)=b;
            sp(j)=speed(i);
            j=j+1;
        end
    end
end
figure(11)
hold on
plot(sp, fr, ['o', 'b'])
title('Speed-Frequency flexible mode comparison at varation of lateral stiffness')
xlabel('Speed (m/s)')
ylabel('Frequency (Hz)')

```

```

for k=0:5
    a=1564*k+1;
    b=1564*(k+1);
    speed=Datil(a:b,1);
    freq=Datil(a:b,7);
    real=Datil(a:b,5);
    L=length(freq);
    j=1;
    for i=1:L
        a=freq(i);
        if a >10 && a < 30
            b=real(i);
            if b > -50 && b < 0
                fr(j)=a;
                re(j)=b;
                sp(j)=speed(i);
                j=j+1;
            end
        end
    end
    ylim([8 30])
    plot(sp,fr,['o',colors(k+1)])

```

```

end
saveas(figure(11), 'Speed-Frequency flex.jpg');
%speed-real modo flex

```

```

freq=data(:,7);
real=data(:,5);
speed=data(:,1);
L=length(freq);
j=1;
for i=1:L
    a=freq(i);
    if a > 10 && a<30
        b=real(i);
        if b>-60 && b<0
            fr(j)=a;
            re(j)=b;
            sp(j)=speed(i);
            j=j+1;
        end
    end
end
figure(12)
hold on
plot(sp,re,['o','b'])
title('Speed-real part flexible mode comparison at varation of lateral stiffness')
xlabel('Speed (m/s)')
ylabel('Real part (1/s)')
for k=0:5
    a=1564*k+1;
    b=1564*(k+1);
    speed=Datil(a:b,1);
    freq=Datil(a:b,7);
    real=Datil(a:b,5);
    L=length(freq);
    j=1;
    for i=1:L
        a=freq(i);

```

```

    if a > 10 && a < 30
    b=real(i);
        if b>-60 && b<0
            fr(j)=a;
            re(j)=b;
            sp(j)=speed(i);
            j=j+1;
        end
    end
end

plot(sp,re,['o',colors(k+1)])

ylim ([-35 -1])
end

saveas (figure(12), 'Speed-real flex.jpg');

```

Il tutto viene ripetuto per le simulazioni con implementata la rigidità torsionale. Il codice è molto simile, cambiano solo i dati che vanno importati e il settaggio dei parametri a e b per cui viene omessa la trattazione

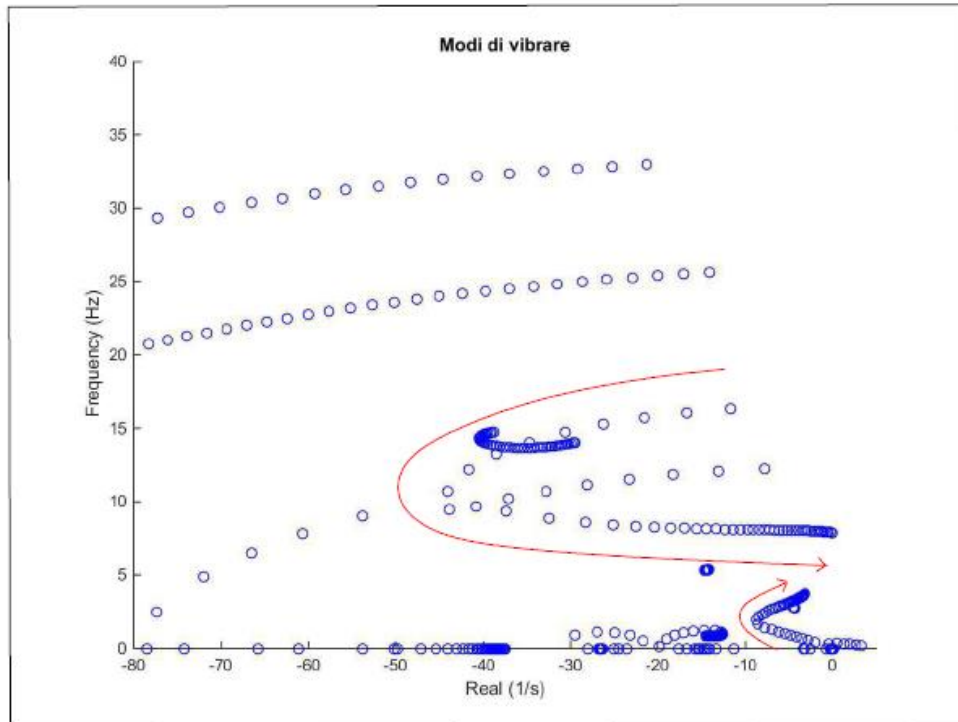
2.5 RISULTATI DELLE SIMULAZIONI

In questo paragrafo saranno illustrati i risultati ottenuti dalle simulazioni precedentemente illustrate

2.5.1 MODI DI VIBRARE

I risultati delle analisi in frequenza vengono riportati nel diagramma denominato root-locus che riporta in ascissa la parte reale degli autovalori calcolati, e in ordinata la frequenza, corrispondete alla parte immaginaria moltiplicata per il coefficiente di proporzionalità $1/2\pi$. Le analisi vengono fatte ipotizzando che la motocicletta stia percorrendo un rettilineo e che la sua velocità vari da 1 a 50 m/s (ovvero da 3 a 180 km/h che è il range di velocità stimato dal rapporto peso potenza della moto).

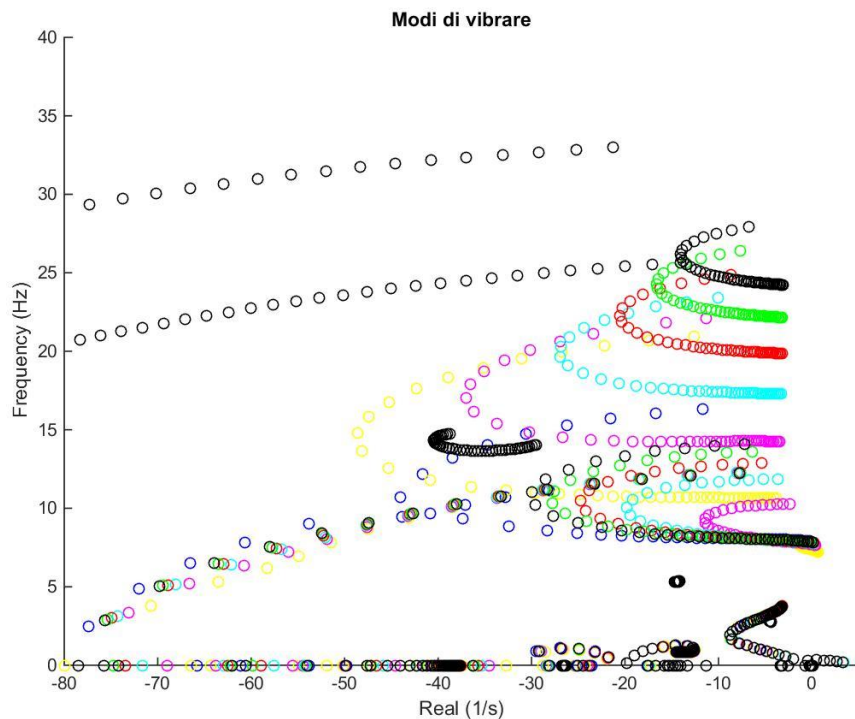
Innanzitutto si possono riconoscere i tipici modi di vibrare di una motocicletta andando ad effettuare l'analisi in frequenza per la configurazione di moto completamente rigida. Nel grafico sotto riportato a ciascun pallino corrisponde l'autovalore con una determinata velocità.



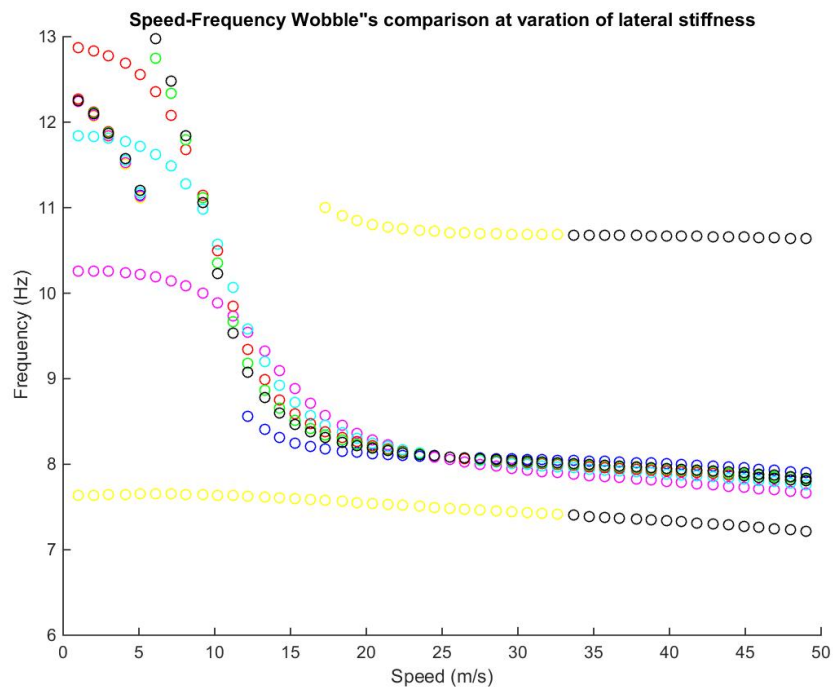
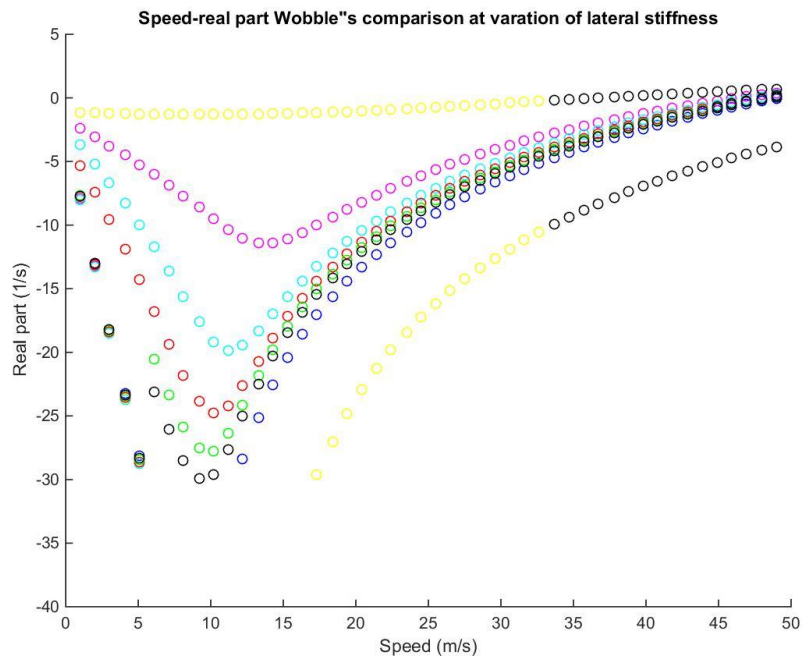
La freccia riporta l'andamento per velocità crescente. Sono inoltre evidenziati i modi di vibrare di interesse in questo studio, ovvero capsize, weave e wobble. Si può osservare come tutti i modi abbiano la tendenza ad avvicinarsi all'instabilità con l'aumentare della velocità. Questo è naturale se si pensa che con l'aumento della velocità aumenta conseguentemente anche l'energia a disposizione per l'instaurazione del moto aumenta.

Si passa ora ad analizzare in primo luogo l'influenza della variazione della rigidità partendo da quella flessionale e proseguendo con quella torsionale. Come precedentemente anticipato, l'introduzione della rigidità del telaio comporta la divisione in due del corpo in corrispondenza di un punto chiamato deformation center dove sarà posta la molla. Questa operazione comporta l'aggiunta di un grado di libertà e quindi di un modo di vibrare.

Inizialmente il deformation center è posizionato in corrispondenza del perno forcellone. Ad ogni colore corrisponde un determinato valore di rigidità. Il colore giallo è associato alla rigidità minore e mano a mano a salire abbiamo magenta, ciano, rosso verde e nero.

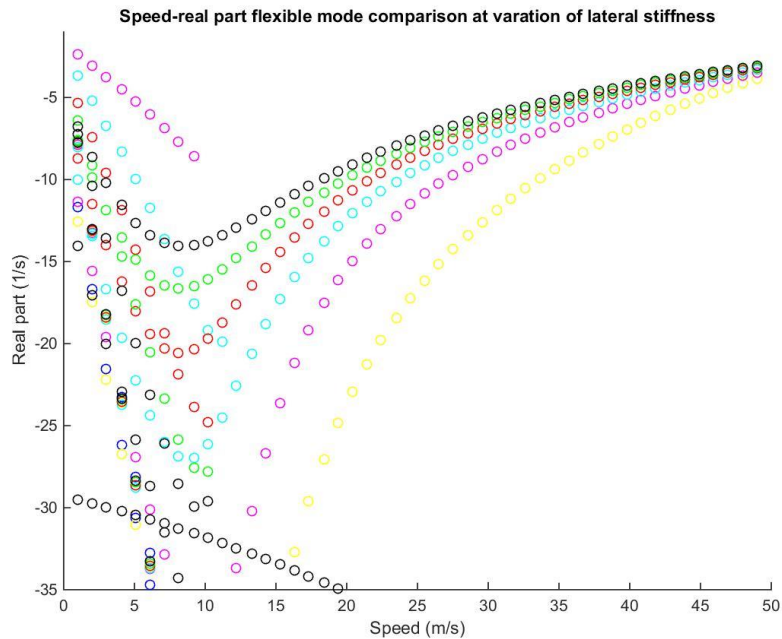


Si può osservare come un aumento della rigidità comporti una stabilizzazione del modo di wobble alle medie/basse velocità: il range di valori della parte reale che determina lo smorzamento del modo copre una fetta più ampia della scala. Anche le frequenze risultano più elevate per velocità medio basse con l'aumento della rigidità. Il tutto può essere riassunto in due grafici che riportano rispettivamente la parte reale e la frequenza in funzione della velocità:

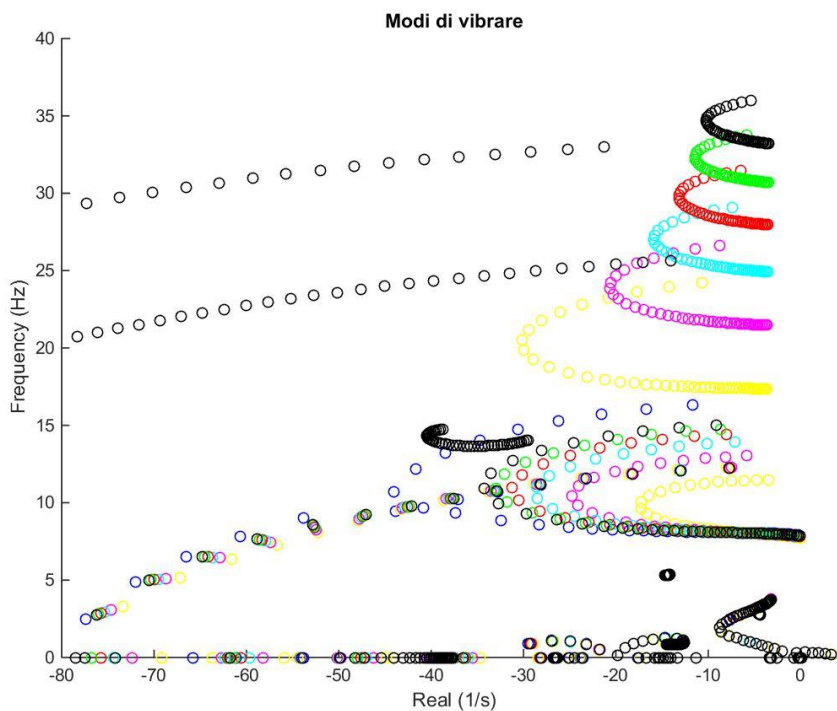


Per quanto riguarda invece il modo flessionale, la sua frequenza aumenta in modo netto con l'aumentare della rigidezza. Come è lecito aspettarsi, il range di valori attribuiti alla parte reale diminuisce

Il weave invece sembra non subire particolari modificazioni

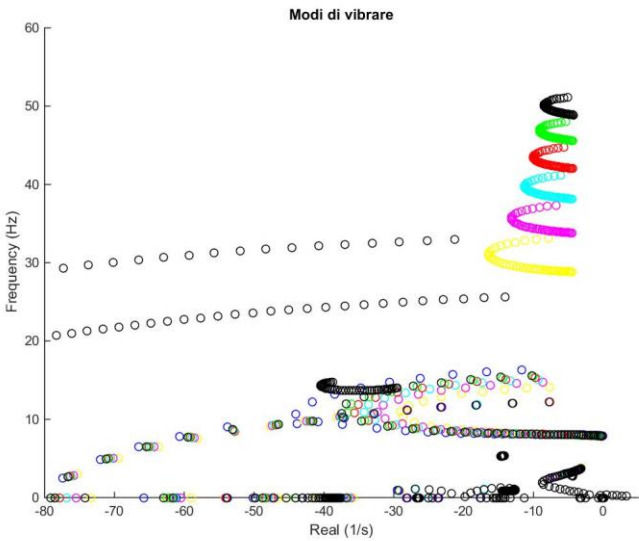


Andando poi a spostare il DC alla posizione successiva lungo la congiungente perno forcellone-canotto si possono fare le seguenti considerazioni

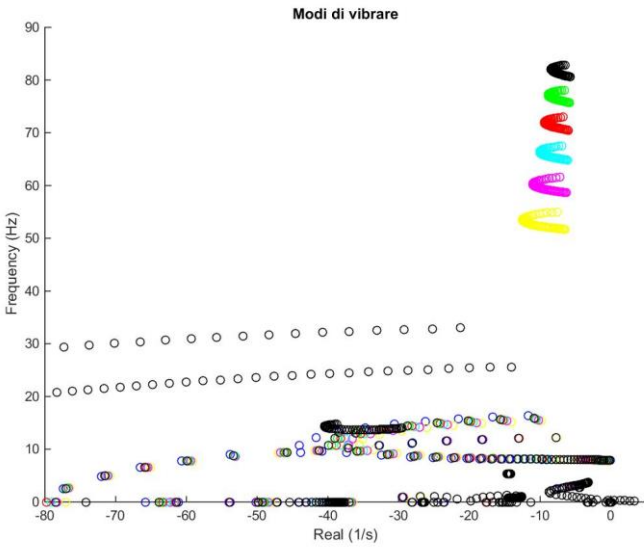


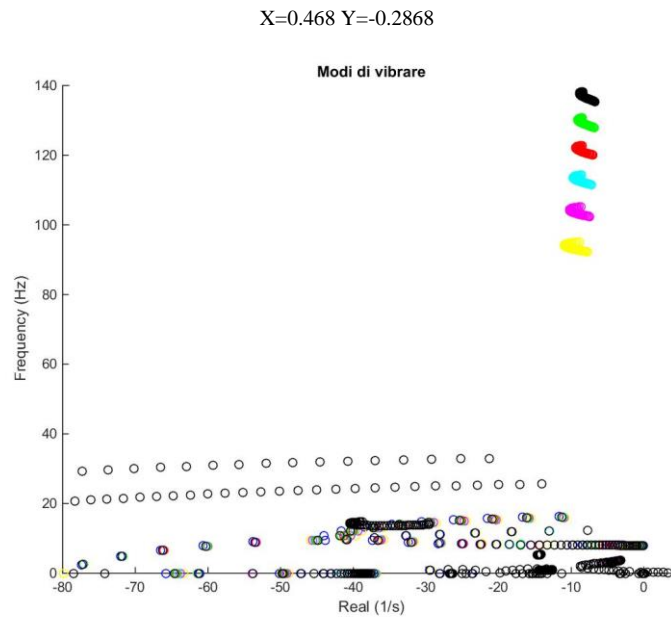
- La stabilità dei vari modi non cambia
- Il modo di weave non presenta sensibilità alla variazione di rigidezza
- La frequenza del modo flessionale aumenta sensibilmente; l'aumento della rigidezza comporta sempre un incremento di frequenza.

A conferma di quanto appena affermato si riportano in sequenza i grafici dei modi di vibrare per i punti di indagine successivi:



X=0.312 Y=-0.1912

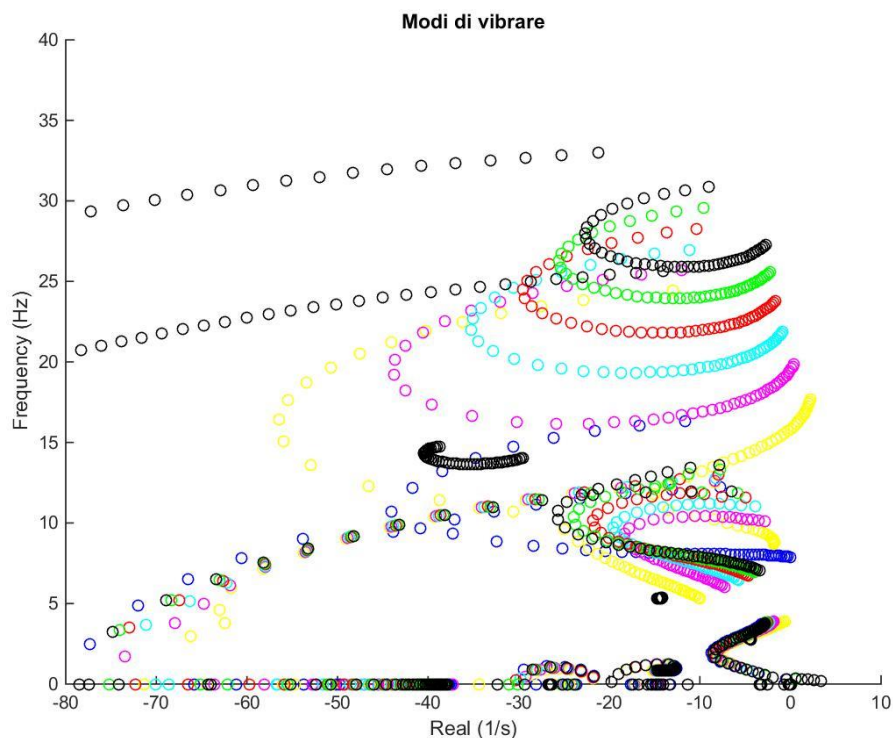




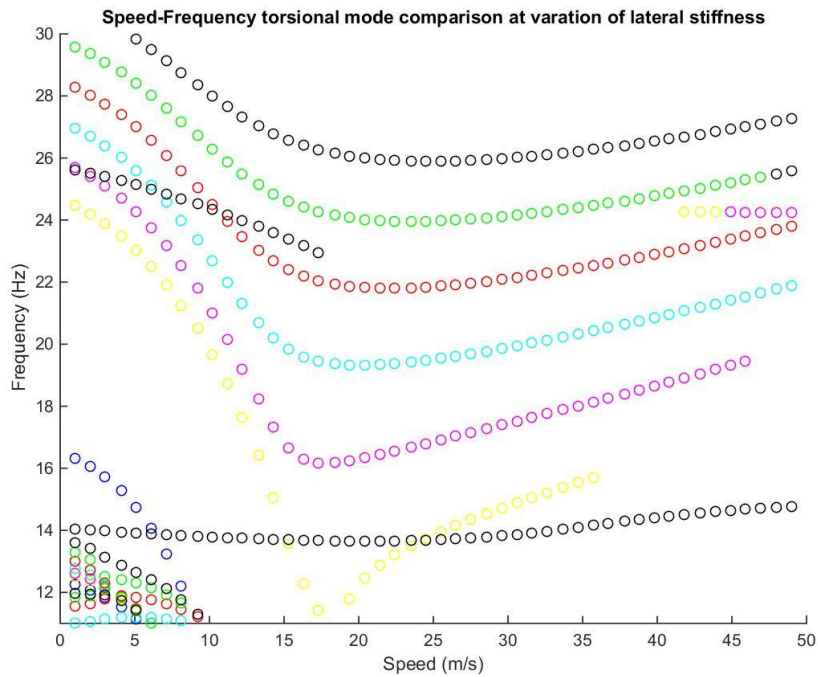
$X=0.624 \ Y=-0.3824$

Si vede chiaramente che le frequenze del modo flessionale aumentano fino ad un 400% del valore iniziale rendendo quasi impossibile l'instaurarsi del fenomeno di risonanza.

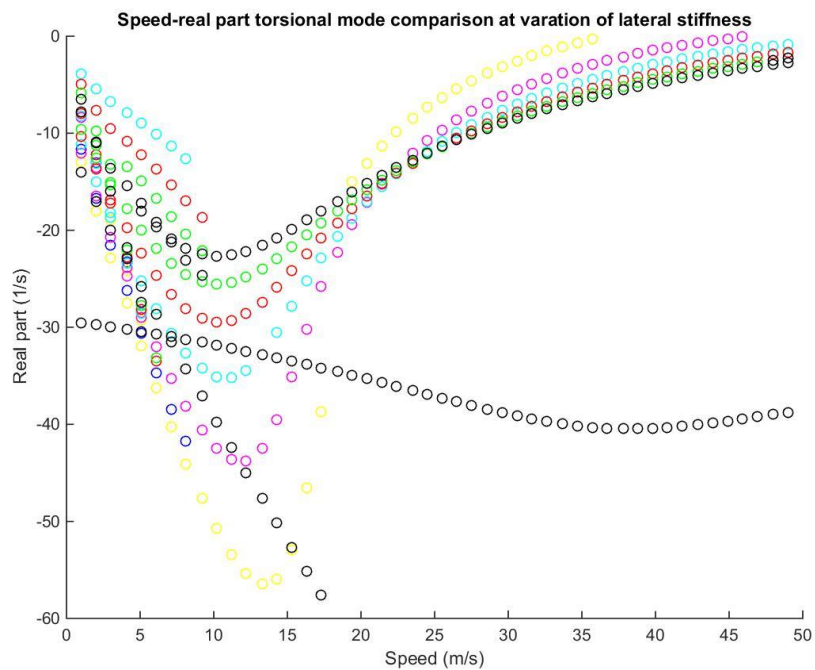
Per quanto riguarda la rigidezza torsionale invece, la sua influenza sui modi di vibrare è diversa. Essa non solo introduce un modo torsionale e modifica frequenza e smorzamento del wobble, ma varia anche il comportamento del weave alle alte velocità riducendogli lo smorzamento:



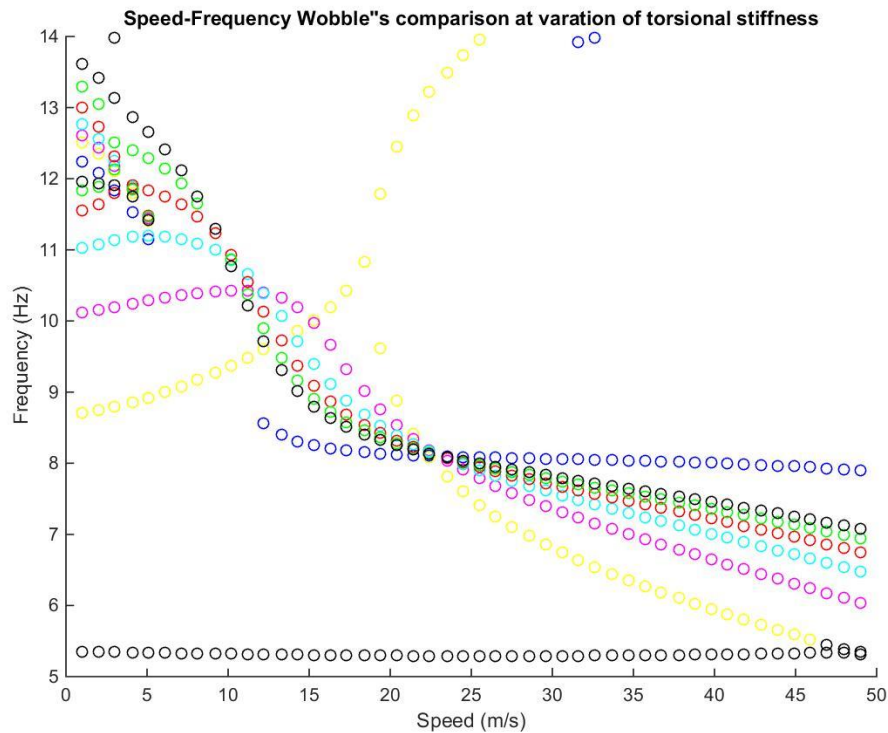
In particolare si vede che l'aumento di rigidezza comporta l'aumento della frequenza del modo torsionale rendendo quindi più difficile la sua eccitazione:



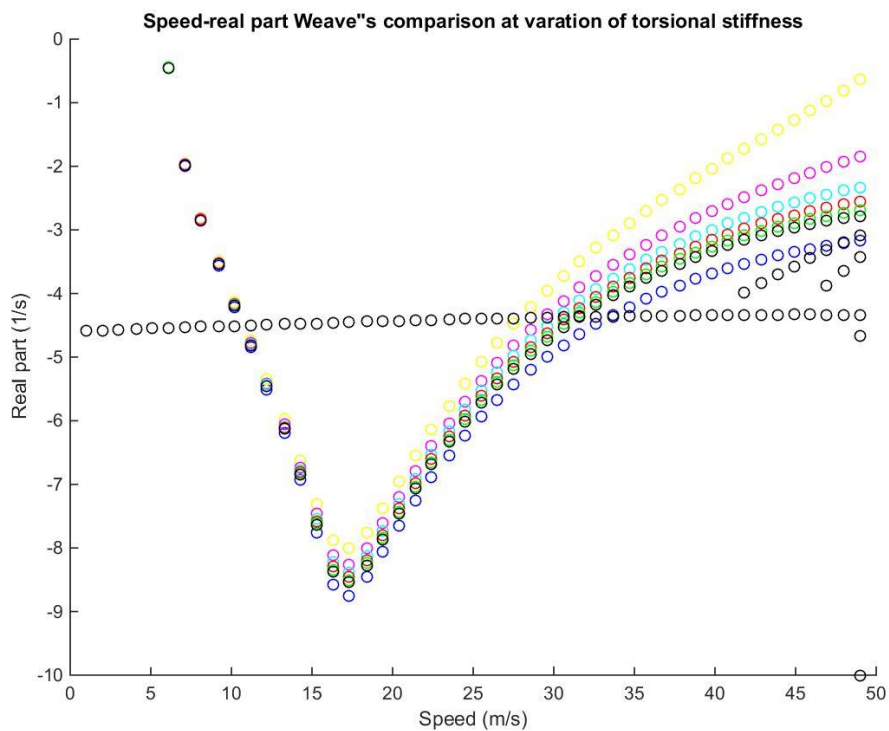
L'incremento della rigidità riduce automaticamente la parte reale del modo:



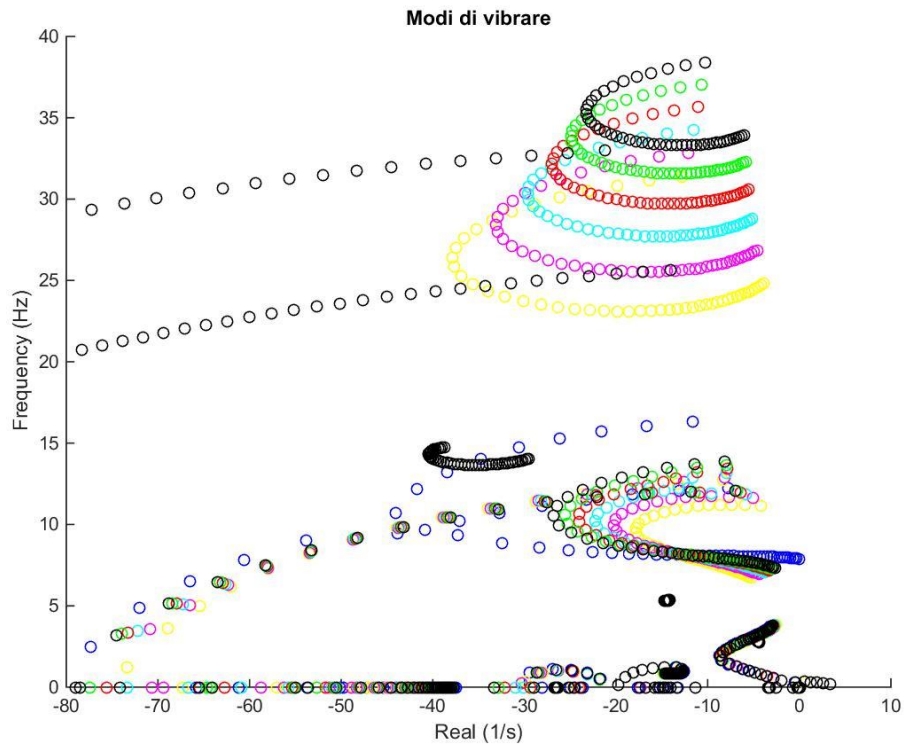
Il wobble invece presenta frequenze più elevate con un flesso che si attesta intorno ai 9 Hz. Questo andamento è dovuto agli effetti giroscopici. Il particolare il punto di flesso si ottiene alle medie velocità poiché è lì che le forze provenienti dalla ruota anteriore si bilanciano con quelle dovute agli effetti giroscopici.



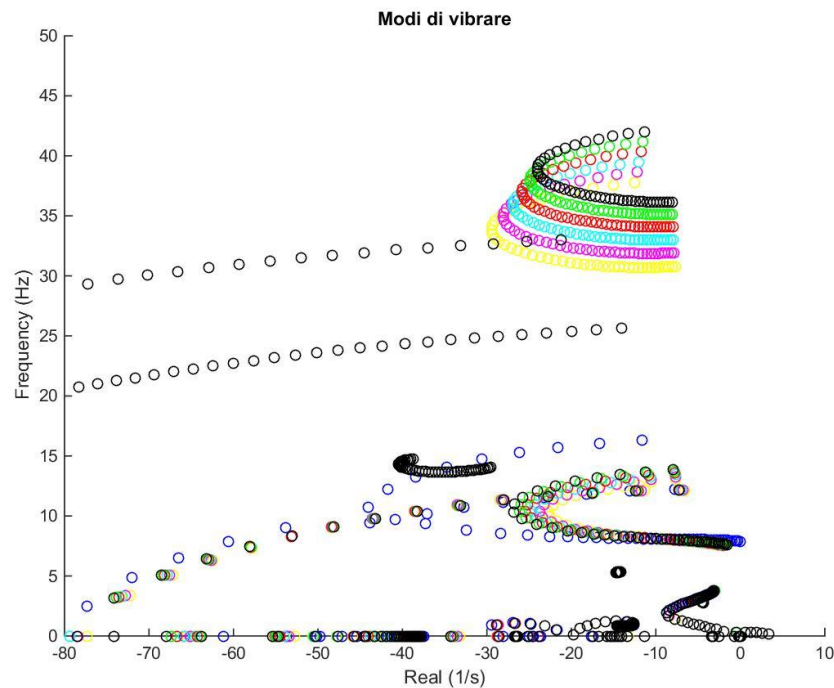
Infine, a differenza di prima, adesso anche il weave risente dell'influenza della rigidezza, ma solo per le alte velocità. In particolare un aumento della rigidezza comporta una stabilizzazione del modo:



Variando la posizione del deformation center lungo la congiungente tra perno forcellone e canotto dello sterzo si nota come il range delle frequenze del modo torsionale si alzi e come l'influenza sul modo di wobble e weave alle alte velocità si attenui:



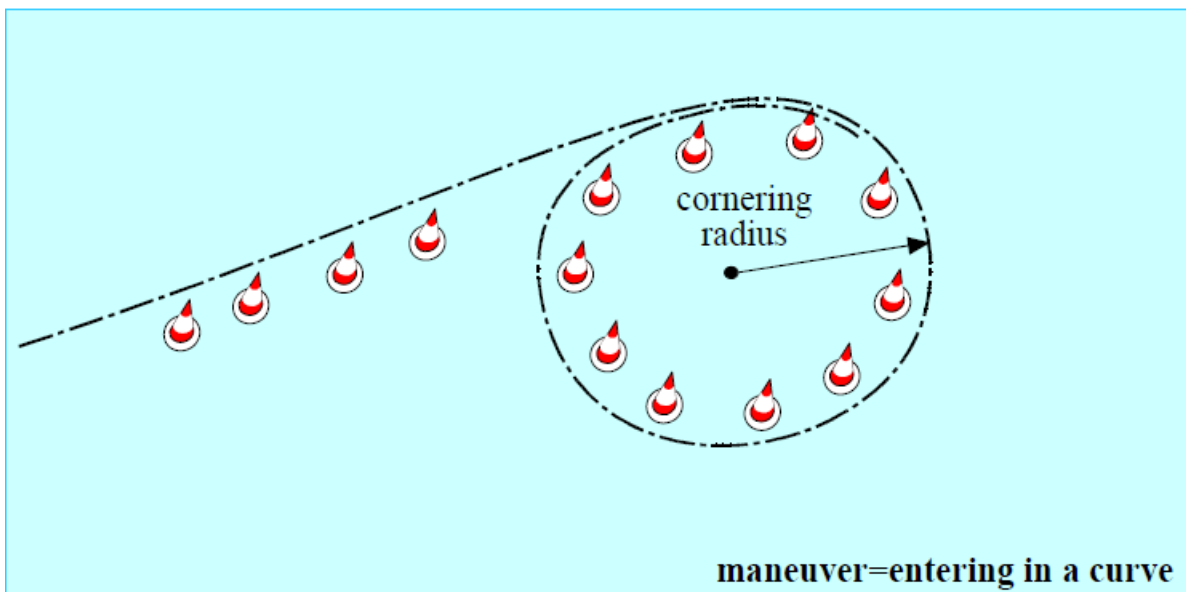
La tendenza rimane fino a quando il deformation center non viene posto in corrispondenza del canotto dello sterzo. Qui le frequenze del modo torsionale si attestano sui 35-40 Hz, mentre l'influenza della variazione di rigidità sui modi di wobble e weave è quasi scomparsa:



2.5.2 MANEGGEVOLEZZA

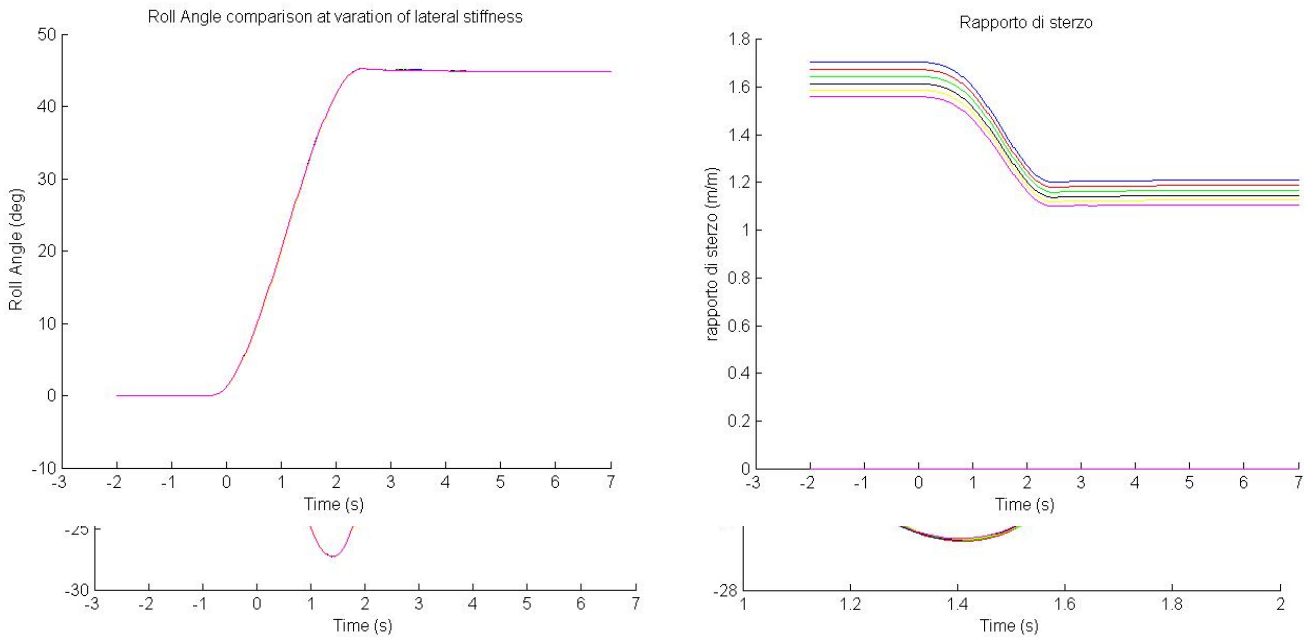
Nella pratica per valutare la maneggevolezza di una moto si va a vedere come la moto si inserisce in curva o qual è la sua risposta a repentini cambi di direzione. Con FastBike si riesce a simulare il comportamento della moto durante tre manovre esemplificative:

- Prova a curvatura costante: In questa prova le grandezze di input e output sono costanti e quindi le risposte del veicolo in stato stazionario possono essere misurate in maniera utile e ripetibile. Le grandezze che descrivono l'azione di controllo del pilota sono la coppia di sterzo e l'angolo di inclinazione del sistema pilota-motocicletta. In generale la sensazione di maneggevolezza del pilota è legata allo sforzo di sterzata necessario per eseguire una certa



manovra; in questa prova tale sensazione è legata alla coppia di sterzo necessaria a seguire la traiettoria desiderata con la velocità di avanzamento stabilita. Un buon feeling corrisponde ad una piccola coppia allo sterzo e preferibilmente negativa. Inoltre si può calcolare il rapporto di sterzata come il raggio ideale di curvatura (associato al pneumatico ideale) diviso per il raggio di curvatura reale. In base al valore si deduce se la motocicletta ha comportamento sotto/sovra/contro sterzante.

I parametri principali di input della prova sono la velocità di esecuzione, il raggio di curvatura, il tempo di curvatura e la durata della simulazione. Questi ed altri devono venire ottimizzati

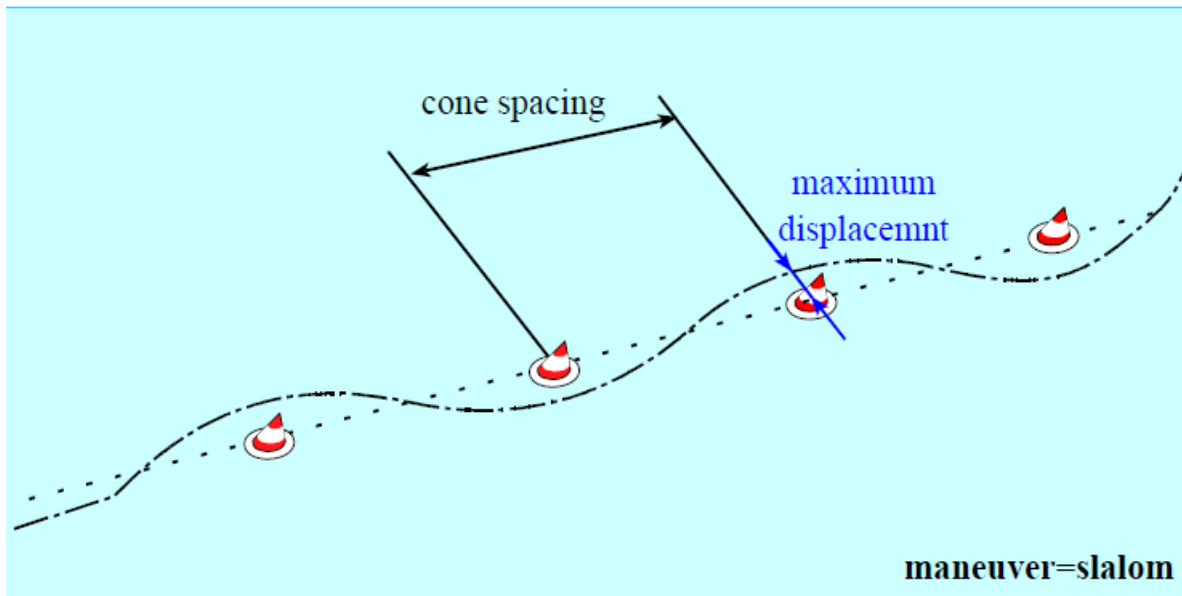


in base al modello con il quale si stanno facendo le analisi. Dall'ottimizzazione si ha una velocità di esecuzione della manovra di 20 m/s, un raggio di curvatura di 50 m, un tempo di curvatura di 2,8 secondi e una durata della prova di 12,5 secondi. Si fanno quindi iterare i valori delle flessibilità e il loro punto di applicazione. Partendo dal perno forcellone si nota come il variare della rigidità non abbia particolari influenze sui risultati di questa prova e le variazioni che si registrano sono minime, quasi impossibili da percepire da qualsiasi pilota.

L'unico parametro che risente della variazione della flessibilità laterale è il rapporto di sterzo. Aumentando la flessibilità la motocicletta tende ad avere un comportamento meno sovrasterzante avvicinandosi in piega alla zona di comportamento neutro. Mano a mano che si varia la posizione del deformation center la sensibilità del rapporto di sterzo sparisce.

La rigidità torsionale non presenta alcuna influenza, neppure sul rapporto di sterzo.

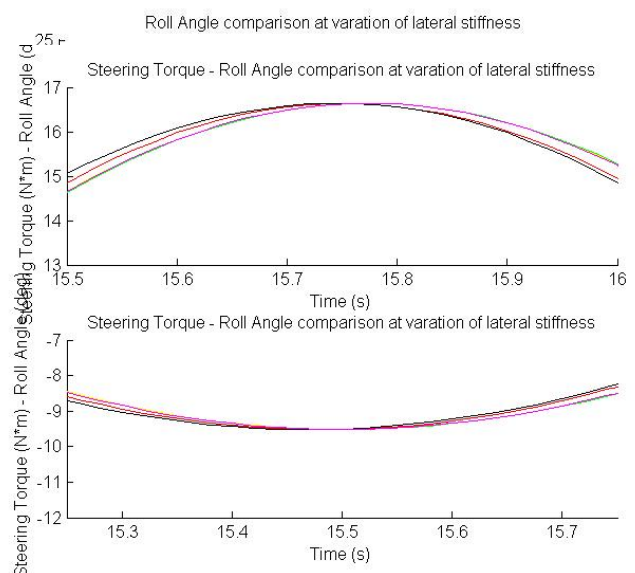
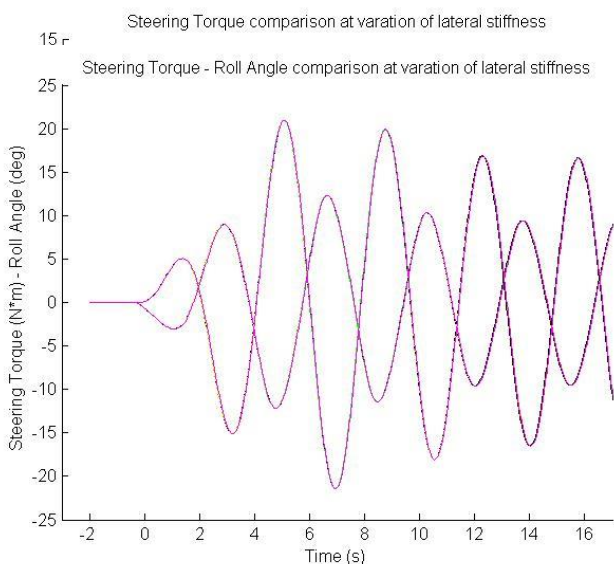
- La prova di Slalom: Durante la prova di slalom stazionario il pilota controlla la motocicletta attraverso un'azione periodica sul sistema di sterzata. Bisogna quindi studiare la risposta forzata del sistema dove l'eccitazione forzante è rappresentata dalla coppia di sterzo e/o dall'angolo di sterzata. La risposta della motocicletta cambia sia in ampiezza che in fase in funzione della velocità e della frequenza di slalom. Il feeling del pilota è determinato dal ritardo di fase tra l'angolo di rollio e la coppia di sterzo, piuttosto che alla coppia di sterzo massima:



una maggior maneggevolezza è associata a motociclette che presentano una risposta veloce all'input di sterzata.

I parametri principali di input della prova sono la velocità di esecuzione, la distanza tra i coni, l'ampiezza di inclinazione della moto e la durata della simulazione. Questi ed altri devono venire ottimizzati in base al modello con il quale si stanno facendo le analisi. Dall'ottimizzazione si ha una velocità di esecuzione della manovra di 8 m/s, una distanza tra i coni di 14 m, un'ampiezza di inclinazione di 0,3 rad e una durata della prova di 12,5 secondi. Si fanno quindi iterare i valori delle flessibilità e il loro punto di applicazione.

Dai risultati ottenuti si può vedere come questa prova sia poco sensibile alla variazione di rigidità e al punto di applicazione delle flessibilità; scegliendo quest'ultimo in



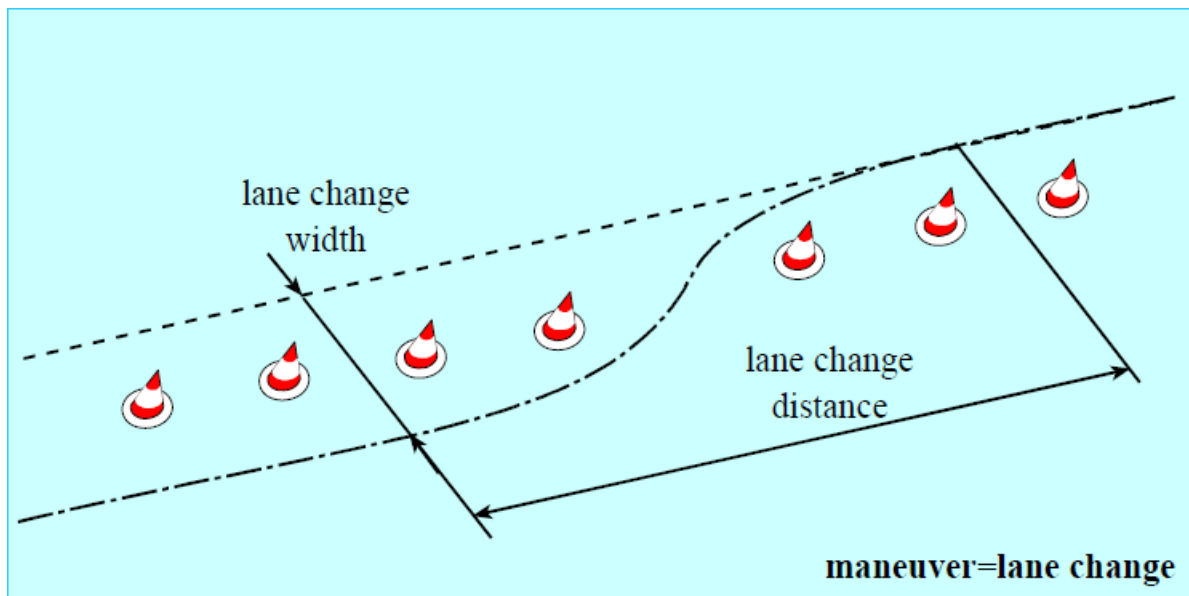
corrispondenza del perno forcellone, con l'introduzione della flessibilità laterale si ottengono i seguenti risultati:

L'ampiezza della coppia di sterzo non varia sensibilmente cosiccome la fase tra coppia di sterzo e angolo di rollio. Spostandosi progressivamente verso il canotto dello sterzo la situazione non cambia

- La prova del cambio corsia: La manovra di cambio corsia dipende fortemente dall'abilità del pilota e dal suo stile di guida. I piloti più esperti la effettuano con un out-tracking elevato utilizzando quindi l'inclinazione del corpo per poter tenere la moto più verticale possibile o per generare un input addizionale rispetto alla coppia di sterzo. La maneggevolezza percepita dal pilota è proporzionale alla fase tra la velocità di imbardata e la coppia di sterzo. Un ulteriore indice utile per la valutazione della maneggevolezza con questa manovra è l'indice di rollio del cambio definito come:

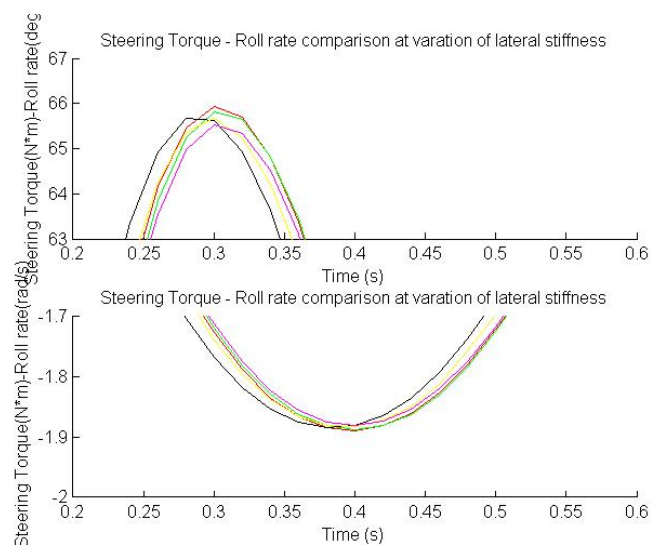
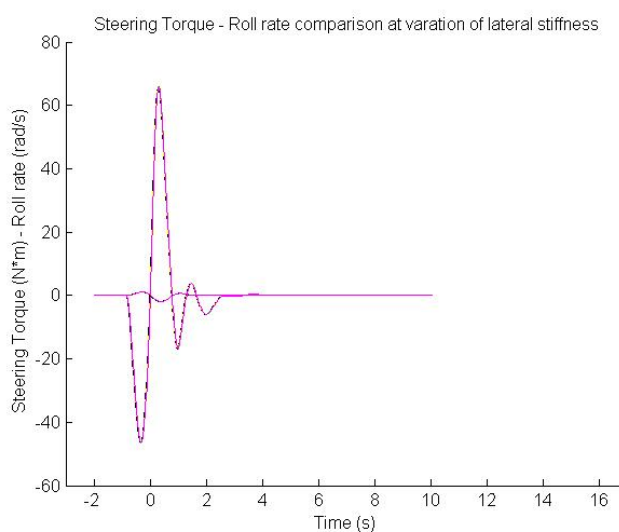
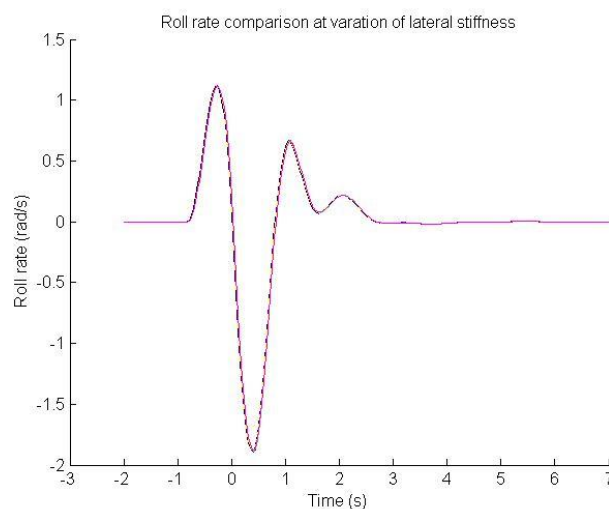
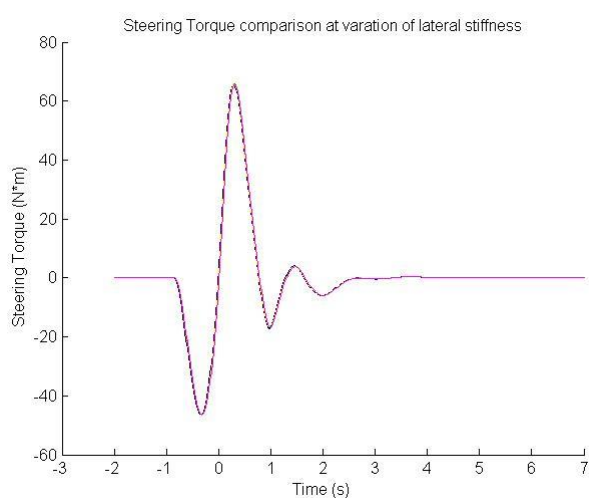
$$\text{Indice di Rollio di Cambio Corsia} = \frac{\tau}{\dot{\rho} * Vm}$$

I parametri principali di input della prova sono la velocità di esecuzione, la larghezza della



corsia, la lunghezza della manovra e la durata della simulazione. Questi ed altri devono venire ottimizzati in base al modello con il quale si stanno facendo le analisi. Dall'ottimizzazione si ha una velocità di esecuzione della manovra di 20 m/s, la larghezza della corsia di 3 m, la lunghezza della manovra di 20m e una durata della prova di 10 secondi. Si fanno quindi iterare i valori delle flessibilità e il loro punto di applicazione.

Per flessibilità laterale introdotta in corrispondenza del perno forcellone i risultati delle simulazioni mostrano come un aumento della flessibilità faccia diminuire, seppur di poco, la coppia di sterzo necessaria per eseguire la manovra, mentre la fase tra coppia di sterzo e velocità di rollio non risente particolarmente della variazione:



Procedendo lungo la solita congiungente, questo effetto si attenua in prossimità della mezzeria, per ripresentarsi poi in corrispondenza del canotto dello sterzo.

Per quanto riguarda invece l'indice di rollio del cambio corsia, per il suo calcolo si sono fatte delle simulazioni andando a variare non solo flessibilità e loro punto di applicazioni, ma anche la velocità di esecuzione della manovra. Si è partiti da 10 m/s e si è arrivati a 30 m/s con incrementi di 5 e andando quindi a prendere i valori da picco a picco. Le variazioni dovute alle rigidzze sono dell'ordine della terza cifra decimale quindi possono essere trascurate

2.6 CONCLUSIONI

Alla luce di quanto descritto fin qui, sembra conveniente porre il punto di applicazione delle rigidzze spostato avanti rispetto al punto medio della congiungente tra perno forcellone e perno ruota. Con

questa configurazione posso avere bassi valori di rigidità flessionale senza avere frequenze del modo flessionale facilmente eccitabili e andare anche a stabilizzare parzialmente il wobble. Inoltre una minor rigidità flessionale permette di avere una moto più maneggevole con comportamento meno sovraasterzante in curva e con una minor coppia di sterzo richiesta all'ingresso.

Per quanto riguarda invece la rigidità torsionale essa deve essere elevata in modo da rendere più difficile l'eccitazione del modo torsionale e andare a ridurre la coppia di sterzo necessaria per l'ingresso in curva. Con questa scelta però si ha il problema di avere un wobble che può diventare instabile alle alte velocità. Questo effetto viene mitigato in parte dallo smorzamento del modo e in parte andando ad implementare sulla moto un ammortizzatore di sterzo.

Allo stato dell'arte attuale però le rigidità vanno di pari passo: se è richiesta una rigidità torsionale elevata al telaio, esso per sua conformazione presenterà una rigidità flessionale ancora più grande di quella torsionale.

CAPITOLO 3

Il Twist Axis

2.1 DEFINIZIONE E CALCOLO

I motocicli sono strutture meccaniche piuttosto complesse sia dal punto di vista dinamico e di controllo, sia dal punto di vista strutturale. La presenza di strutture di materiale diverso quali telaio, motore e sospensioni con forme complesse, prive, nella maggior parte dei casi, di piani o assi di simmetria e l'utilizzo di diversi tipi di giunti (giunti imbullonati, saldati, brasati, silent-block e giunti elastici) per connettere questi componenti, danno luogo ad una struttura complessa il cui comportamento elastico non è facilmente prevedibile. Per questo motivo per ricavarne le caratteristiche di rigidezza o deformabilità, non è possibile adottare le più comuni metodologie analitiche, ma bisogna ricorrere a metodi agli elementi finiti e/o a test sperimentali di laboratorio. Ricordando alcuni concetti di meccanica dei solidi si possono scrivere le relazioni generiche che legano le deformazioni alle sollecitazioni in una struttura a comportamento elastico che, in termini di cedevolezza, assumono la seguente forma:

$$\begin{Bmatrix} v_x \\ v_y \\ v_z \\ \varphi_x \\ \varphi_y \\ \varphi_z \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} & \alpha_{13} & \alpha_{14} & \alpha_{15} & \alpha_{16} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} & \alpha_{23} & \alpha_{24} & \alpha_{25} & \alpha_{26} \\ \alpha_{31} & \alpha_{32} & \alpha_{33} & \alpha_{34} & \alpha_{35} & \alpha_{36} \\ \alpha_{41} & \alpha_{42} & \alpha_{43} & \alpha_{44} & \alpha_{45} & \alpha_{46} \\ \alpha_{51} & \alpha_{52} & \alpha_{53} & \alpha_{54} & \alpha_{55} & \alpha_{56} \\ \alpha_{61} & \alpha_{62} & \alpha_{63} & \alpha_{64} & \alpha_{65} & \alpha_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \\ M_x \\ M_y \\ M_z \end{Bmatrix}$$

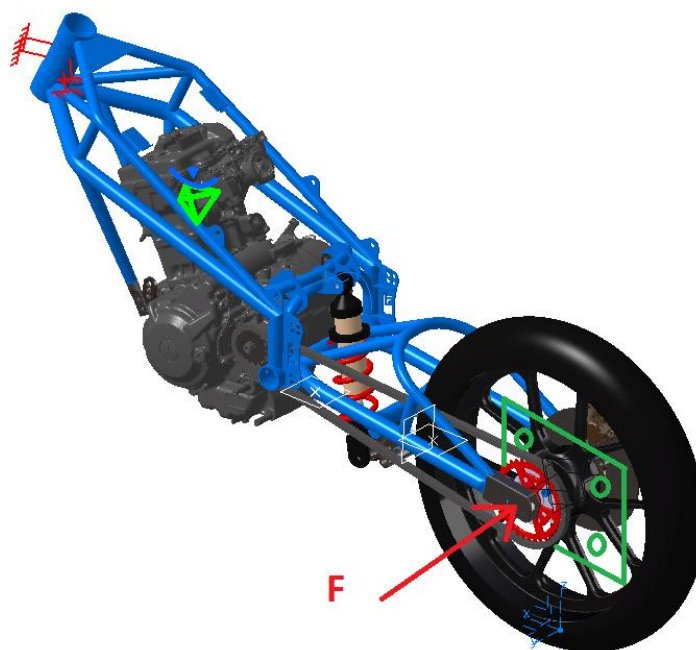
Intuitivamente, per determinare i coefficienti della matrice, si sarebbe portati ad applicare una forza lungo un certo asse e misurarne la deformata lungo lo stesso. Così facendo però si commetterebbe l'approssimazione di non considerare l'influenza dei termini extra-diagonali.

$$\begin{Bmatrix} v_x \\ v_y \\ v_z \\ \varphi_x \\ \varphi_y \\ \varphi_z \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} & \alpha_{13} & \alpha_{14} & \alpha_{15} & \alpha_{16} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} & \alpha_{23} & \alpha_{24} & \alpha_{25} & \alpha_{26} \\ \alpha_{31} & \alpha_{32} & \alpha_{33} & \alpha_{34} & \alpha_{35} & \alpha_{36} \\ \alpha_{41} & \alpha_{42} & \alpha_{43} & \alpha_{44} & \alpha_{45} & \alpha_{46} \\ \alpha_{51} & \alpha_{52} & \alpha_{53} & \alpha_{54} & \alpha_{55} & \alpha_{56} \\ \alpha_{61} & \alpha_{62} & \alpha_{63} & \alpha_{64} & \alpha_{65} & \alpha_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_x \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \Rightarrow \begin{Bmatrix} v_x \\ v_y \\ v_z \\ \varphi_x \\ \varphi_y \\ \varphi_z \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_{11} \\ \alpha_{21} \\ \alpha_{31} \\ \alpha_{41} \\ \alpha_{51} \\ \alpha_{61} \end{bmatrix} \cdot F_x \Rightarrow \begin{bmatrix} \alpha_{11} \\ \alpha_{21} \\ \alpha_{31} \\ \alpha_{41} \\ \alpha_{51} \\ \alpha_{61} \end{bmatrix} = \begin{Bmatrix} v_x \\ v_y \\ v_z \\ \varphi_x \\ \varphi_y \\ \varphi_z \end{Bmatrix} \cdot \frac{1}{F_x}$$

Seguendo un approccio sperimentale più rigoroso è possibile determinare i coefficienti della matrice applicando un carico per volta e rilevando le corrispettive deformazioni. Tutto ciò per uno schema di vincolo e per un punto di misura prescelti. Note tutte le colonne, mediante inversione si ottiene la matrice di rigidezza.

È immediato notare quanto gravoso sia questo tipo di approccio sperimentale, non solo per il gran numero di grandezze da monitorare, ma anche per le difficoltà tecniche che si incontrano nel voler applicare alcune componenti di forza piuttosto che dei momenti puri. Per questi motivi, la pratica sperimentale seguita dai costruttori di motocicli consiste nell'individuare delle procedure interne che forniscano delle indicazioni globali sulla rigidezza delle strutture esaminate tramite l'individuazione di indici o grandezze abbastanza slegate da quelli che sono i termini delle matrici di rigidezza. Alcuni di questi problemi possono essere ovviati facendo ricorso ad analisi FEM.

Una procedura sperimentale è quella che prevede il calcolo dell'asse di "Twist". Essa può essere simulata anche al calcolatore. Così facendo si trovano dei valori di rigidezza che possono poi essere validati sperimentalmente. La procedura prevede di vincolare il telaio in corrispondenza del canotto di sterzo e sollecitare la struttura mediante l'applicazione di una forza ortogonale al piano longitudinale della motocicletta in corrispondenza del bordo del cerchio ruota posteriore:



Si procede a rilevare lo spostamento di tre punti di controllo su una piastra rigida posizionata in prossimità del mozzo ruota posteriore (rappresentata con il colore verde), mediante l'impiego di trasduttori LVDT, vibrometri laser o altri sensori di posizione. L'intersezione del piano che attraversa i tre punti quando la struttura è scarica con il piano definito dai tre punti a struttura carica, individua una linea. Questa viene chiamata *Twist Axis* e definisce l'asse attorno a cui i tre punti di controllo ruotano. Detto asse è descritto in maniera completa attraverso l'angolo che questi forma con l'asse X e la coordinata di intersezione (o intercetta) con l'asse X stesso.

Dall'angolo formato dai due piani e dal valore di coppia applicata (ottenuto considerando la distanza del punto di applicazione della forza dal *Twist Axis*) è possibile ricavare una sorta di rigidezza torsionale della struttura con riferimento all'asse appena individuato. Successivamente essa può essere decomposta in rigidezze equivalenti, allineate rispettivamente all'asse X e all'asse Z, definendo quindi delle rigidezze torsionale e laterale. Questa procedura può essere applicata anche ai singoli componenti della struttura, come ad esempio il solo telaio o il solo forcellone.

I vantaggi di tale metodo sono la semplicità nell'esecuzione e nell'ottenimento di risultati rappresentativi per un determinato telaio. Inoltre la struttura viene testata con carichi simili a quelli che si potrebbero riscontrare nel normale impiego. Dall'altro lato però è una metodologia

estremamente “pratica” e i risultati ottenuti non sono legati in maniera diretta alle proprietà intrinseche di rigidità del telaio misurato.

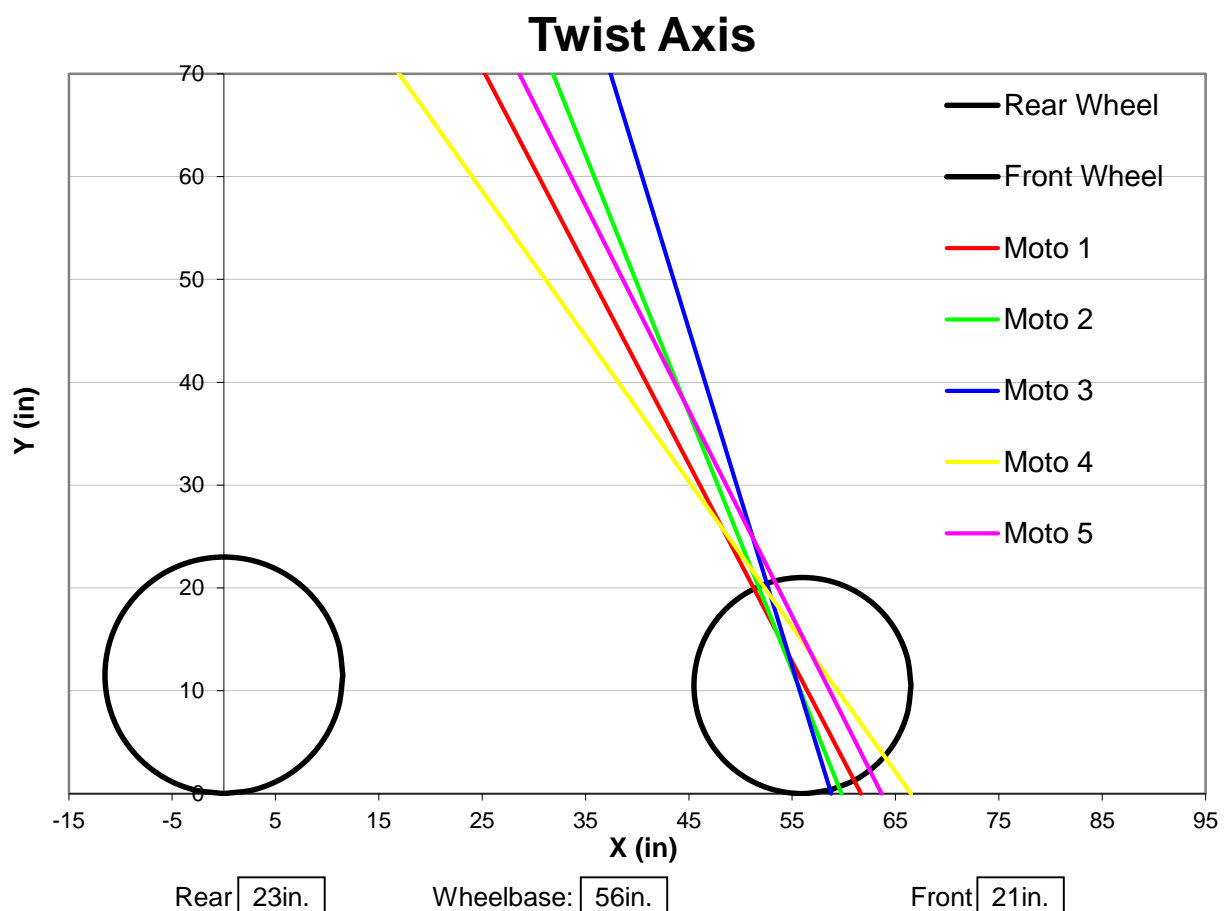
3.2 SIMULAZIONE ESC IN FASTBIKE

In FastBike è possibile imitare la procedura analitica con la simulazione ESC (Equivalent Stiffness Computation). Il software applica al modello una forza in corrispondenza del punto di contatto della ruota posteriore. L'entità di tale forza è chiesta in input all'utente. Vengono quindi calcolati tutti i valori di interesse quali l'inclinazione dell'asse di twist, l'intercetta con l'asse x, la rotazione indotta al piano deformato e di conseguenza, nota la forza impressa, il valore di rigidità 'di twist' risultante. Si riesce quindi ad avere un parametro di confronto tra dati analitici e dati sperimentali: scelti i valori di rigidità laterale e torsionale migliori per avere un buon compromesso tra maneggevolezza e stabilità, si può andare a calcolare i valori di inclinazione ed intercetta del twist axis e confrontarli con quelli derivanti dalle prove sperimentali.

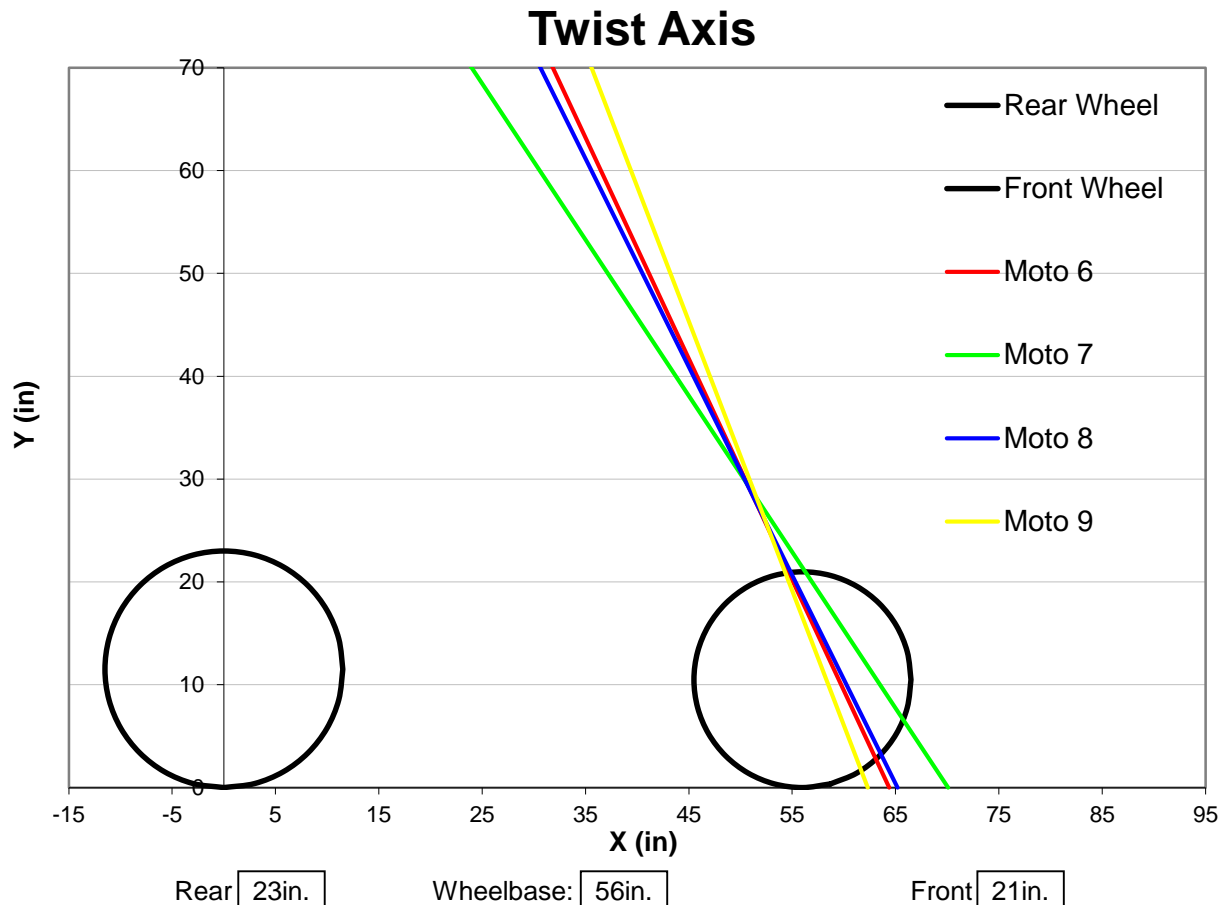
3.2.2 CONFRONTO TRA ESC E DATI SPERIMENTALI DI VARIE MOTOCICLETTE SPORTIVE

Nel corso degli anni l'MDRG ha eseguito numerose misure di rigidità su componenti di moto di tutti i generi. Inoltre sono stati creati numerosi modelli da utilizzare con il software FastBike.

In questo studio si sono presi a riferimento i valori di rigidità di telai di moto appartenenti alle categorie supersportive e naked. Sono state analizzate 9 motociclette con i relativi modelli analitici e i parametri valutati sono stati i valori di rigidità di twist e l'inclinazione dell'asse.



Queste prime 5 motociclette appartengono al segmento naked. I risultati mostrano che il Twist Axis tende ad avere un angolo con il piano orizzontale molto accentuato che non supera gli 80°. Ciò significa che le moto si deformano prevalentemente ruotando attorno all'asse verticale piuttosto che a quello orizzontale. In altre parole la rigidezza torsionale della moto sarà molto elevata, mentre quella laterale sarà bassa: siamo in perfetto accordo con l'analisi multibody in cui si consigliava una rigidezza torsionale elevata in modo da ridurre l'instabilità e una rigidezza laterale minore così da migliorare la maneggevolezza percepita dal pilota.



Le ultime 4 invece sono motociclette sportive. A parte la moto n°7, le altre presentano Twist Axis con inclinazioni simili alle naked. Per quanto riguarda invece i valori di rigidezza attorno all'asse di Twist, le differenze sono più marcate. Nella tabella sottostante vengono riportati i valori:

Moto	Twist Stiffness [Nm/rad]	Inclination angle [°]
Moto 1	13104	-62,5
Moto 2	14615	-68,2
Moto 3	18766	-73,0
Moto 4	16436	-54,7
Moto 5	23750	-63,4
Moto 6	25533	-65,1
Moto 7	19365	-56,4
Moto 8	25217	-63,7
Moto 9	26899	-69,1

La moto numero 5 presenta un valore di rigidezza molto più elevato rispetto alle altre del suo segmento. Questo è dovuto al fatto che la cilindrata è di 1000cc quindi il motore è più grande e conferisce maggior rigidezza a tutta la struttura.

Dal modello multibody della motocicletta Bernarda tramite il software FastBike si è simulato quale sia l'asse di twist dopo aver implementato i valori ottimali di rigidezza e posizione del Deformation Center. Il risultato è un asse di Twist inclinato di -69.4° e una rigidezza attorno all'asse di 20388 Nm/rad.

3.3 CONCLUSIONI

Il risultato teorico ottenuto dalla prova dalla simulazione 'ESC' di FastBike è in linea con quelli ottenuti sperimentalmente. L'inclinazione dell'asse di Twist è di tre decimi di grado maggiore rispetto a quello della Moto 9 che è considerata la più maneggevole del gruppo studiato. Questa è la riprova di quanto affermato precedentemente: motociclette con rigidezze torsionali elevate e rigidezze flessionali laterali ridotte presentano caratteristiche di stabilità e maneggevolezza superiori alle altre. Se si osservano i telai perimetrali delle motociclette stradali che circolano normalmente per strada si vede come le principali case automobilistiche ricerchino delle sezioni rettangolari che presentino lo sviluppo del lato maggiore in altezza e quello del lato più corto in larghezza. Con questa impostazione il telaio presenterà una resistenza minore alle sollecitazioni laterali data dalla sezione ridotta, e resistenza maggiore a quelle di torsione.

CAPITOLO 4

Progettazione e verifica del telaio

Una volta completate le analisi di rigidezza si è passato alla modellazione 3D del telaio. Se per le quote principali della motocicletta si è usata la manovra ottima, per determinare i punti di attacco del motore si è andati a fare una scansione 3D del componente che è stata poi importata nel software usato nella modellazione. Da lì si è proceduto con il disegno del telaio. Visto poi che per il progetto industriale la motocicletta doveva essere costruita in minimo 600 esemplari e il costo non doveva superare i 5000€, si è deciso di costruire un telaio a traliccio utilizzando la tecnologia del taglio laser per sezionare i tubi. Si è pensato di utilizzare un tubo di sezione maggiore come trave portante del telaio, e poi dei tubi di sezione minore come irrigidimenti. Visto che gli sforzi maggiori sulla parte anteriore li si hanno alla base del canotto (motivo per cui le piastre di sterzo inferiori di tutte le motociclette sono molto più spesse di quelle superiori) si è deciso di far partire da lì il tubo portante e farlo arrivare al punto di attacco del perno forcellone. Gli irrigidimenti sono stati poi pensati per ottenere i valori adeguati di rigidezza ed inclinazione del Twist Axis. Le sezioni scelte sono di diametro 30mm e spessore 1,5 mm per il tubo portante, e 20 mm di diametro e 1,5 mm di spessore per gli irrigidimenti. Il materiale è l'acciaio 25CrMo4. Infine, visto lo scopo di costruire una motocicletta per la scuola di guida in pista si è pensato di predisporre sul telaio la possibilità di regolare l'angolo di inclinazione dello sterzo, la posizione e l'inclinazione del motore, la posizione del perno forcellone ed infine la posizione delle pedane. Una volta completato il disegno 3D si è proceduto con il calcolo delle rigidezze e del twist axis e con le verifiche statiche

4.1 MODELLAZIONE E SCELTA DELL'ELEMENTO PER LA MESHATURA

Le analisi del comportamento strutturale del telaio sono state eseguite su differenti modelli di esso. Si è confrontato un modello ad elementi soliti con uno ad elementi superficiali; visto che gli elementi solidi in sede di analisi agli elementi finiti con carichi antimetrici sono molto onerosi da un punto di vista computazionale, si è deciso di utilizzare il modello ad elementi di superficie per il calcolo delle rigidezze. Così però si nota come, in corrispondenza dei nodi, tutti i tubi si tagliano reciprocamente, anche quelli che nella realtà non vengono tagliati. Tale fatto rappresenta un'approssimazione, ma risulta necessario per consentire la discretizzazione del modello attraverso elementi superficiali.

Quest'ultimi infatti necessitano di un dominio "continuo", cioè in corrispondenza delle linee di intersezione delle superfici esterne dei tubi possono confluire al massimo due superfici differenti. Inoltre da "Analisi strutturale del telaio del progetto Motostudent", dove si è studiata la prima versione del telaio poi non realizzata, si apprende che la modellazione dei cordoni di saldatura con elementi solidi porta ad un affinamento sostanziale del modello ma rende il carico computazionale ancora più oneroso.

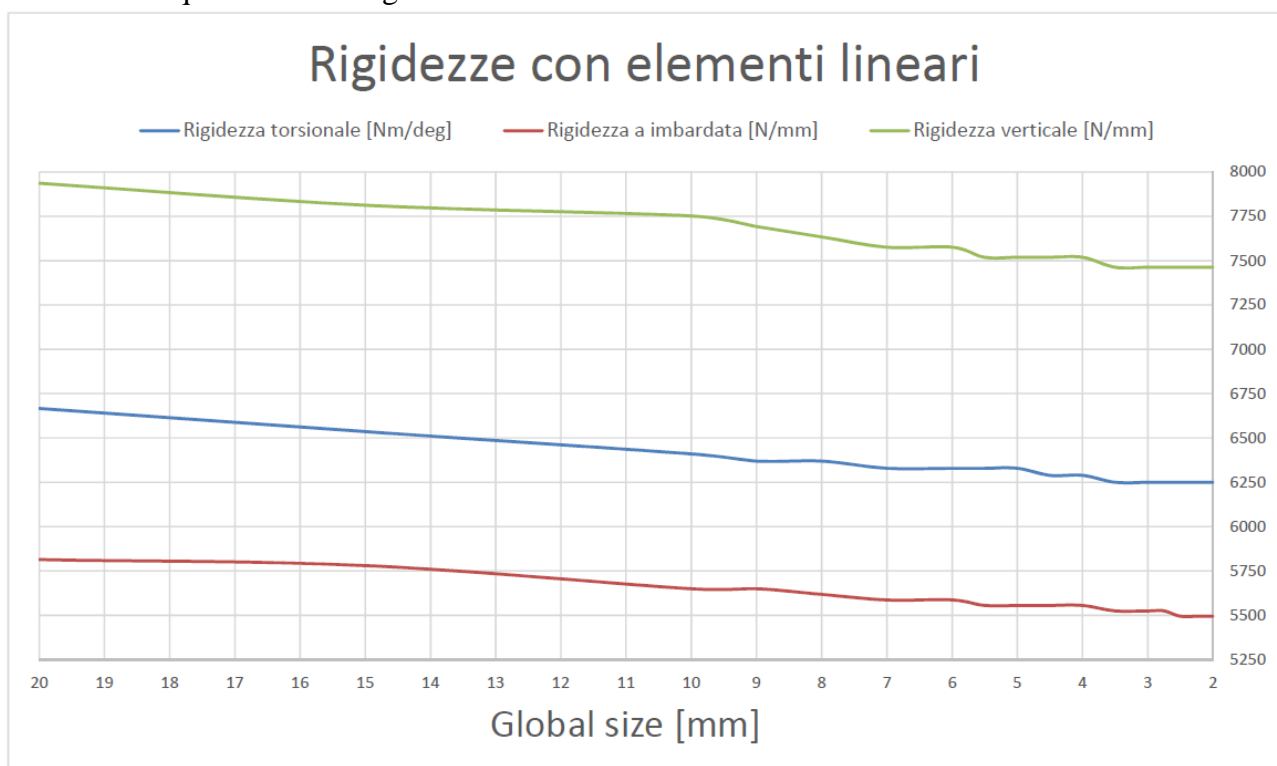
Una volta scelto l'insieme degli elementi superficiali bisogna determinare quello più idoneo tra elementi triangolari lineari e parabolici. In generale gli elementi triangolari appartengono alla famiglia degli elementi guscio. L'elemento guscio è capace di reagire sia alle azioni che tendono a fletterlo al di fuori del piano in cui giace (azioni flessionali), sia a quelle che lo sollecitano nel suo piano di giacitura (azioni membranali). Ogni nodo è caratterizzato da cinque gradi di libertà (tre traslazioni e due rotazioni). Tali elementi nascono per lo studio delle piastre piane, tuttavia ben si

adattano a corpi non piani. Nel nostro caso l'elemento tubulare presenta uno spessore nettamente inferiore alle altre dimensioni può quindi essere assimilato ad una lastra piegata in modo circolare. Gli elementi triangolari lineari presentano tre nodi in corrispondenza dei vertici, ad ogni nodo sono associati 6 gradi di libertà (tre traslazioni e tre rotazioni) e il comportamento è puramente elastico.

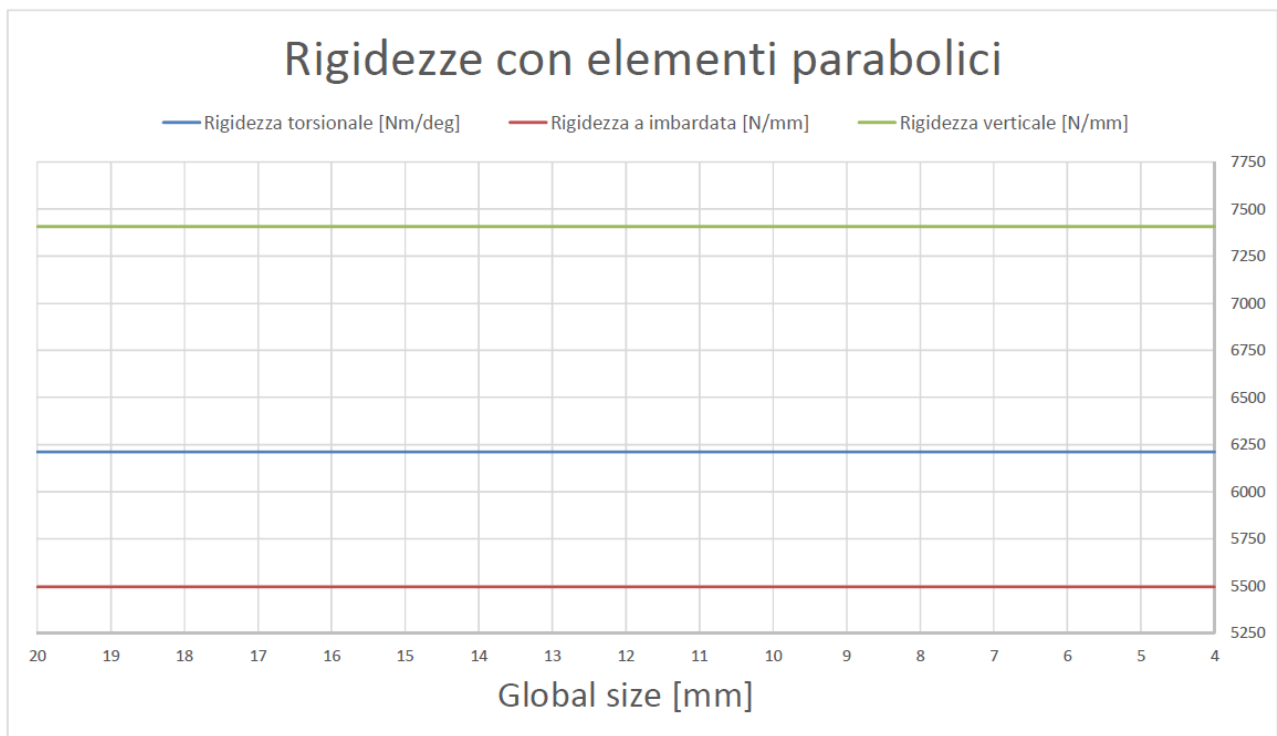
Gli elementi triangolari parabolici possiedono sei nodi in corrispondenza dei vertici e dei punti medi dei lati ciascuno con sei gradi di libertà (tre rotazioni e tre traslazioni). Anche in questo caso il comportamento è elastico.

La differenza la fanno quindi il numero di gradi di libertà messi in gioco, e quindi il numero di coefficienti che serve determinare per calcolare la matrice dei fattori di forma. È ovvio che una matrice con più gradi di libertà riesce a descrivere meglio il comportamento strutturale dell'elemento, però essere richiede più tempo per il calcolo dell'inversa e la determinazione dei coefficienti. Per decretare quale sia l'elemento migliore da usare si possono fare delle analisi a convergenza e tenere conto dei tempi di risoluzione.

Per l'elemento triangolare lineare si vede come all'infittirsi della mesh non si raggiunge un asintoto orizzontale e quindi la convergenza:



Viceversa l'utilizzo di elementi parabolici permette di ottenere la convergenza anche con elementi di dimensioni grossolane:



In definitiva si è deciso di utilizzare gli elementi triangolari parabolici poiché, nonostante il tempo di calcolo sia maggiore, solo questi assicurano la convergenza per il calcolo degli spostamenti.

4.2 CALCOLO DELLE RIGIDEZZA E DEL TWIST AXIS

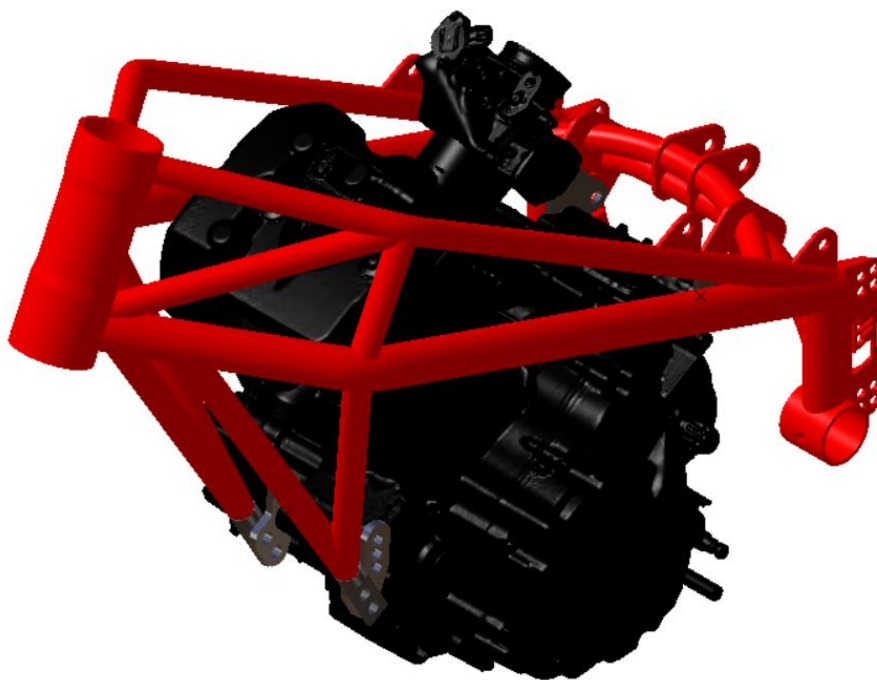
Si definiscono delle prove specifiche per caratterizzare il comportamento flessionale e torsionale del telaio. Le prove di rigidezze vengono svolte con il motore montato; si applica una forza /momento in un determinato punto e si misura lo traslazione/rotazione di quest'ultimo, la rigidezza è data dal rapporto tra il carico applicato e la freccia generalizzata del punto di applicazione.

Come anticipato in precedenza, vista la difficoltà nella determinazione di una procedura univoca e relativamente semplice per il calcolo delle rigidezze, ogni casa costruttrice adotta delle procedure interne che forniscono delle indicazioni globali sulla rigidezza delle strutture esaminate. In questo studio si sono quindi presi a riferimento gli schemi vincolari di una particolare casa con la quale il gruppo di ricerca dell'MDRG ha collaborato negli anni passati.

4.2.1 LA RIGIDEZZA TORSIONALE

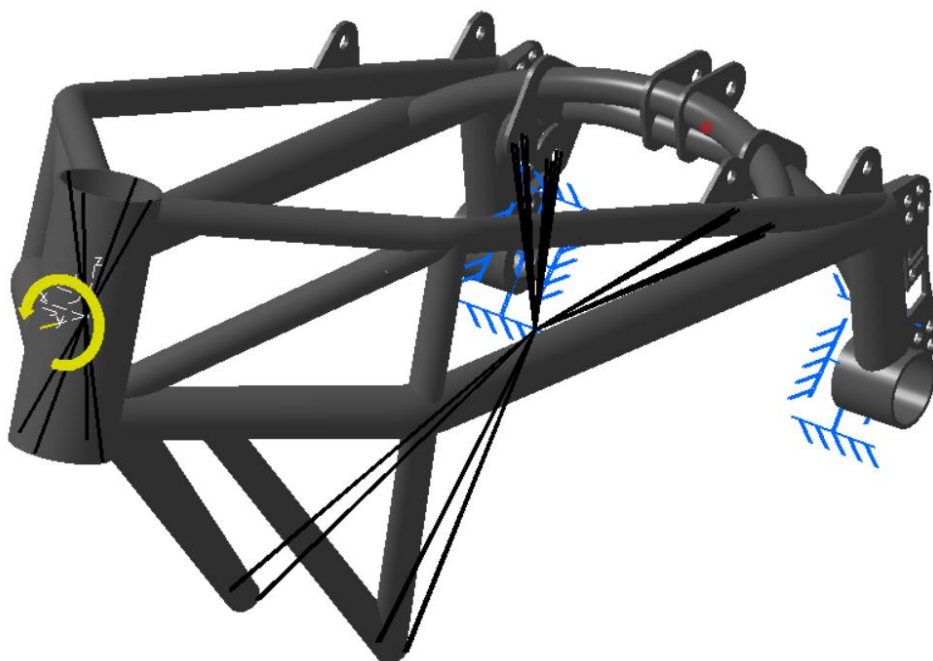
Per il calcolo della rigidezza torsionale lo schema vincolare è il seguente:

- Cerniera su asse perno forcellone
- Momento applicato ortogonalmente all'asse canotto di sterzo e parallelo al piano longitudinale del veicolo
- Unità di misura [Nm/deg]



Nella modellazione al fem tale schema vincolare è stato modellato come segue:

- Connessione rigida degli attacchi del motore per simulare il motore, infatti questo punto essere considerato infinitamente rigido.
- Connessione rigida delle estremità del canotto di sterzo.



- Momento perpendicolare all'asse di sterzo e appartenente al piano medio del telaio, applicato sulla connessione rigida precedente in corrispondenza del centro del canotto.
- Vincolo di incastro sui fori del perno forcellone.

Si è decisa una grandezza di elemento di 5mm. La convergenza è assicurata dall'elemento parabolico, ed inoltre si è verificato che questo valore permette di avere un buon compromesso tra rapidità e precisione di calcolo.

Applicando un momento di 1000Nm si ottiene una rotazione di $0,567^\circ$. La rigidezza torsionale risulta quindi $1765 \text{ Nm}/^\circ$

4.2.2 RIGIDEZZA LATERALE

Per la valutazione della rigidità laterale lo schema vincolare è il seguente:

- Cerniera su asse perno forcellone
- Forza parallela all'asse perno forcellone, applicata lungo l'asse canotto di sterzo e posizionata sul centro di taglio del telaio
- Unità di misura [N/mm]

Il centro di taglio del telaio è quell'asse per cui se io applico una forza ortogonale ad esso ottengo pura flessione.

Il tutto si traduce al fem in:

- Connessione rigida degli attacchi del motore per simulare il motore, infatti questo può essere considerato infinitamente rigido.
- Connessione tra il canotto di sterzo e il centro di taglio.
- Forza perpendicolare al piano di simmetria del telaio applicata sul centro di taglio.
- Vincolo di incastro sui fori del perno forcellone.



Applicando una forza di 1000N si trova uno spostamento 0,621 mm. La rigidezza laterale quindi è di 1610 N/mm

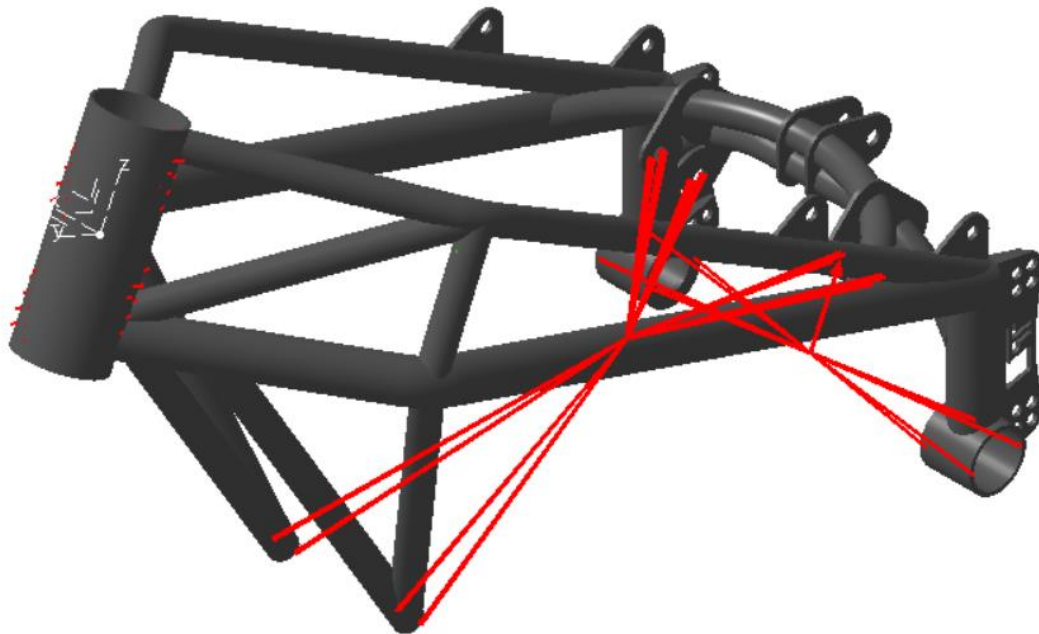
4.2.3 RIGIDEZZA FLESSIONALE

Infine per il calcolo della rigidezza flessionale bisogna porre:

- Cerniera su asse canotto di sterzo
- Forza parallela all'asse del canotto di sterzo, applicata lungo l'asse perno forcellone e posizionata sul centro di taglio del telaio
- Unità di misura [Nm/mm]

Al fem si va a porre:

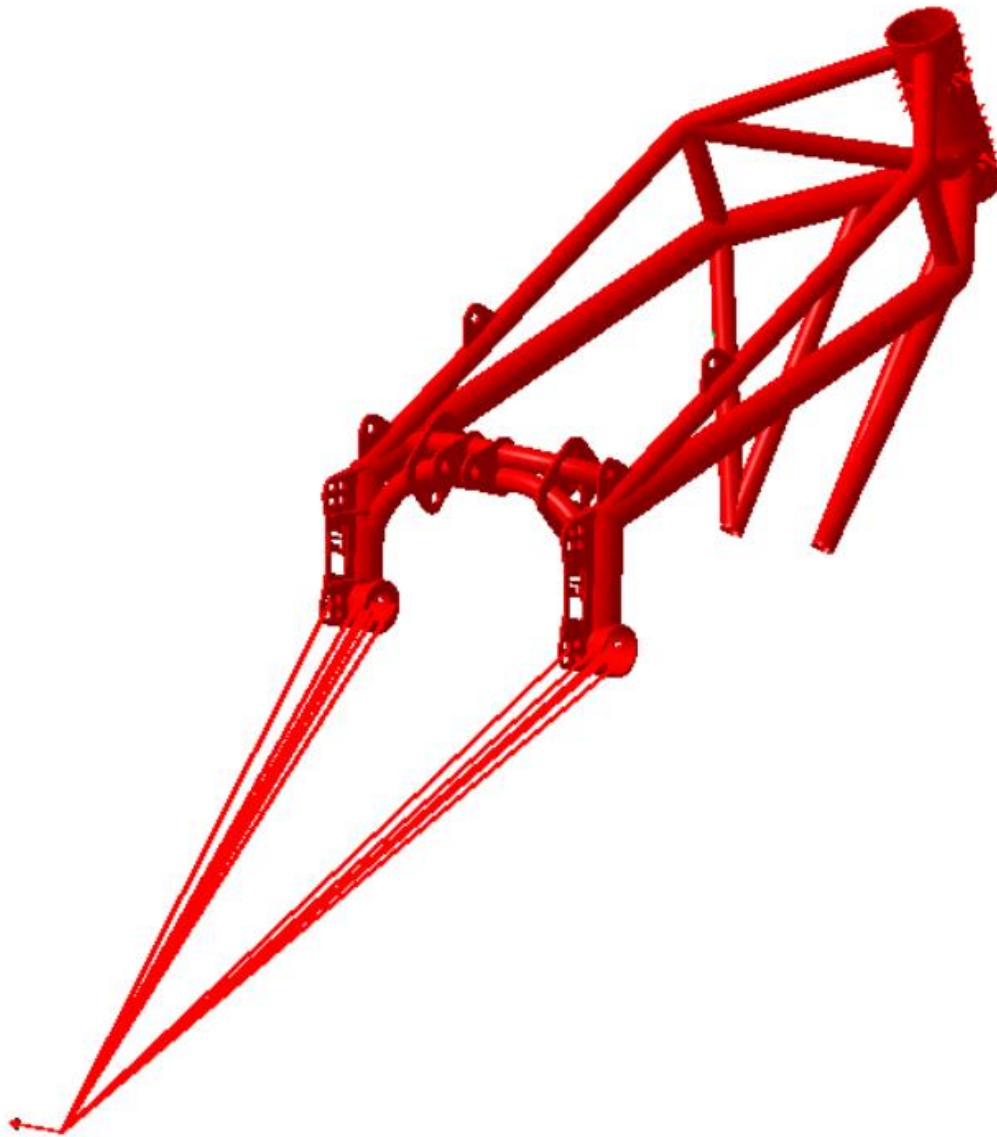
- Vincolo di incastro sul canotto di sterzo.
- Connessione rigida tra gli attacchi del motore
- forza parallela all'asse di sterzo applicata sul foro del perno ruota



Applicando una forza di 1000N si ottiene una deformazione di 1,61 mm. La rigidezza flessionale si attesta quindi a 621 N/mm

4.2.4 TWIST AXIS

Per il calcolo dell'asse di twist del telaio si va a vincolare il canotto dello sterzo e si pone al posto del forcellone e ruota un corpo rigido che collega il perno forcellone al punto di contatto della ruota posteriore. Li si applica una forza laterale di 1000N:



Quindi si vanno a vedere le coordinate di tre punti appartenenti al piano medio della moto in corrispondenza del perno forcellone prima e dopo l'applicazione della forza. Si interseca quindi il piano passante per i tre punti deformati con il piano indeformato e si trova l'asse di twist. La sua inclinazione rispetto l'orizzontale risulta di $67,31^\circ$. La differenza da quanto trovato con FastBike è del 3%.

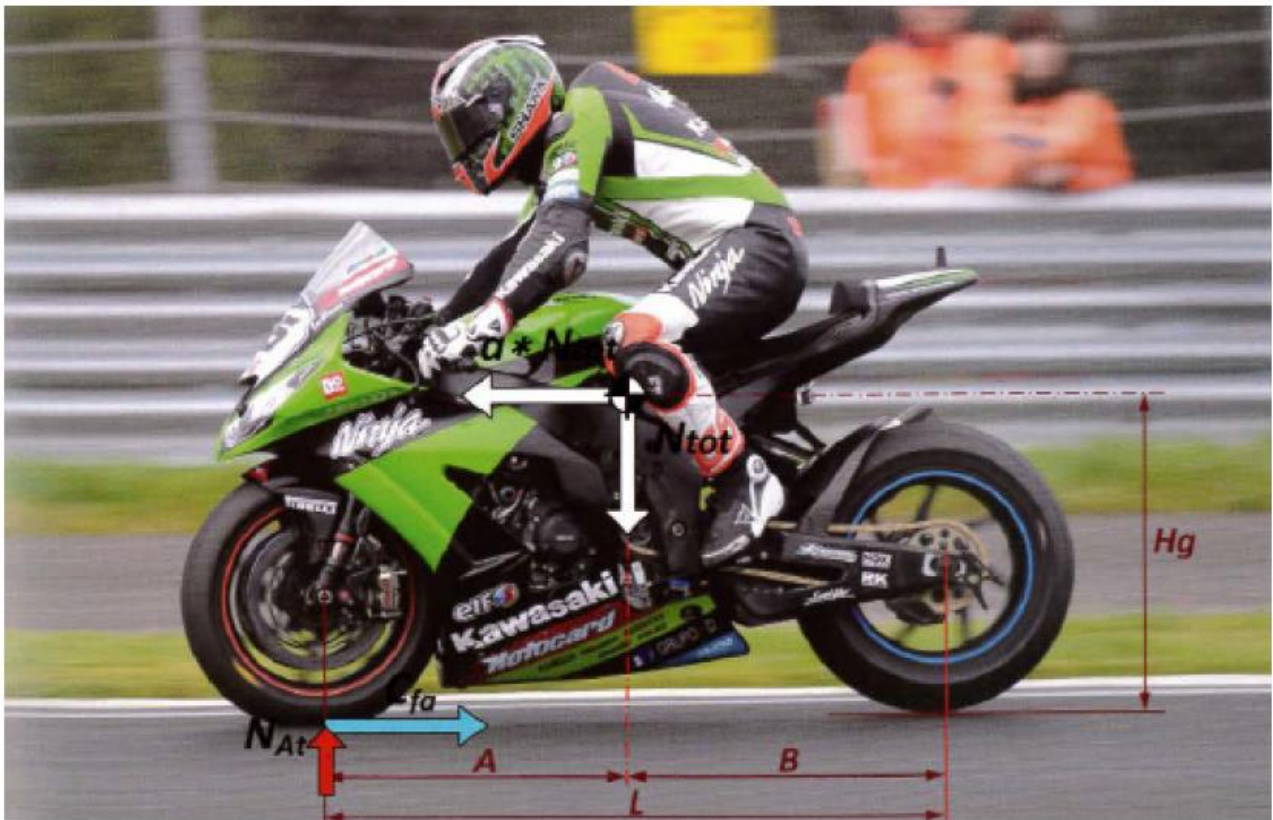
4.3 ANALISI DELLA RESISTENZA STATICA

Le forze agenti sul telaio della motocicletta sono di origine statica e dinamica. Il compito di un telaio è quello di sopportare questi campi di forze senza subire deformazioni elastiche troppo elevate o addirittura deformazioni plastiche o rotture. I carichi a cui è sottoposto possono essere divisi in carichi esterni e in carichi interni. I carichi esterni sono trasmessi dalla strada attraverso le masse sospese e giungono

al telaio attraverso le articolazioni delle sospensioni (con la sola eccezione della forza aerodinamica che si applica in maniera quasi totale alla sagoma frontale del veicolo). I carichi interni sono invece dovuti al peso e all'inerzia, sia dei componenti del motociclo che del carico (pilota, passeggero ed eventuali borse porta oggetti). Si cercano quindi dei criteri per determinare la resistenza strutturale del telaio alle sollecitazioni più gravose a cui è sottoposto. Per farlo si sono scelte alcune prove: in particolare si considerano i carichi che si generano durante una frenata violenta, nell'impatto a terra dello pneumatico in seguito ad una manovra di impennata o stoppie e nell'urto della ruota anteriore con un gradino.

4.3.1 PROVA DI FRENATA

Le sollecitazioni nascono da un trasferimento di carico dal posteriore all'anteriore con conseguente aumento di carico sull'asse anteriore.



Detta 'a' la decelerazione imposta dal pilota si possono calcolare i carichi rispettivamente su asse anteriore e asse posteriore :

$$N_{At} = N_{tot}[(B/L) + a*Hg/(gL)]$$

$$N_{Pt} = N_{tot}[(A/L) - a*Hg/(gL)]$$

dove N_{tot} è il carico complessivo agente sul baricentro, A la distanza longitudinale tra il perno ruota anteriore e il baricentro, B la distanza longitudinale tra baricentro e perno ruota posteriore, L il passo della moto.

In pista si può assumere in prima approssimazione che tutta la potenza frenante sia concentrata all'anteriore per cui si ottiene una decelerazione massima pari a:

$$a_{max} = g\mu(BL)/[1 - \mu(Hg/L)]$$

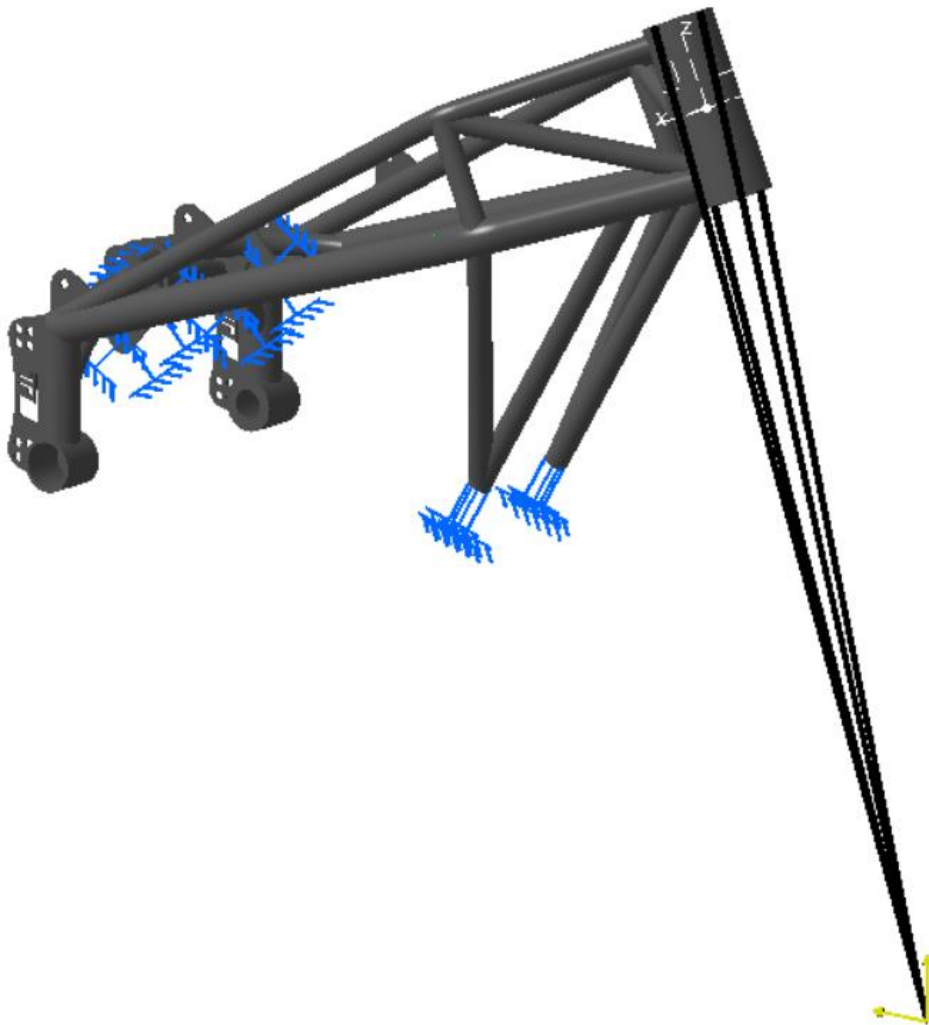
La forza orizzontale massima a terra si registra immediatamente prima del bloccaggio della ruota anteriore (superata tale soglia si ha lo slittamento totale dello pneumatico), oppure prima del sollevamento della ruota posteriore, qualora le caratteristiche dello pneumatico e della geometria della moto lo consentano. La forza frenante orizzontale massima sulla ruota anteriore è data dal prodotto del coefficiente di aderenza μ per il carico sulla ruota:

$$C_{ta} = \mu N_{tot}[(B/L) + a \cdot H_g/(gL)]$$

Considerando $L = 1322\text{mm}$, $A = 639\text{mm}$, $B = 683\text{mm}$, $H_g = 419\text{mm}$, $\mu = 1.3$, $M_{moto} = 100\text{kg}$, $M_{pilota} = 80\text{kg}$ si ottengono

- $a_{max} = 11.22\text{ m/s}^2$
- $N_{at} = 1550\text{N}$
- $C_{ta} = 2020\text{N}$

Nella simulazione al FEM si è proceduto andando a porre degli incastri sul motore, essendo quest'ultimo il componente a maggior massa e che quindi risente meno della decelerazione in frenata; una connessione rigida tra le estremità del canotto dove alloggiavano i cuscinetti e il punto di contatto della ruota anteriore; una forza verticale e una longitudinale la cui somma vettoriale è pari al carico anteriore applicate sul punto di contatto della ruota anteriore.



Von Mises stress (nodal values).2

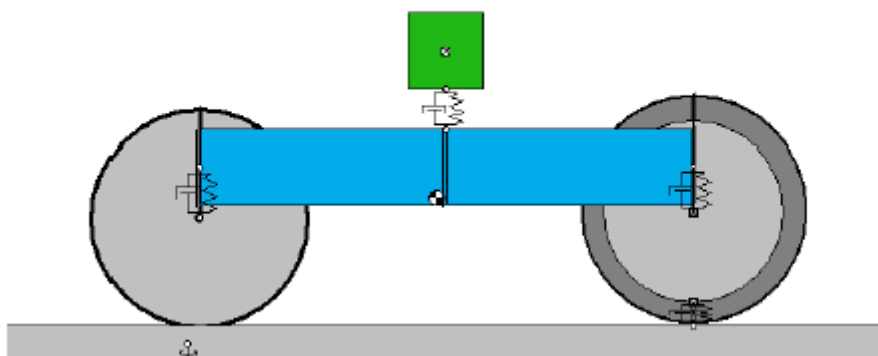


On Boundary

Viene riportata la tensione di Von Mises. Come anticipato, l'acciaio con cui verrà costruito il telaio è 25CrMo4 che possiede una tensione di snervamento pari a 670 MPa. La tensione massima raggiunta con la sollecitazione data da una brusca frenata è ben al di sotto di questo limite e si attesta sui 200 MPa. Il coefficiente di sicurezza risultante è perciò 3.37

4.3.2 PROVA DI ATTERRAGGIO DA IMPENNATA

Le sollecitazioni sono state calcolate prima utilizzando un semplice modello multibody a 4 gradi di libertà, poi sperimentalmente su un Honda CBR 250. Per quanto riguarda il modellino multibody, è stato usato il software Working Model. La massa sospesa della moto è rappresentata dal rettangolo



azzurro con massa pari a quella della moto. La sua base ha lunghezza pari al passo del veicolo e il suo baricentro è stato posizionato rispettando la distanza del suolo e la distribuzione dei carichi della moto. Inoltre alla massa sospesa è stato associato un momento di inerzia di beccheggio misurato su una moto simile a quella analizzata. Le sospensioni sono rappresentate da un gruppo molla smorzatore. Si è partiti da valori plausibili di rigidità e smorzamento per la moto in questione e si sono calcolati i corrispondenti valori ridotti. Nella figura si possono notare due diverse rappresentazioni delle masse non sospese. La massa non sospesa anteriore è rappresentata da un cerchio di diametro pari a quello delle ruote. La massa non sospesa posteriore è distribuita tra un cerchio di diametro pari a quello del pneumatico posteriore e un cerchio di diametro inferiore rappresentante il cerchione. Essi sono collegati tramite un gruppo molla smorzatore che simula la rigidità radiale e lo smorzamento radiale del pneumatico. Le due diverse rappresentazioni della massa non sospesa sono giustificate dal fatto che nelle simulazioni fatte, c'è sempre una ruota fissa (per la quale si usa la rappresentazione più semplice) e una impattante col suolo (per la quale si usa la rappresentazione più complessa). Infine è stato aggiunto il rettangolo verde a simulare la massa del pilota. Esso è collegato alla massa sospesa per mezzo di un gruppo molla smorzatore; per la costante elastica e lo smorzamento sono stati utilizzati valori trovati in "letteratura".

Per verificare l'attendibilità del modello è stato eseguito un confronto tra la simulazione e una prova sperimentale. Nella simulazione si è considerato la ruota anteriore fissa al suolo e quella posteriore sollevata in modo tale che la massa sospesa risulti inclinata rispetto al suolo di un angolo di 25 gradi. infine sono state calcolate le accelerazioni verticali della massa sospesa, in corrispondenza del collegamento con la ruota posteriore. Si ottiene un valore massimo di accelerazione di 97m/s^2 . Eseguendo sperimentalmente quanto appena descritto con l'Honda CBR 250, fissando un accelerometro sulla parte posteriore del telaio si è visto un picco di accelerazione di 100 m/s^2

I risultati trovati con i due metodi quindi sono molto simili. Considerando la ruota posteriore bloccata e la moto inclinata a 45° la forza agente sul perno ruota anteriore è:

$$F = K_a \times \Delta y + K_a \times y + c_a \times \frac{\partial y}{\partial t}$$

Dove:

K_a : rigidità ridotta anteriore

Δy : precarico molla

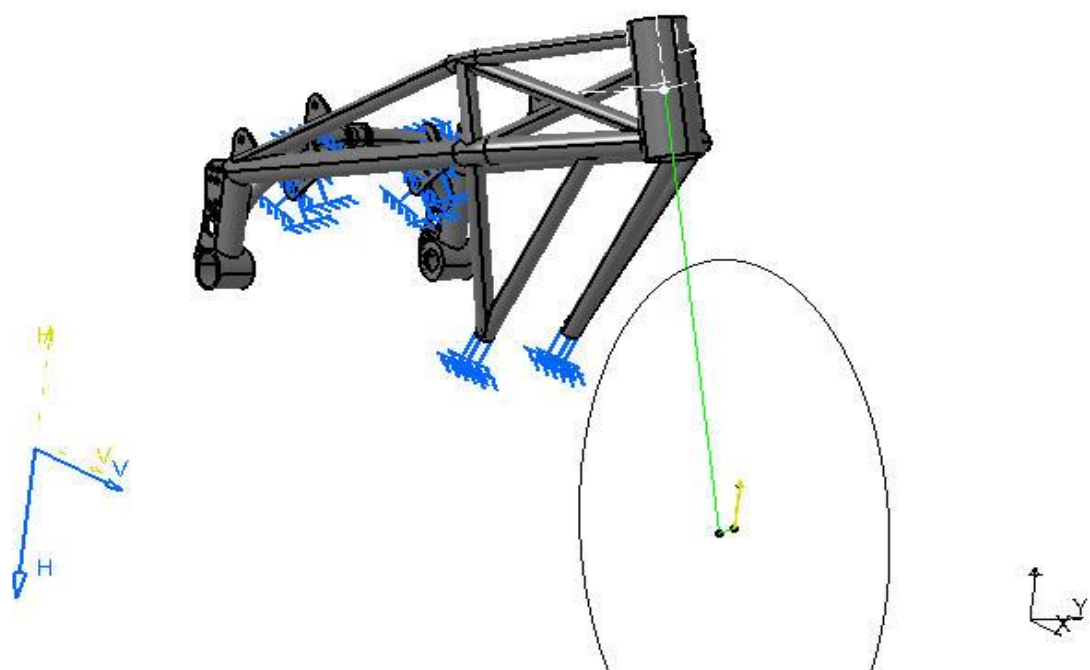
y : lunghezza molla anteriore

c_a : smorzamento ridotto anteriore

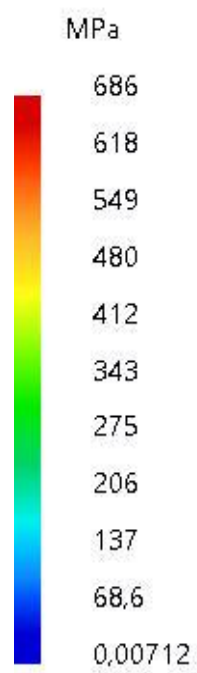
$\frac{\partial y}{\partial t}$: velocità di variazione della molla anteriore

La simulazione e la sperimentazione mostrano che il valore impulsivo agente sul perno all'impatto della ruota con il suolo è di 5000N.

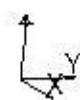
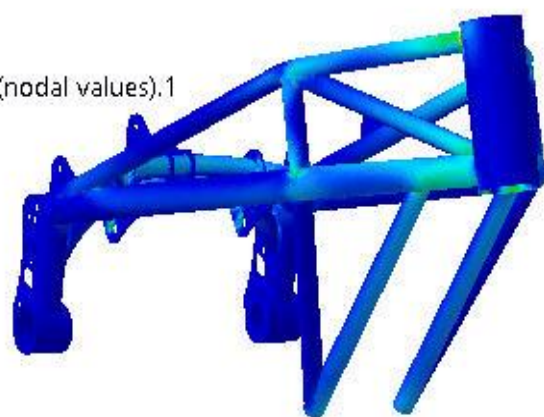
Per la verifica degli sforzi sul telaio si è proceduto andando ad incastrare gli attacchi motore (per il motivo sopra illustrato), mettendo poi una connessione rigida tra il canotto dello sterzo e il centro della ruota anteriore e infine applicando il carico impulsivo stimato sempre in corrispondenza del centro della ruota anteriore

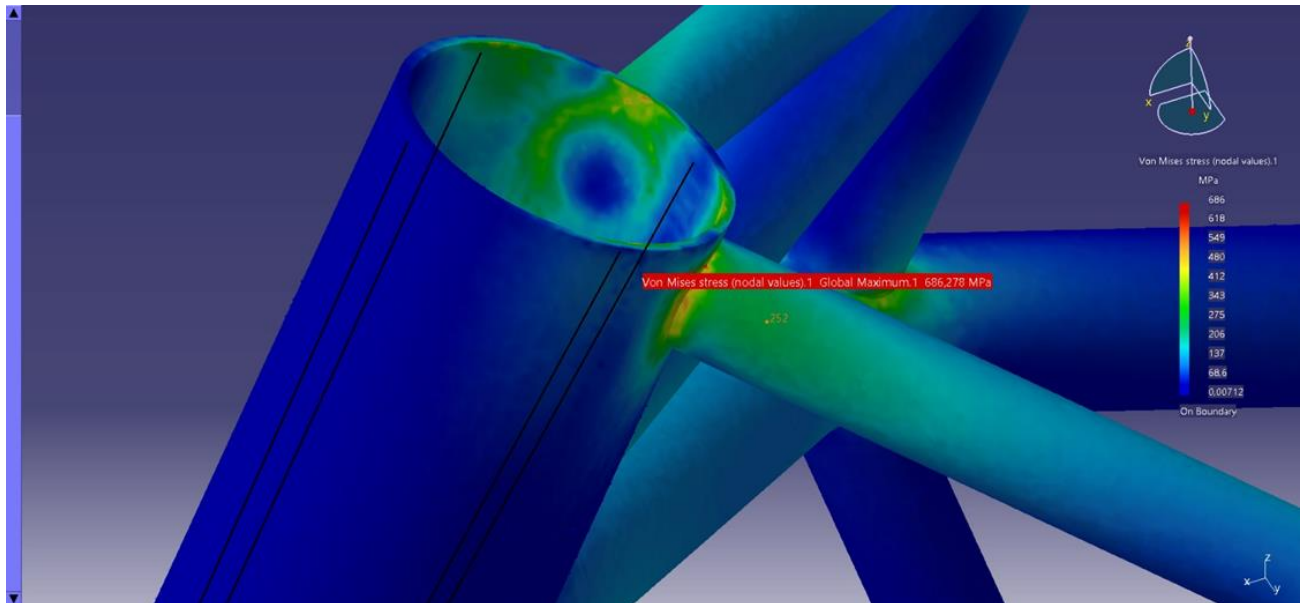


Von Mises stress (nodal values).1



On Boundary

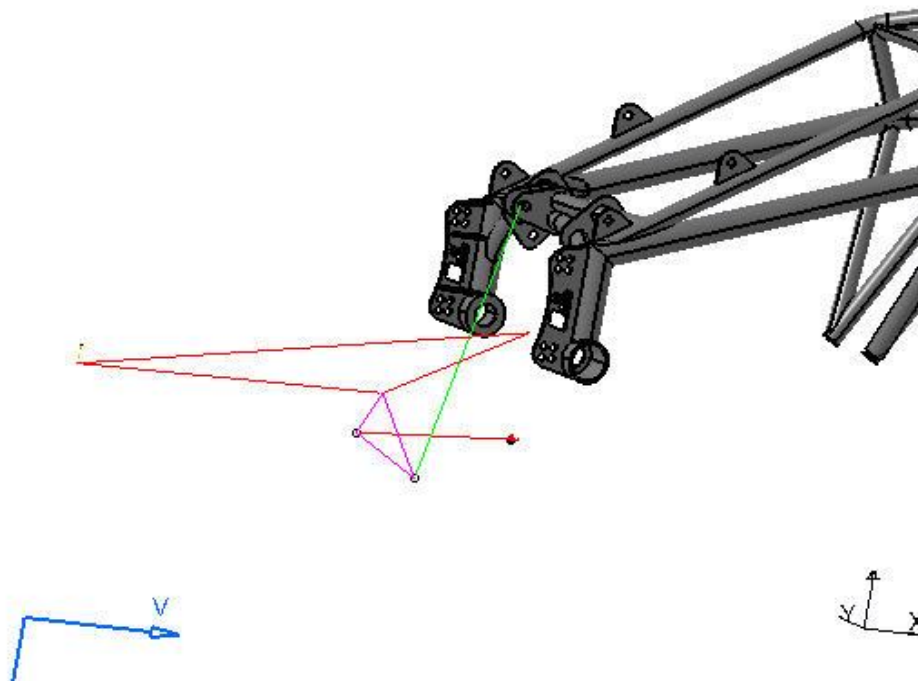




Dall'analisi delle tensioni di Von Mises si vede che i valori massimi di tensione li si hanno in corrispondenza di punti di giunzione tra tubi diversi che presentano quindi spigoli che sono soggetti a concentrazioni di sforzo. In queste zone si andrà ad effettuare la saldatura quindi questi spigoli spariranno. Un valore plausibile di tensione può essere 250 MPa. Il coefficiente di sicurezza risulta quindi 2.68

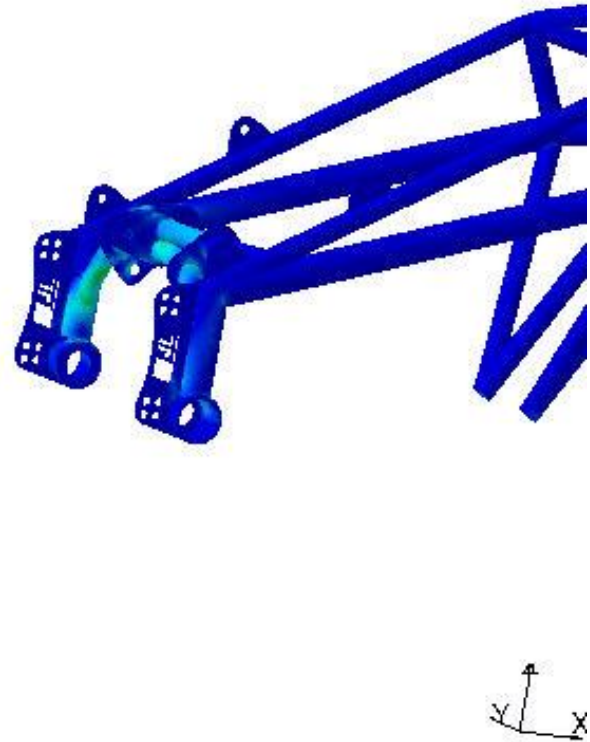
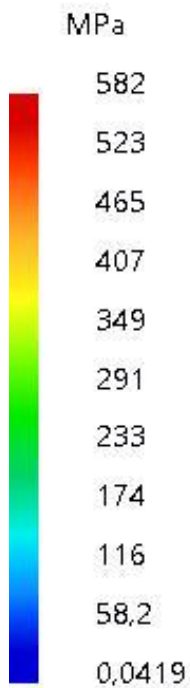
4.3.3 PROVA DI ATTERRAGGIO DA STOPPIE

Analogamente per quanto fatto per la prova di atterraggio da stoppie anche qui si vanno a confrontare i dati derivanti dalla prova sperimentale con quella fatta al multibody. Il modello è il medesimo, così come la moto usata per la parte sperimentale. A cambiare solo le condizioni vincolari. Ora è la ruota anteriore ad essere bloccata mentre la massa viene inclinata a 45° . In questo caso però, essendo il

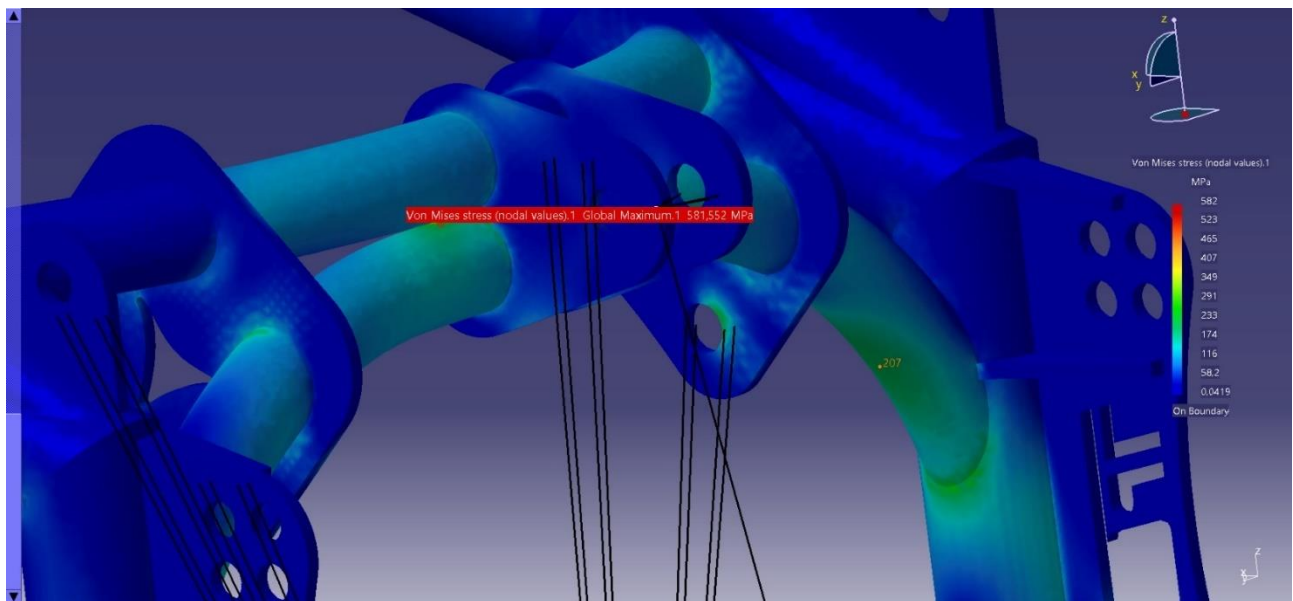


carico agente sul perno della ruota posteriore, è necessario ricostruire il cinematismo della sospensione posteriore. Inoltre il motore è simulato collegando rigidamente gli attacchi tra di loro e l'incastro è applicato sul canotto

Von Mises stress (nodal values).1



On Boundary



Anche qui si possono fare le considerazioni per la precedente prova. Gli sforzi maggiori li si hanno in punti di concentrazione che verranno coperti dal cordone di saldatura. Un valore di tensione plausibile può essere quindi 210 MPa. Il coefficiente di sicurezza è 3.2

4.3.4 URTO CON GRADINO

Gli urti nel superamento di buche profonde con il veicolo a pieno carico o contro i marciapiedi ed ad altri eventi imprevisi rientrano nella categoria dei carichi eccezionali. Questi sono dei carichi dinamici che vengono calcolati nella fase iniziale come carichi statici, cioè vengono quantificati in un modello statico o quasi-statico. Pertanto vale seguente relazione:

Carico dinamico = carico statico * fattore di carico dinamico

Per quanto riguarda il carico statico, esso è stato calcolato attraverso un modello teorico presente in "letteratura" e stimato tramite una simulazione multibody.

Esiste una teoria del superamento dell'ostacolo che considera la ruota in equilibrio statico sull'ostacolo, nel qual caso la risultante della reazione dell'ostacolo passa per il centro della ruota. la reazione orizzontale X generata dall'ostacolo è in rapporto col carico statico sulla ruota anteriore N_A secondo la formula:

$$X = \frac{N_A}{\tan \theta} = 813 \text{ N}$$

dove

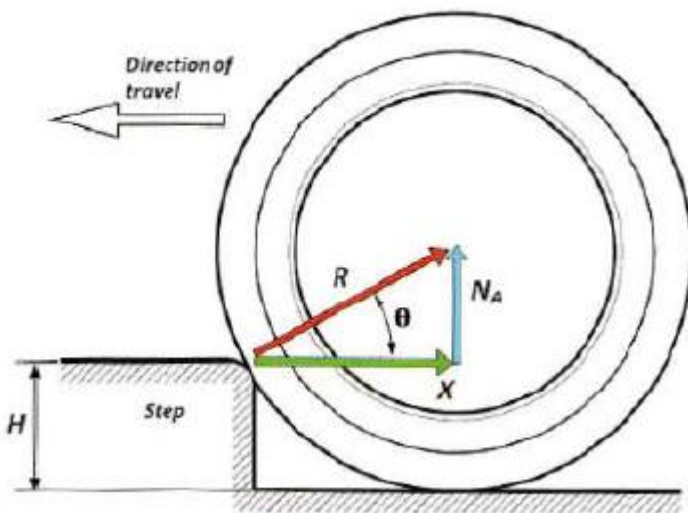
$$\sin \theta = 1 - \left(\frac{H}{R}\right) = 46.2 \text{ deg}$$

$$N_A = (B/L) * N_{tot} * g = (683/1322) * 180 * 9,81 = 848 \text{ N}$$

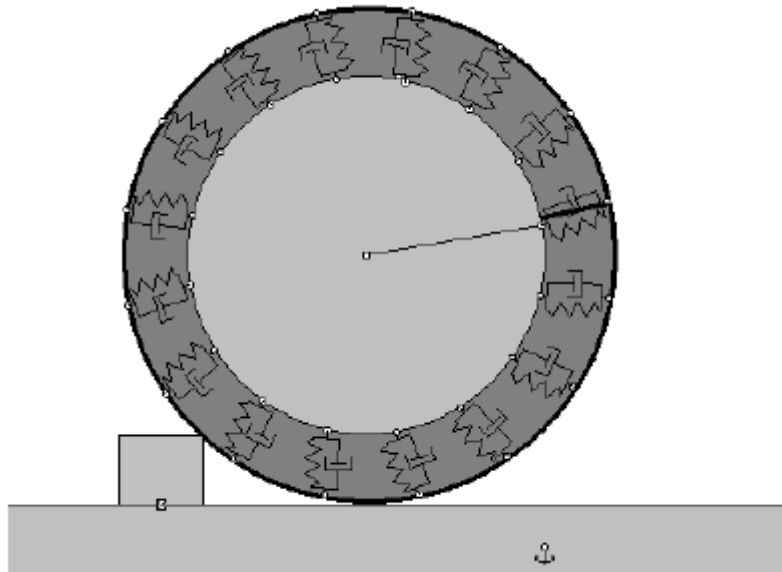
essendo H =altezza dell'ostacolo= 80 mm, R = raggio di rotolamento della ruota = 288mm.

Sommando vettorialmente N_A e X si ottiene R che è pari a 1200N.

Al di là della precisione o meno dei coefficienti correttivi, la formula è importante perché lega la capacità di superamento dell'ostacolo al raggio della ruota, e soprattutto ci dice che l'andamento del carico è parabolico con l'aumentare del rapporto H/R . Questa è la ragione dei grandi raggi di rotolamento posseduti dalle moto da enduro e cross: con pneumatici anteriori da 21" o 19" gli ostacoli vengono superati con minore perdita di energia.



Attraverso il software Working Model 2D è stato realizzato un modello della ruota anteriore. Esso è costituito da due cerchi, quello più esterno ha raggio pari al raggio del pneumatico anteriore, quello di raggio minore simula il cerchione. La massa totale del sistema è pari alla massa non sospesa anteriore. I due cerchi sono collegati attraverso sedici gruppi molla-smorzatore disposti uniformemente per tutto lo sviluppo circonferenziale. La ruota trasla orizzontalmente con una velocità di 2 m/s.



Per settare le costanti elastiche delle molle è stata riprodotta la prova di misura della rigidezza radiale del pneumatico: si pone un carico verticale sul centro della ruota e si monitora lo spostamento verticale del punto di applicazione, la rigidezza è data dal rapporto tra la forza applicata e lo spostamento.

Posto un valore di rigidezza di riferimento, si varia la costante elastica delle molle finchè non si ottiene il valore desiderato.

$$\begin{aligned}
 X &= M_{tot} * a_{max} = 813 \text{ N} \\
 NA &= (B/L) * N_{tot} * g = (683/1322) * 180 * 9,81 = 848 \text{ N} \\
 R &= (NA^2 + X^2)^{1/2} = (848^2 + 813^2)^{1/2} = 977 \text{ N} \\
 \theta &= \arctan(NA/X) = \arctan(848/813) = 60.2 \text{ deg}
 \end{aligned}$$

I valori suggeriti in letteratura per il fattore di carico dinamico vanno da un minimo di 2,3 ad un massimo di 3.

Per determinare il fattore di carico dinamico si esegue il confronto tra il caso quasi statico appena analizzato e un caso dinamico equivalente. E' stato quindi modificato il modello esistente della moto per eseguire la prova del gradino. Per la ruota anteriore si è utilizzata la rappresentazione della simulazione del carico statico. La moto si muove ad una velocità di 50Km/h. La forza agente sul perno della ruota anteriore vale:

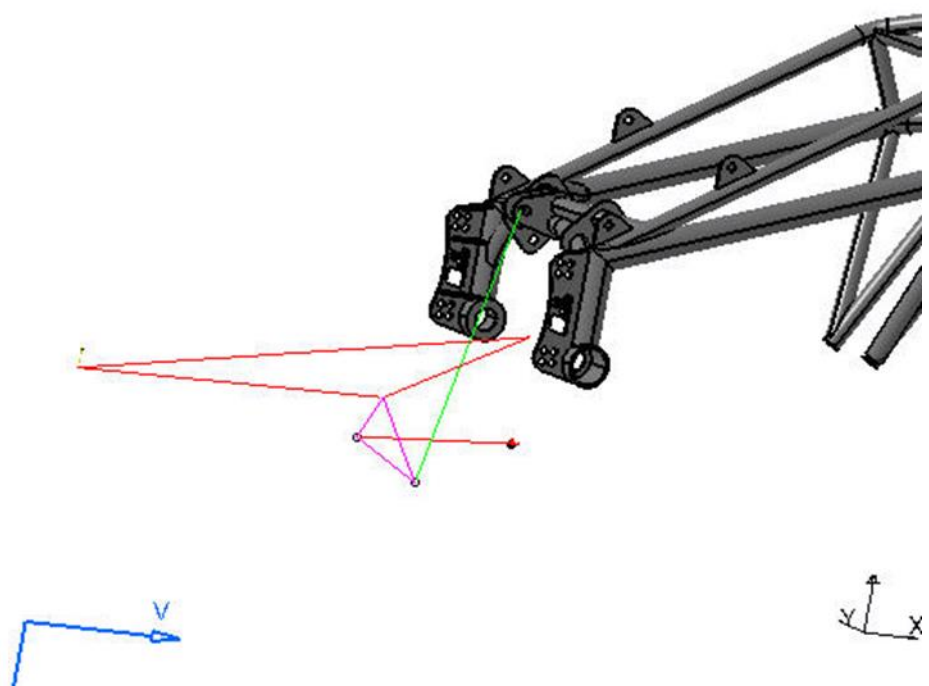
$$F = K_a \times \Delta y + K_a \times y + c_a \times \frac{\partial y}{\partial t}$$

Dove k_a è la rigidezza ridotta anteriore, Δy il precarico della molla, y lunghezza della molla anteriore, c_a lo smorzamento ridotto anteriore e infine dy/dt è la velocità di variazione della molla anteriore. Si calcola che la forza raggiunge un picco di 4980N e l'angolo di inclinazione è di 60,2° rispetto alla verticale. Essendo l'angolo di inclinazione dello sterzo 24.6 deg, il carico statico è quasi parallelo all'asse di sterzo. Per determinare il fattore di carico dinamico si calcola la componente della forza agente sul perno ruota parallela all'asse di sterzo ($F_{//}$) e si esegue il rapporto tra essa e il carico statico. Si ottiene:

$$\begin{aligned}
 F_{//} &= F * \cos \zeta = 4980 * \cos 24,6 = 4527 \text{ N} \\
 \text{fattore di carico dinamico} &= F_{//} / \text{carico statico} = 4527/9.77 = 4.6
 \end{aligned}$$

Anche il modello agli elementi finiti è molto simile a quello utilizzato per la prova di atterraggio dall'impennata e presenta gli incastri in corrispondenza degli attacchi motore, essendo quest'ultimo

meno soggetto alla decelerazione in frenata, una connessione rigida tra le estremità del canotto e il centro della ruota anteriore e infine le forze verticale e orizzontale precedentemente calcolate e

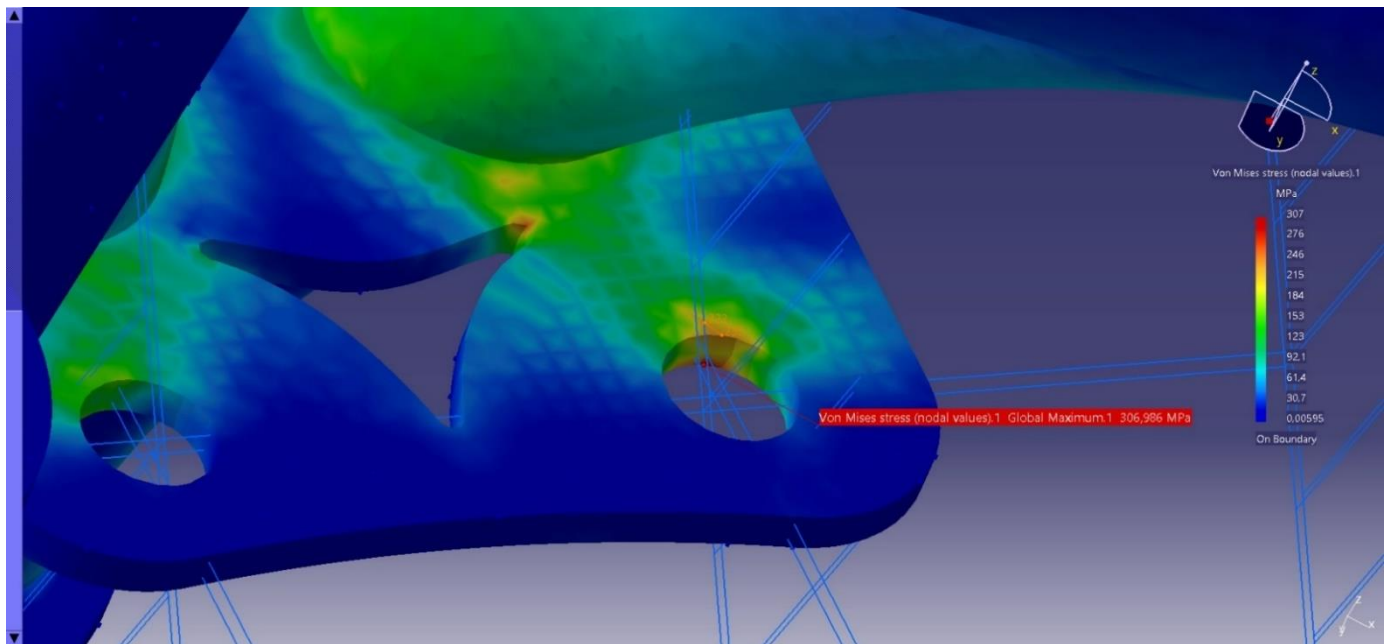


multiply per il coefficiente dinamico in corrispondenza del centro della ruota anteriore.

Von Mises stress (nodal values).1



On Boundary



Una tensione plausibile è 220MPa, il coefficiente di sicurezza risulta 3

4.4 ANALISI DELLA VITA A FATICA

Per la verifica a fatica bisogna tenere conto dei cordoni di saldatura in quanto è il piede del cordone l'epicentro della formazione delle cricche. Per questo motivo verranno presi in considerazione le tensioni a 4 mm dagli spigoli di giunzione dei tubi. La normativa di riferimento è la norma britannica BS7608. L' Eurocodice 3 non è stato preso in considerazione poiché è una norma per strutture civili che non tiene conto dell'effetto scala e si basa sull'utilizzo degli acciai da costruzione. Inoltre fa riferimenti alle tensioni nominali e non tiene conto delle concentrazioni locali. La norma britannica invece prevede per la verifica una procedura "hot spot stress", ovvero fa riferimento alla tensione strutturale. Essa è definita come tensione a una determinata distanza dal piede di saldatura o in corrispondenza del piede di saldatura stesso. E' distribuita linearmente lungo lo spessore del componente ed è calcolata come la somma della tensione membranale e la tensione locale flettente, escludendo il picco non lineare dovuto all'intaglio del cordone di saldatura.

La procedura fa riferimento ad un grafico che ha in ascissa il numero di cicli (N) e in ordinata il range della tensione "hot spot" ($\Delta\sigma_{HS}$). I giunti saldati sono classificati in diverse tipologie, per ognuna di queste è presente una curva caratteristica. Individuata la categoria di appartenenza del giunto, la normativa fornisce $\Delta\sigma_{HS}$ per $N = 10^7$. Le coordinate di un generico punto della curva di fatica di appartenenza si ricavano dall'equazione della curva:

$$\Delta\sigma_{HS}^m * N = cost$$

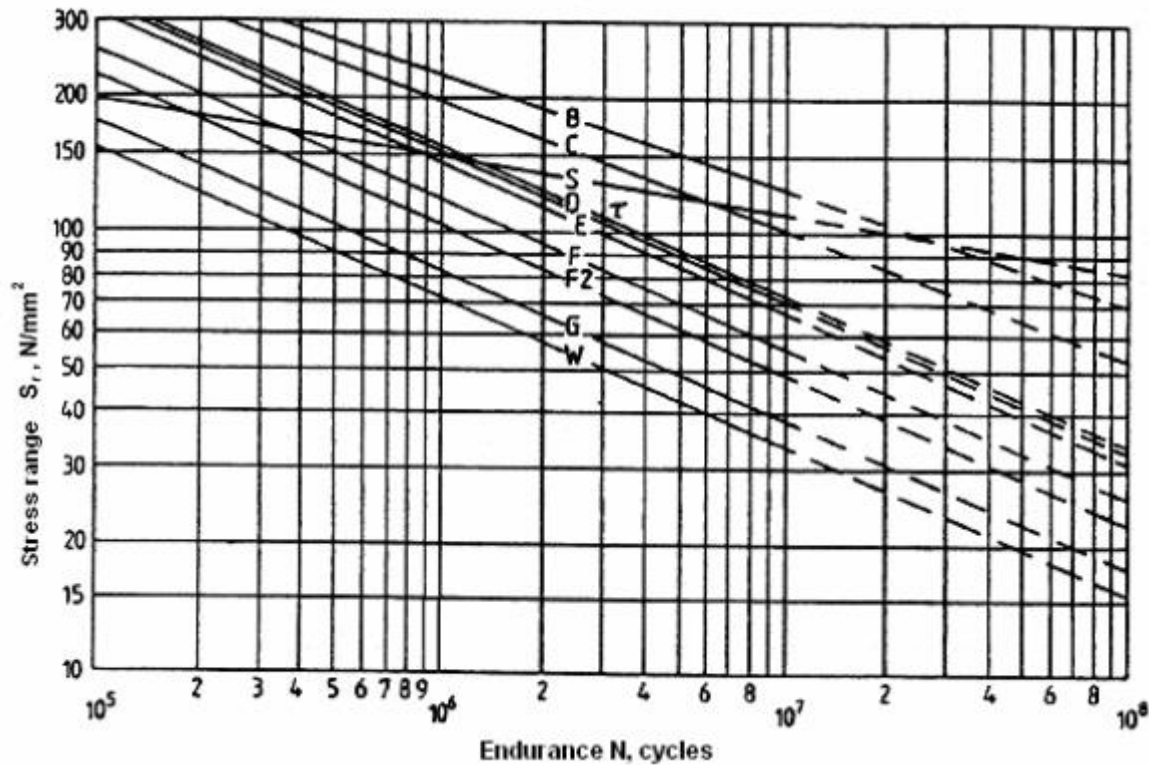
Il coefficiente "m" è l'inclinazione della curva e vale 3 fino a $N = 10^7$ passando poi a 5.

La normativa non prevede nessuna curva per le tensioni tangenziali. Inoltre è stato sperimentalmente dimostrato che quando sono presenti alte tensioni residue, la resistenza a fatica è funzione dei range di tensione, la tensione media non ha nessun effetto significativo.

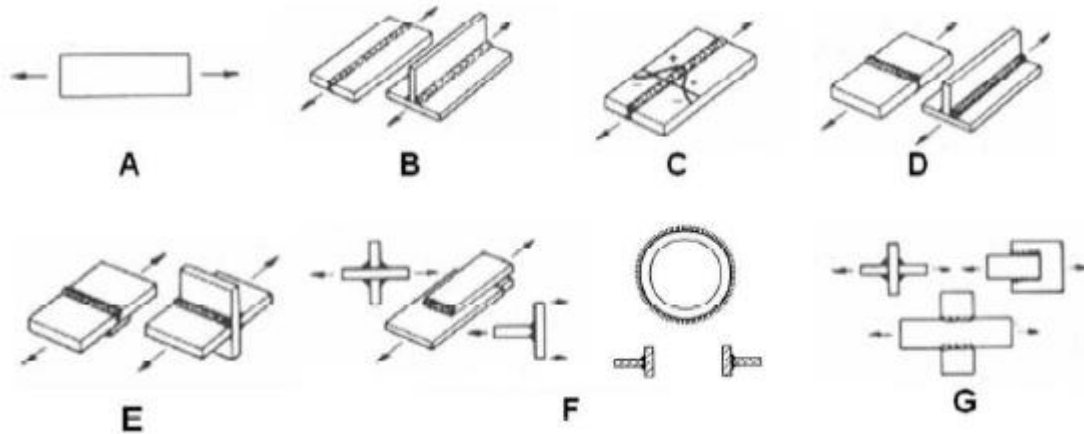
Infine l'influenza dello spessore t è data dalle seguenti relazioni:

$$\Delta\sigma_{HS,t} = \Delta\sigma_{HS} * (16/t)^{0.25} \text{ per } t > 16\text{mm}$$

$$\Delta\sigma_{HS,t} = \Delta\sigma_{HS} \text{ per } t \leq 16\text{mm}$$



Dove le lettere corrispondono ai vari tipi di provini:



Nel nostro caso si è deciso di utilizzare la prima tensione principale. Inoltre le verifiche non sono condotte sul piede di saldatura, ma a una distanza da esso data dalla radice del prodotto tra lo spessore del tubo e il suo raggio esterno, in tal modo la tensione dei nodi analizzati non comprende il picco dovuto all'intaglio del piede di saldatura.

Infine come sollecitazioni si analizzano il moto in curva e la frenata/accelerazione, per il telaio si sceglie la categoria "F" che ha tensione del punto noto pari a 53 MPa.

4.4.1 VERIFICA A FATICA DEL MOTO IN CURVA

Sono state assunte le seguenti ipotesi semplificate:

- La motocicletta percorre una curva a raggio costante a velocità costante
- L'effetto giroscopico è trascurabile

- Lo spessore dei pneumatici è nullo

Assumendo un angolo di rollio ρ che varia da $+60^\circ$ a -60° e una massa complessiva moto pilota di 180 kg il carico verticale sulla ruota anteriore è :

$$NA = m * (B/L) * g = 180 * (683/1322) * 9,81 = 912N$$

La forza laterale:

$$FsA = NA * \tan \rho$$

La risultante

$$R = N * \sqrt{1 + \tan^2 \rho}$$

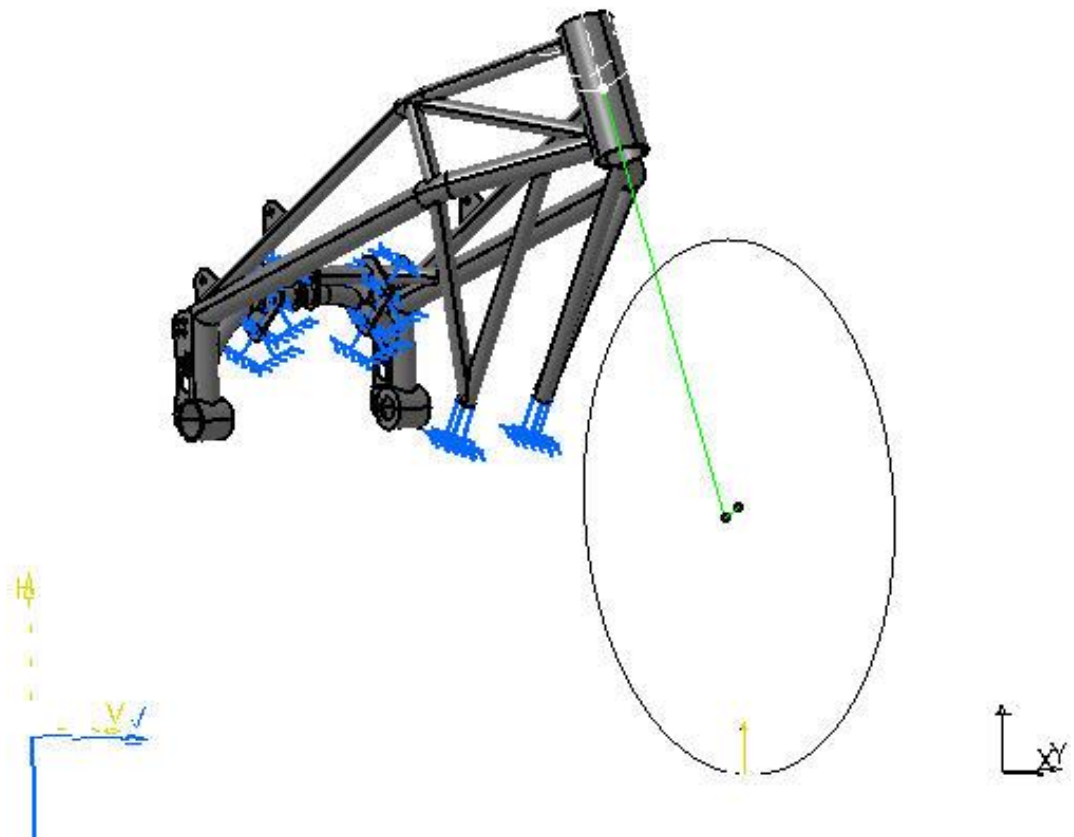
dipenderà dall'angolo di rollo:

A 60° $R= 1824$ N

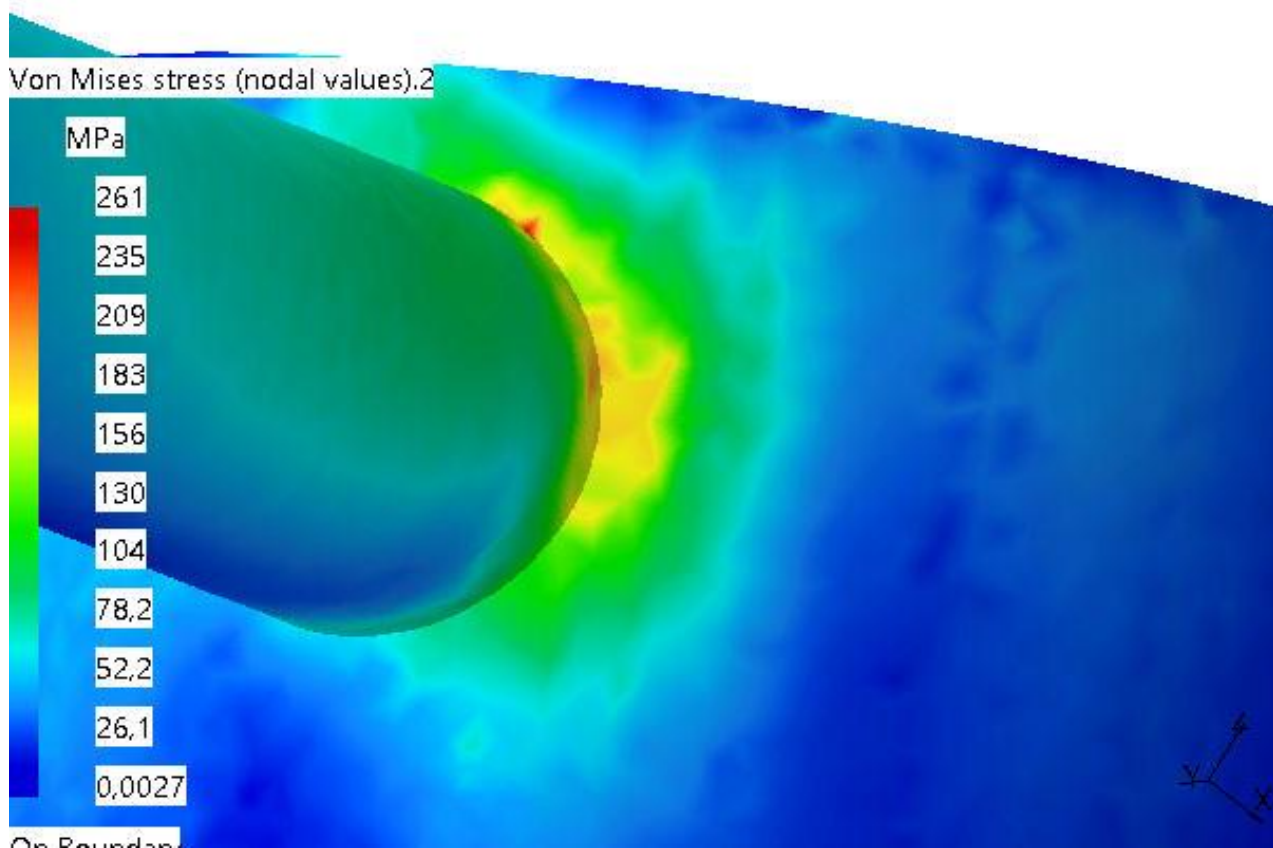
A 0° $R=912$ N

La risultante passa per il punto di contatto tra la ruota e il terreno, appartiene al piano di simmetria della moto, è perpendicolare alla retta congiungente i punti di contatto tra il suolo le ruote e varia da un minimo di 912 N a un massimo di 1824 N.

Nella simulazione FEM si sono andati a porre gli incastri sugli attacchi motore per simulare l'azione della forza peso e della forza centrifuga. Quindi si sono collegate le estremità del canotto con il punto di contatto della ruota anteriore tramite una connessione rigida e si è applicata la forza calcolata.



Lo sforzo maggiore si registra sul tubo da 20mm di diametro saldato alla parte superiore del telaio e si attesta intorno ai 100MPa.



Non raggiungendo il limite di vita infinita si può calcolare il numero di cicli sostenibile:

$$N_{max} = N_A * (\Delta\sigma_A / \Delta\sigma_{1max})^3 = 10^7 * (53/100)^3 = 1.4 * 10^6 \text{ cicli}$$

Nel circuito di Aragon sono presenti 7 curve a destra e altrettante a sinistra per cui per ogni giro abbiamo 7 cicli di fatica. Ipotizzando che in un weekend di gara si effettuino 60 giri, si potrebbero compiere 3333 gare

4.4.2 VERIFICA A FATICA PER FRENATA/ACCELERAZIONE

In questa prova si sottopone il telaio ad un ciclo di fatica composto da una fase di accelerazione e da una fase di frenata. Tra i dati sperimentali vi è la velocità di crociera in funzione del tempo, da essa si ricavano facilmente i valori delle accelerazioni, in particolare si ha che la massima accelerazione e la massima decelerazione valgono rispettivamente 5.3 m/s^2 e 9.3 m/s^2 . Quindi si può calcolare la forza frenante come

$$F = m * a = 180 * 9.3 = 1674N$$

e il carico agente sull'anteriore

$$\begin{aligned} N_{At} &= m * g * (B/L) + F * (H_g/L) \\ &= 180 * 9.81 * (683/1322) + 1674 * (419/1322) = 1443N \end{aligned}$$

E la spinta in accelerazione come

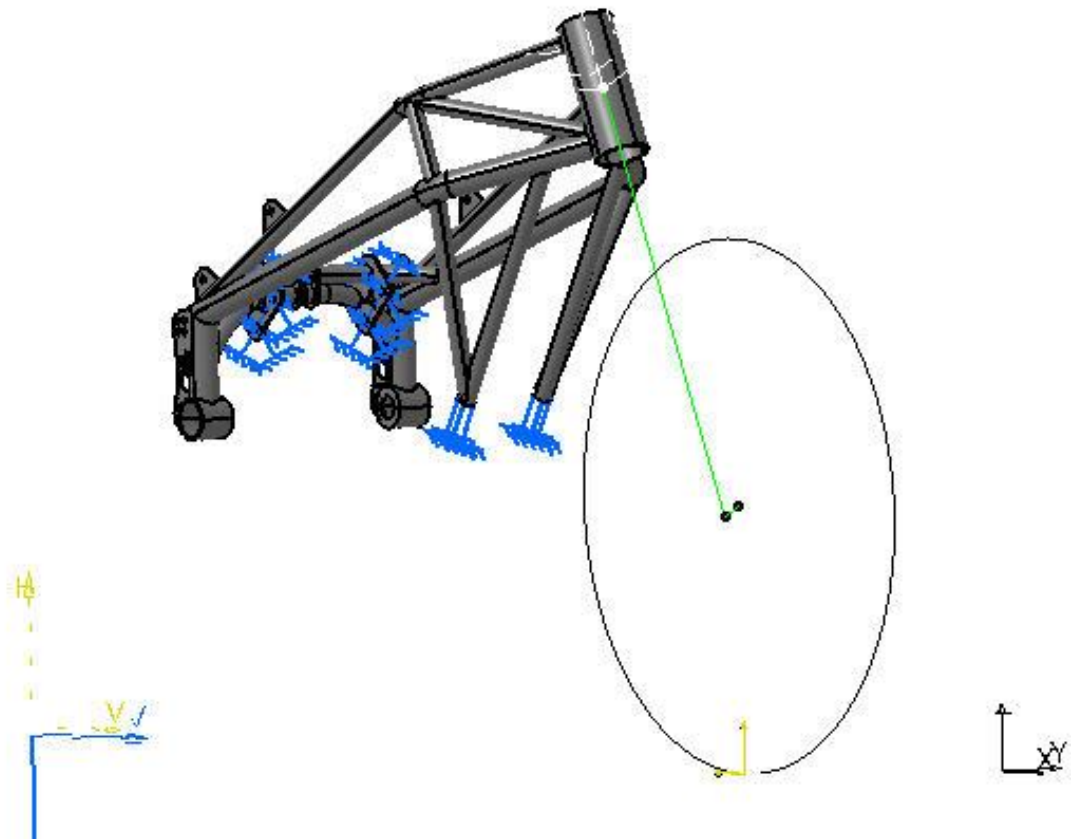
$$S = m * a = 180 * 5.3 = 954N$$

Con il carico agente sull'anteriore

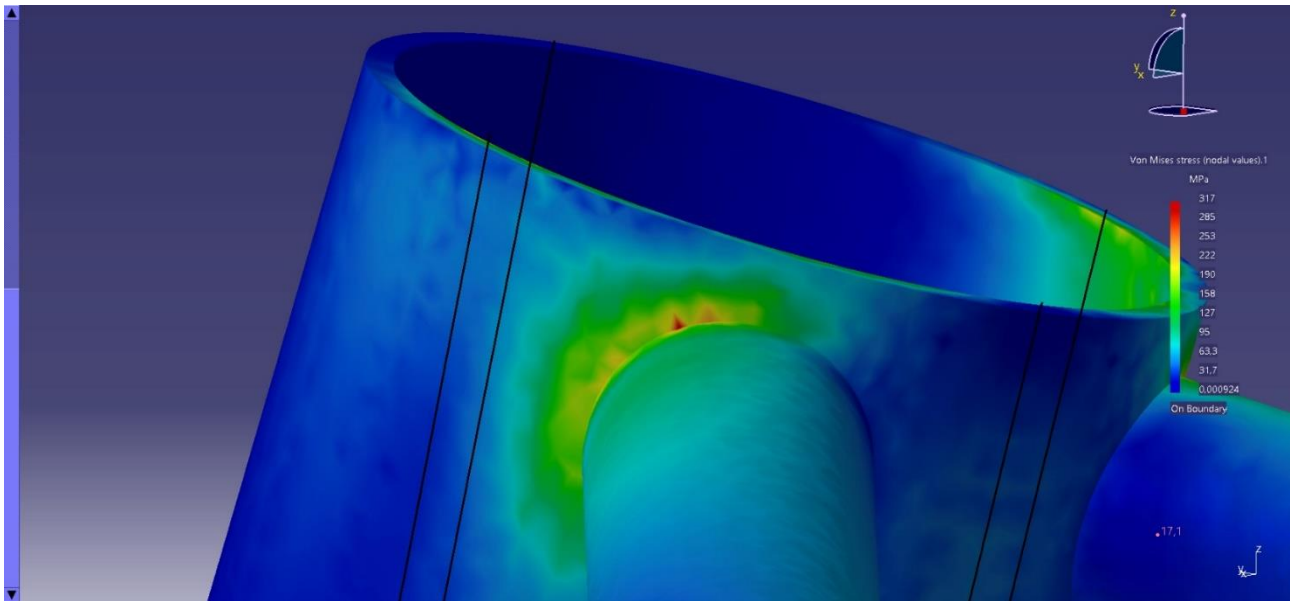
$$\begin{aligned} N_{At} &= m * g * (B/L) - S * (H_g/L) \\ &= 180 * 9.81 * (683/1322) - 954 * (419/1322) = 610N \end{aligned}$$

Pertanto il ciclo di carico è caratterizzato da due forze applicate sul punto di contatto tra il pneumatico anteriore, una verticale e una orizzontale. Quella verticale è pari al carico anteriore totale, in particolare in fase di frenata è data dal carico statico aumentato del trasferimento di carico e in fase di accelerazione è data dal carico statico diminuita del trasferimento di carico. La forza orizzontale è nulla in fase di accelerazione e massima in fase di frenata.

Come prima il modello FEM prevede degli incastri sugli attacchi motore che simulano l'azione della forza peso e della forza centrifuga, una connessione rigida che collega le estremità del canotto al punto di contatto della ruota anteriore e le forze verticale ed orizzontale nel caso di frenata (condizione critica)



Lo sforzo maggiore si registra sul tubo da 20mm di diametro saldato alla parte superiore del telaio e si attesta intorno ai 130MPa.



Non raggiungendo il limite di vita infinita si può calcolare il numero di cicli sostenibile:

$$N_{max} = N_A * (\Delta\sigma_A / \Delta\sigma_{1max})^3 = 10^7 * (53/130)^3 = 1.6 * 10^5 \text{ cicli}$$

Nel circuito di Aragon sono presenti 5 frenate ed accelerazioni per cui per ogni giro abbiamo 5 cicli di fatica. Ipotizzando che in un weekend di gara si effettuino 60 giri, si potrebbero compiere 2000 gare.

4.4.3 VERIFICA A FATICA PER LE OSCILLAZIONI DELLA SOSPENSIONE ANTERIORE

Come oscillazioni della sospensione anteriore si intendono quelle derivanti dalle asperità stradali e che sono rilevate in fase di accelerazione (in frenata la forcella affonda quindi non si hanno escursioni evidenti).

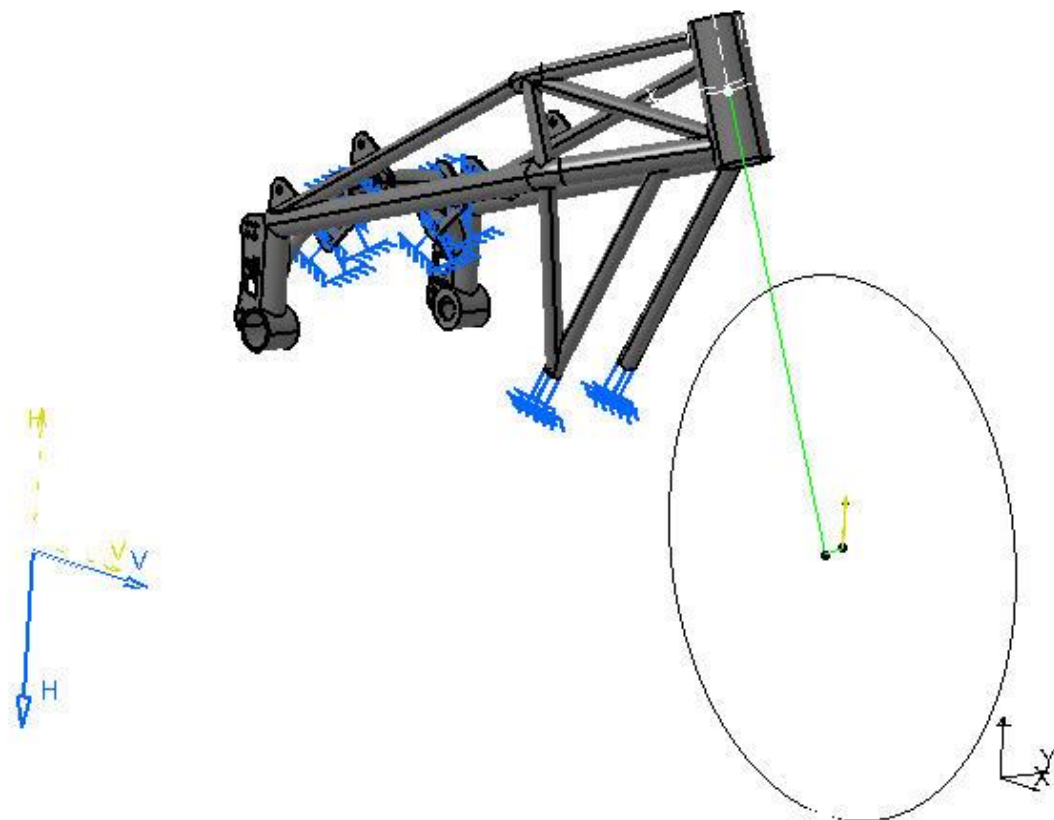
Sapendo rigidezza ridotta anteriore è $K_{f,r} = 12000 \text{ N/m}$, smorzamento ridotto anteriore = $c_{f,r} = 600 \text{ Kg/s}$, angolo di inclinazione dello sterzo = $\varepsilon = 24,6^\circ$, corsa di compressione sospensione anteriore = $s = 20 \text{ mm}$, velocità di compressione = $y' = 0,1 \text{ m/s}$ e precarico ridotto = $\Delta y_r = 20 \text{ mm}$ si ottiene quindi :

$$\text{spostamento verticale ridotto} = s / \cos \varepsilon = 20 / \cos 24,6 = 23,2 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} \text{Forza verticale sospensione anteriore massima} &= F_{max} = K_{f,r} * (y + \Delta y) + C_{f,r} * y' \\ &= 12000 * (0,0232 + 0,02) + 600 * 0,1 = 578 \text{ N} \end{aligned}$$

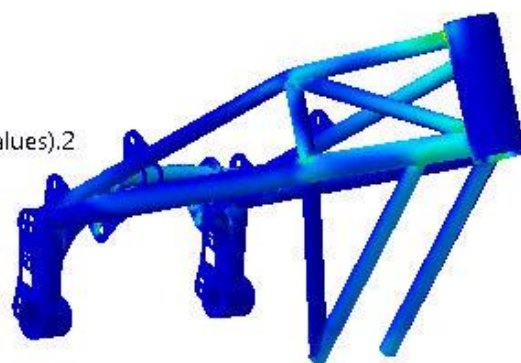
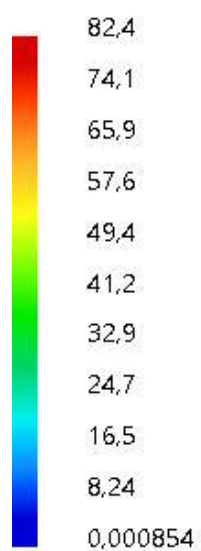
Pertanto la forza verticale ridotta varia da un minimo di 0 N ad un massimo di 578 N.

Incastrando gli attacchi motore per simulare l'azione della forza peso e della forza centrifuga e mettendo una connessione rigida che collega le estremità del canotto con l'asse della ruota anteriore e imponendovi lì la forza verticale, si trova che siamo nell'intorno del limite a vita infinita

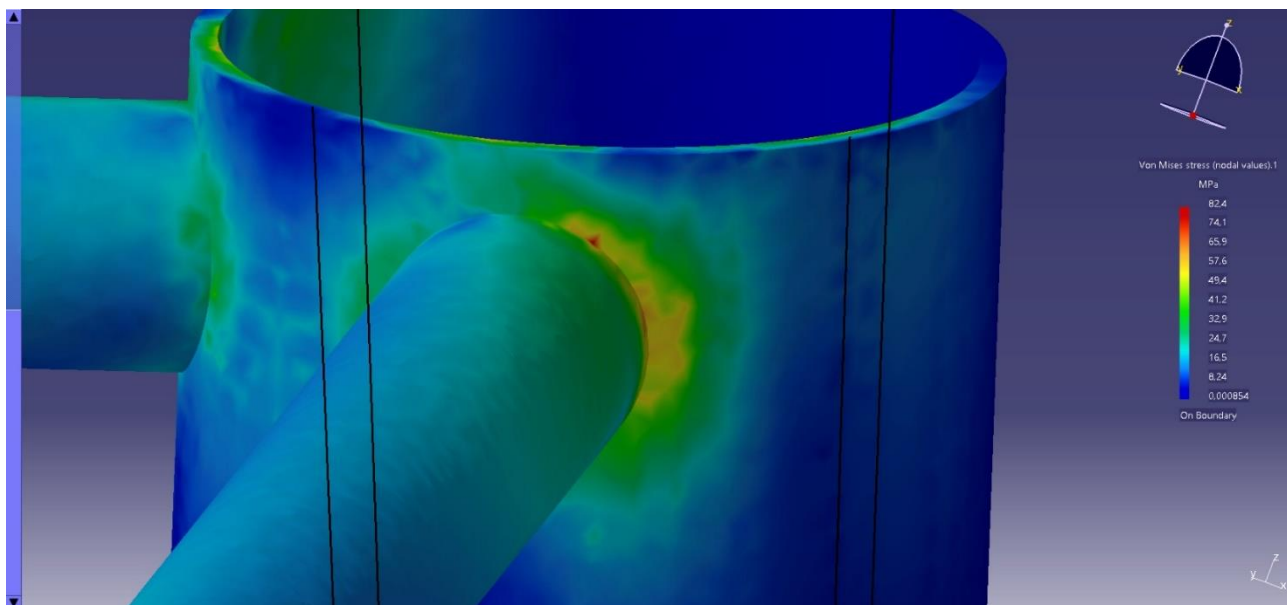


Von Mises stress (nodal values).2

MPa



On Boundary



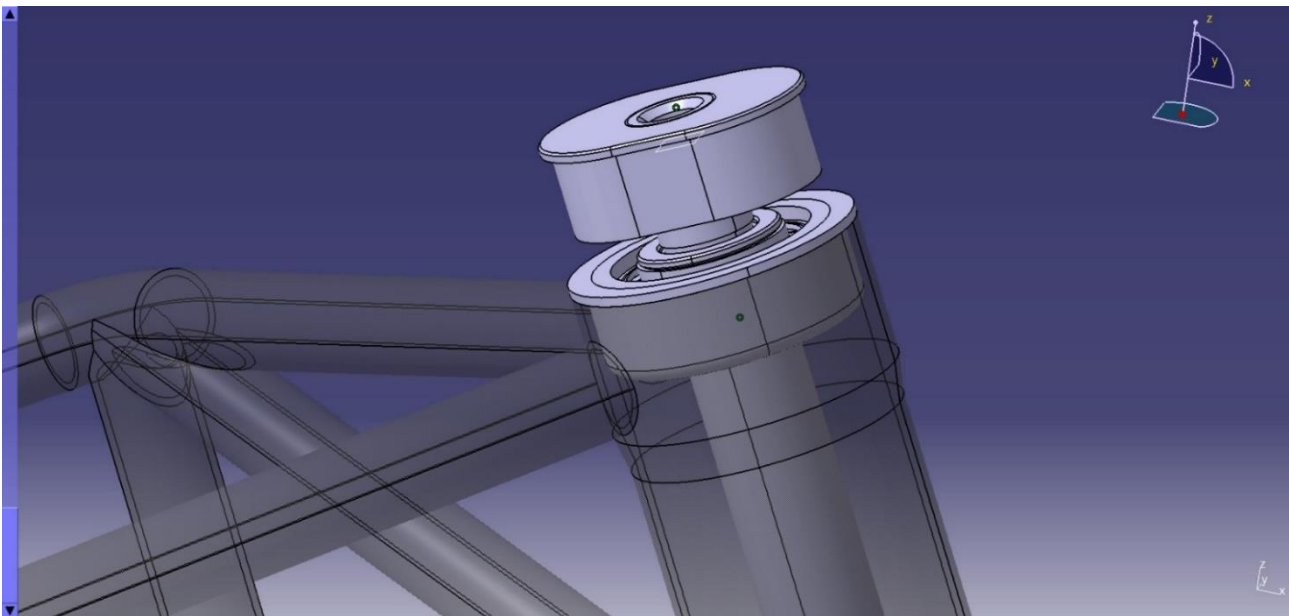
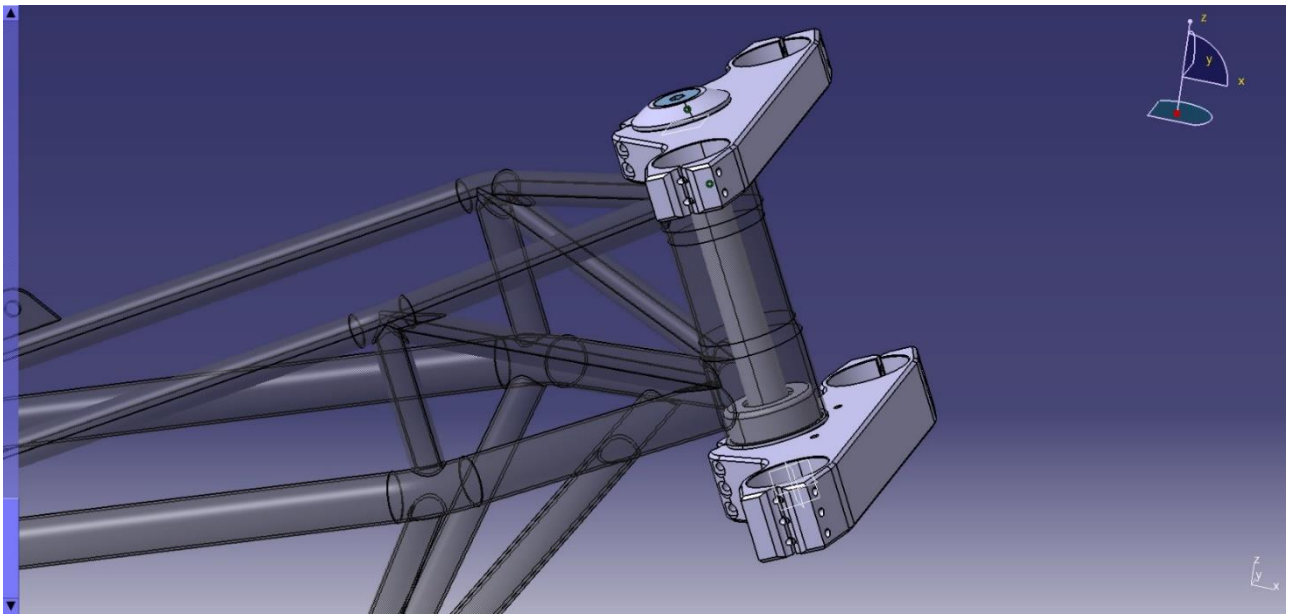
4.5 REGOLAZIONI DI ASSETTO PERMESSE DAL TELAIO

Visto lo scopo di costruire una moto per le scuole di guida in pista, nel telaio sono state predisposte diverse possibilità di regolazione dell'assetto. E' stato progettato un meccanismo di sterzo che permette, tramite delle boccole, la regolazione dell'inclinazione dello sterzo. In corrispondenza del collegamento tra telaio e forcellone, sul telaio è stato previsto un sistema per alzare/abbassare o avanzare/arretrare la posizione del perno. Una soluzione innovativa è stata quella di collegare il motore al telaio tramite delle piastrine in Ergal che permettono quindi la variazione dell'inclinazione o della posizione del motore. Infine sono state studiate delle piastrine di collegamento delle pedane al telaio che possano fornire numerose regolazioni

4.5.1 REGOLAZIONI DELL'ANGOLO DI INCLINAZIONE DELLO STERZO

Dalle simulazioni effettuate in "Stabilità dei motocicli: influenza dell'angolo di inclinazione dello sterzo" si è visto che l'effetto dell'angolo di sterzo sulla stabilità dei motocicli è prevalentemente stabilizzante al suo aumentare. L'influenza è più marcata sul modo di weave rispetto al wobble. Sembrerebbe quindi che questo parametro deva essere scelto il più grande possibile, così da allontanare il pericolo di problemi di instabilità. In realtà non si è tenuto conto che l'angolo di inclinazione dello sterzo influenza pesantemente anche la maneggevolezza, solitamente con tendenza inversa rispetto a quella che ha sulla stabilità. Il valore più appropriato deriva perciò da un compromesso tra queste due caratteristiche.

Si è valutata quindi la possibilità di variare l'angolo di inclinazione dello sterzo da $24,6^\circ$ a 25° per migliorare la stabilità o 24° per migliorare la maneggevolezza. Per farlo si sono progettate delle boccole apposite che poggiano su degli inserti del canotto e sulle quali alloggeranno i cuscinetti a rulli conici dello sterzo. La variazione di inclinazione sarà fatta rispetto al centro del canotto, l'avancorsa viene recuperata variando l'offset tramite degli eccentrici sulle piastre dello sterzo.





Gli inserti visibili nelle ultime foto e l'asse dello sterzo sono stati verificati utilizzando i carichi previsti in caso di frenata al limite. Questi si quantificano in una forza orizzontale opposta al moto di 1200N, e una in direzione verticale sempre della stessa intensità.

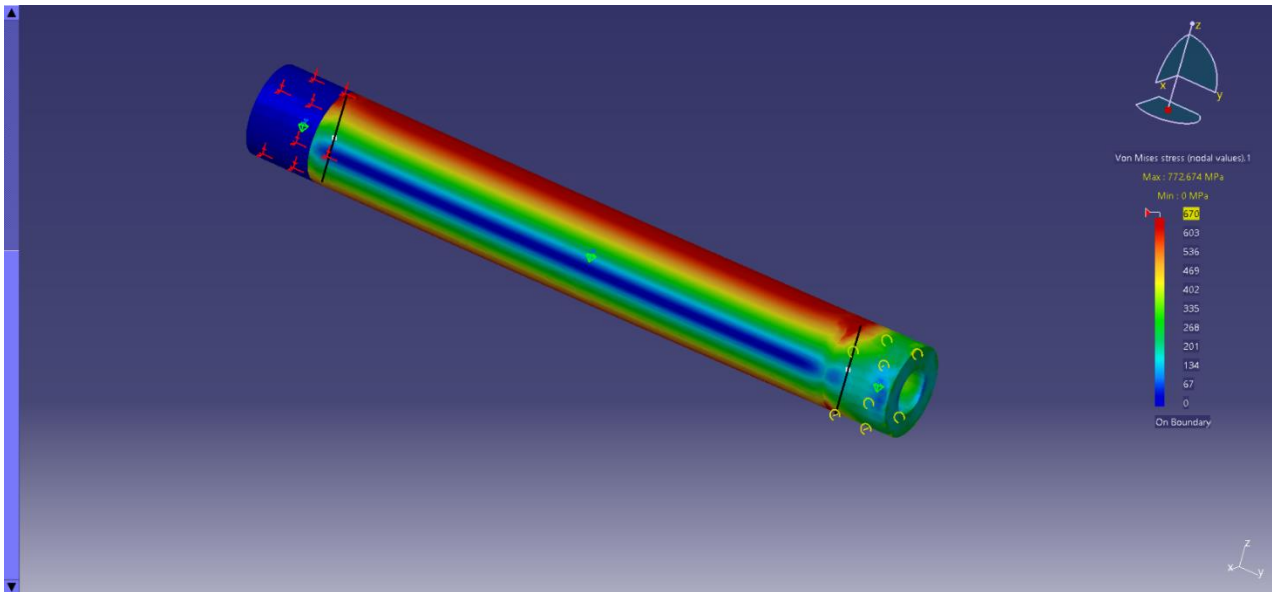


Nel caso degli inserti del telaio interessa la componente assiale lungo l'asse delle forcella che si attesta a 1600N e la componente ortogonale all'asse forcella che invece è di 600N. Il modello FEM è stato quindi definito supponendo un incastro sull'area poggiante sul canotto dello sterzo, e applicando la suddetta forza sull'area dove appoggia il cuscinetto:

Sebbene gli sforzi siano contenuti il materiale scelto è l'acciaio 18NiCrMo5 in quanto la boccola deve essere forzata nel canotto post saldatura del telaio e quindi deve essere di un materiale più resistente di quello di cui è fatto il canotto in modo che non si deformi.

Le boccole che alloggiano su questi inserti sono state fatte in lega di alluminio 7075 TS in modo da ridurre il peso.

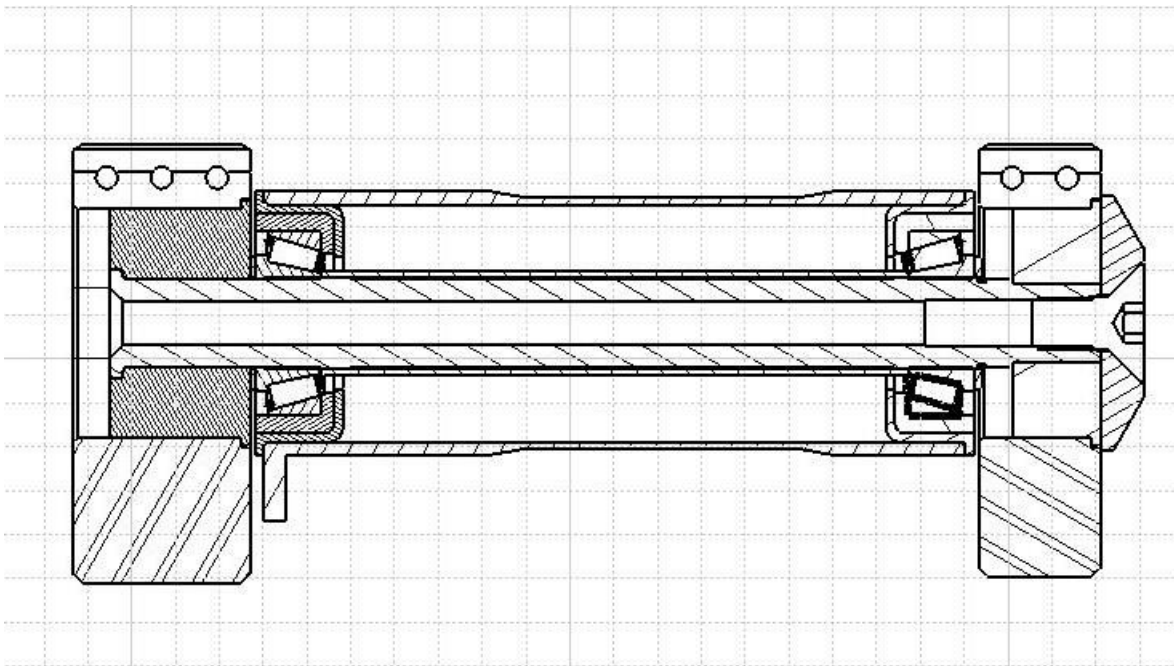
L'asse dello sterzo invece è stato dimensionato ponendo un incastro in corrispondenza del cuscinetto superiore e applicando la forza ortogonale all'asse forcella e il momento da essa prodotto nel tratto in cui sarà collegata la piastra inferiore. Il materiale scelto è lo stesso dell'inserto a telaio ovvero il 18NiCrMo5 che presenta snervamento a 730 MPa. Inoltre si è scelto un diametro esterno di 20 mm. Imponendo quello interno a 10 il risultato dell'analisi FEM è il seguente:



$$\sigma_{\max} = 675 \text{ MPa} \rightarrow \nu = 730/675 = 1,1$$

Non avendo disponibilità di una punta da 10 mm che permettesse di effettuare il foro per la lunghezza totale buona parte dell'asse presenta sezione piena.

Prevedendo poi l'accoppiamento con i cuscinetti, le piastre, il pacco e la ghiera per il serraggio il risultato è il seguente:



4.5.2 REGOLAZIONE DEL TIRO CATENA

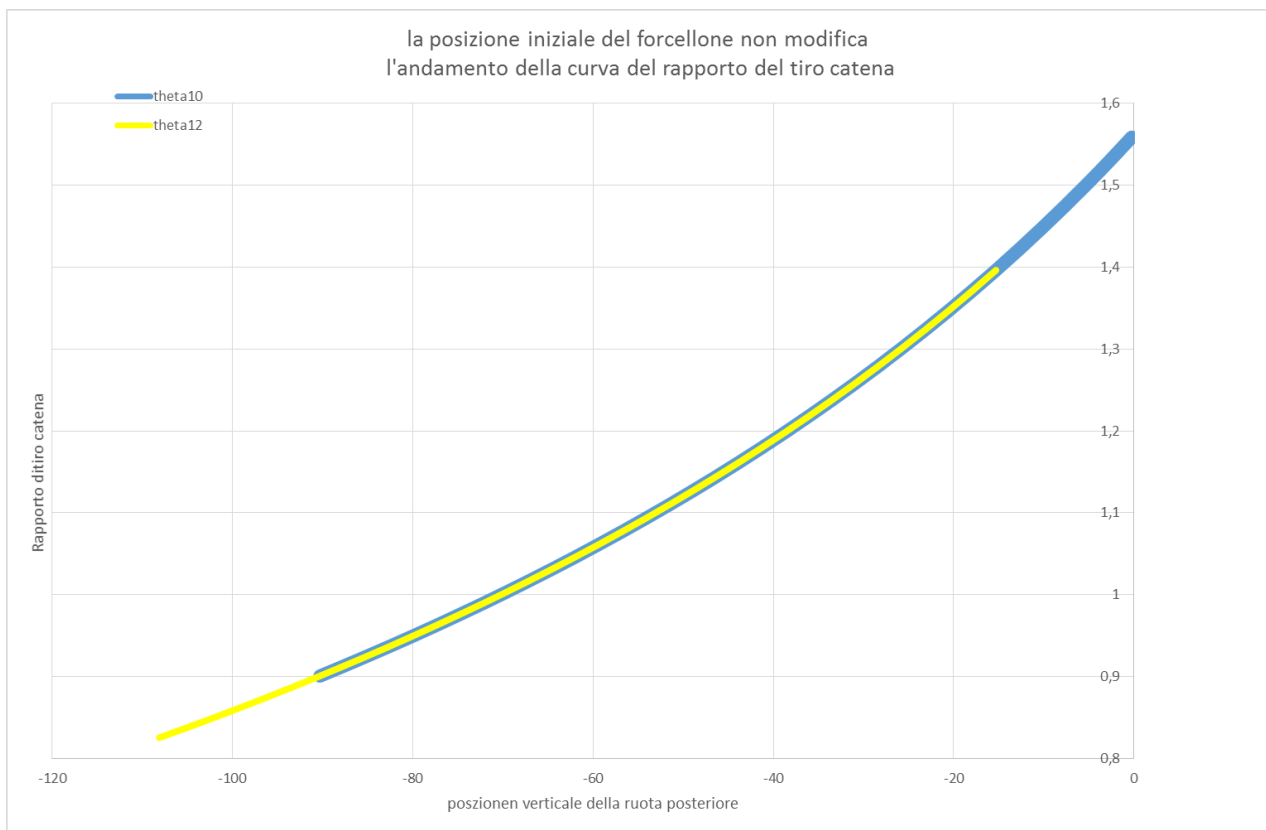
Dalla letteratura è noto che il rapporto di tiro catena è definito come:

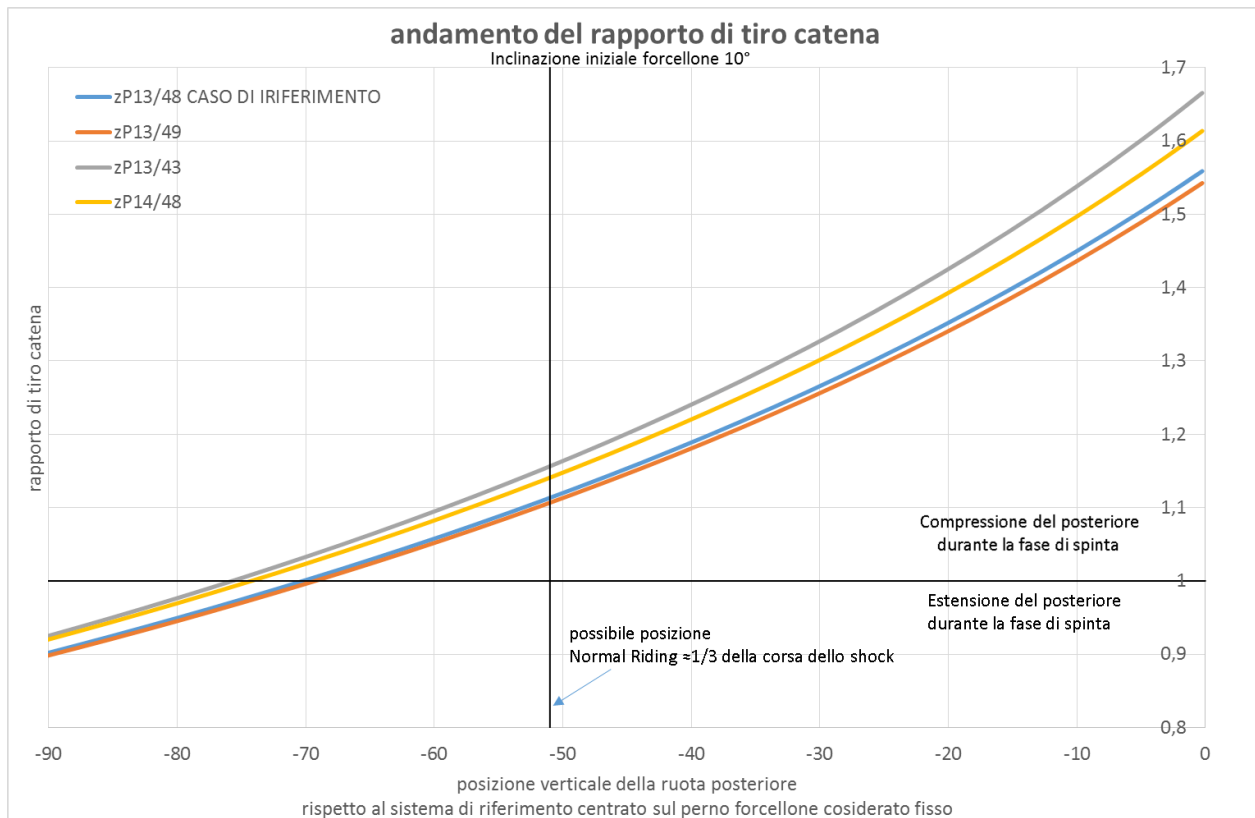
$$R = \frac{h \cos \phi}{p \left[\sin \phi + \frac{Rr}{rc} \sin(\phi - \mu) \right]}$$

Dove:

- h è l'altezza dell'intersezione tra la linea del trasferimento di carico e la proiezione verticale del punto di contatto della ruota anteriore
- \emptyset è l'angolo di inclinazione del forcellone
- p è il passo
- R_r è il raggio di rotolamento della ruota posteriore
- r_c è il raggio della corona
- μ è l'angolo di inclinazione della catena

Implementando la formula con tutti i dati relativi in un semplice file Excel è possibile vedere come varia geometricamente il rapporto di tiro catena al variare dell'inclinazione del forcellone e dei rapporti di trasmissione. I risultati sono i seguenti:





Generalmente si vuole avere un rapporto unitario in modo che la moto abbia un comportamento neutro o al più maggiore di uno così da schiacciare leggermente la sospensione all'uscita dalla curva.

Si è quindi andati ad indagare poi dal punto di vista dinamico tramite FastBike, programma MultiBody sviluppato dal MDRG

I dati iniziali necessari allo studio sono stati ottenuti dal modello della moto.

Questi dati, nello specifico, forniscono:

- Masse dei componenti del modello
- Dimensioni dei corpi
- Posizioni dei rispettivi baricentri

L'angolo alpha di inclinazione del forcellone rientra invece tra gli elementi in input al modello e quindi al programma di simulazione, motivo per cui, come prima cosa, sarebbe stato necessario di volta in volta inserire il nuovo angolo e le variazioni che questo comportava ai vettori necessari a chiudere il poligono rappresentante la moto.

Si è implementato un programma MatLab che eseguisse autonomamente i calcoli al variare dell'angolo e li introducesse nel programma di simulazione.

Tra i dati in uscita alle simulazioni vi era il rapporto di tiro catena trovato per ogni configurazione che risultava però inizialmente molto diverso da quello calcolato mediante le formule teoriche sia per quanto riguardava i valori numerici che per l'andamento.

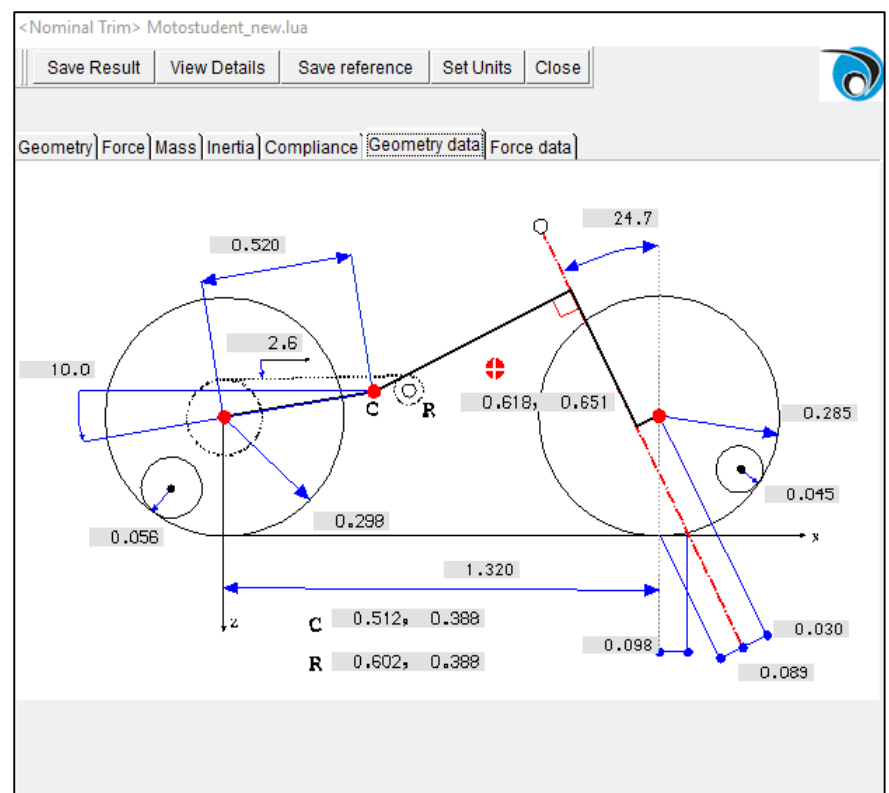
Questo è stato facilmente spiegato considerando che la simulazione dinamica, al contrario delle formule teoriche, teneva in considerazione anche lo spostamento del baricentro causato dal trasferimento di carico dovuto alla compressione della sospensione posteriore nonostante si fosse mantenuto costante, nei calcoli effettuati, l'angolo della retta di trasferimento di carico.

Per riuscire poi a validare effettivamente i dati ottenuti precedentemente si è quindi modificato il programma in Matlab in modo da mantenere fisso il baricentro complessivo; per fare questo è bastato equilibrare i momenti dei vari corpi attorno al punto di contatto della ruota posteriore preso come riferimento, lasciando come incognite il braccio e l'altezza del baricentro del front chassis che risultava quindi variare anch'esso in funzione dell'angolo di inclinazione forcellone.

I risultati ottenuti mantenendo il baricentro fisso sono schematizzati nella seguente tabella e quindi

Alpha(deg)	SR	Escursione(mm)
12	0,839	-108,06
11,5	0,8432	-103,619
11	0,8475	-99,171
10,5	0,8518	-94,715
10	0,8563	-90,2517
9,5	0,8608	-85,7816
9	0,8654	-81,305
8,5	0,87	-76,8222
8	0,8748	-72,3336
7,5	0,8796	-67,8394
7	0,8845	-63,3401
6,5	0,8895	-58,836
6	0,8946	-54,3273
5,5	0,8997	-49,8146
5	0,905	-45,2981
4,5	0,9103	-40,7781
4	0,9158	-36,255
3,5	0,9213	-31,7292
3	0,927	-27,2009
2,5	0,9327	-22,6706
2	0,9386	-18,1385
1,5	0,9445	-13,6051
1	0,9506	-9,07065
0,5	0,9568	-4,5355

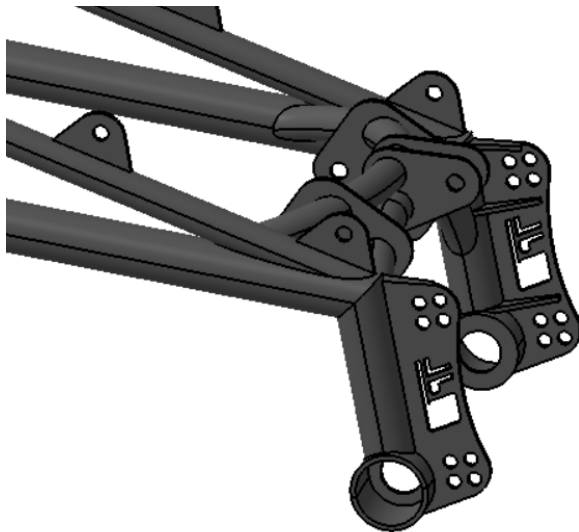
graficati:



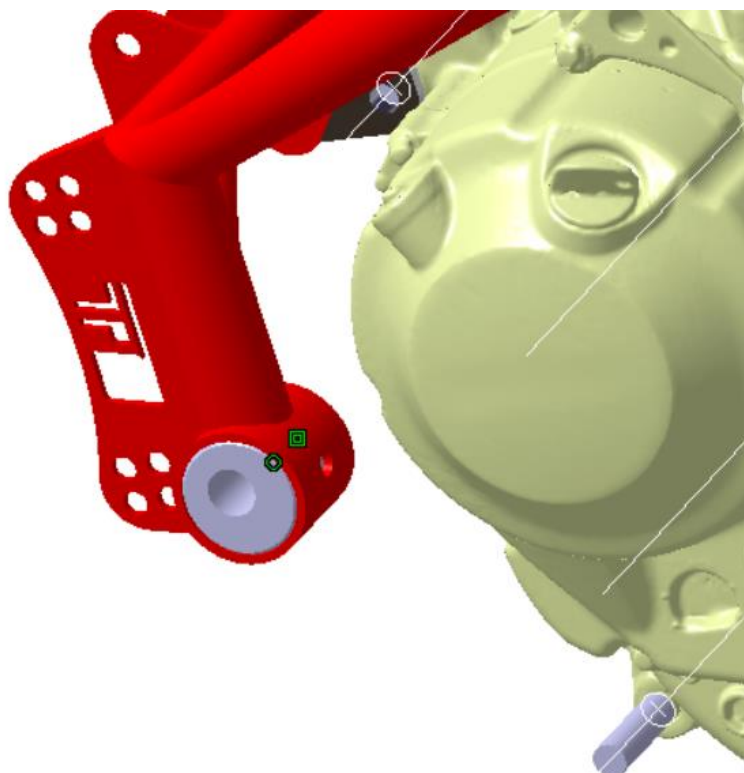
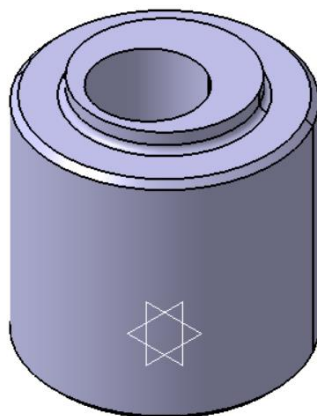


Si può affermare che, mentre l'andamento rispecchia quello effettivamente ottenuto tramite formule teoriche i valori si discostano nella parte superiore del grafico fermandosi attorno al valore di 0.957 piuttosto che 1,574.

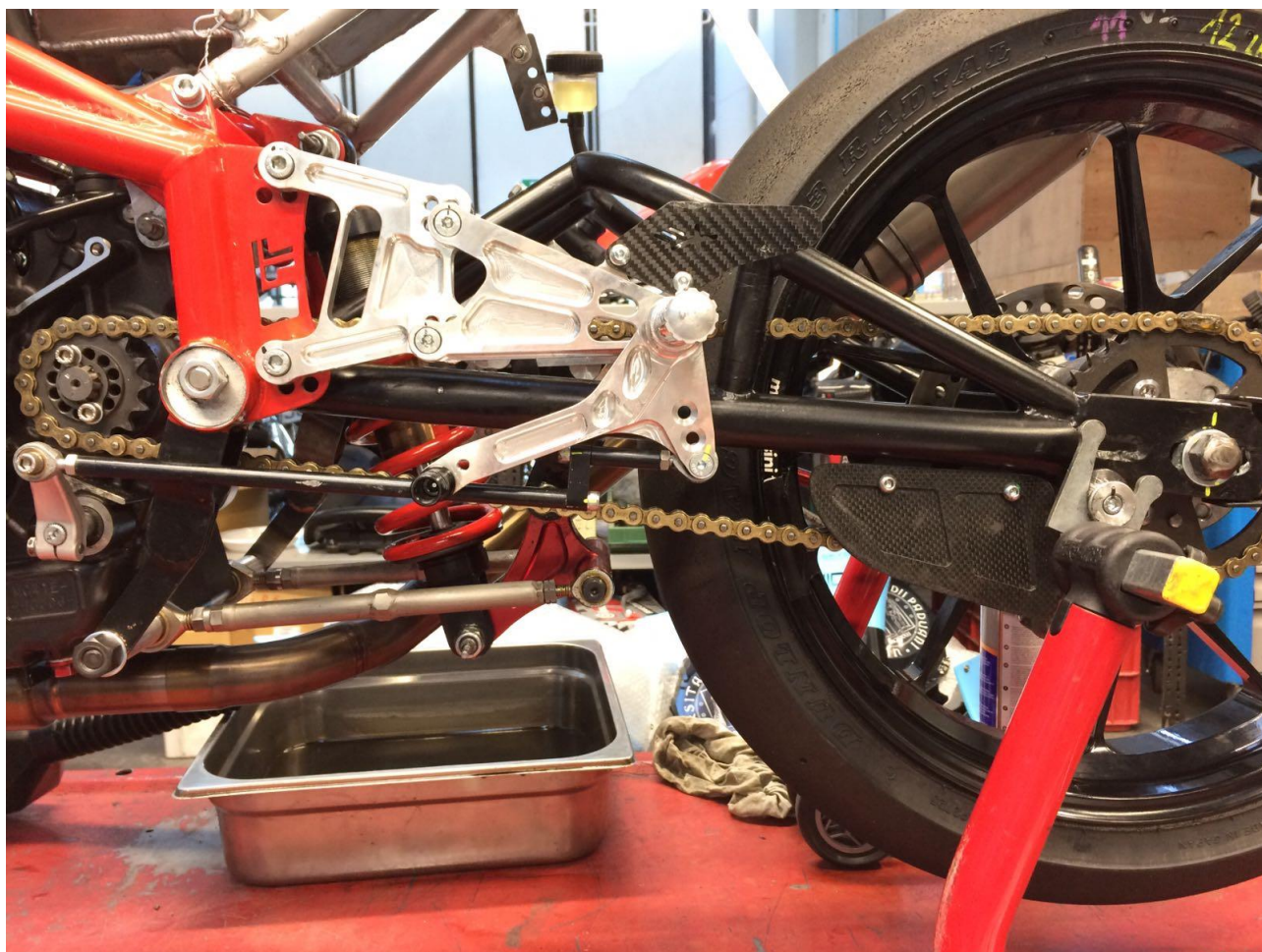
Questo è dato dal fatto che, fissando l'escursione massima a 0,09m e poiché la dimensione del forcellone è fissa a 0,520m, per nessuna delle configurazioni ($\alpha=10^\circ$ o $\alpha=12^\circ$) si raggiunge la posizione orizzontale del forcellone.



Per regolare il tiro catena si è pensato di andare a variare l'inclinazione del forcellone lasciando la possibilità di alzare o abbassare posizione il perno forcellone. Esso infatti presenta un diametro minore di quello di base della boccola. La regolazione massima che si può raggiungere è $\pm 4\text{mm}$. Per effettuare la regolazione basta inserire nelle boccole del telaio due inserti con fori eccentrici:

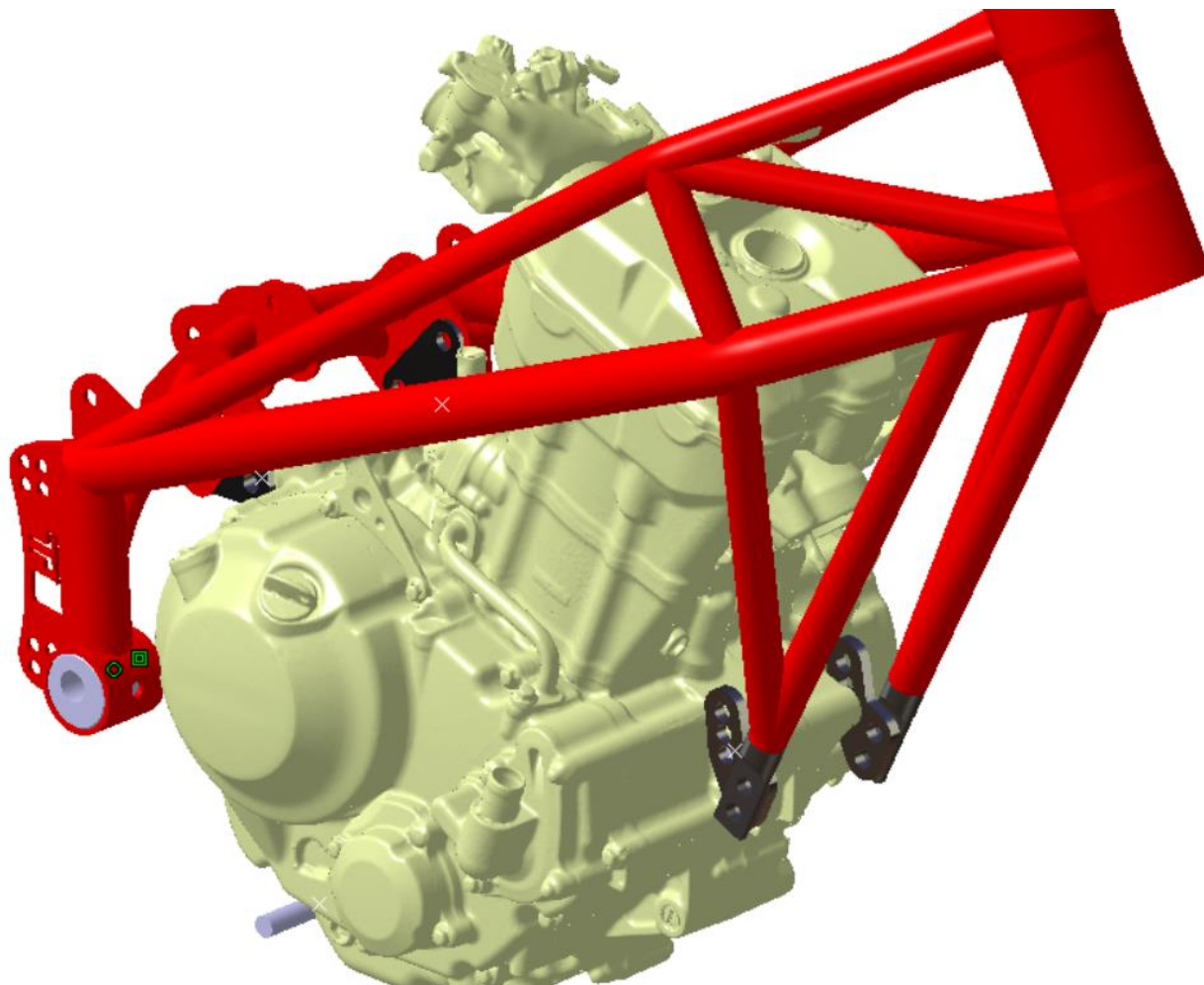


Il risultato è visibile nella figura precedente. La rotazione viene impedita dalla spina che va inserita nell'apposito foro presente sulla boccola del telaio



4.5.3 REGOLAZIONE DELL'INCLINAZIONE DEL MOTORE

Regolare la posizione del motore è un vantaggio molto importante poiché permette di variare la posizione del baricentro della moto, essendo il componente di maggior peso. La variazione della sua inclinazione invece permette di variare le sue inerzie e quindi il comportamento della moto. Avere poi dei collegamenti variabili del motore permette anche di cambiare la tipologia o il modello. Nello specifico per il progetto Motostudent sono state predisposte le regolazioni di inclinazione a 20° , 23.5° e 27° e di altezza a -5 e -10mm. Inclinare più avanti il motore permette di spostare la distribuzione dei carichi verso la ruota anteriore. Abbassarlo invece permette di spostare in basso il baricentro e rendere la moto più maneggevole. Oltre i 27° non è consigliabile andare perché si potrebbe incorrere in problemi di pescaggio dell'olio. Oltre i -10 mm non è consigliabile andare per non incorrere in problemi di tiro catena.



4.5.4 REGOLAZIONE DELL'ATTACCO PEDANE DEL PILOTA

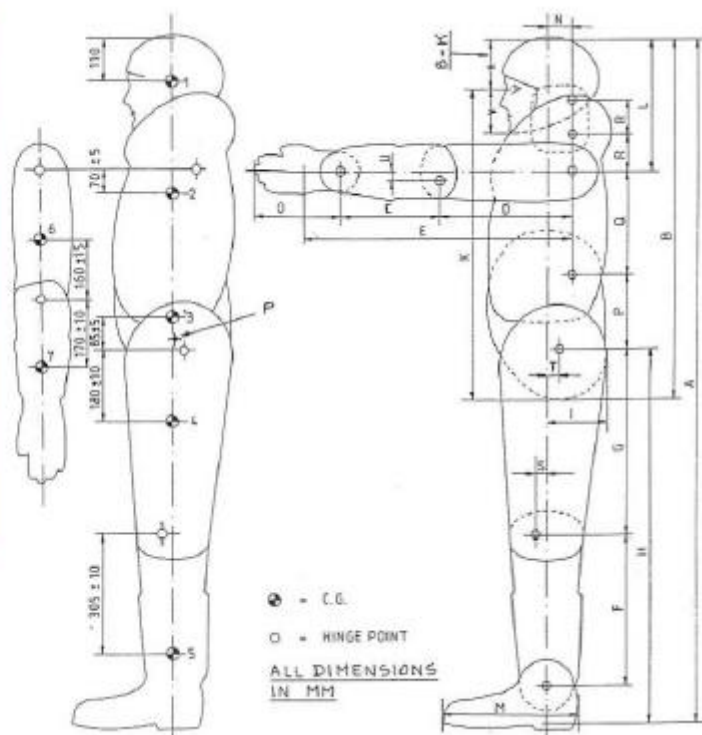
Essendo la moto molto piccola, per riuscire a renderla guidabile da un pubblico di altezza variegata come quello che si rivolge alle scuole di guida in pista, si è pensato di aggiungere un'ulteriore regolazione per le pedane. E' stato eseguito uno studio di ergonomia per valutare l'entità della regolazione da implementare.

Per la determinazione della corretta posizione del pilota in sella si è preso a riferimento quanto riportato nel "Fazi – La progettazione della motocicletta".

In questo caso ci si rifà ai primi studi compiuti da Giuseppe Gabrielli per un aviatore con vestiario invernale e dotato di casco leggero al quale si può ricondurre un motociclista con abbigliamento da moto e casco.

Statura =>	1600 (mm)	1750 (mm)	1900 (mm)
b	870	920	990
c	230	255	280
d	300	335	370
e	620	685	750
f	350	390	430
g	435	475	515
h	850	950	1050
i	140	150	160
k	760	805	875
l	300	330	360
m	300	325	350
n	50	60	70
o	200	220	240
p	190	200	210
q	260	270	280
r	80	90	100
s	25	30	30
t	20	30	30
u	20	20	20

Fig. 2.4 Le dimensioni normalizzate di un manichino riprodotte le fattezze umane. Attualmente ci si avvale di programmi appositi, in grado di dare un'immagine tridimensionale, ma tutto ha avuto inizio dagli studi qui riprodotti. La tabella fornisce le dimensioni in millimetri corrispondenti alle misure riportate con lettere minuscole nella figura 2.1. Le 3 colonne si riferiscono a stature di 1,6, 1,75 ed 1,9 metri.



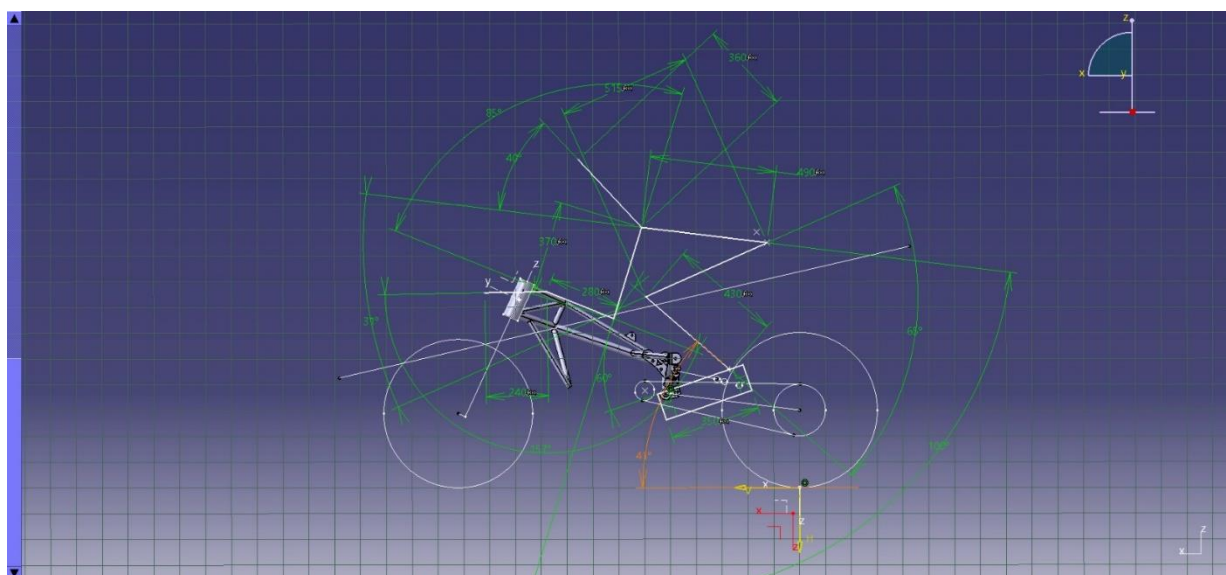
Descrizione angolo caratteristico	Simbolo	Massimo	Minimo
Angolo di postura schiena	α	20°	0°
Angolo tra braccio e verticale	δ	45°	35°
Angolo tra braccio e avambraccio	ε	165°	90°
Angolo tra polpaccio e normale alla pianta del piede	γ	10°	- 10°
Angolo rotazione gomito	θ	45°	35°
Angolo tra polpaccio e gamba	β	150°	70°

In base alle tabelle qui riportare si è preso come riferimento un pilota di 1.70 m di altezza. Si è poi andati ad intervenire sulle regolazioni delle pedane e dei semimanubri per permettere una seduta comoda anche ad

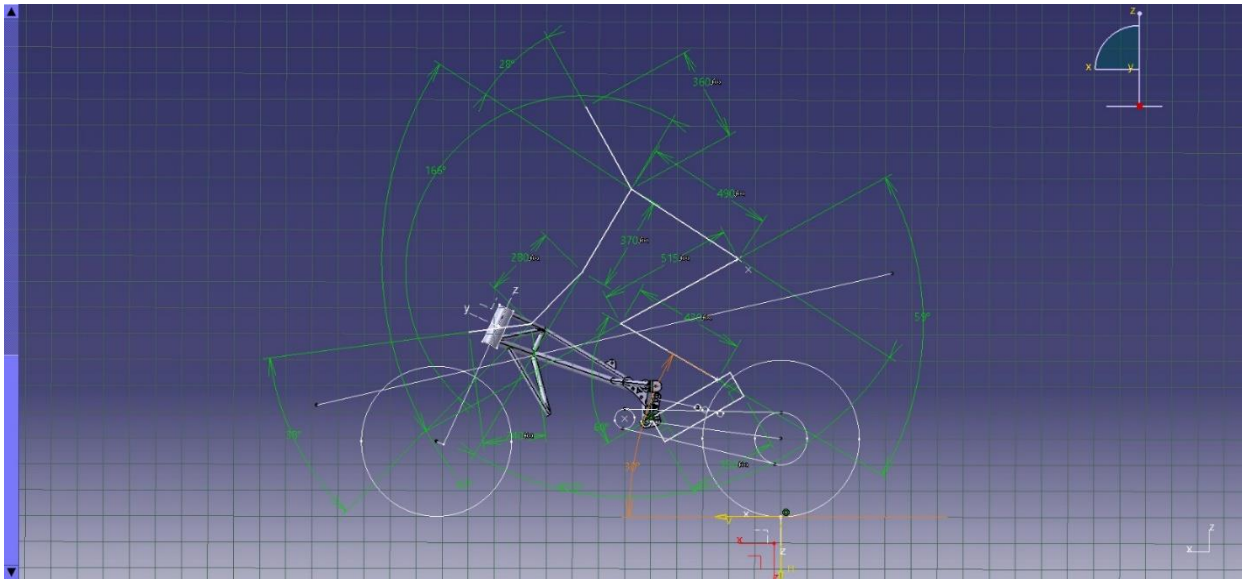
un pilota più alto.

Sono state quindi definite due posizioni principali:

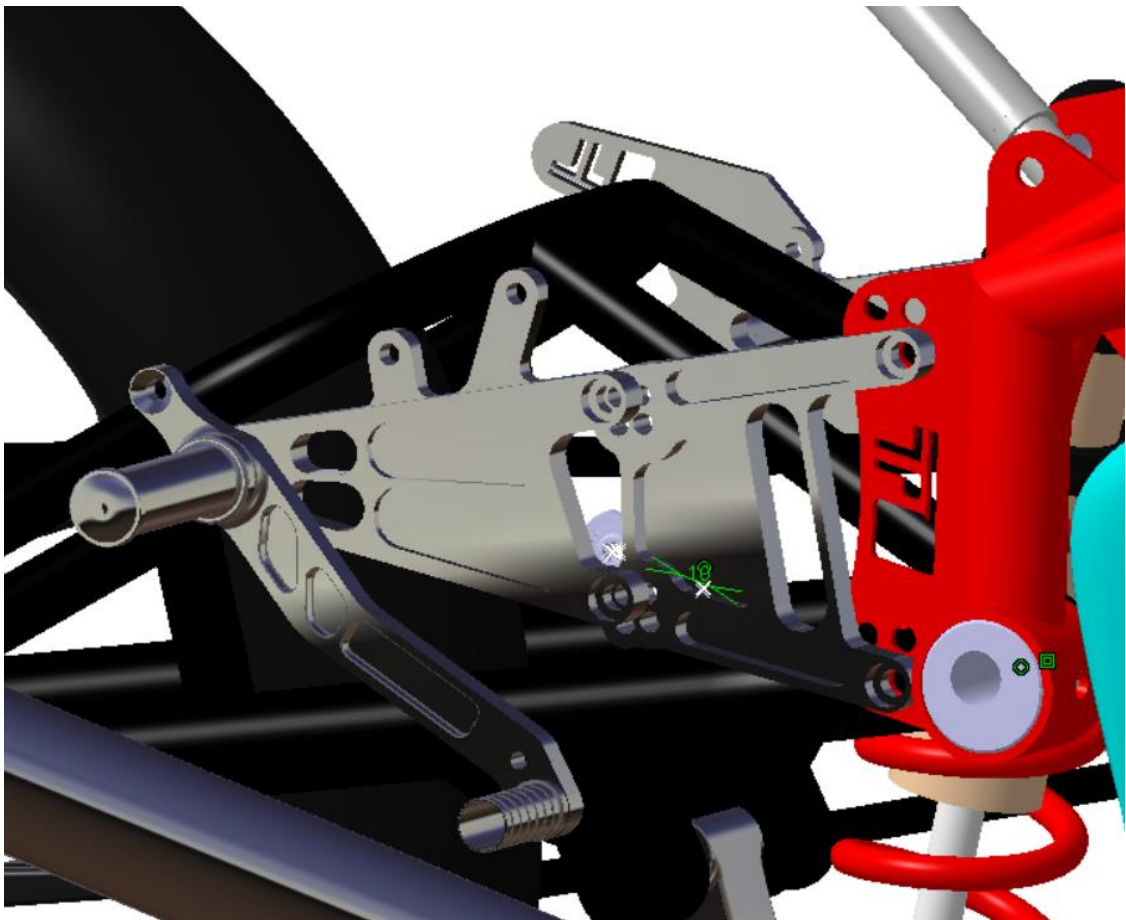
- Pilota in carena:



- Pilota non in carena:



Dall'osservazione del punto in cui giungono i piedi del pilota in seguito alla variazione della sua altezza e dalla ricostruzione 3D delle pedane forniteci da un nostro sponsor è stata dimensionata una piastrina saldata che permette la regolazione dell'altezza, dell'arretramento e della rotazione delle pedane:



La regolazione dell'inclinazione è permessa dal fatto che i centri dei fori di regolazione superiori ed inferiori giacciono su di una circonferenza per cui è possibile ruotare le pedane in avanti o indietro.

4.6 CONCLUSIONI

Nel processo di progettazione si è riusciti a rispettare le direttive date dalle analisi multibody. Le rigidzze rispecchiano quelle di altre moto rinomate del settore per maneggevolezza e stabilità, cosiccome l'inclinazione dell'asse di twist. Il telaio è stato verificato e i coefficienti di sicurezza sono tutti superiori a 2. La verifica a fatica è stata fatta tramite una normativa britannica e assicura l'integrità strutturale per lo svolgimento di minimo 2000 gare sul circuito di Aragon. Infine i requisiti di regolabilità imposti dallo scopo del progetto sono stati rispettati ideando soluzioni semplici, economiche e di facile utilizzo.

CAPITOLO 5

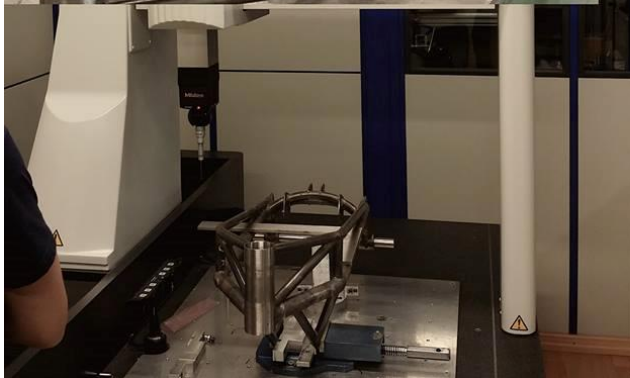
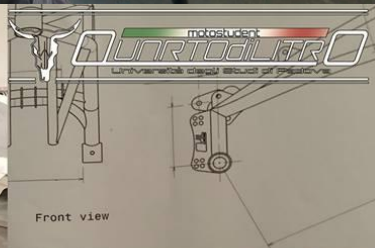
Conclusioni e sviluppi futuri

In questa tesi si è andati a compiere l'intero lavoro di progettazione di un telaio motociclistico andando ad effettuare in primis un'ottimizzazione dei parametri di rigidezza e poi cercando di riprodurre tali risultati nel componente reale. L'inclinazione del Twist Axis ricavata dall'analisi multibody su un modello costruito con dati di moto simili è stata confrontata con quelle ricavate da prove sperimentali effettuate su motociclette in commercio. La buona corrispondenza tra dati analitici e sperimentali è servita come validazione del modello costruito. Si è passati quindi al disegno al CAD 3D e quindi alla verifica al FEM. In questa sede si è verificato che i valori di rigidezza rispettassero le direttive dell'analisi multibody e si sono eseguite delle verifiche di resistenza statica e dinamica non si è verificata a fatica tutta la struttura.

Terminata la fase di progettazione si è passati alla realizzazione. I tubi sono stati fatti tagliare al laser e quindi piegare. Le sezioni che non si sono riuscite a tagliare al laser per i requisiti della piegatura, sono state realizzate in fresa. Il tutto quindi è stato assemblato nella maschera di saldatura realizzata per l'occasione e fatto saldare al TIG. Il risultato è stato molto soddisfacente. Le sezioni tagliate al laser o in fresa hanno permesso di avere una precisione superiore a quanto viene fatto convenzionalmente e quindi i ritiri o le deformazioni da saldatura sono stati molto minori. La variazione dell'angolo del canotto dello sterzo è stata di appena di







Per evitare di avere problemi di assemblaggio dei componenti l'interno del canotto è stato lavorato alla fresa in modo da ridurre le ovalizzazioni indotte da saldatura.



Infine il tutto è stato assemblato e sono stati effettuati dei test, uno a Imola con il pilota che ha partecipato alla competizione, e uno ad Adria con un collaudatore. In quest'ultima occasione le impressioni del collaudatore riguardo la ciclistica della moto sono state molto positive.

All'interno della competizione i risultati sono stati molto soddisfacenti. Per quanto riguarda la MS1 il team si è classificato al secondo posto nel Design (inteso come progettazione) ottenendo il sesto



posto con il complessivo delle altre prove. Nella MS2 invece si sono ottenuti buoni risultati nelle prove dinamiche e un bellissimo terzo posto in una gara combattuta fino all'ultimo con il secondo classificato. Ciò ha permesso al team di conquistare il terzo piazzamento nella MS2 e nel computo totale delle due prove.

Per ovvi problemi di tempo non è stato possibile effettuare le verifiche sperimentali per attestare che i valori di rigidezza ottimali ottenuti dall'analisi multibody e implementati nella fase di progettazione siano stati effettivamente replicati nella struttura reale. Questo lavoro viene lasciato come spunto per future tesi di laurea. Le prove empiriche della bontà del lavoro svolto sono le opinioni molto positive del collaudatore nel secondo test effettuato, e gli ottimi risultati ottenuti in gara e nelle prove dinamiche.

Bibliografia

- V. Cossalter, Motorcycle Dynamics versione italiana, 2008
- R.Lot, V.Cossalter, Meccanica delle Vibrazioni edizione 2014
- V.Cossalter, M.Da Lio, A.Doria, Meccanica Applicata alle Macchine, Edizioni Progetto, 2006.
- F.Fazi, La progettazione della motocicletta, Giorgio Nada Editore, 2013.
- Gaetano Cocco, How and Why-Motorcycle Design and Tecnology
- FastBike Reference Manual
- E. Cherubini, Analisi strutturale del telaio del progetto Motostudent, 2016
- A.Papo, Stabilità dei motocicli: influenza dell'angolo di inclinazione dello sterzo, 2015
- M.Formentini, Studio delle insabilità dei motocicli alle alte velocità

Ringraziamenti

Voglio ringraziare sentitamente il Prof. Vittore Cossalter per l'opportunità unica che mi ha regalato appoggiando la partecipazione del team alla competizione Motostudent e lavorando a stretto contatto con noi.

Ringrazio lui, il prof. Matteo Massaro e i dottorandi/assegnisti del gruppo di ricerca dell'MDRG per l'aiuto e i consigli datimi durante questo lavoro di tesi.

Ringrazio tutti i miei compagni di team che come me hanno creduto fortemente in questo progetto permettendone la realizzazione e il conseguimento degli straordinari risultati raggiunti.

Infine ringrazio la mia famiglia e i miei amici che mi hanno sempre appoggiato in questo percorso. Un grazie particolare va a colei che mi ha spinto ad aderire al progetto 2 anni fa nonostante le mie titubanze.

