



UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA

Facoltà di Ingegneria

corso di laurea magistrale in Ingegneria Meccanica

TESI DI LAUREA

**INFLUENZA DELLA PRESSIONE DI GONFIAGGIO DEGLI
PNEUMATICI SULLA STABILITÀ DEI VEICOLI A DUE RUOTE:
INDAGINE SPERIMENTALE E SIMULAZIONE**

Relatore: Ch.mo Prof. Vittore Cossalter

Correlatore: Ing. Enrico Giolo

Laureando: Valerio Favaron

Anno accademico 2014/2015

Sommario

1. INTRODUZIONE	1
1.1 MODI DI VIBRARE ESTERNI AL PIANO.....	2
1.1.1 WEAVE	2
2. INDAGINE SPERIMENTALE SU STRADA	5
2.1 PROGRAMMA PROVE E SISTEMA DI ACQUISIZIONE	6
2.2 ELABORAZIONE DEI DATI SPERIMENTALI	12
2.3 INFLUENZA SPERIMENTALE DELLA PRESSIONE DI GONFIAGGIO SULLA STABILITÀ	23
3. CARATTERIZZAZIONE DEGLI PNEUMATICI	28
3.1 MECCANICA DELLO PNEUMATICO	28
3.2 MODALITÀ OPERATIVA.....	32
3.3 ELABORAZIONE DEI RISULTATI	33
3.4 RIGIDENZE STATICHE.....	43
4. APPARATI DI MISURA	48
4.1 MOTO CoG MACHINE	48
4.2 DETERMINAZIONE DELLA FREQUENZA DI OSCILLAZIONE	51
4.3 CROCE PER LA MISURA DEL MOMENTO D' INERZIA I_z DELL' AVANTRENO.....	51
4.4 PENDOLO TRIFILARE	53
4.5 MOTO INERTIA METER	54
4.6 PENDOLO SEMPLICE	54
5. ESECUZIONE E RISULTATI DELLE MISURE SPERIMENTALI	56
5.1 CoG EMPTY TANK, FULL TANK e FULL TANK+ RIDER	58
5.2 TENSORE D' INERZIA FULL BIKE	62
5.3 CARATTERIZZAZIONE DELL' AVANTRENO	64
5.4 CARATTERIZZAZIONE DELLO SWINGARM.....	68
5.5 CARATTERIZZAZIONE DELLE RUOTE	71
5.6 CARATTERIZZAZIONE DELLE MASSE NON SOSPese (FRONT UNSPRUNG)	74
6. FASTBIKE: INTRODUZIONE AL SOFTWARE E CREAZIONE DEL MODELLO	77
6.1 Sezione DATA.....	78
6.2 Sezione SIMULATION.....	89
7. RISULTATI DELLE SIMULAZIONI E COMPARAZIONE CON I RISULTATI SPERIMENTALI	92
7.1 MODELLO CON VEICOLO INFINITAMENTE RIGIDO	92
7.2 MODELLO CON FLESSIBILITÀ STRUTTURALI	95

7.3 COMPARAZIONE RISULTATI SPERIMENTALI - SIMULAZIONI	98
8. CONCLUSIONI.....	103

1. INTRODUZIONE

Il lavoro nasce a completamento di una campagna di studi atti ad analizzare i fenomeni di instabilità dei veicoli a due ruote, con particolare attenzione ai parametri che li influenzano.

Analizzando lo stato dell' arte infatti in [1] [2] emerge un attento studio delle problematiche relative all' influenza della pressione di gonfiaggio degli pneumatici sulla stabilità dei modi di vibrare del veicolo. Lo scopo di tale tesi è di unire le conoscenze pregresse, derivanti da misure di laboratorio e simulazioni con codici di calcolo multibody, ad una campagna di raccolta di dati sperimentali provenienti da test svolti su strada.

Si può quindi pensare all' elaborato come una composizione di :

1. misure sperimentali su strada con collaudatore
2. misure di laboratorio (pneumatici e caratteristiche inerziali del veicolo)
3. simulazioni a conferma dei risultati sperimentali

Il veicolo scelto per tale scopo è un Kawasaki klr 650 "Tengai". La scelta non risulta casuale in quanto, è risaputo, che il veicolo in esame presenta problemi di instabilità.



Figura 1.1 Kawasaki klr 650 "Tengai" utilizzato nei test su strada

1.1 MODI DI VIBRARE ESTERNI AL PIANO

Ogni motocicletta presenta tre modi di vibrare fondamentali:

- capsize, un modo di caduta laterale (non oscillante) e controllato dal pilota
- weave, un'oscillazione di tutta la moto, ma principalmente concentrata al retrotreno
- wobble, un'oscillazione dell'avantreno attorno all'asse di sterzo

Fisicamente accade che, durante il moto, l'avantreno o il retrotreno della moto possono iniziare ad oscillare; per osservare tale fenomeno basta far rallentare gradualmente la moto da una velocità abbastanza elevata. Le oscillazioni all'avantreno sono eccitabili, ad una data velocità, applicando un impulso al manubrio. Le oscillazioni del retrotreno possono essere eccitate passando su un dosso trasversale o eccitando il retrotreno con un movimento impulsivo del busto del pilota. Nel caso di assenza di eccitazioni imposte, è il fondo stradale che può determinare l'eccitazione della frequenza naturale dei modi suddetti.

In generale, si può dire che, affinché una moto possa essere condotta agevolmente, tali vibrazioni non devono essere troppo ampie (ossia i rapporti di smorzamento associati ai modi di vibrare devono essere elevati, per motocicli sportivi il valore minimo di riferimento è del 2.5 %). A basse velocità (7-8 m/s) una moto è instabile a causa del capsize; aumentando la velocità i modi di weave e wobble possono diventare instabili e il pilota deve applicare una coppia al manubrio per controllare l'instabilità.

Di norma il modo di weave è poco smorzato e instabile alle alte velocità, mentre il modo di wobble è poco smorzato o instabile alle velocità medie. Essendo non vibrante, il modo di capsize non viene considerato.

Nel proseguo della trattazione ci si soffermerà soltanto sul modo di weave in quanto, per il veicolo in esame non si sono riscontrati problemi di instabilità del modo di wobble.

Inoltre si sottolinea che la trattazione teorica sarà incentrata sulla fisica del fenomeno, per una trattazione più dettagliata si rimanda a [3].

1.1.1 WEAVE

Il weave è un'oscillazione dell'intera motocicletta, ma principalmente del retrotreno. Fisicamente si può pensare al weave come una composizione di oscillazioni di imbardata (yaw), di rollio (roll) e di oscillazione dello sterzo.

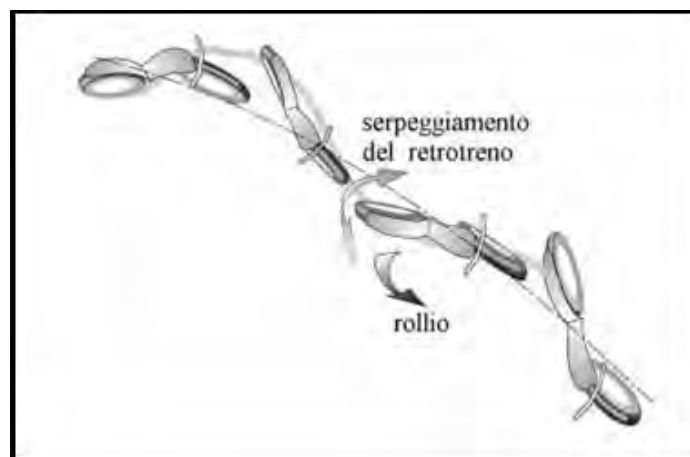


Figura 1.2 Weave

La frequenza naturale di questo modo è nulla a velocità di avanzamento nulla e cresce da 0 a circa 4 Hz all' aumentare della velocità. Il rapporto di smorzamento del weave, di norma, diminuisce all' aumentare della velocità di avanzamento.

Fattori di influenza del weave:

- posizione del baricentro del retrotreno
- inerzia delle ruote
- angolo di inclinazione dello sterzo
- avancorsa
- rigidità dello pneumatico posteriore

Il range di velocità in cui il weave diventa instabile e quindi pericoloso è quello delle alte velocità in quanto lo smorzamento, avendo un andamento decrescente all' aumentare della velocità, può scendere a valori troppo bassi. Il weave è generalmente stabile alle medie velocità. Per avere un' idea fisica semplificata del problema si considera un modello di weave ad un solo grado di libertà.

Le assunzioni del modello si basano su rollio del veicolo nullo e sterzo bloccato. Ciò in accordo con le rilevazioni sperimentali, in quanto lo spostamento laterale dell' asse di sterzo è comparativamente minore dello spostamento dello pneumatico posteriore.

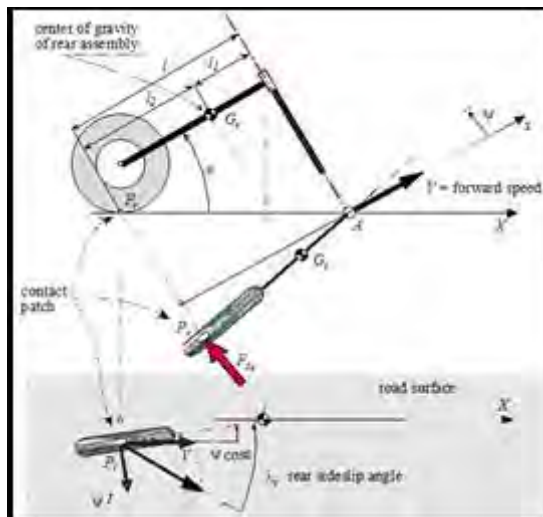


Figura 1.3 Modello ad un grado di libertà per weave

L' equazione del moto è ottenuta imponendo l' equilibrio alla rotazione attorno all' asse di sterzo:

$$I_A \frac{\partial^2 \psi}{\partial t^2} + c \frac{\partial \psi}{\partial t} + F_s l = 0$$

I_A : momento d' inerzia del retrotreno

c : coefficiente di smorzamento per la rotazione di sterzo (ammortizzatore di sterzo)

F_s : forza laterale agente sullo pneumatico posteriore

ϵ : angolo di inclinazione dello sterzo

Omettendo gli sviluppi analitici si ricava:

$$\text{frequenza naturale: } f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_\lambda l}{I_A} \cos \varepsilon} \sqrt{1 - \xi^2}$$

$$\text{rapporto di smorzamento: } \xi = \frac{c V + K_\lambda l^2}{2 V \sqrt{I_A K_\lambda l \cos \varepsilon}}$$

Questo a riprova che, le caratteristiche di rigidità dello pneumatico (nella fattispecie quella di deriva posteriore), influenzano la stabilità del modo, in termini di frequenza e rapporto di smorzamento. Si vuole inoltre sottolineare che quello appena analizzato è un modello semplificato; infatti nell'analisi di stabilità non rientra soltanto la rigidità di deriva dello pneumatico posteriore ma come indicato in [2], tutte le caratteristiche meccaniche e strutturali degli pneumatici influenzano in maniera più o meno marcata la stabilità.

2. INDAGINE SPERIMENTALE SU STRADA

La prima parte della ricerca è volta alla determinazione, per via sperimentale, dell' influenza della pressione di gonfiaggio degli pneumatici sulla stabilità. È stata condotta una campagna di test su strada al variare della pressione di gonfiaggio degli stessi.

Il veicolo è stato equipaggiato con due sensori:

- piattaforma inerziale, dotata di accelerometro triassiale e di girometro triassiale
- unità GPS per l' acquisizione della traiettoria e della velocità di avanzamento del veicolo

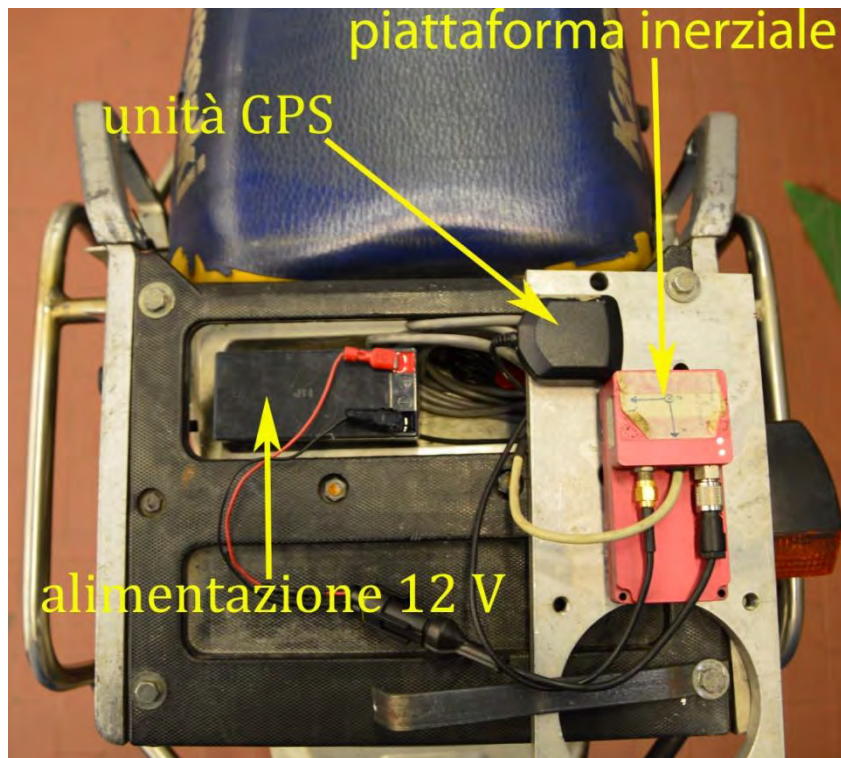


Figura 2.1 sensori montati al retrotreno

La piattaforma è stata posizionata al posteriore, al fine di evidenziare in maniera chiara le oscillazioni dovute a weave (si può pensare infatti, in maniera schematica, al weave come un'oscillazione del retrotreno rispetto all'avantreno). Il sistema di riferimento è orientato seguendo la convenzione della terna SAE (asse x nella direzione di avanzamento, asse y orizzontale con verso positivo a sinistra rispetto alla direzione di avanzamento).

Per completezza sono stati eseguiti anche alcuni test spostando il sistema di acquisizione in prossimità del canotto di sterzo ma, come si vedrà in seguito, non sono emersi fenomeni di instabilità dovuti a wobble.



Figura 2.2 sensori montati sull' asse di sterzo

I test sono stati eseguiti dall' Ing. Enrico Giolo, cui è stato richiesto di comportarsi in maniera passiva nei confronti del fenomeno di instabilità, cercando di controllare lo sterzo senza esercitare alcuna coppia. Il pilota è alto circa 1.7 m e presenta un peso di 77 kg in ordine di marcia.

2.1 PROGRAMMA PROVE E SISTEMA DI ACQUISIZIONE

Tutte le prove sono state eseguite lungo il tracciato rettilineo mostrato in figura.

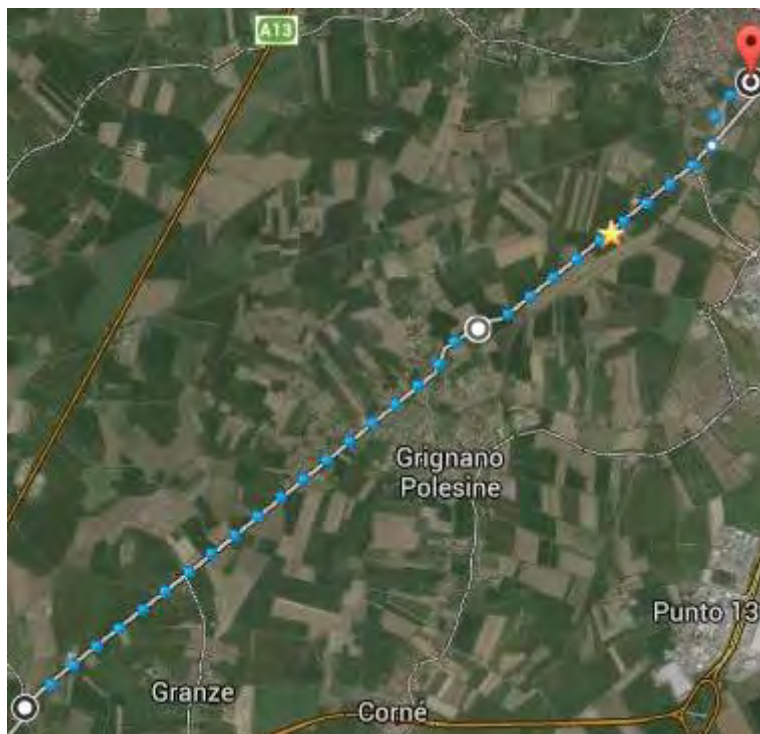


Figura 2.3 tracciato utilizzato per i test su strada

Le prove sono state eseguite variando, della stessa quantità, la pressione di gonfiaggio all' anteriore e al posteriore per i seguenti valori:

0.5 , 1.5 , 2.5 , 3.5 bar

Per ognuna di queste pressioni si sono eseguiti test alle velocità di: 80, 90, 100, 110, 120, 130 km/h.

Operativamente è stato richiesto al pilota di raggiungere la velocità stabilita e di eccitare il modo di weave con un movimento controllato del bacino. Da questo momento le mani vengono rimosse dal manubrio esercitando un controllo più neutro possibile, fino al completo smorzamento delle oscillazioni. Per ognuna delle velocità la prova è stata ripetuta più volte al fine di avere un segnale di circa 3 minuti per ogni velocità (questo per avere risultati accurati nella fase di elaborazione).

Nota: in [5] si evidenzia come, con acquisizione di circa 10 minuti per ogni velocità, si possono ottenere risultati soddisfacenti in termini di identificazione del modo di weave con pilota in condizioni passiva, ma senza eccitazione esterna imposta (rendendo le prove meno pericolose). Fisicamente si lascia quindi che la superficie della strada ecciti in maniera random il veicolo. Tuttavia per contenere i tempi di acquisizione ed ottenere comunque risultati soddisfacenti, si è preferito eccitare impulsivamente il modo.

I segnali considerati nella successiva fase di elaborazione sono :

- V_{GPS} (km/h), ossia la velocità del veicolo misurata tramite GPS
- G_z (deg/s) , velocità di rotazione attorno all' asse z
- A_y (m/s^2), accelerazione laterale della moto

Per la fase di acquisizione si è utilizzata la piattaforma inerziale e il software di acquisizione fornito dalla 2DWinARace. Una volta acquisiti i segnali, durante i test sperimentali, vengono scaricati i dati acquisiti nella sezione LOGGER e, nella successiva sezione ANALYSIS, si possono analizzare i dati ottenuti in funzione del tempo. Si procede poi all' esportazione dei set di dati scelti, con una frequenza di 100 Hz, pari alla sampling rate scelta per le grandezze G_z e A_y in fase di calibrazione del sensore.



Figura 2.4 Schermata di presentazione del software 2D

Di seguito si riporta l' interfaccia grafica dell' ANALYZER.

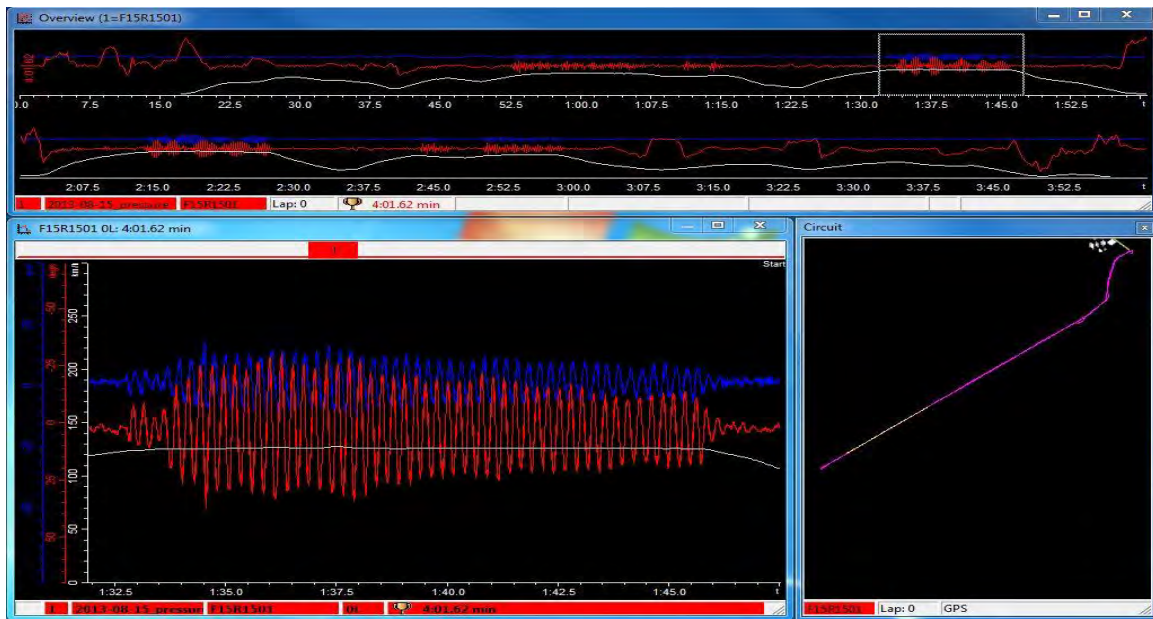


Figura 2.5 Interfaccia dell' analyzer, plot dei segnali V GPS, Gz e Ay

Si riportano gli andamenti di V GPS e di Gz in funzione del tempo per alcuni dei tratti analizzati. Dunque i grafici seguenti rappresentano tratti di segnale, nella fase di elaborazione le durate sono comparativamente superiori. Nella fase di esportazione si è cercato di isolare i tratti a velocità costante in cui in veicolo è in condizioni di weave; risulteranno, infatti, evidenti le oscillazioni di accelerazione Gz .

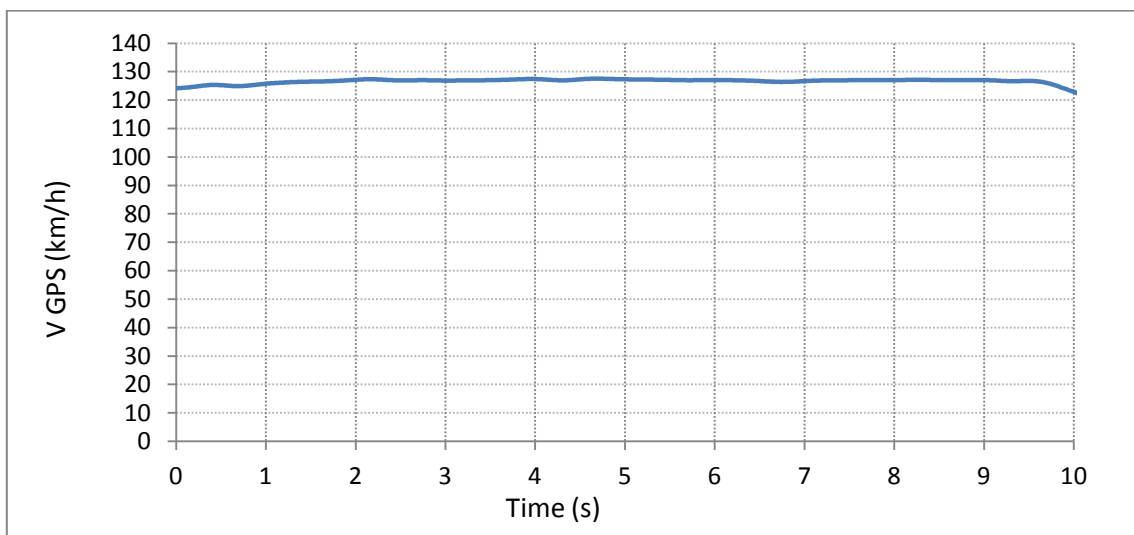


Figura 2.6 Profilo di velocità con pressione di gonfiaggio 0.5 bar

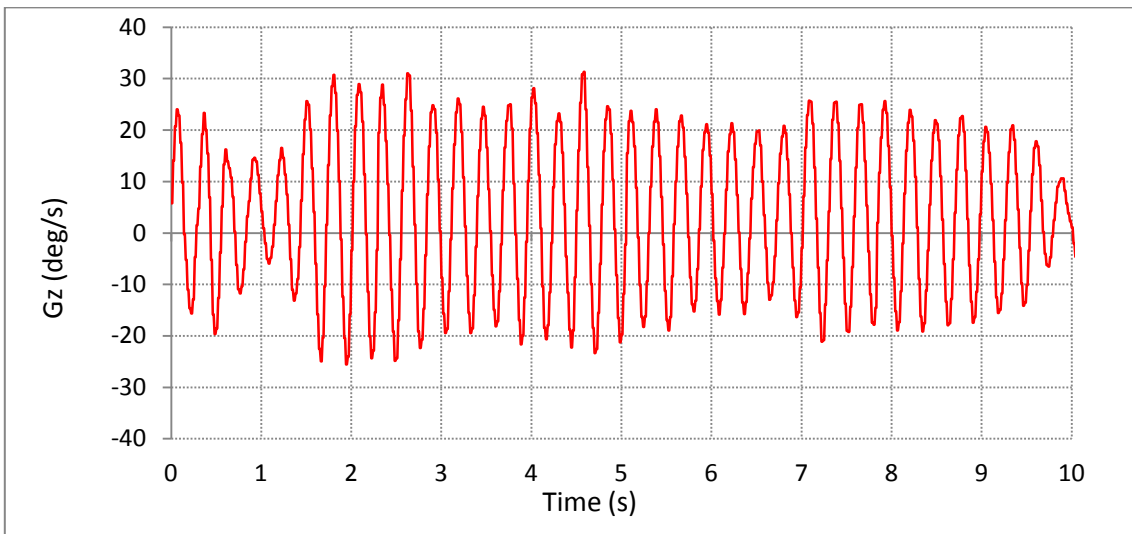


Figura 2.7 Velocità di rotazione attorno all' asse z con pressione di gonfiaggio 0.5 bar

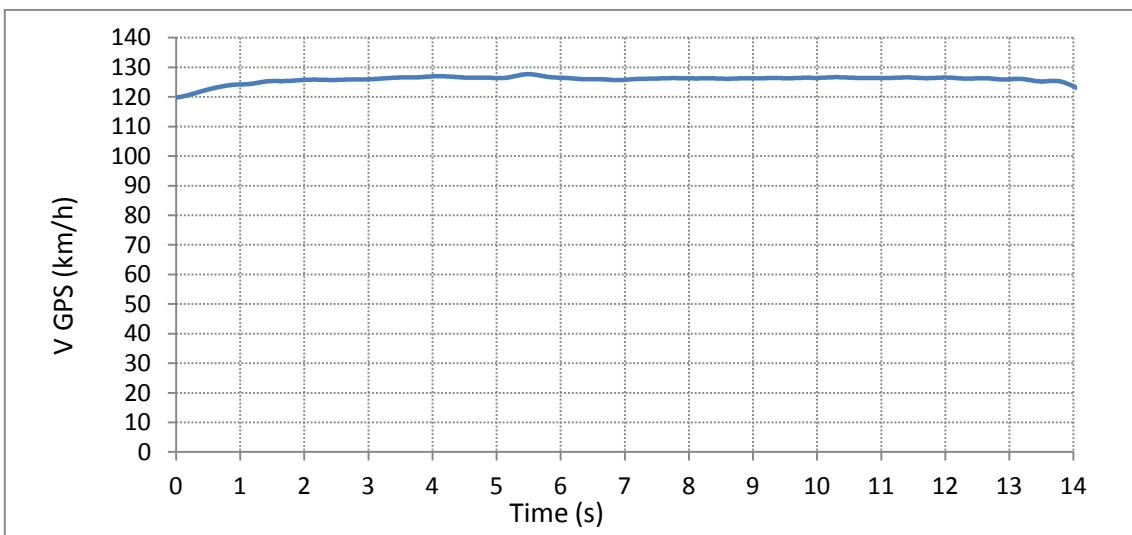


Figura 2.8 Profilo di velocità con pressione di gonfiaggio 1.5 bar

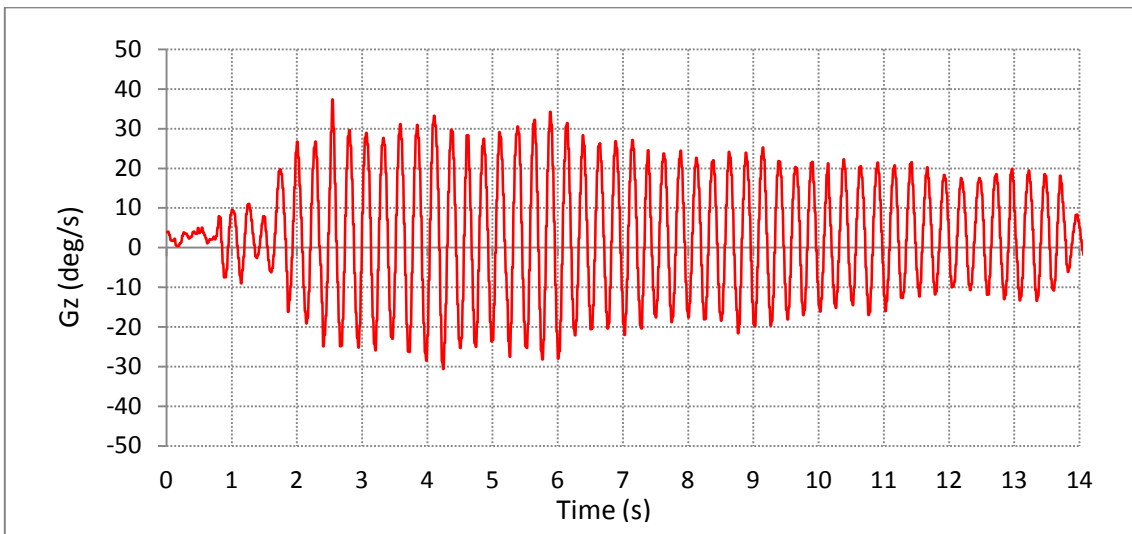


Figura 2.9 Velocità di rotazione attorno all' asse z con pressione di gonfiaggio 1.5 bar

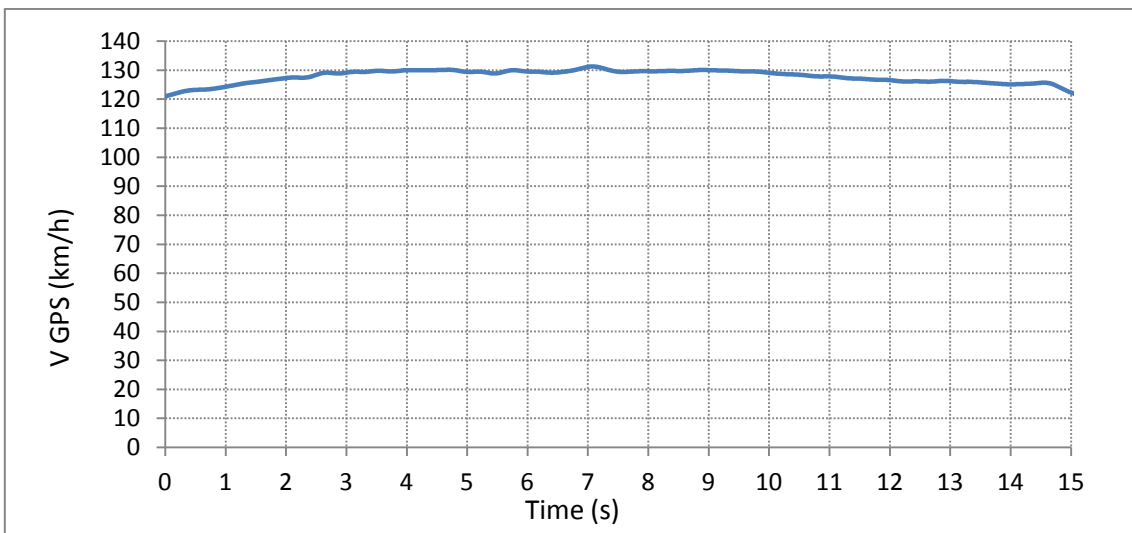


Figura 2.10 Profilo di velocità con pressione di gonfiaggio 2.5 bar

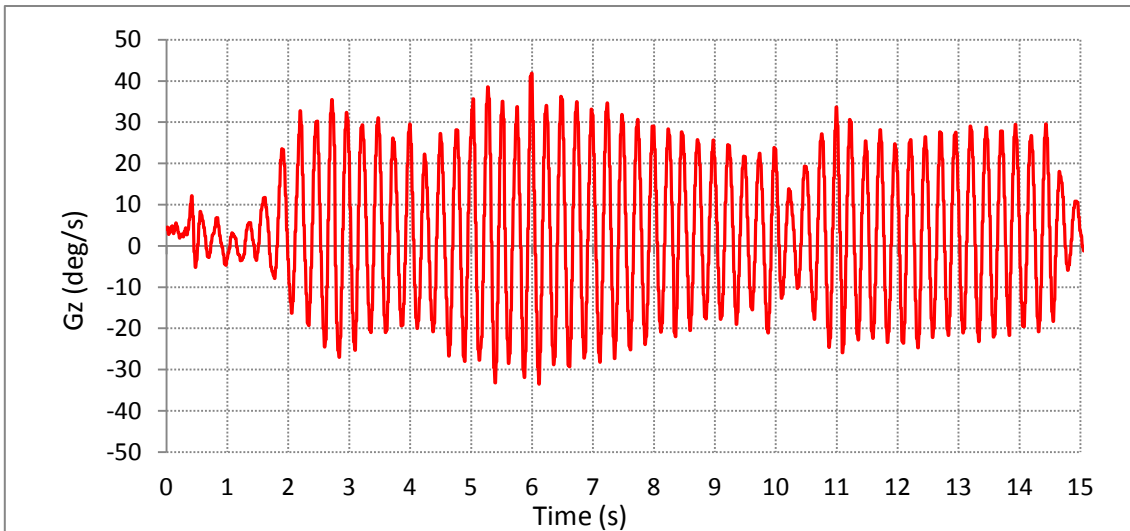


Figura 2.11 Velocità di rotazione attorno all' asse z con pressione di gonfiaggio 2.5 bar

Per ognuno dei tratti indicati, si è effettuata una FFT del segnale di accelerazione angolare al fine di capire, preliminarmente, se le oscillazioni evidenziate sperimentalmente, siano o meno dovute al fenomeno di weave. Questo è possibile in quanto, per veicoli a due ruote "convenzionali", il range di variazione delle frequenze di weave è 2-5 Hz e, per il veicolo in esame, preliminarmente, si rientra in questo range. A titolo esemplificativo si riportano le FFT dei tre tratti di segnale plottati nelle pagine precedenti.

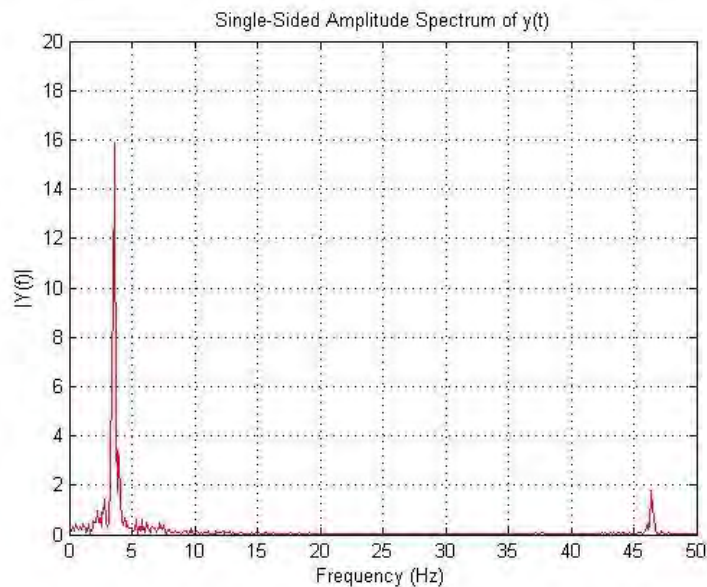


Figura 2.12 FFT del segnale analizzato in figura 2.7

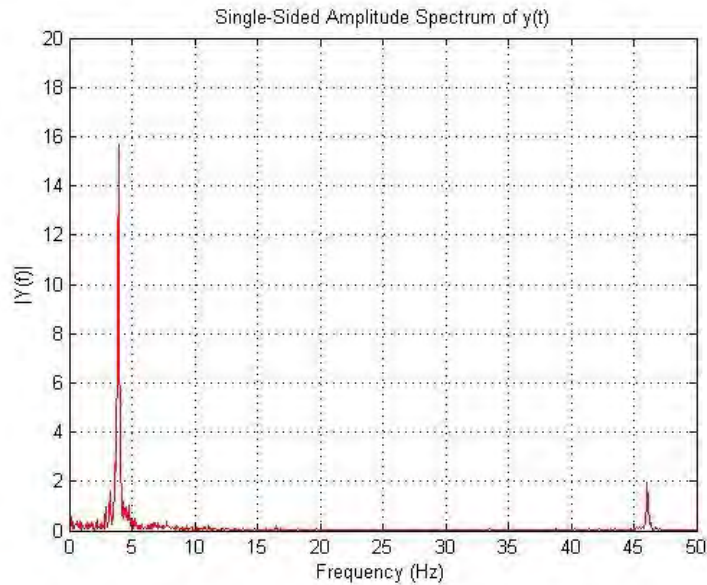


Figura 2.13 FFT del segnale analizzato in figura 2.9

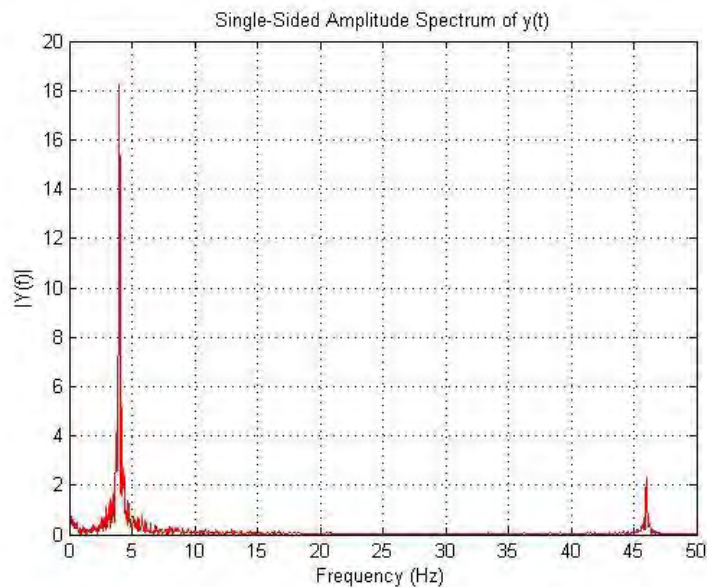


Figura 2.14 FFT del segnale analizzato in figura 2.11

2.2 ELABORAZIONE DEI DATI SPERIMENTALI

Ora si esamina la parte di elaborazione dei dati sperimentali che viene effettuata mediante l' algoritmo di identificazione detto Stochastic Subspace Identification (SSI). Esso fa parte del gruppo dei cosiddetti metodi di identificazione a sottospazi. Si misurano soltanto gli output , come risposte dinamiche sotto azioni di ignota time history (assenza di forzante nota) e l' unico parametro da inserire è l' ordine del modello.

La pietra miliare di tale tecnica di identificazione della risposta del sistema per input naturali nel dominio del tempo, è il libro di Van Overschee e De Moor del 1996. Delle possibili varianti si è considerata quella basata sulla covarianza (SSI COV [4]) come verrà illustrato in maniera sintetica di seguito.

Per un sistema stocastico, il modello discretizzato è dato da:

$$x_{k+1} = A x_k + w_k$$

$$y_k = C x_k + v_k$$

essendo w_k, v_k processi e misure con rumore bianco, A e C matrici di sistema, x_k è il vettore discreto di stato, y_k è l' output discreto misurato.

Lo scopo della trattazione è la determinazione delle matrici di sistema A e C , in quanto, dalle registrazioni sperimentali, sono noti solo i segnali y . Nel testo di Van Overschee e De Moor si dimostra l' equivalenza tra la risposta nel dominio del tempo ad un impulso unitario e il modello discretizzato sopra proposto:

$$x_{i+1} = A x_i + G u_i$$

$$y_i = C x_i + \Lambda_0 u_i$$

con A e C stesse matrici viste prima, G è la matrice "next state" di covarianza degli output $G = E[x_{k+1} y_k^T]$, Λ_0 è la matrice di covarianza degli output all' intervallo zero. Nel caso generale, la matrice di covarianza all' intervallo i è $\Lambda_i = E[y_{k+1} y_k^T]$.

L'equivalenza può essere espressa in termini di matrici di sistema:

$$\Lambda_i = \gamma_i = C A^{i-1} G$$

e da questo si può assemblare una matrice partizionata detta matrice di Hankel, creata a partire dai dati sperimentali (accelerazione Gz o Ay):

$$H = \begin{pmatrix} Y_p \\ Y_f \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} y_0 & y_1 & \dots & y_{N-2i} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ y_{i-2} & y_{i-1} & \dots & y_{N-i-2} \\ y_{i-1} & y_i & \dots & y_{N-i-1} \\ y_i & y_{i+1} & \dots & y_{N-i} \\ y_{i+1} & y_{i+2} & \dots & y_{N-i+1} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ y_{2i-1} & y_{2i} & \dots & y_{N-1} \end{pmatrix}$$

Il pedice N è relativo al numero di dati sperimentali acquisiti, l' indice i è l' ordine del modello e viene definito dall' utilizzatore. La matrice è partizionata, il pedice p riferisce al "passato" in quanto ogni riga (sequenza di dati) della metà superiore inizia da un indice inferiore rispetto ad i . Al contrario il pedice f , riferendosi alla partizione inferiore della matrice, si riferisce al "futuro", in quanto ogni riga inizia ad un indice che è maggiore o uguale di i .

La matrice di covarianza può essere assemblata correlando Y_f e Y_p :

$$C_i = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} (Y_f Y_p^T) = \Gamma_i \cdot \Delta_i^c = \begin{pmatrix} C \\ CA \\ \vdots \\ CA^{i-1} \end{pmatrix} \cdot (A^{i-1}G \dots A^2G AG G)$$

con Γ_i matrice di osservabilità e Δ_i^c matrice inversa di controllabilità.

Le matrici di sistema A , G e C sono ricavabili con una decomposizione algebrica SVD sulla matrice C_i :

$$C_i = (U_1 U_2) \begin{pmatrix} S_1 & 0 \\ 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} V_1^T \\ V_2^T \end{pmatrix} = U_1 S_1 V_1^T$$

con U_1, V_1 matrici ortogonali, S_1 matrice diagonale contenente i valori singolari.

Ricavando ora Γ_i e Δ_i^c :

$$\Gamma_i = U_1 S_1^{1/2} T$$

$$\Delta_i^c = T^{-1} S_1^{1/2} V_1^T$$

Una volta calcolate, queste vengono utilizzate per determinare le matrici del sistema. Per la matrice A , ad esempio, si ha:

$$\begin{pmatrix} C \\ CA \\ \vdots \\ CA^{i-2} \end{pmatrix} \cdot A = \begin{pmatrix} CA \\ CA^2 \\ \vdots \\ CA^{i-1} \end{pmatrix} \Rightarrow A = \begin{pmatrix} C \\ CA \\ \vdots \\ CA^{i-2} \end{pmatrix}^{\dagger} \begin{pmatrix} CA \\ CA^2 \\ \vdots \\ CA^{i-1} \end{pmatrix}$$

L'ultimo passaggio è la determinazione delle proprietà modali del sistema, ricavando gli autovalori.

$$A = \Psi \Omega \Psi^{-1}$$

con $\Omega = \text{diag}(\lambda_q)$ ($q = 1, 2, \dots, n$) matrice diagonale con elementi diagonali gli autovalori di A ; Ψ matrice contenente gli autovettori in colonna.

Ripassando dal dominio del tempo discreto al continuo

$$\lambda_{c,q} = \frac{1}{\Delta t} \ln(\lambda_q)$$

con $\lambda_{c,q}$ autovalori del sistema continuo nel tempo e Δt è il tempo di campionamento.

Gli autovalori complessi coniugati risultano:

$$\lambda_{c,q}, \lambda_{c,q}^* = -\xi_q \omega_q \pm j \omega_q \sqrt{1 - \xi_q^2}$$

con ξ_q rapporto di smorzamento del q -esimo modo e ω_q pulsazione naturale del q -esimo modo.

Tale procedura deve essere ripetuta i - volte al fine di costruire il diagramma di stabilizzazione. Tali diagrammi sono costituiti da poli identificati analizzando modelli di dimensioni diverse dello stesso set di dati. Le identificazioni avvengono aumentando di uno in uno l'ordine del modello (e dunque le dimensioni della matrice di Hankel) fino all'ordine massimo (scelto dall'utilizzatore, nel caso in esame $i = 30$). Il risultato consiste in un diagramma con i poli identificati, riportante in ascissa le frequenze e, in ordinata, l'ordine del modello; per l'identificazione non si tiene conto dell'ordine del modello. Al contrario, per la definizione della stabilità di un polo, esso deve essere identificato per tutti gli ordini (crescenti) in cui si analizza la matrice di Hankel. La stabilità di un polo non implica la stabilità dal punto di vista vibrazionale ma, soltanto che esso è "candidato" a rappresentare un modo di vibrare fisicamente significativo per il sistema. La stabilità viene definita ponendo delle condizioni limite per i modi di interesse, come ad esempio la tolleranza sulla frequenza e sul rapporto di smorzamento (nel caso in esame si concede una variazione dello 0.1% rispetto al valore di frequenza e rapporto di smorzamento calcolato con un modello di ordine diverso). Se il polo non rispetta le tolleranze imposte, viene rimosso e non memorizzato nell'array del weave (contenente frequenza e rapporto di smorzamento).

Un'ulteriore nota riguarda i cosiddetti "poli spuri", ossia quei poli identificati che non sono però stabili: essi sono spesso la conseguenza di rumore nelle misure o di una sovradeterminazione dell'ordine del modello. Si vedono, inoltre, colonne di poli spuri; queste potrebbero indicare modi fisicamente significativi ma aventi elevati rapporti di smorzamento o ampiezze del segnale non sufficientemente elevate (ad esempio si pensi di posizionare la piattaforma inerziale al posteriore con l'idea di registrare fenomeni di wobble localizzati all'avantreno).

I poli stabili verranno indicati nelle figure seguenti con il colore blu e si concentrerà l'attenzione sul range di frequenza 2-5 Hz per studiare il weave.

Di seguito si riporta un esempio di diagramma di stabilizzazione:

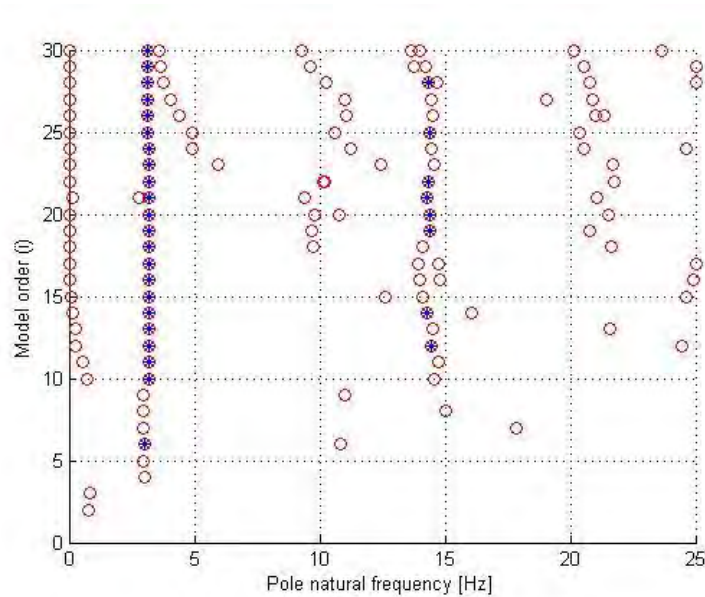


Figura 2.15 Esempio di diagramma di stabilizzazione a 100 km/h, pressione di gonfiaggio 0.5 bar

Come anticipato, emerge un modo composto da poli stabili tra l'ordine 10 e 30 a circa 3.2 Hz. Si nota inoltre, in maniera meno evidente un modo a circa 15 Hz. Considerando che la piattaforma inerziale è montata al posteriore, con un raggio di rotolamento (R) della ruota posteriore di 0.289 m si ha:

$$V = 2 \pi R f = 98 \text{ km/h (coerente con la velocità di avanzamento del veicolo)}$$

con V velocità di avanzamento del veicolo ed f frequenza del modo considerato.

Per concentrarsi soltanto sul modo di weave, si considera il diagramma successivo che risulta una sorta di "zoom" del diagramma di stabilizzazione. Per la determinazione della frequenza e del rapporto di smorzamento ad ogni velocità, si sono mediati i valori presenti nell'array relativo al weave.

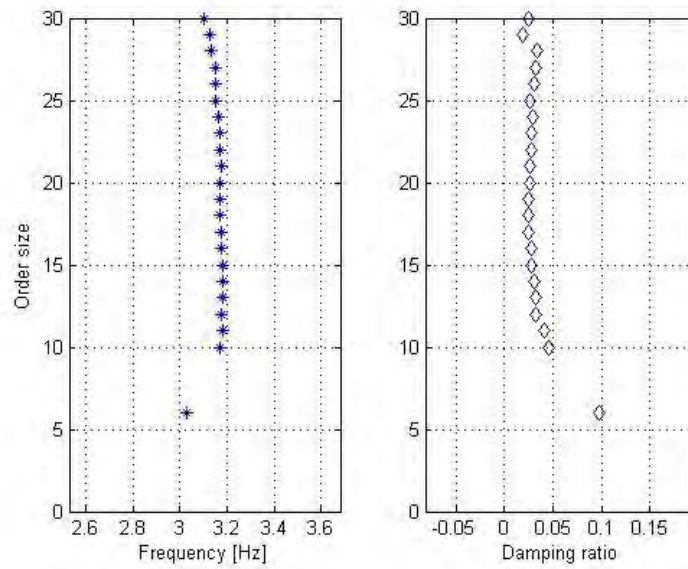


Figura 2.16 Zoom nel diagramma di stabilizzazione relativo al weave

L' esecuzione delle prove in condizioni stazionarie è una condizione necessaria per avere diagrammi di stabilizzazione, con un chiaro significato fisico. Mantenendo la velocità costante, infatti, si riescono ad evidenziare, in maniera chiara, linee verticali di poli stabili; in condizioni di accelerazione o decelerazione, al

contrario, la frequenza e il rapporto di smorzamento variano al variare della velocità (a riguardo si veda pagina 17 [7]).

Inoltre in tutte le pubblicazioni riguardanti l' analisi di stabilità con l' algoritmo SSI si suggerisce di avere tempi di acquisizione del fenomeno di instabilità nell' ordine dei 5-10 minuti, questo perché, aumentando il tempo di acquisizione, aumenta la dimensione della matrice dei dati sperimentali, la dimensione della matrice di Henkel e, di conseguenza, l' accuratezza delle analisi. Non avendo a disposizione un tracciato che permettesse la realizzazione di acquisizioni di tale durata si è proceduto ad effettuare più sessioni alla stessa velocità, unendo poi i set di dati sperimentali. Ciò è pratica comune nell' analisi di stabilità sperimentale e non ha inficiato in nessun modo i risultati. Inoltre, in virtù dei valori contenuti di rapporto di smorzamento, utilizzare set di dati di durata inferiore, ancora una volta, non crea problemi. Ciò è visibile nei diagrammi di stabilizzazione in quanto le linee blu di poli stabili coprono intervalli ampi di ordini del modello (in quello visto sopra da 10 a 30 ad esempio).

Si chiarisce ora l' aspetto relativo al segnale scelto per le elaborazioni. Si è scelto di eseguire le elaborazioni per l' identificazione del weave considerando la velocità di rotazione G_z , pur essendo fisicamente significativa anche l' accelerazione A_y . Per chiarire quanto detto si confrontano i diagrammi di stabilizzazione relativi ai due segnali mostrati in figura:

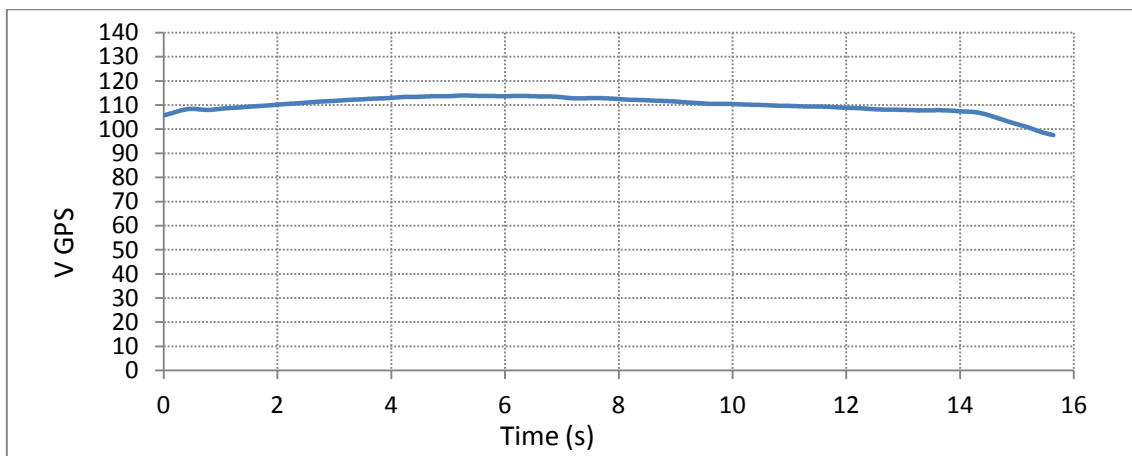


Figura 2.17 Profilo di velocità

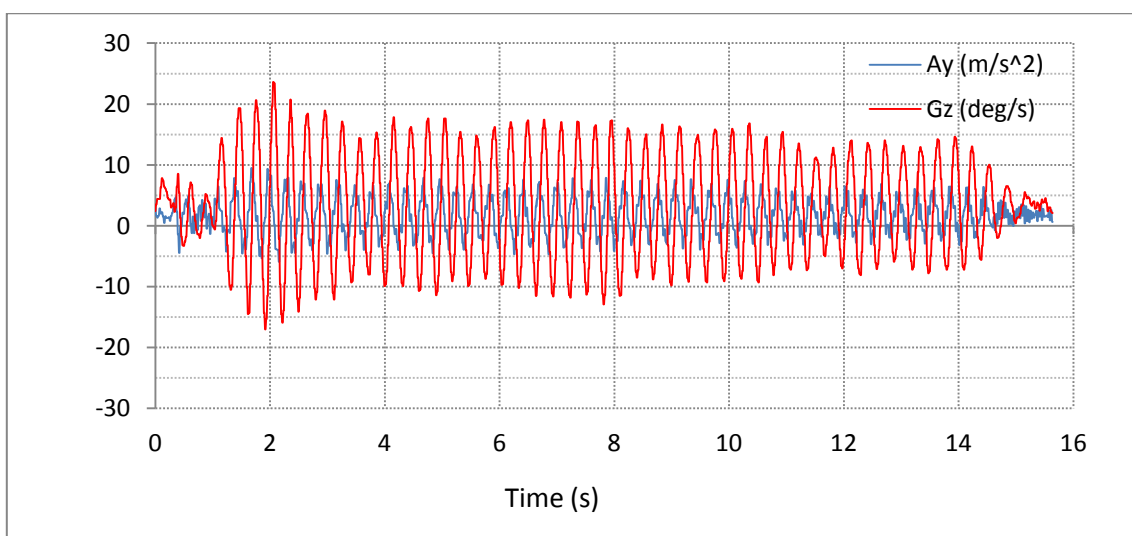


Figura 2.18 Velocità di rotazione attorno all' asse z G_z e accelerazione laterale A_y

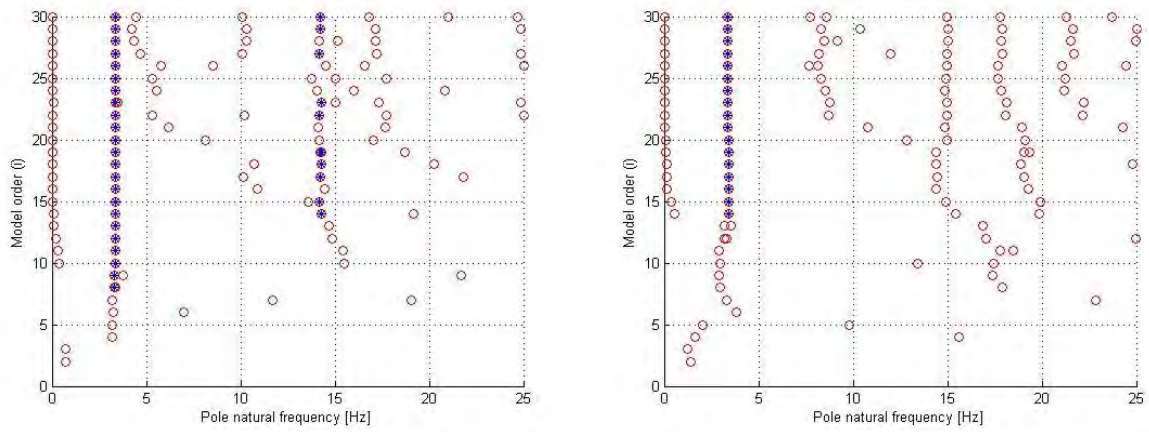


Figura 2.19 A sinistra diagramma di stabilizzazione relativo al segnale Gz, a destra diagramma di stabilizzazione relativo al segnale Ay

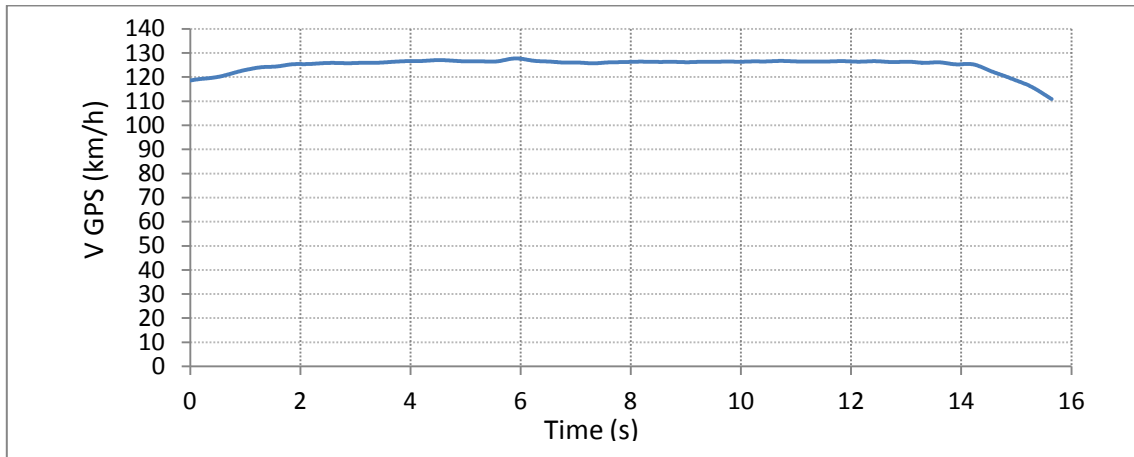


Figura 2.20 Profilo di velocità

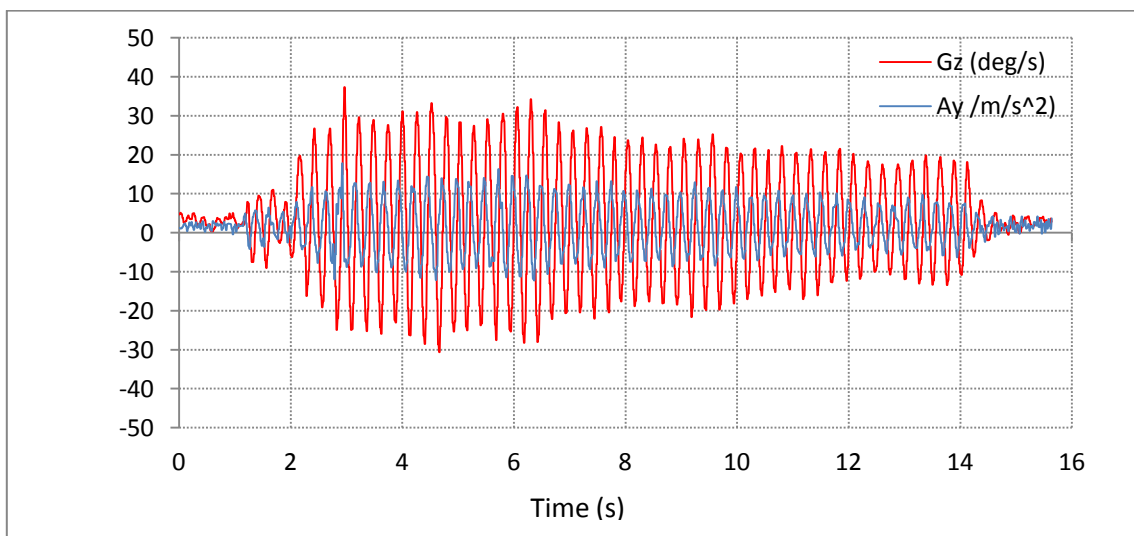


Figura 2.21 Velocità di rotazione attorno all' asse z Gz e accelerazione laterale Ay

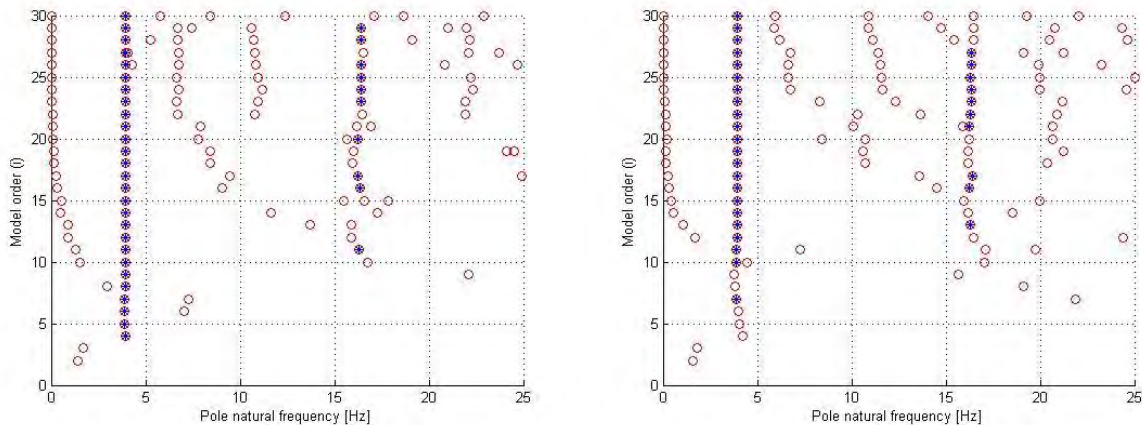


Figura 2.22 A sinistra diagramma di stabilizzazione relativo al segnale Gz, a destra diagramma di stabilizzazione relativo al segnale Ay

Tabella 2.1 Comparazione dei valori di frequenza e smorzamento ricavati dai due segnali

Primo test	SEGNALE ANALIZZATO	
	Gz (deg/s)	Ay (m/s ²)
Frequenza (Hz)	3.369	3.386
Rapporto di smorzamento	0.0135	0.0138

Secondo test	SEGNALE ANALIZZATO	
	Gz (deg/s)	Ay (m/s ²)
Frequenza (Hz)	3.924	3.928
Rapporto di smorzamento	0.0160	0.0167

Considerando che, entrambe le elaborazioni forniscono valori concordanti, si è scelto di proseguire le analisi con la sola accelerazione Gz, in quanto essa presenta un maggior numero di poli stabili per una data finestra di dati sperimentali. Ciò è dovuto alla differenza, in termini di ampiezza, tra i due segnali acquisiti, come visibile nelle figure 2.18 e 2.21 .

Considerando la formulazione teorica, prima di analizzare i dati sperimentali, ci si aspetta che, per ogni pressione, la frequenza aumenti all' aumentare della velocità e comportamento opposto abbia il rapporto di smorzamento.

Come già detto, per ogni pressione, si sono determinate le caratteristiche di weave da 80 a 130 km/h; nella fase di elaborazione però, complice anche la durata contenuta rispetto agli standard suggeriti, si è analizzato il comportamento del veicolo al variare della velocità a partire da 100 km/h in quanto le linee di poli stabili non risultano evidenti per velocità inferiori. Fisicamente ciò è comprensibile, in quanto i rapporti di smorzamento risultano comparativamente superiori rispetto a quelli a velocità maggiore (il rapporto di smorzamento diminuisce all' aumentare della velocità). In altre parole, a velocità inferiori a 100 km/h il fenomeno di instabilità è scarsamente visibile. A titolo esemplificativo si vedano i seguenti diagrammi:

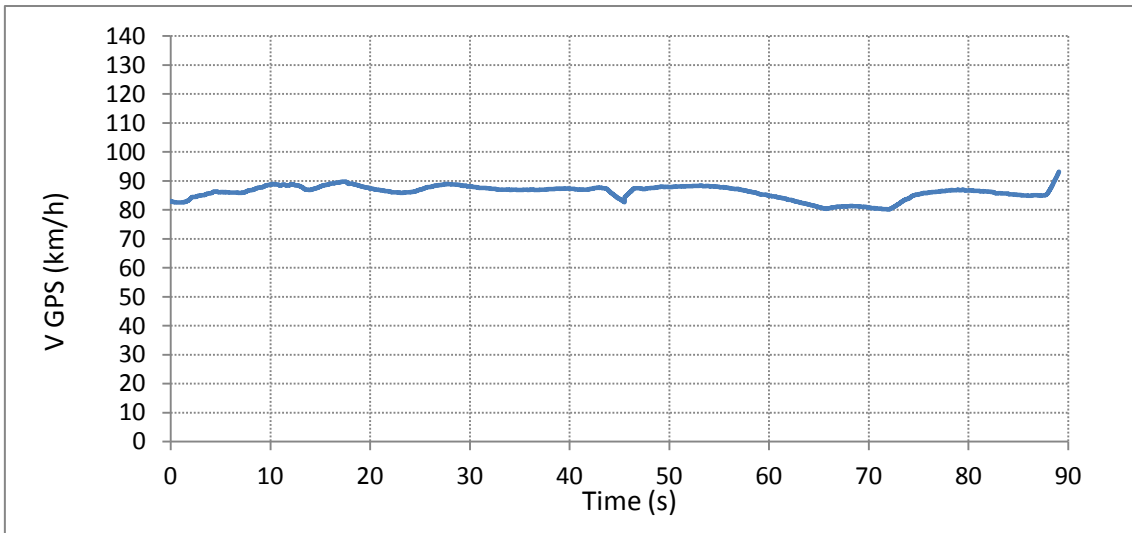


Figura 2.23 Profilo di velocità con pressione di gonfiaggio di 0.5 bar

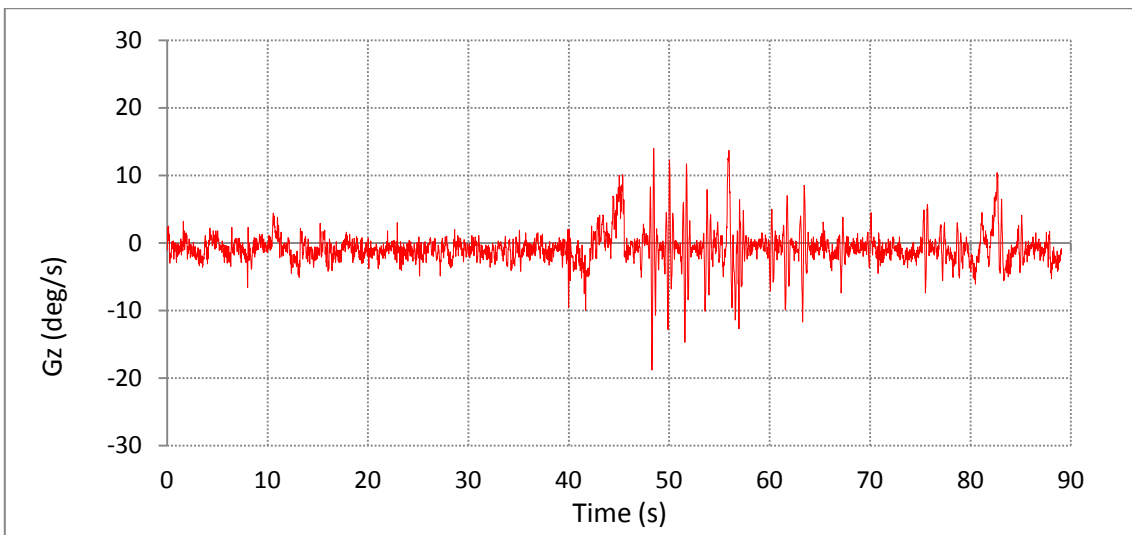


Figura 2.24 Velocità di rotazione con pressione di gonfiaggio 0.5 bar

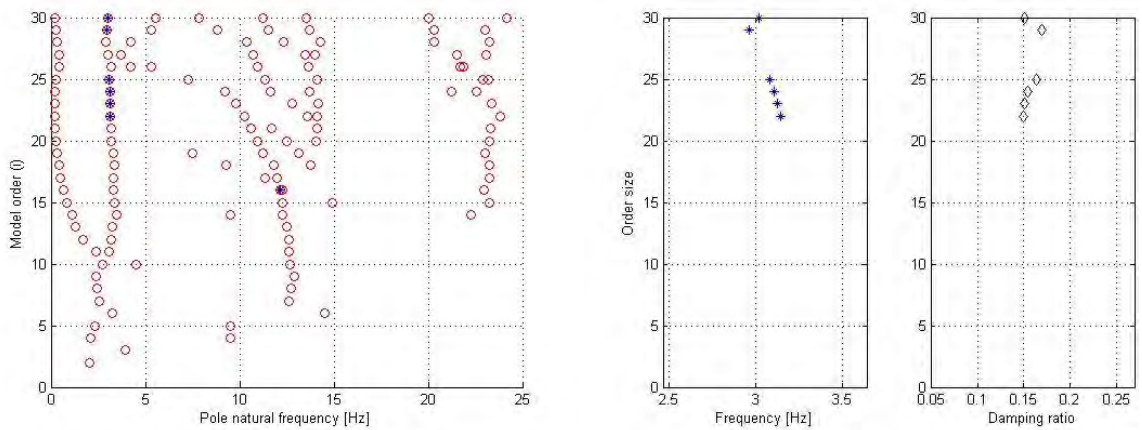


Figura 2.25 A sinistra diagramma di stabilizzazione relativo al segnale Gz, a destra zoom relativo alla finestra di weave

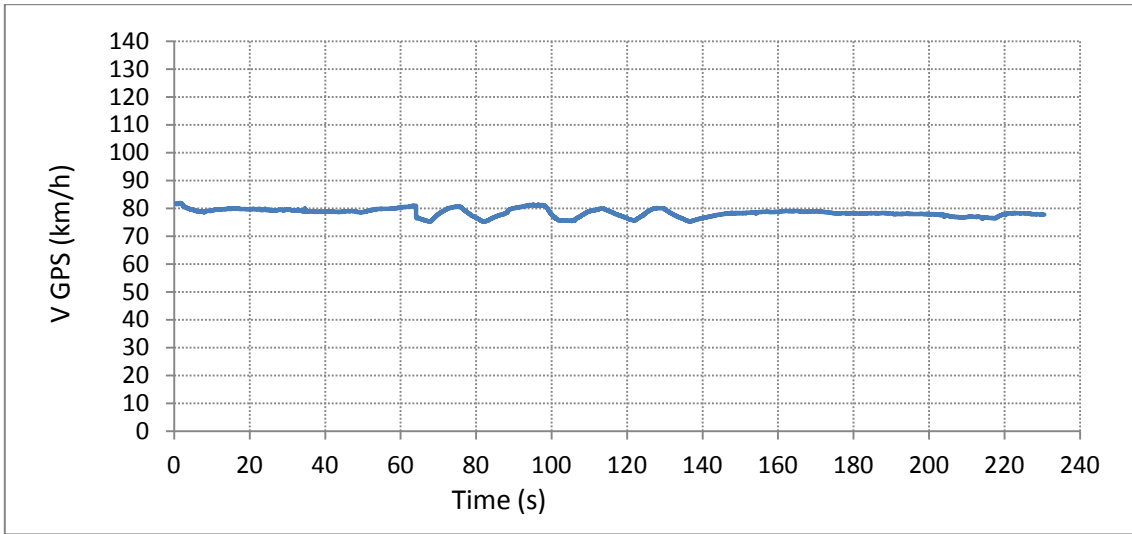


Figura 2.26 Profilo di velocità con pressione di gonfiaggio di 1.5 bar

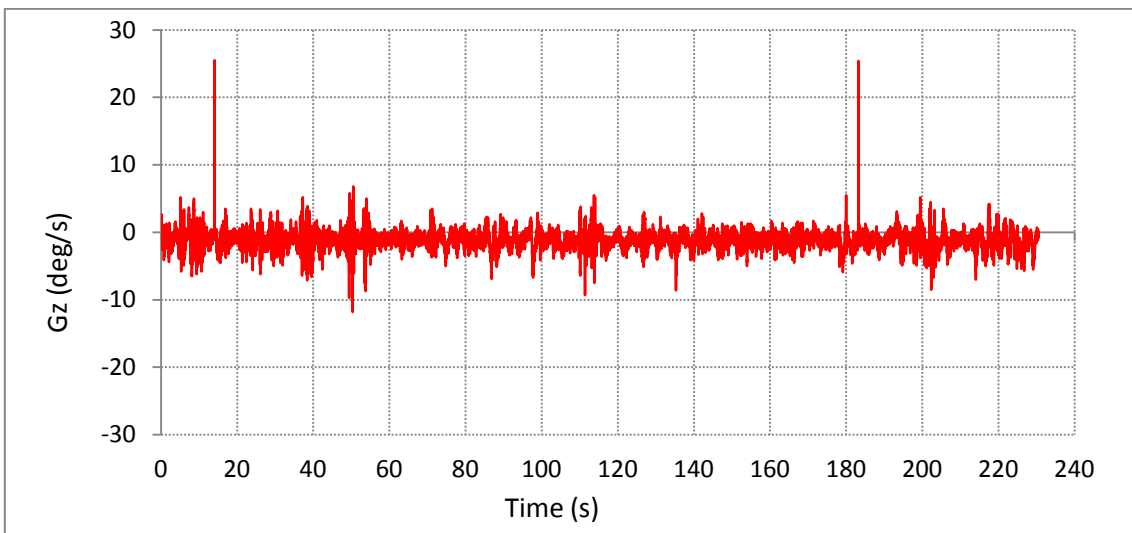


Figura 2.27 Velocità di rotazione con pressione di gonfiaggio 1.5 bar

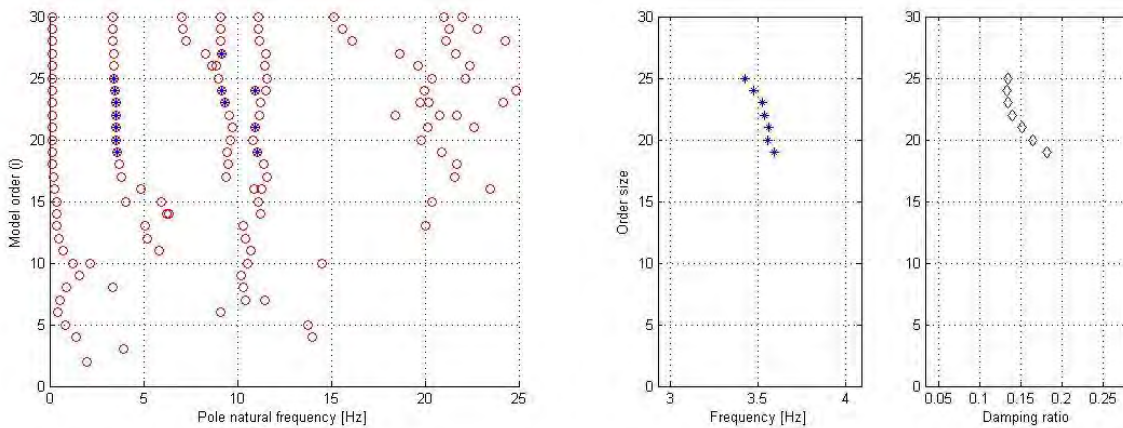


Figura 2.28 A sinistra diagramma di stabilizzazione relativo al segnale Gz, a destra zoom relativo alla finestra di weave

Per confronto, si riportano i risultati relativi alle elaborazioni di set di dati a velocità maggiori, in cui, avendo un weave più evidente, si ottengono linee di poli verticali più chiaramente "definite" e dunque i risultati sono comparativamente più attendibili.

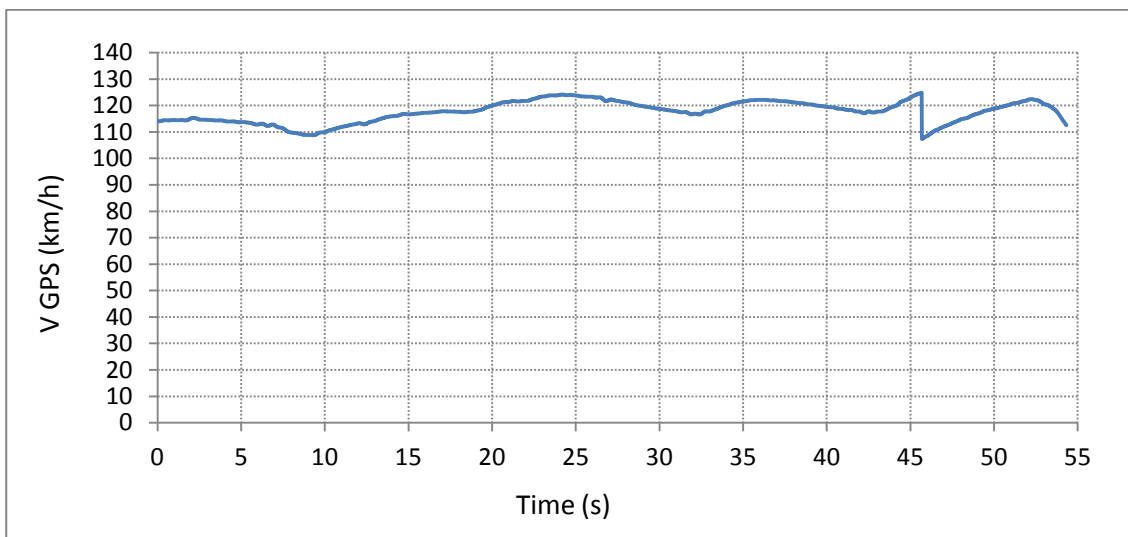


Figura 2.29 Profilo di velocità a 120 km/h, pressione di gonfiaggio 2.5 bar

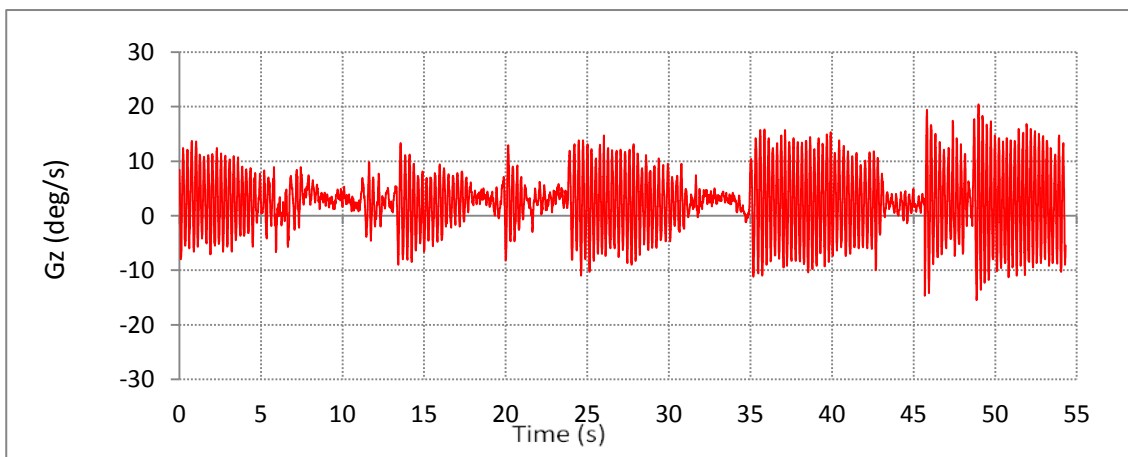


Figura 2.30 Velocità di rotazione con pressione di gonfiaggio 2.5 bar

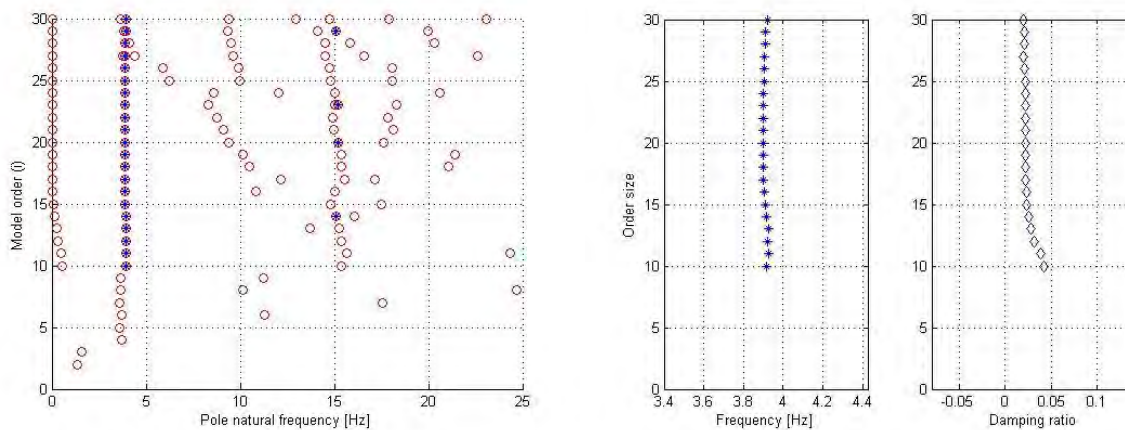


Figura 2.31 A sinistra diagramma di stabilizzazione relativo al segnale Gz, a destra zoom relativo alla finestra di weave

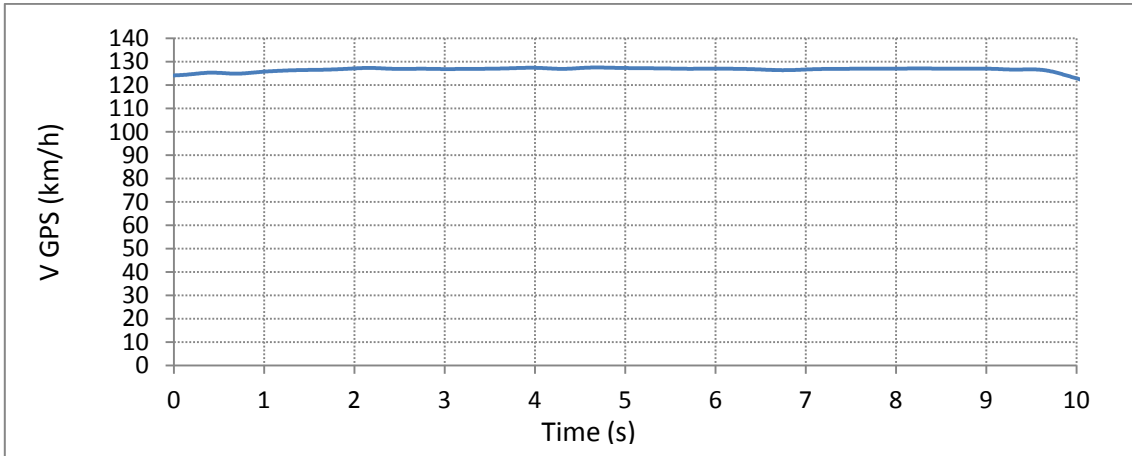


Figura 2.32 Profilo di velocità a 130 km/h, pressione di gonfiaggio 1.5 bar

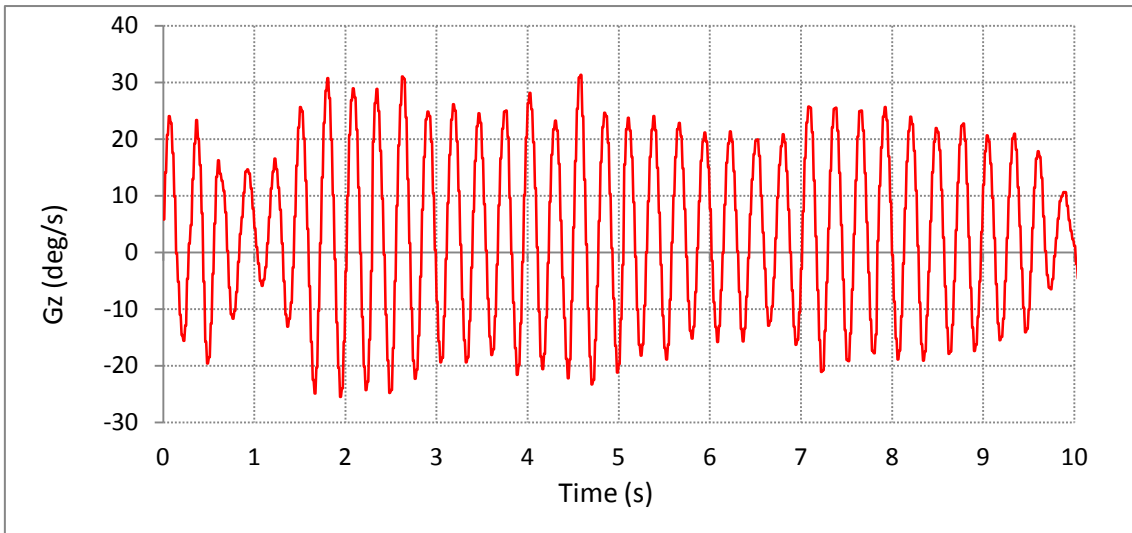


Figura 2.33 Velocità di rotazione con pressione di gonfiaggio 1.5 bar

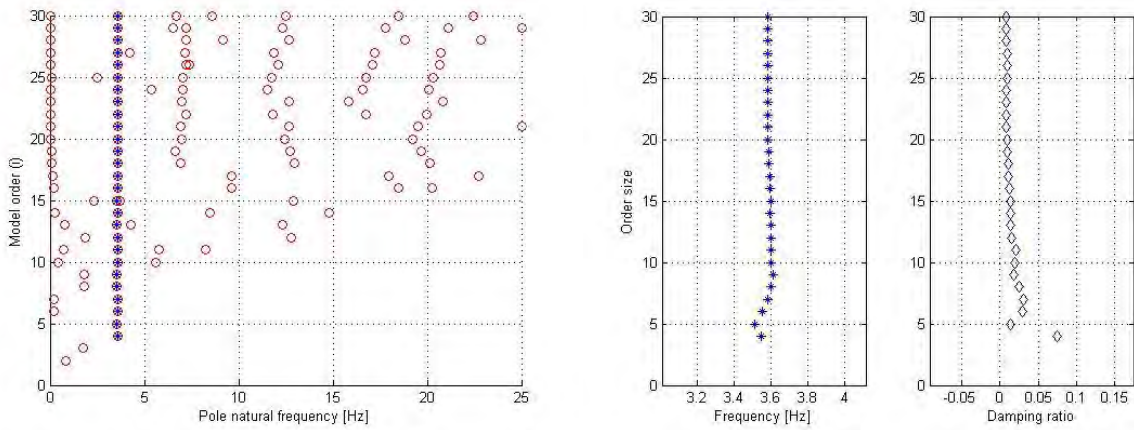


Figura 2.34 A sinistra diagramma di stabilizzazione relativo al segnale Gz, a destra zoom relativo alla finestra di weave

Nel secondo esempio si nota che, essendo il fenomeno di instabilità evidente (poli stabili dall' ordine 5 al 30), si ottengono range di variazione della frequenza e del rapporto di smorzamento contenuti pur avendo utilizzato un set di dati di circa 10 secondi.

Quindi si può apprezzare come, quanto più evidente risulta il fenomeno di weave, tanto più contenute possono essere le sessioni di acquisizione. Al contrario, se il fenomeno è altamente smorzato (vedi velocità di 80 km/h e 90 km/h), pur utilizzando dati di accelerazione provenienti da una finestra di acquisizione di 230 secondi (nel caso di 80 km/h), quindi circa 20 volte superiore a quella analizzata in figura 2.29 e 2.32, i risultati forniti dall' algoritmo risultano qualitativamente inferiori.

2.3 INFLUENZA SPERIMENTALE DELLA PRESSIONE DI GONFIAGGIO SULLA STABILITÀ

Di seguito si riportano quindi gli andamenti di frequenza e rapporto di smorzamento al variare della velocità, parametricamente rispetto alla pressione di gonfiaggio degli pneumatici. Le velocità indicate in tabella e nel grafico, sono le velocità medie dei set di dati utilizzati.

Tabella 2.2 Valori di frequenza (f) e rapporto di smorzamento (ξ) per le pressioni di gonfiaggio analizzate

WEAVE	Pressione(bar)							
	0,5		1,5		2,5		3,5	
V (km/h)	f (Hz)	ξ	f(Hz)	ξ	f(Hz)	ξ	f(Hz)	ξ
100	3.158	0.032	3.500	0.042	3.579	0.051	3.817	0.055
110	3.363	0.014	3.642	0.029	3.786	0.035	4.049	0.041
120	3.576	0.011	3.924	0.016	4.043	0.025	4.093	0.041
130	3.580	0.010	4.000	0.015	4.210	0.021	4.324	0.028

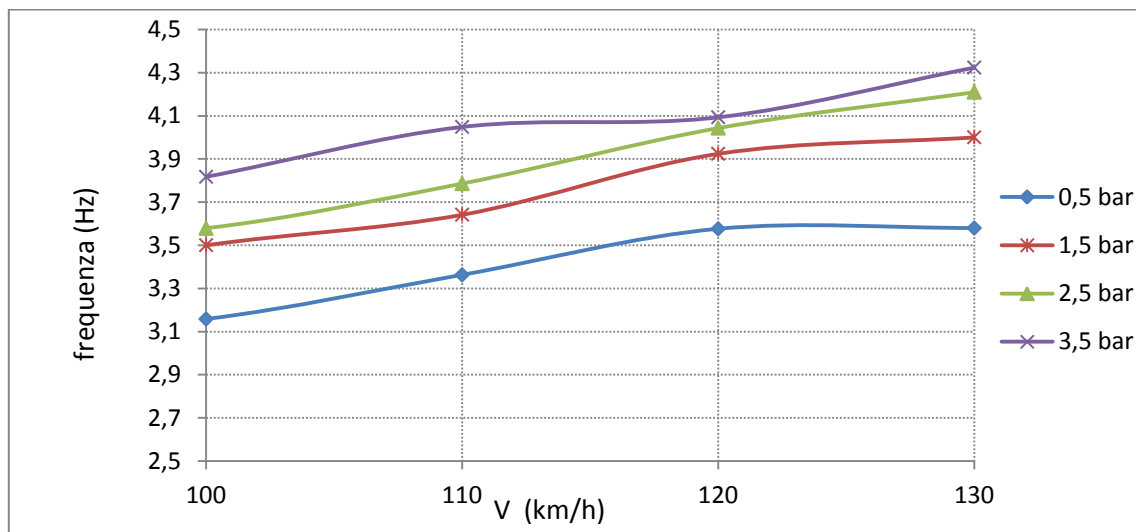


Figura 2.35 Andamento della frequenza in funzione della velocità media di avanzamento, al variare della pressione di gonfiaggio

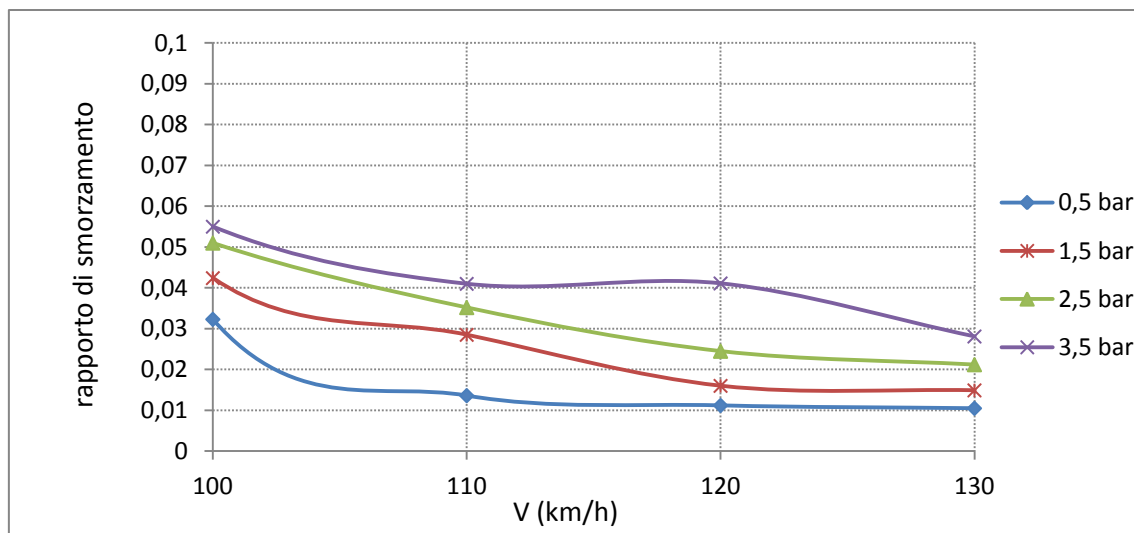


Figura 2.36 Andamento del rapporto di smorzamento in funzione della velocità media di avanzamento, al variare della pressione di gonfiaggio

Analizzando dapprima singolarmente le curve di frequenza e rapporto di smorzamento, per ogni pressione, si nota che gli andamenti rispettano le previsioni del modello teorico (frequenza crescente all' aumentare della velocità di avanzamento; rapporto di smorzamento decrescente all' aumentare della velocità di avanzamento).

Analizzando poi i trend al variare della pressione di gonfiaggio si nota che, a parità di velocità, la frequenza aumenta all' aumentare della pressione di gonfiaggio e ciò è verificato per tutte le velocità in esame. Fisicamente, pensando alla semplice definizione di frequenza ($f = 1/2\pi (k/m)^{0.5}$), aumentando la pressione, è intuitivo pensare che aumenti la rigidità del sistema e di conseguenza la frequenza. Ciò è in linea con i risultati delle simulazioni svolte in [2].

L' aspetto più rilevante ai fini della stabilità è legato al rapporto di smorzamento. A parità di velocità, esso aumenta all' aumentare della pressione di gonfiaggio e ciò è verificato per tutte le velocità in esame. La situazione più critica si ha con pressioni di 0,5 bar all' anteriore e al posteriore in cui il rapporto di smorzamento è dell' 1% per velocità di 130 km/h. Considerando che, valori tipici per definire il limite di instabilità del weave sono attorno al 2.5 %, si può apprezzare come per pressioni di gonfiaggio di 0.5 bar il modo risulti instabile (nel senso di potenzialmente pericoloso) per tutte le velocità superiori ai 100 km/h. Con pressioni di gonfiaggio di 1.5 bar e 2.5 bar, la pericolosità del fenomeno è circoscritta a velocità superiori a 120 km/h. Con pressioni di 3.5 bar i rapporti di smorzamento risultano superiori al valore limite sopraccitato.

Riassumendo dunque si può apprezzare, quanto, a parità di tutti i parametri che influenzano l' instabilità del veicolo, la pressione di gonfiaggio giochi un ruolo di primo piano.

Si tiene inoltre a sottolineare che il valore di rapporto di smorzamento usato come indice della pericolosità del weave ha un "certo coefficiente di sicurezza", nel senso che, dal punto di vista teorico, un modo di vibrare si definisce instabile quando la parte reale dell' autovalore risulta positiva (ampiezza dell' oscillazione aumenta nel tempo); a livello pratico, invece, è uso comune assumere un rapporto di smorzamento limite per evitare problemi nel controllo del veicolo.

Per completezza si riportano in maniera sintetica i risultati relativi all' indagine sperimentale per il wobble. Pur conoscendo a priori il problema di instabilità di cui soffre il veicolo si è deciso di effettuare alcuni test eccitando il manubrio al fine di innescare il modo di wobble. I risultati in termini di diagrammi di

stabilizzazione mostrano che il veicolo non risulta soggetto ad instabilità; i rapporti di smorzamento infatti risultano elevati ed, essendo quindi le oscillazioni di ampiezza contenuta, il numero di poli stabili non è soddisfacente per evidenziare frequenza e rapporto di smorzamento del modo di wobble. Il range di velocità considerato per i test è 40 - 80 km/h, la pressione di gonfiaggio è quella standard per gli pneumatici in uso (2.5 bar all' anteriore e al posteriore).

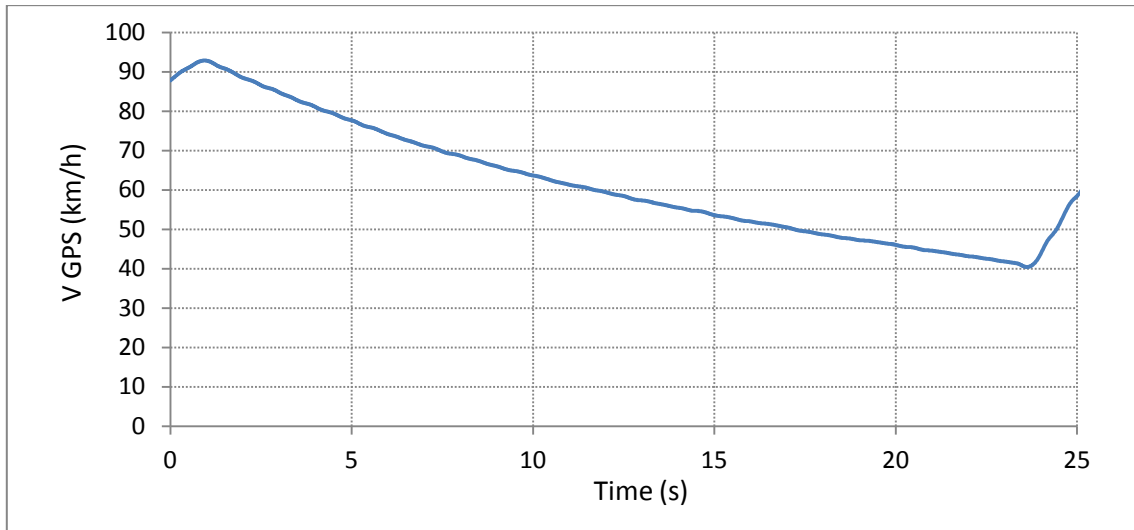


Figura 2.37 Profilo di velocità in uno dei test eseguiti

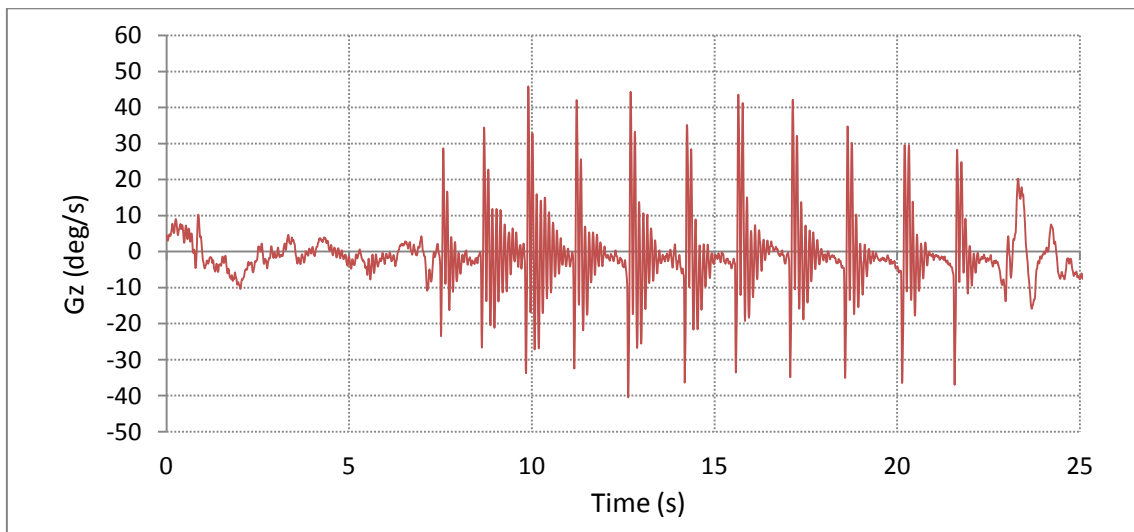


Figura 2.38 Andamento della velocità di rotazione Gz (attorno all' asse di sterzo) per il tratto considerato

Di seguito i diagrammi di stabilizzazione relativi alla porzione di segnale analizzata.

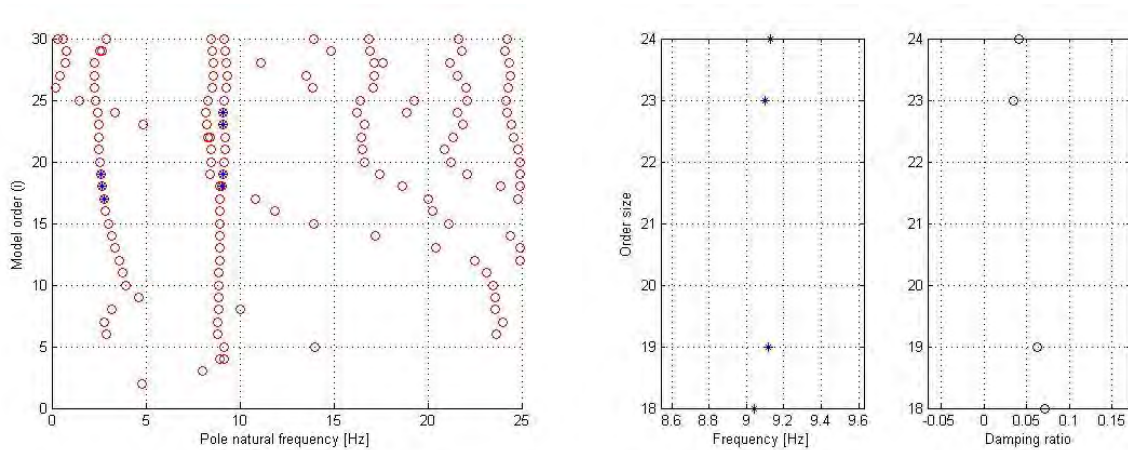


Figura 2.39 A sinistra diagramma di stabilizzazione relativo al segnale Gz, a destra zoom relativo alla finestra di weave

Come si può notare dal diagramma di stabilizzazione il numero di poli stabili nel range di frequenze tipiche del wobble (6 - 10 Hz) è contenuto (quattro poli stabili), dunque si può ottenere una stima della frequenza e del rapporto di smorzamento di tale modo (circa 9 Hz in frequenza e 5% in termini di rapporto di smorzamento) però risultano soltanto valori indicativi. In tali test, come già anticipato, la piattaforma inerziale è stata posta sull' asse di sterzo, al fine di avere ampiezze di oscillazioni comparativamente superiori rispetto a qualunque altro posizionamento.

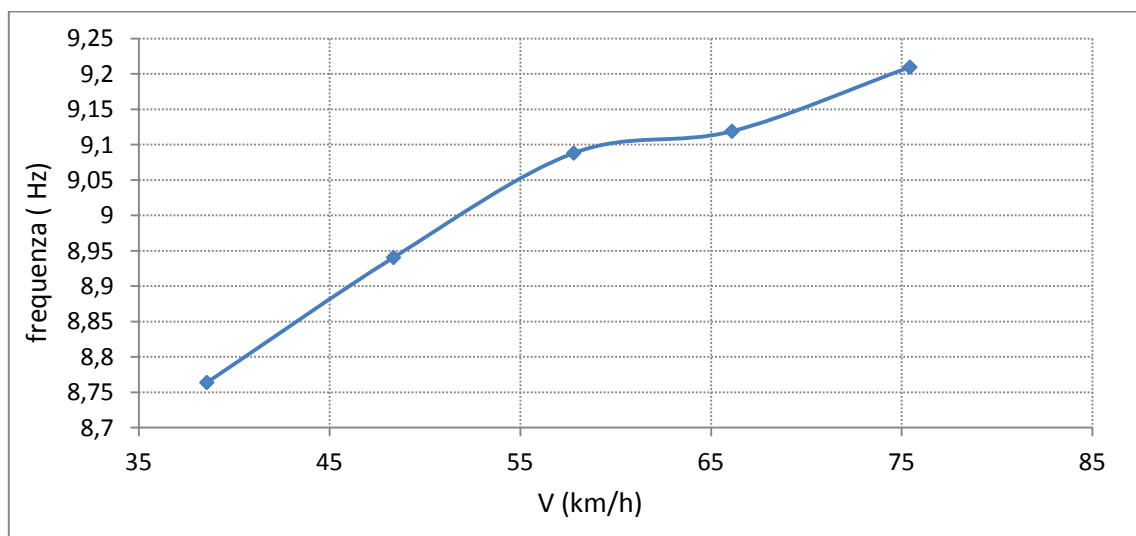


Figura 2.40 Andamento della frequenza di wobble al variare della velocità di avanzamento

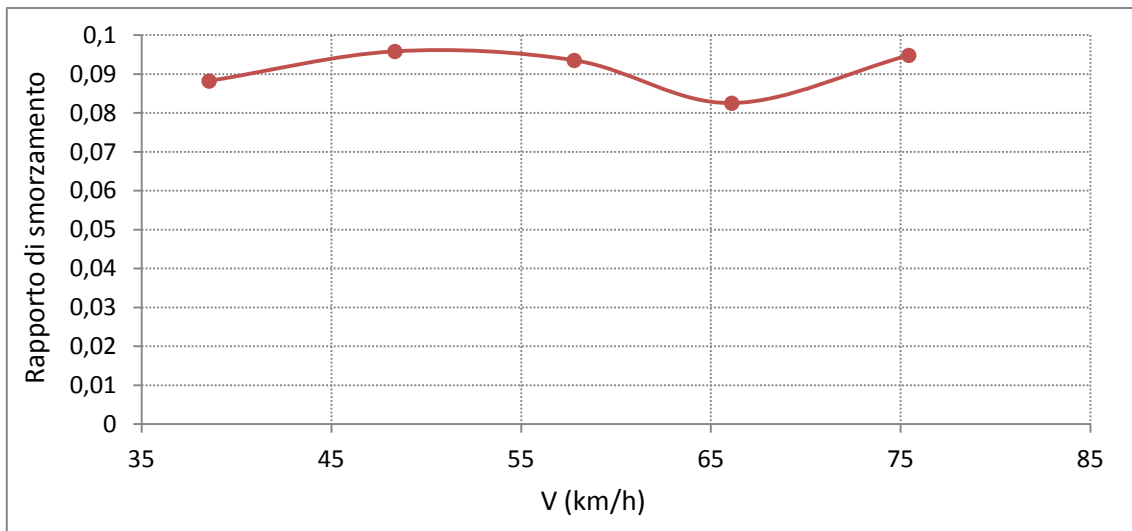


Figura 2.41 Andamento del rapporto di smorzamento di wobble al variare della velocità di avanzamento

In figura 2.40 - 2.41 si riportano in maniera sintetica la frequenza e il rapporto di smorzamento alle varie velocità di analisi, ottenuti mediante l' applicazione dell' algoritmo SSI. Nel proseguo della trattazione, essendo l' aspetto predominante l' influenza della pressione di gonfiaggio sulla stabilità del veicolo, si considererà soltanto il modo di weave.

3. CARATTERIZZAZIONE DEGLI PNEUMATICI

Come già anticipato l'aspetto predominante di questa ricerca è la determinazione dell'influenza della pressione di gonfiaggio degli pneumatici nella stabilità del veicolo in esame. Avendo già avuto modo di chiarirne l'influenza a livello sperimentale, si è resa necessaria una convalida di tale effetto mediante una serie di simulazioni che riproducano, il più fedelmente possibile, le condizioni dinamiche riscontrate sperimentalmente. Emerge quindi chiaramente la necessità di caratterizzare gli pneumatici del veicolo, al variare della pressione di gonfiaggio degli stessi.

Nel corso di questo capitolo si riporteranno le misure effettuate per la determinazione delle caratteristiche meccaniche e strutturali degli pneumatici, con una breve introduzione riguardante la formulazione teorica e la macchina di misura.

3.1 MECCANICA DELLO PNEUMATICO

Dal punto di vista strutturale lo pneumatico è caratterizzato da rigidità e smorzamento in direzione radiale, laterale e longitudinale.

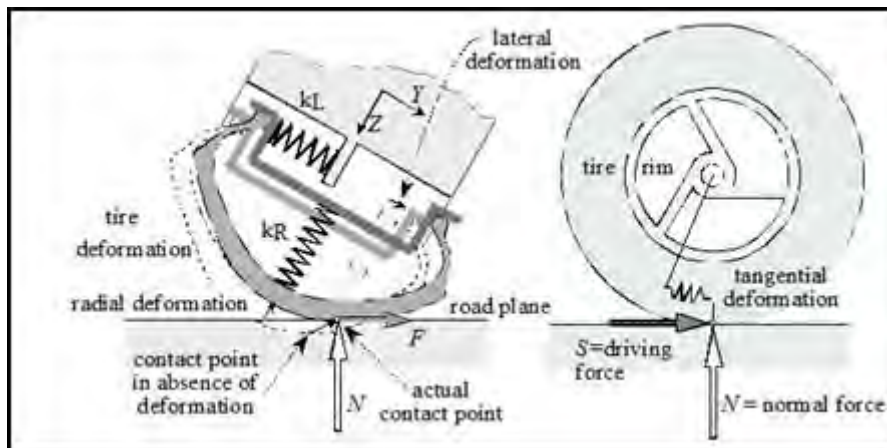


Figura 3.1 Elasticità della carcassa dello pneumatico

Le caratteristiche meccaniche invece sono legate agli angoli di deriva e di rollio. L'angolo di rollio esprime l'inclinazione del piano medio longitudinale della gomma rispetto ad un piano perpendicolare al terreno; l'angolo di deriva esprime invece lo scivolamento laterale ed è determinato dalla direzione del piano passante per la direzione del moto dello pneumatico e la direzione del piano medio longitudinale dello pneumatico. Questi due angoli sono responsabili della deformazione dell'impronta dello pneumatico e danno origine a due forze e due momenti agenti nell'area di contatto. Le forze prendono il nome di forza di rollio e forza di deriva. Si hanno inoltre il momento di torsione e il momento di autoallineamento (dovuto alla deriva).

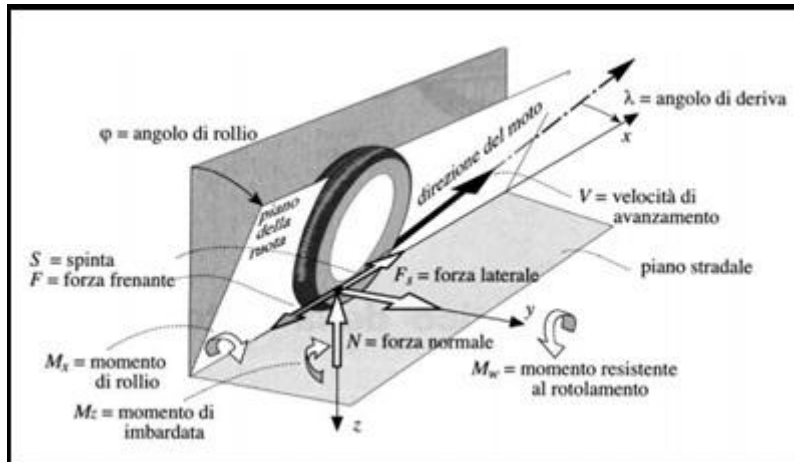


Figura 3.2 Forze e momenti di contatto tra lo pneumatico ed il piano stradale

A livello sperimentale, per descrivere il comportamento reale dello pneumatico si utilizza il modello proposto da Pacejka. Esso riproduce in maniera accurata il comportamento reale dello pneumatico. Il modello, in linea del tutto generale, ruota attorno alla cosiddetta "magic formula", un' unica espressione che può essere utilizzata per rappresentare la forza longitudinale, la forza laterale e i momenti attorno all' asse z, con B C D E quattro parametri da determinare.

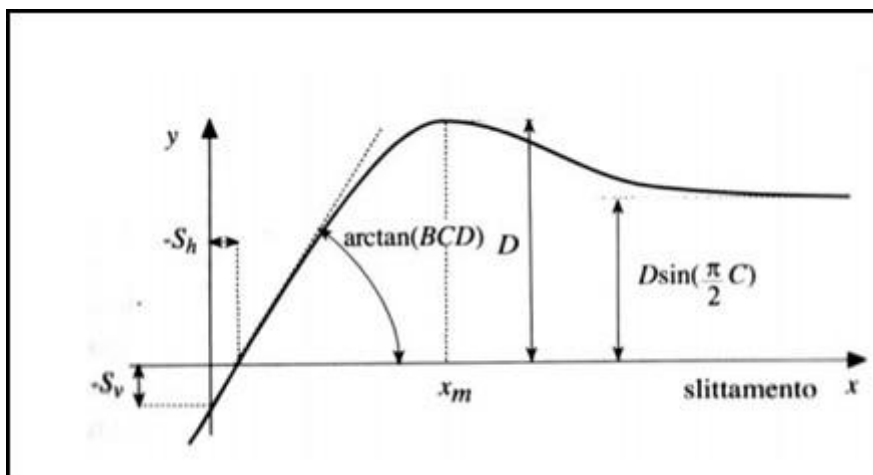


Figura 3.3 Significato dei parametri nella "magic formula"

La grandezza y rappresenta la spinta longitudinale, la forza laterale o il momento attorno all' asse z . Ognuno dei quattro parametri, visti in figura, ha un significato particolare nel grafico. Ci si sofferma soltanto sul prodotto BCD in quanto esso rappresenta il gradiente all' origine e dunque, dal punto di vista fisico esprime la rigidità dello pneumatico. Questo perché in una analisi di stabilità gli aspetti di maggior influenza per frequenze e rapporti di smorzamento sono proprio le rigidità (per convincersi di ciò si veda la trattazione analitica sul modo di weave, capitolo 1).

Quindi lo scopo ultimo delle misure sperimentali è quello di determinare i coefficienti di Pacejka indirizzando in particolare l' analisi verso le rigidità.

In particolare la sideslip normalized stiffness (rigidità normalizzata di deriva detta anche cornering normalized stiffness) K_λ quantifica la sensibilità dello pneumatico a generare forza laterale in seguito a piccole variazioni dell' angolo di deriva e viene definita come la pendenza iniziale della curva che lega la forza laterale all' angolo di deriva (angolo di rollio nullo).

$$k_{\lambda} = \frac{1}{N} \left(\frac{dF_s}{d\lambda} \Big|_{\lambda=0, \varphi=0} \right)$$

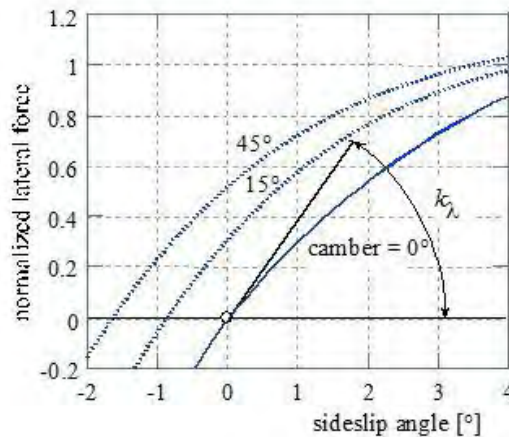


Figura 3.4 Interpretazione geometrica della rigidità di deriva

La cambering normalized stiffness (rigidezza normalizzata di rollio) indica invece che gli pneumatici possono generare una forza laterale anche ad angoli di deriva nulli qualora allo pneumatico sia imposto un certo angolo di rollio. Tale rigidità al rollio k_{φ} , quantifica la sensibilità dello pneumatico a generare forza laterale in seguito all'imposizione di un dato angolo di camber. Essa identifica la pendenza iniziale della curva che lega la forza laterale all'angolo di rollio (con angolo di deriva nulla).

$$k_{\varphi} = \frac{1}{N} \left(\frac{dF_s}{d\varphi} \Big|_{\lambda=0, \varphi=0} \right)$$

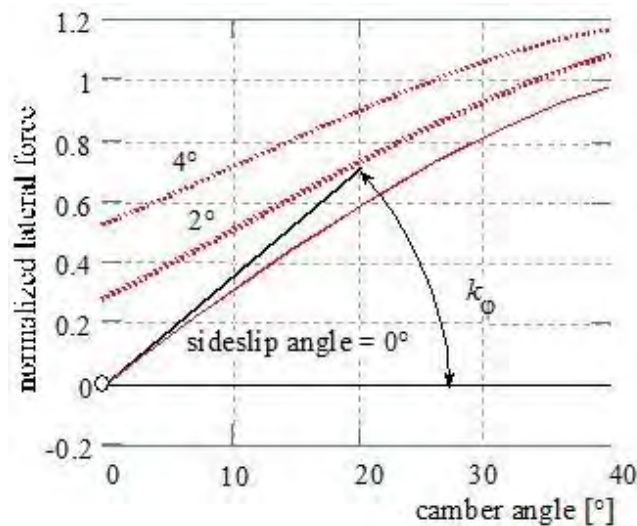


Figura 3.5 Interpretazione geometrica della rigidità di rollio

La rigidità longitudinale k_k non viene qui introdotta in quanto non misurata sperimentalmente; ciò non causerà problemi in termini di accuratezza del modello costruito in FastBike in quanto nell'analisi di instabilità non è rilevante.

Il momento di imbardata M_z comprende due contributi. Il primo termine, dovuto alla forza laterale, tende ad allineare il piano dello pneumatico nella direzione della velocità (self aligning torque); il secondo aumenta all'aumentare dell'angolo di rollio e si oppone all'allineamento (twisting torque).

$$M_z = -a_t F_s + M_t$$

con a_t avancorsa pneumatica, F_s forza laterale e M_t momento di torsione. Nel proseguo della trattazione si indicherà con k_{s_a} la rigidezza normalizzata del momento di autoallineamento e con m_r rigidezza normalizzata del momento di torsione (si utilizzerà infatti un modello di pneumatici a comportamento lineare con il carico applicato; capitolo 6). Per approfondimenti si veda [3].

Per ricavare le caratteristiche degli pneumatici è stato utilizzato il "MotoTireMeter", mostrato nella figura seguente.



Figura 3.6 MotoTireMeter

Il macchinario è composto da un disco rotante, in cui il moto è impresso e regolato da un motore elettrico trifase e da un braccio oscillante composto da due motori elettrici. I motori sono controllati da un software Labview che impartisce gli angoli di deriva e rollio voluti.

La macchina è dotata di tre celle di carico in grado di misurare forza laterale, momento d'imbardata e resistenza al rotolamento. Per le analisi in questione i parametri di maggior rilevanza sono la forza laterale e il momento d'imbardata. Maggiori dettagli sulla macchina si trovano in [12].



Figura 3.7 Celle di carico per la misura di forze e momenti

La formulazione di Pacejka utilizzata per ricavare le caratteristiche degli pneumatici è la seguente:

$$F_{\text{sideslip}} = D_y \sin\{C_s \arctan[B_s (x-E_s) (B_s (x-\arctan(B_s x)))]\};$$

$$F_{\text{camber}} = D_y \sin\{C_c \arctan[B_c (x-E_c) (B_c (x-\arctan(B_c x)))]\};$$

$$M_z = D \sin\{C \arctan[B (x-E) (B (x-\arctan(B x)))]\}; \text{ (Self-aligning torque)}$$

$$M_z = m r x (1 + t w x^2); \text{ (Twisting torque)}$$

Ricavati i coefficienti B,C,D,E per ogni grandezza (forza laterale e momento di imbardata) al variare del carico applicato e al variare della pressione, si ricavano i coefficienti di rigidezza mediante il prodotto BCD.

Pneumatici testati

Anteriore: Heidenau K60 Scout 90/90-21, pneumatico da enduro, il disegno del battistrada permette di coprire tutti i campi di impiego su strada e fuoristrada, il diametro è di 21 pollici. Pressione nominale di gonfiaggio: 2.5 bar.

Posteriore: Heidenau K69 Scout 130/80-17 pneumatico da enduro, il disegno del battistrada permette di coprire tutti i campi di impiego su strada e fuoristrada, il diametro è di 17 pollici. Pressione nominale di gonfiaggio: 2.5 bar .



Figura 3.8 Pneumatici Heidenau, a sinistra anteriore, a destra posteriore

3.2 MODALITÀ OPERATIVA

Sono stati testati gli pneumatici anteriore e posteriore per le stesse pressioni in cui si sono svolti i test sperimentali. Entrambi sono stati testati con carichi di 1000, 1500, 2000 N per avvicinarsi il più possibile alle condizioni stazionarie di marcia del veicolo con pilota. I test vengono svolti di norma con velocità di avanzamento della ruota di 5 km/h . Si è scelto di utilizzare angoli di rollio fino a 30 gradi per entrambi gli pneumatici e angoli differenti di deriva massima: per la ruota anteriore 6°, per quella posteriore 9°. Ciò è dovuto a motivi di ingombro strutturale per la ruota anteriore nel movimento di rotazione attorno all' asse z.

Operativamente si è proceduto in questo modo: per ogni pneumatico, per ogni pressione di gonfiaggio, per ciascuno dei tre carichi si è eseguita una prova al variare dell' angolo di slip e una al variare dell' angolo di rollio. In totale sono stati eseguiti 24 test per ogni pneumatico. Di seguito si riportano alcune foto delle prove eseguite.



Figura 3.9 A sinistra test al variare dell' angolo di slip per lo pneumatico posteriore, pressione 2.5 bar, carico 1500 N. A destra test al variare dell' angolo di rollio per lo pneumatico posteriore, pressione 2.5 bar, carico 2000N

3.3 ELABORAZIONE DEI RISULTATI

I grafici che vengono riportati nelle pagine seguenti rappresentano la forza laterale al variare dell' angolo di deriva e dell' angolo di rollio e il momento rispetto all' asse z in tutte le condizioni di prova per i due pneumatici; i punti rappresentano i risultati sperimentali, le linee i fitting secondo le formule di Pacejka viste sopra.

PNEUMATICO ANTERIORE

Pressione 0.5 bar

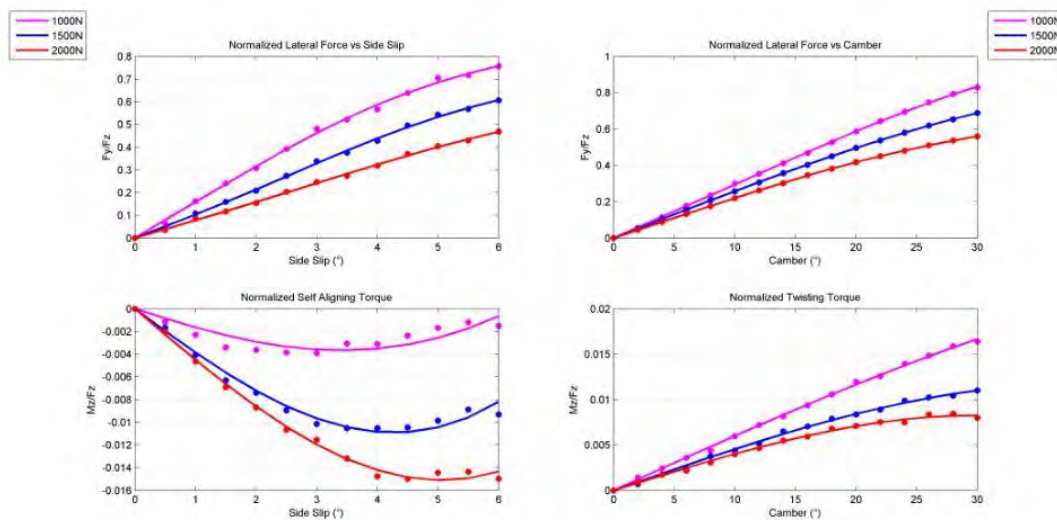


Figura 3.10 Dati sperimentali e fitting a 0.5 bar

Pressione 1.5 bar

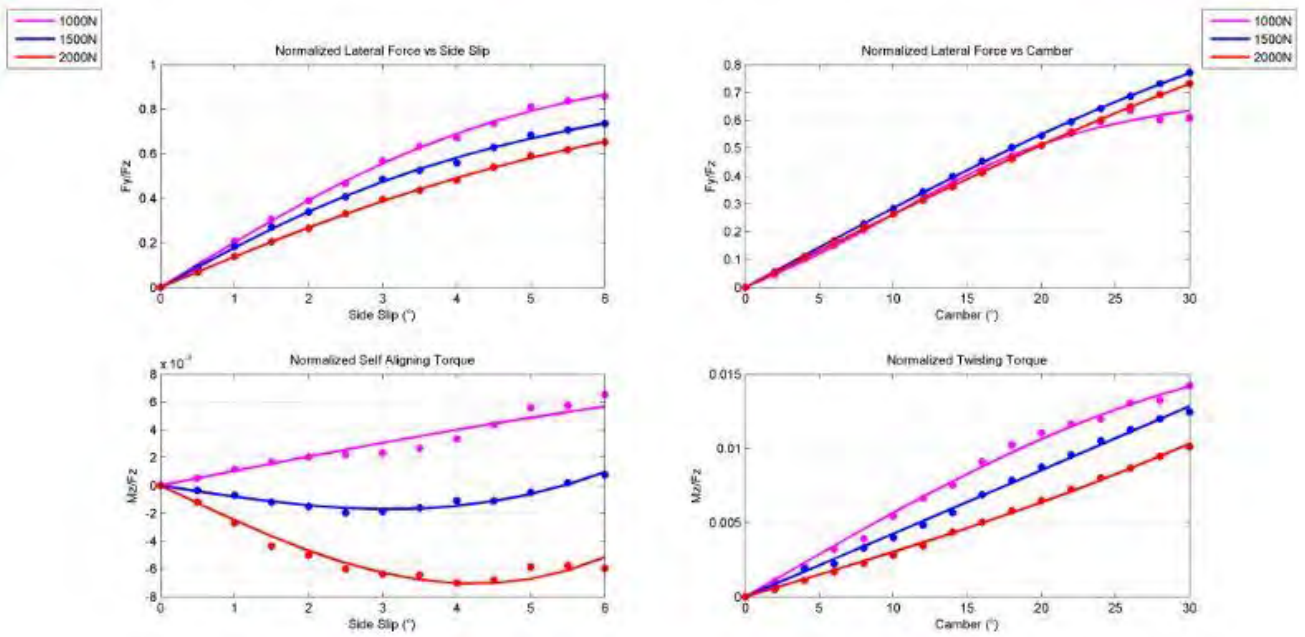


Figura 3.11 Dati sperimentali e fitting a 1.5 bar

Pressione 2.5 bar

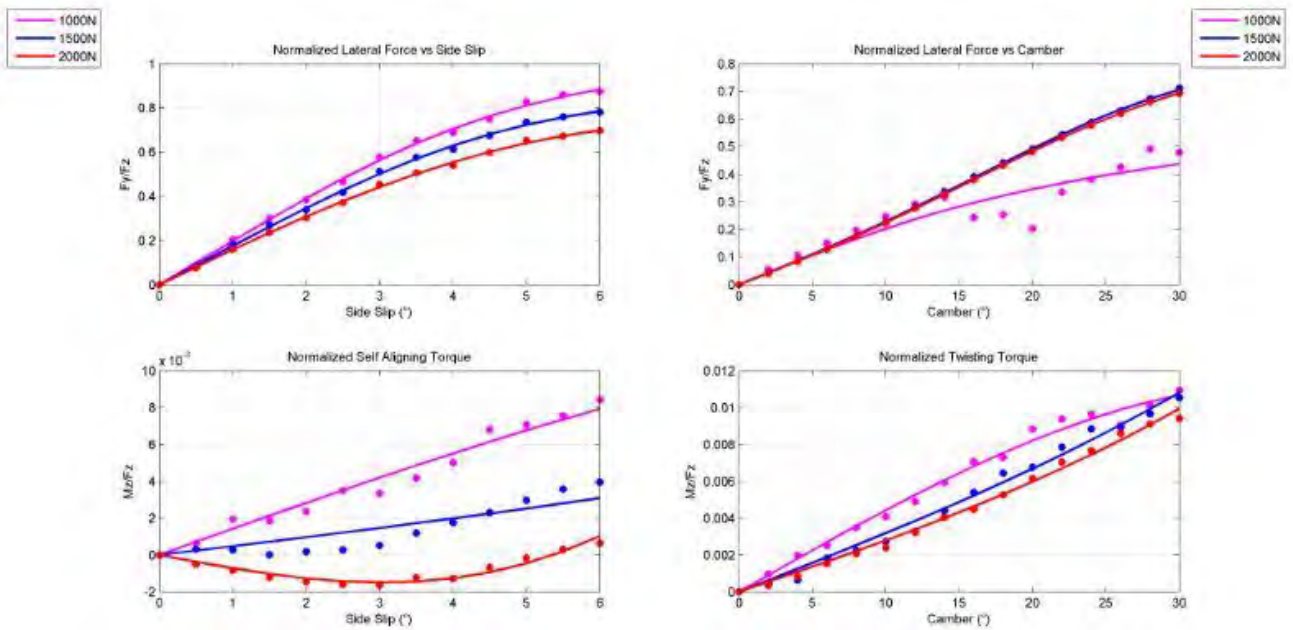


Figura 3.12 Dati sperimentali e fitting a 2.5 bar

Pressione 3.5 bar

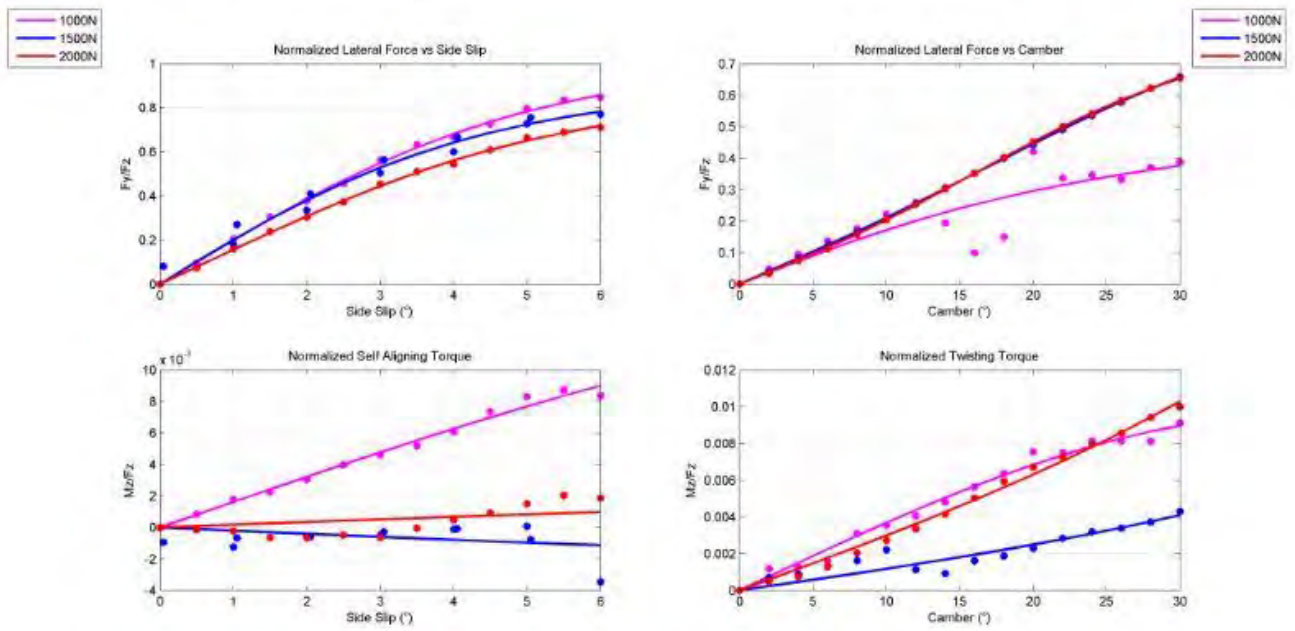


Figura 3.13 Dati sperimentali e fitting a 3.5 bar

PNEUMATICO POSTERIORE

Pressione 0.5 bar

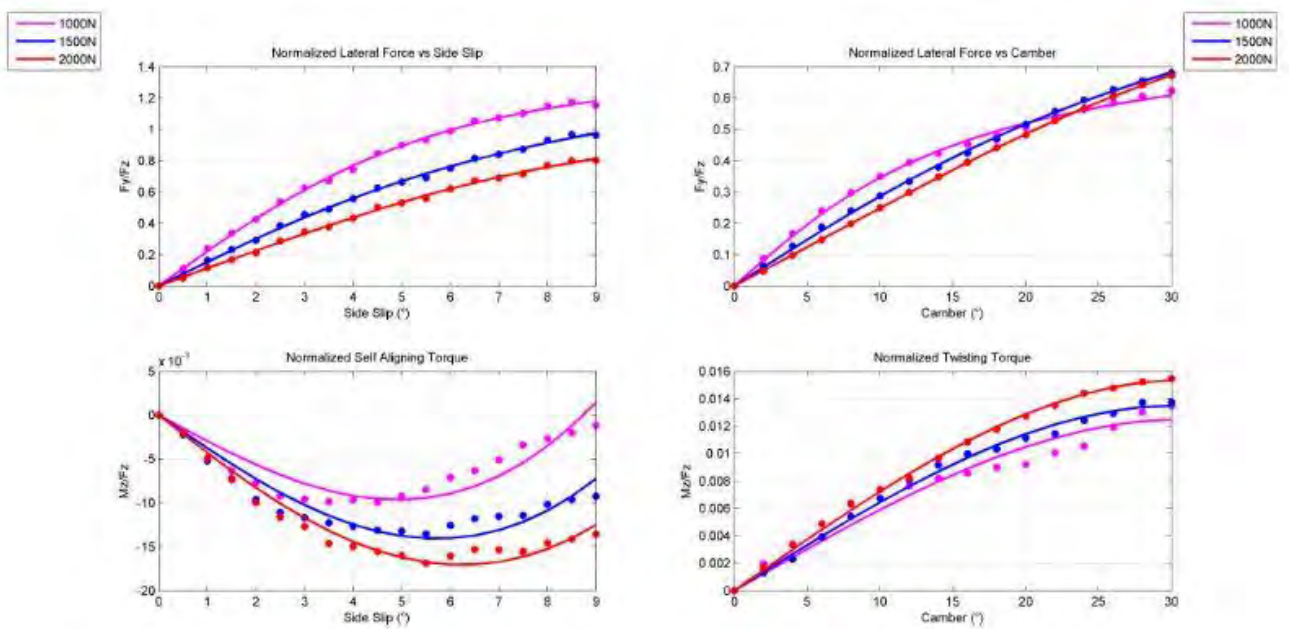


Figura 3.14 Dati sperimentali e fitting a 0.5 bar

Pressione 1.5 bar

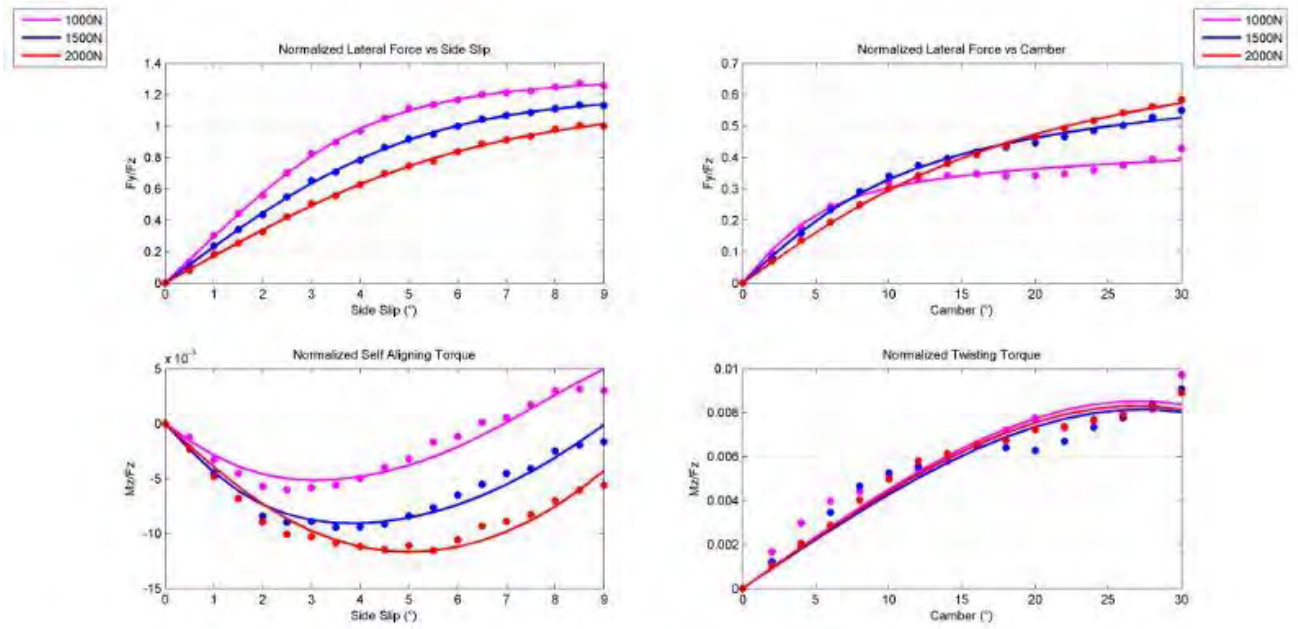


Figura 3.15 Dati sperimentali e fitting a 1.5 bar

Pressione 2.5 bar

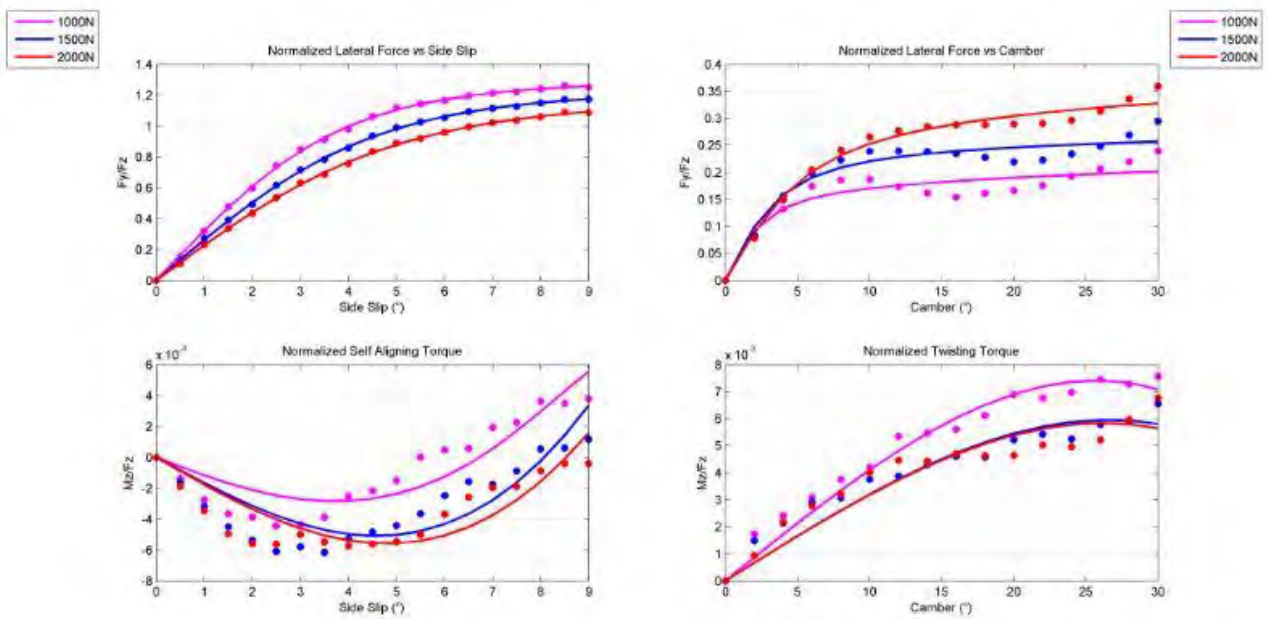


Figura 3.16 Dati sperimentali e fitting a 2.5 bar

Pressione 3.5 bar

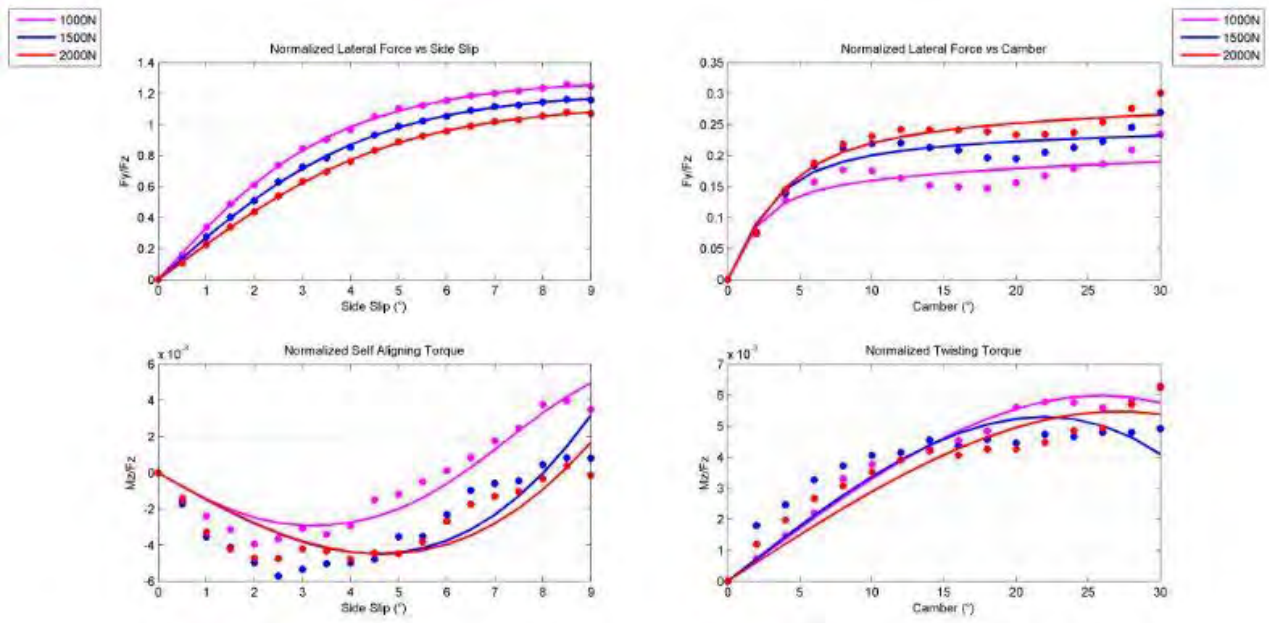


Figura 3.17 Dati sperimentali e fitting a 3.5 bar

Si riportano ora i coefficienti di Pacejka trovati nelle varie condizione

Tabella 3.1 Coefficienti di Pacejka per lo pneumatico anteriore e posteriore

		PNEUMATICO ANTERIORE													
Press (bar)	Carico (N)	Fy slip				Fy roll				Mz slip				Mz roll	
		B	C	D	E	B	C	D	E	B	C	D	E	mr	tw
0,5	1000	10.963	0.716	1.158	-1.359	1.244	1.159	1.158	-2.427	6.639	0.563	-0.025	7.416	0.034	-0.293
	1500	8.797	0.616	1.080	-3.073	1.317	1.050	1.080	-0.979	3.674	0.618	-0.099	14.346	0.0266	-0.769
	2000	7.362	0.594	1.017	-2.347	1.917	0.652	1.017	-1.122	2.677	0.646	-0.151	18.890	0.023	-1.239
1,5	1000	11.015	0.929	1.146	-0.576	2.448	0.473	1.146	-4.447	1.257	0.531	0.090	16.748	0.033	-0.668
	1500	10.860	0.652	1.471	0.337	1.407	0.796	1.471	-0.900	4.213	0.484	-0.024	20.431	0.024	0.028
	2000	8.184	0.829	1.171	-0.091	0.746	1.739	1.171	-1.012	3.219	0.581	-0.078	18.667	0.0171	0.567
2,5	1000	10.674	0.996	1.070	-1.318	2.288	0.511	1.070	-0.371	1.047	0.595	0.131	17.571	0.026	-0.784
	1500	8.587	1.391	0.848	-1.452	1.210	1.208	0.848	-6.221	1.523	0.456	0.039	-10.430	0.0179	0.554
	2000	2.463	2.452	1.516	10.897	1.612	0.494	1.516	-4.160	4.024	0.546	-0.0195	22.897	0.0156	0.784
3,5	1000	11.002	0.928	1.127	-0.659	2.241	0.416	1.127	0.351	1.190	0.612	0.127	13.403	0.0216	-0.754
	1500	7.531	1.131	1.374	1.616	1.387	0.611	1.374	-3.446	1.126	0.520	-0.020	18.831	0.0066	0.686
	2000	10.749	0.839	0.995	-1.081	1.438	0.747	0.995	-6.232	1.077	0.509	0.018	11.392	0.0168	0.623

		PNEUMATICO POSTERIORE													
Pressione (bar)	Carico (N)	Fy slip				Fy roll				Mz slip				Mz roll	
		B	C	D	E	B	C	D	E	B	C	D	E	mr	tw
0,5	1000	6.883	1.435	1.297	0.241	3.726	0.490	1.297	0.471	3.056	0.577	-0.098	15.581	0.035	-1.166
	1500	6.283	0.862	1.629	0.318	1.694	0.618	1.629	0.297	3.262	0.647	-0.104	10.401	0.0383	-1.193
	2000	6.397	0.866	1.168	-1.039	1.619	0.749	1.168	-1.521	3.618	0.653	-0.105	7.447	0.0429	-1.156
1,5	1000	12.403	1.043	1.312	-1.230	8.234	0.294	1.312	0.894	17.164	0.494	-0.021	2.169	0.0271	-1.491
	1500	7.94	1.433	1.169	-0.287	4.754	0.444	1.169	0.569	15.419	0.812	-0.0219	1.943	0.0256	-1.466
	2000	8.493	0.948	1.230	-0.729	2.903	0.533	1.230	0.439	7.5148	0.854	-0.0362	3.329	0.0265	-1.502
2,5	1000	12.892	1.129	1.288	-0.593	18.356	0.137	1.288	0.911	5.320	1.036	-0.0125	9.410	0.0248	-1.653
	1500	10.542	1.192	1.215	-0.495	12.271	0.212	1.215	0.968	2.610	0.632	-0.0587	23.955	0.0193	-1.547
	2000	9.610	1.187	1.160	-0.328	8.392	0.274	1.160	0.874	3.206	0.565	-0.0567	14.914	0.0191	-1.596
3,5	1000	11.174	1.366	1.284	0.304	17.980	0.130	1.284	0.906	10.641	1.046	-0.0080	3.782	0.0199	-1.630
	1500	8.231	1.728	1.181	0.318	12.518	0.197	1.181	0.973	2.876	0.554	-0.0544	20.316	0.0208	-2.272
	2000	10.396	1.103	1.146	-0.668	10.239	0.232	1.146	0.950	3.930	0.536	-0.0409	10.805	0.0173	-1.486

I grafici comparativi delle misure, al variare della pressione e parametrici rispetto al carico applicato, vengono riportati in termini di rigidezza in quanto, nella fase di simulazione verrà utilizzato un modello di pneumatico che prevede l' utilizzo delle sole rigidzze.

REAR TIRE

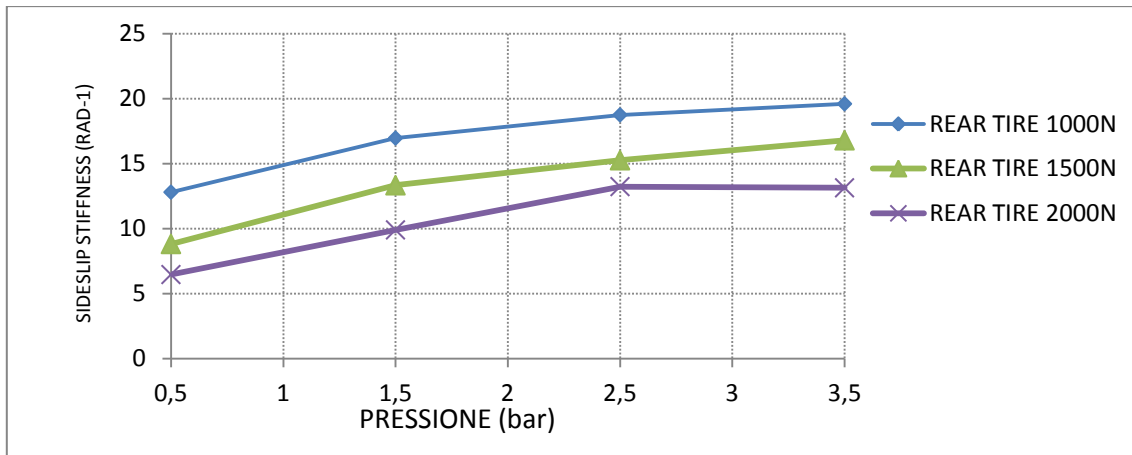


Figura 3.18 Rigidzza di deriva in funzione della pressione di gonfiaggio, al variare del carico applicato

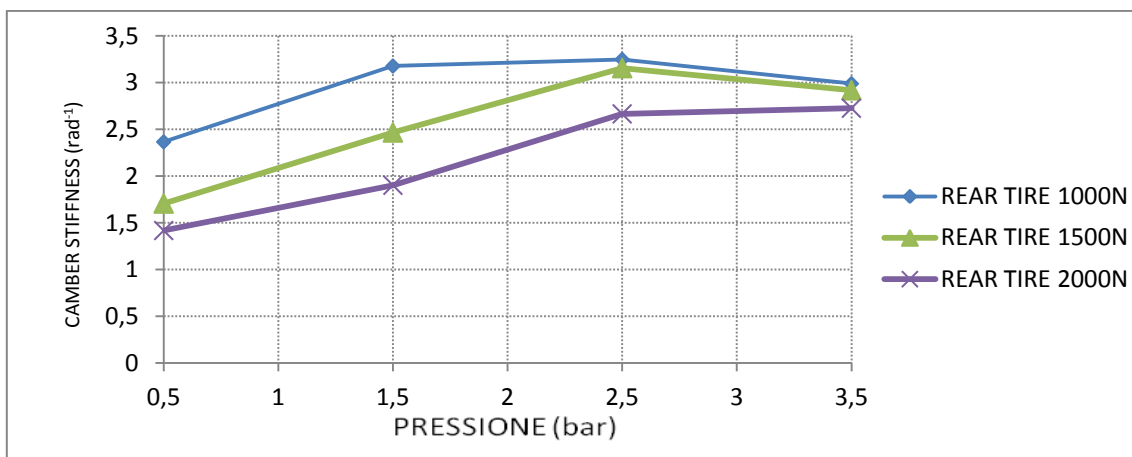


Figura 3.19 Rigidzza di rollio in funzione della pressione di gonfiaggio, al variare del carico applicato

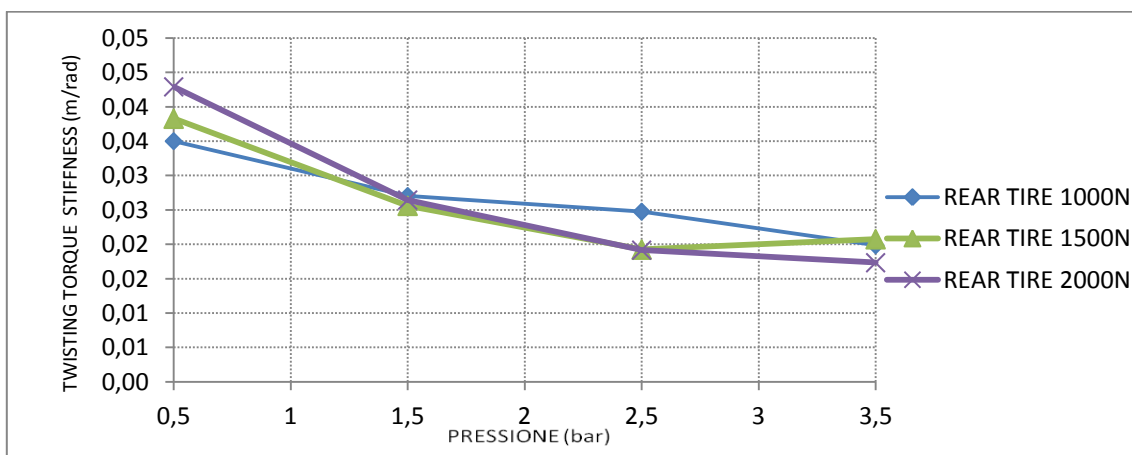


Figura 3.20 Rigidzza del momento di torsione in funzione della pressione di gonfiaggio, al variare del carico applicato

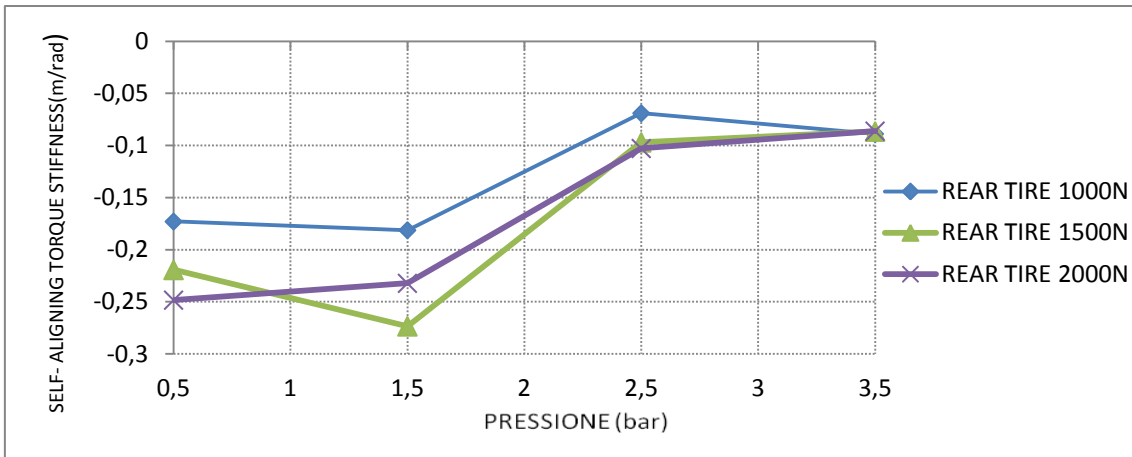


Figura 3.21 Rigidezza del momento di autoallineamento in funzione della pressione di gonfiaggio, al variare del carico applicato

FRONT TIRE

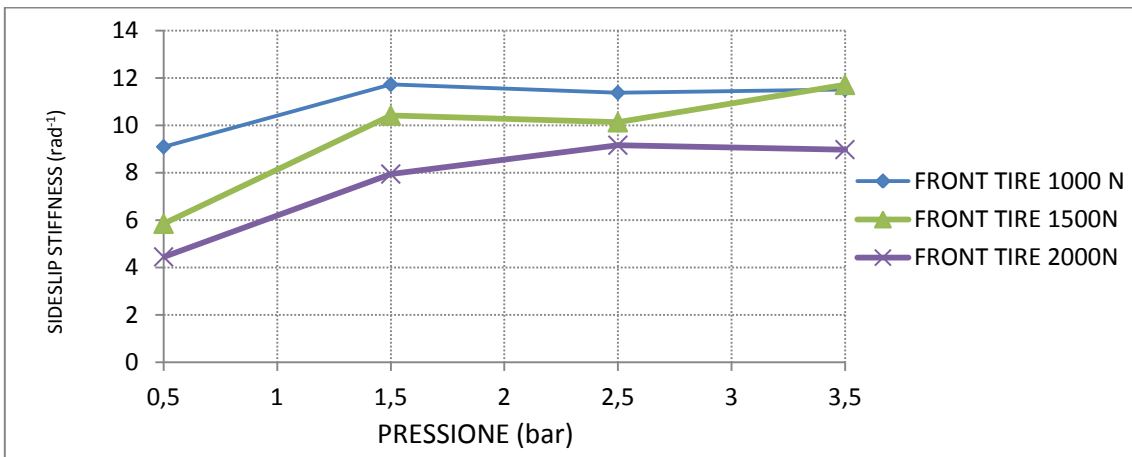


Figura 3.22 Rigidezza di deriva in funzione della pressione di gonfiaggio, al variare del carico applicato

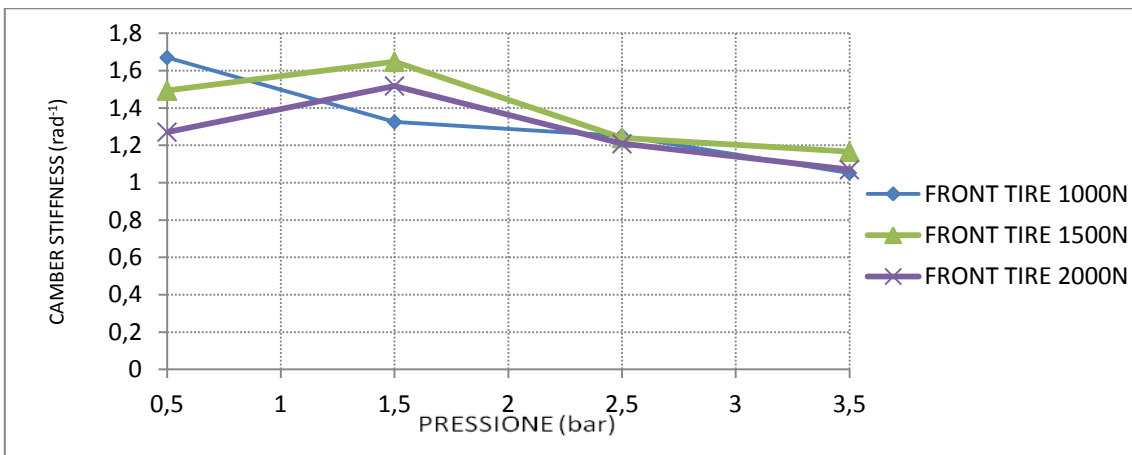


Figura 3.23 Rigidezza di rollio in funzione della pressione di gonfiaggio, al variare del carico applicato

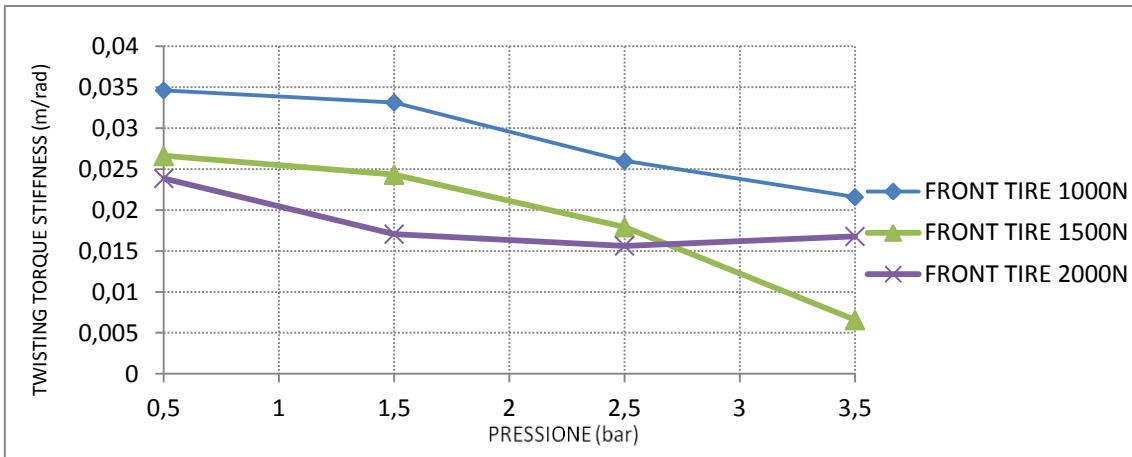


Figura 3.24 Rigidezza del momento di torsione in funzione della pressione di gonfiaggio, al variare del carico applicato

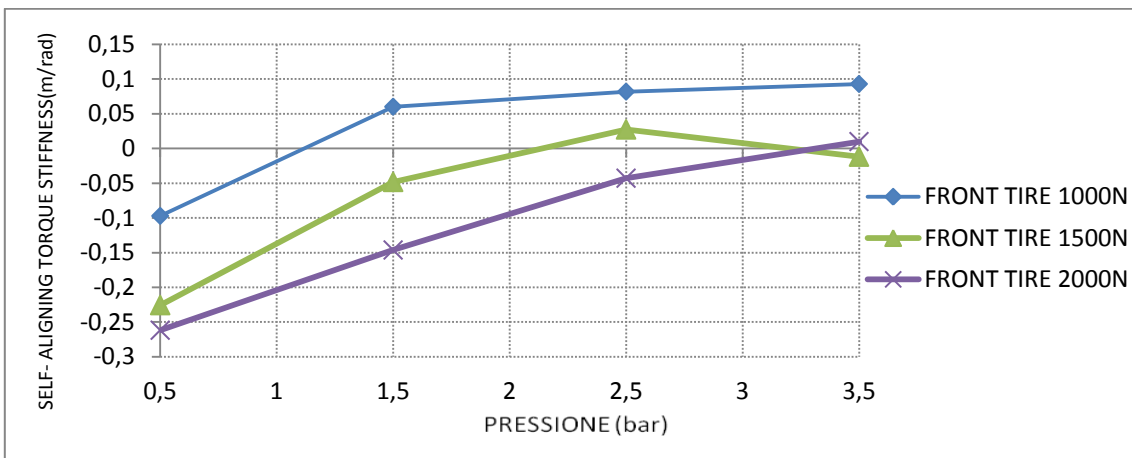


Figura 3.25 Rigidezza del momento di autoallineamento in funzione della pressione di gonfiaggio, al variare del carico applicato

Si riassumono nei grafici seguenti le rigidezze utilizzate nelle simulazioni. Per i valori numerici ci si riferisce alla tabella 6.7 e 6.8 del capitolo 6.

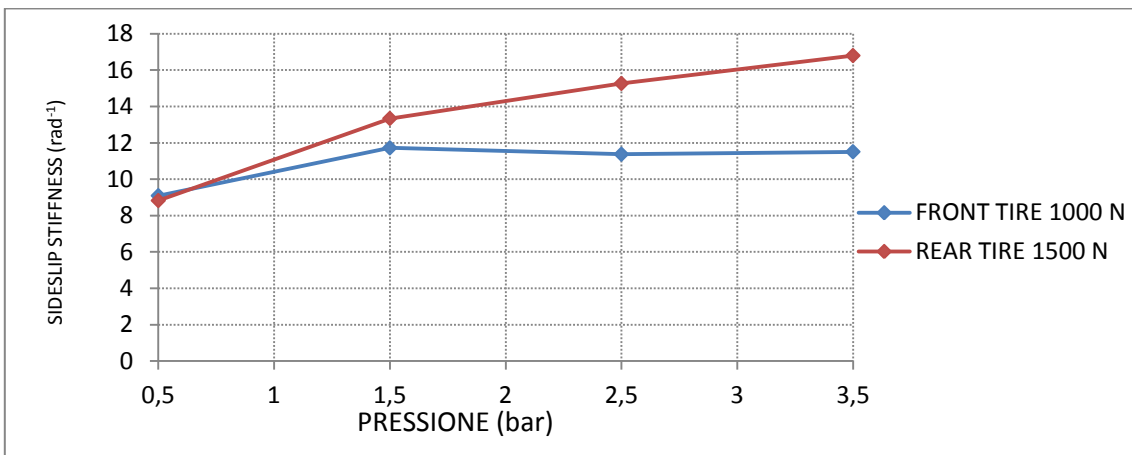


Figura 3.26 Comparazione tra le rigidezze di deriva anteriore e posteriore utilizzate nelle simulazioni, al variare della pressione di gonfiaggio

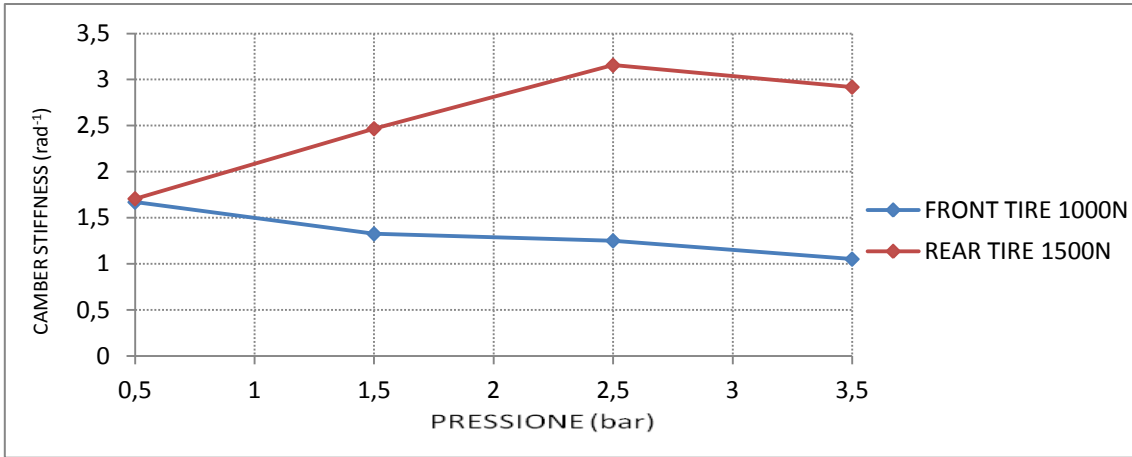


Figura 3.27 Comparazione tra le rigidezze di rollio anteriore e posteriore utilizzate nelle simulazioni, al variare della pressione di gonfiaggio

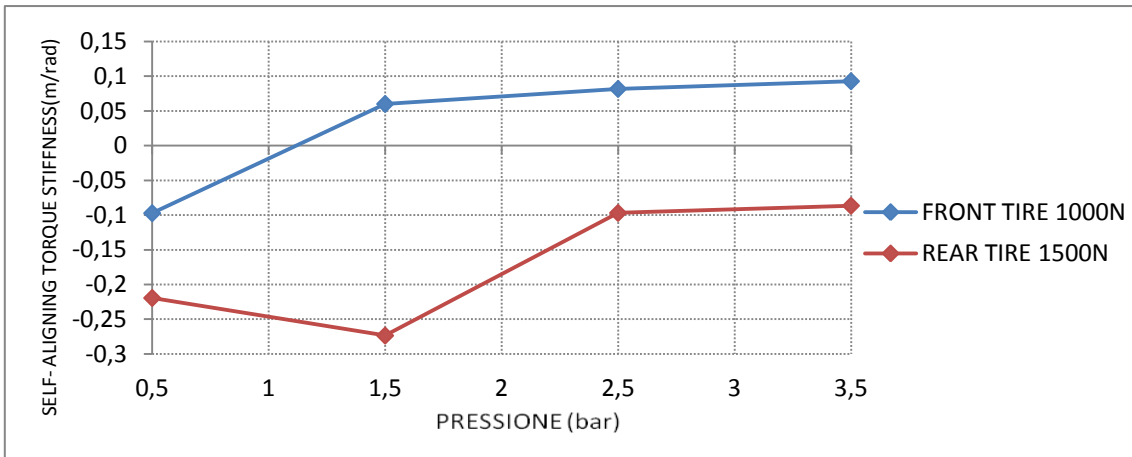


Figura 3.28 Comparazione tra le rigidezze del momento di autoallinamento anteriore e posteriore utilizzate nelle simulazioni, al variare della pressione di gonfiaggio

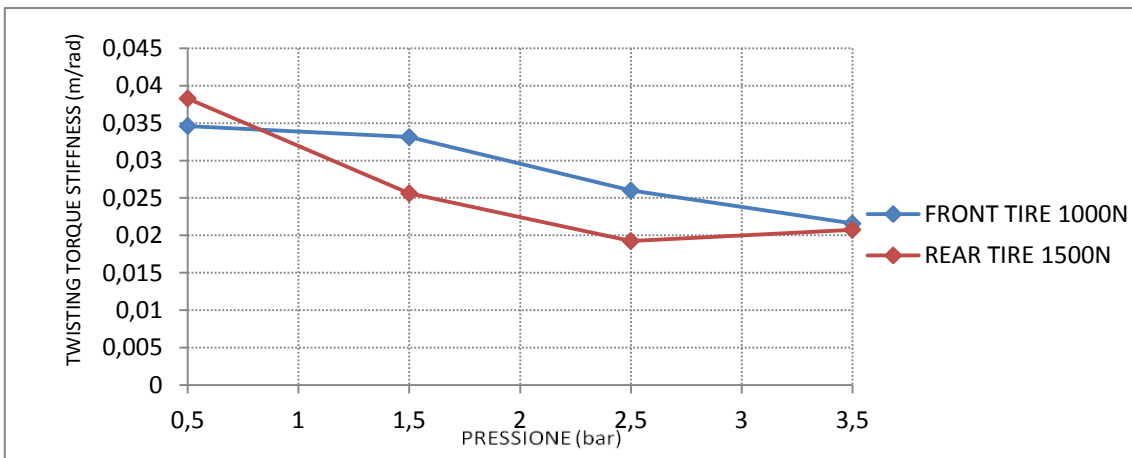


Figura 3.29 Comparazione tra le rigidezze del momento di torsione anteriore e posteriore utilizzate nelle simulazioni, al variare della pressione di gonfiaggio

Per quanto riguarda il trend della rigidità normalizzata di deriva, per entrambi gli pneumatici, risulta crescente all' aumentare della pressione di gonfiaggio e contemporaneamente si può apprezzare anche l' effetto del carico sulla rigidità (all' aumentare del carico diminuisce la rigidità di deriva).

In figura 3.27 sono emersi andamenti opposti per la ruota anteriore e posteriore al variare della pressione di gonfiaggio. La ruota posteriore infatti ha una rigidità di camber crescente al crescere della pressione di gonfiaggio, andamento opposto per lo pneumatico anteriore.

Le figure 3.21 e 3.25 mostrano come la rigidità abbia un andamento crescente al crescere della pressione ed inoltre nel grafico 3.28 si nota che la rigidità anteriore è comparativamente superiore a quella posteriore per ogni pressione testata.

Infine considerando la twisting torque stiffness, per entrambi gli pneumatici essa decresce all' aumentare della pressione di gonfiaggio.

Ad esclusione del trend relativo alla camber stiffness dello pneumatico posteriore i risultati sono analoghi a quelli trovati in [2] (pur riferendosi a tipologie di pneumatici completamente diversi). Ciò a riprova della qualità delle misure effettuate.

3.4 RIGIDENZE STATICHE

Sono state anche condotte prove statiche al fine di determinare la rigidità laterale e radiale statica degli pneumatici in esame. Entrambe si ricavano dalla relazione:

$$K = \frac{F}{s}$$

con K rigidità incognita, F carico applicato e s lo spostamento (ossia la deformazione derivante dall' applicazione del carico). Avendo lo pneumatico un comportamento viscoelastico la deformazione viene registrata dopo un periodo di tempo (circa un minuto) oltre il quale si considera irrilevante l' effetto ritardante dovuto alla viscosità.



Figura 3.30 Prova di rigidità radiale per lo pneumatico anteriore



Figura 3.31 Prova di rigidità laterale per lo pneumatico posteriore

La misura della deformazione viene effettuata mediante l' utilizzo di un comparatore con risoluzione 0.01 mm . La successione delle masse utilizzate è la seguente:

rigidità radiale: 0 - 4.10 - 4.10 - 4.10 - 4.10 - 5.00 - 6.17 (kg)

rigidità laterale: 0 - 4.10 - 4.10 - 4.10 - 4.10 - 6.17 (kg)

Tali misure come le precedenti sono state effettuate al variare della pressione di gonfiaggio e si riportano di seguito i risultati ottenuti in termini di rigidità. A scopo chiarificatore, si riporta anche un esempio di curva forza - deformazione, ricavata sperimentalmente per punti, nel caso della misura di rigidità strutturale radiale della ruota posteriore. Da questa, ricavando la pendenza, si determina la rigidità. Analoga procedura nelle altre configurazioni di misura.

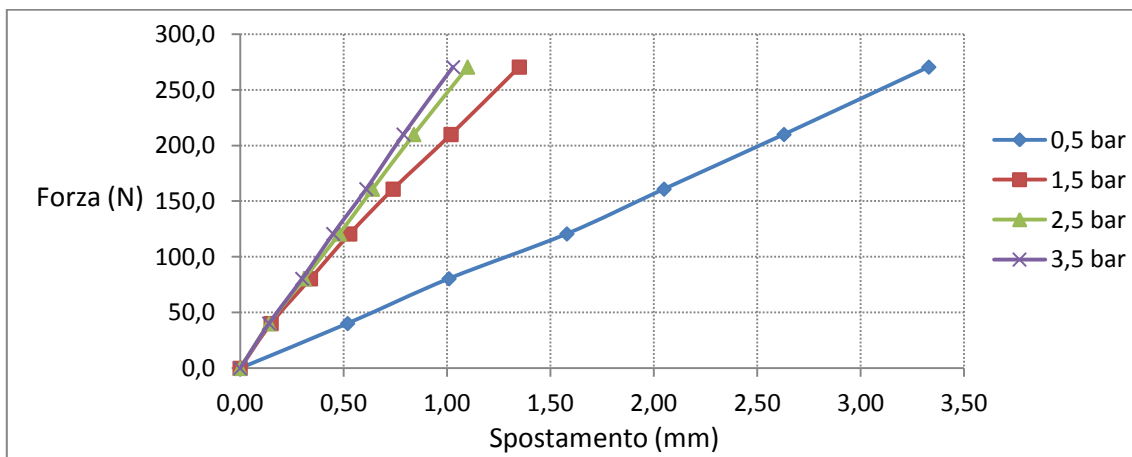


Figura 3.32 Andamento della forza in funzione dello spostamento, al variare della pressione di gonfiaggio, per lo pneumatico posteriore

PNEUMATICO POSTERIORE

Tabella 3.2 Rigidezze radiale e laterale per lo pneumatico posteriore

STIFFNESS	PRESSURE (bar)			
	0.5	1.5	2.5	3.5
Kradiale (N/mm)	79.33	190.43	244.32	264.27
Klaterale (N/mm)	133.23	164.17	180.09	189.28

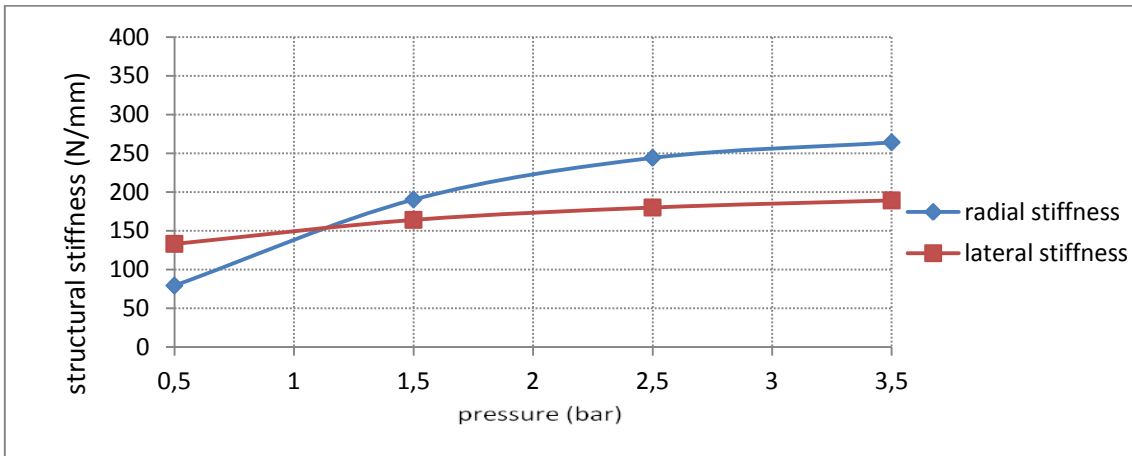


Figura 3.33 Rigidezze statiche al variare della pressione di gonfiaggio per lo pneumatico posteriore

PNEUMATICO ANTERIORE

Tabella 3.3 Rigidezze radiale e laterale per lo pneumatico anteriore

STIFFNESS	PRESSURE (bar)			
	0.5	1.5	2.5	3.5
Kradiale (N/mm)	120.1	130.45	137.05	170.15
Klaterale (N/mm)	220.96	256.73	344.75	360.23

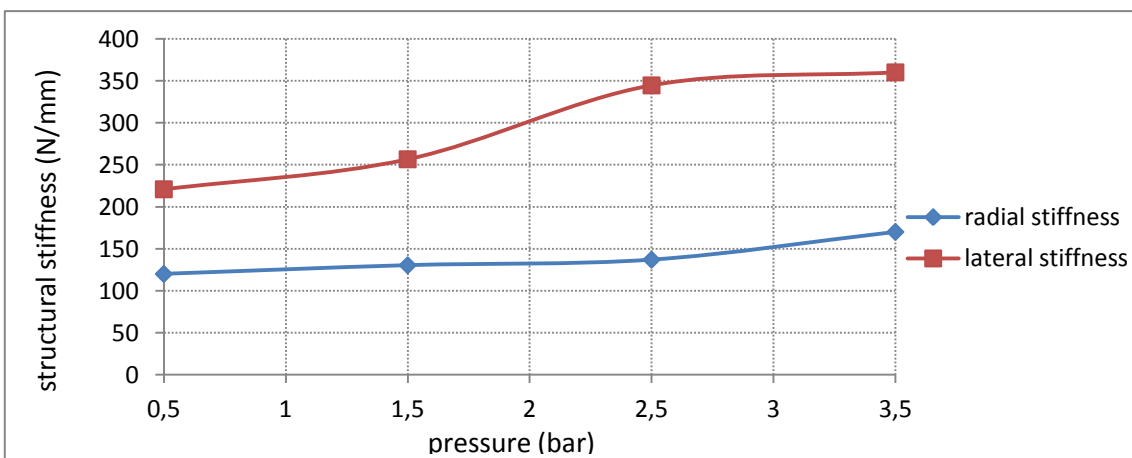


Figura 3.34 Rigidezze statiche al variare della pressione di gonfiaggio per lo pneumatico anteriore

Analizzando la fisica del sistema, risulta chiaro che, all' aumentare della pressione degli pneumatici l' effetto principale è quello di irrigidimento degli stessi con conseguente aumento delle rigidezze strutturali, come mostrato nelle figure 3.33 e 3.34 .

É inoltre interessante notare che rigidzze laterali e radiali, hanno comportamenti comparativamente opposti tra anteriore e posteriore. La rigidzza laterale anteriore risulta infatti sempre maggiore di quella posteriore; la rigidzza radiale anteriore a partire da circa 1 bar risulta comparativamente inferiore alla corrispettiva posteriore, come si può vedere in figura 3.35 e 3.36 .

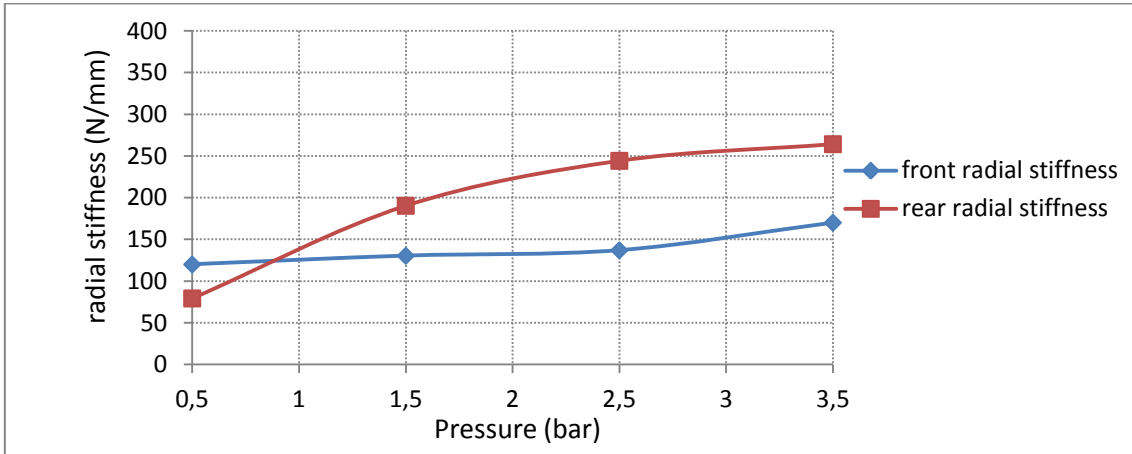


Figura 3.35 Comparazione tra rigidzza radiale anteriore e posteriore al variare della pressione di gonfiaggio

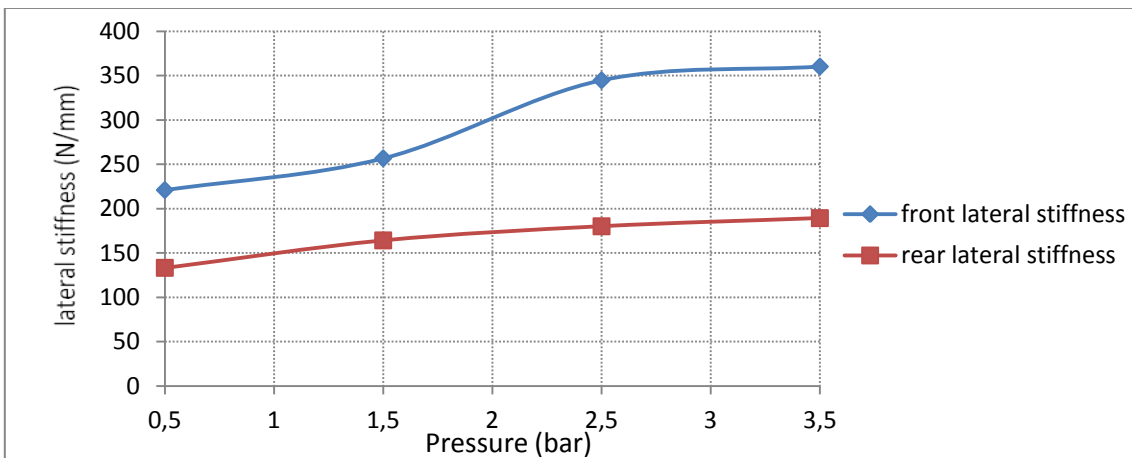


Figura 3.36 Comparazione tra rigidzza laterale anteriore e posteriore al variare della pressione di gonfiaggio

Sono stati inoltre misurati i raggi di rotolamento anteriore e posteriore. Vengono misurati facendo compiere alle ruote un numero predefinito di rivoluzioni (n) lungo un percorso rettilineo, si misura la distanza percorsa (L) e da:

$$2 \pi R n = L$$

si ricava quindi il raggio di rotolamento R.

Nel caso in esame, con cinque rivoluzioni si ha:

front rolling radius (m)	0.321
Rear rolling radius (m)	0.289

Infine si è misurato il raggio del toroide dei due pneumatici. Esso è il raggio della sezione radiale della carcassa e viene valutato utilizzando i punti sperimentali che descrivono il profilo rispetto ad un asse parallelo a quello di rotazione dello pneumatico. Per approfondimenti consultare [13].

Front toroid radius (m)	0.039
Rear toroid radius (m)	0.033

4. APPARATI DI MISURA

In questo capitolo si esegue una carrellata sul funzionamento delle macchine utilizzate per determinare baricentro e momenti d'inerzia del veicolo e dei suoi componenti. L'analisi non è volta ad analizzare nel dettaglio il meccanismo di funzionamento delle singole macchine, quanto più a capirne il principio fisico che le governa. In questo capitolo e nel seguente inoltre si trovano anche alcuni accorgimenti tecnici, frutto dell'"esperienza" accumulata" nell' utilizzo di tali macchine.

4.1 MOTO CoG MACHINE

La macchina si basa su una piattaforma ad angolo di inclinazione variabile, movimentata da un circuito oleodinamico. Le forze gravanti sui supporti vengono rilevate con quattro celle di carico (una per ognuna delle quattro colonne di fissaggio del veicolo). Il sistema fisico è collegato ad un interfaccia LabView; il programma provvede a memorizzare, per ogni angolo di inclinazione, il valore delle forze sulle quattro celle di carico. Il software genera in output un file .txt come segue:

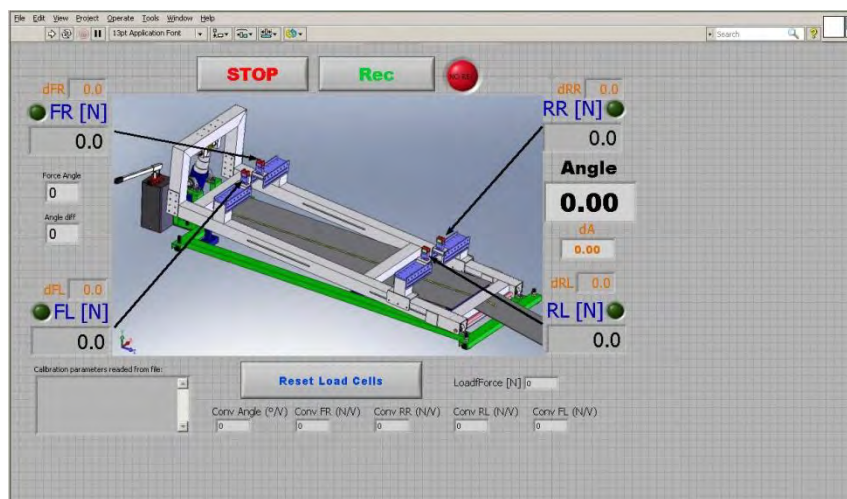


Figura 4.1 Interfaccia grafica del software di acquisizione LabView

Tabella 4.1 File .txt in output dal sistema di acquisizione

Angle[deg]	RR[N]	RL[N]	FL[N]	FR[N]
0.086	430.400	529.266	326.282	445.219
2.997	435.454	536.335	318.813	437.999
6.016	440.980	540.793	311.491	427.855
8.988	444.360	544.493	302.411	417.630
12.016	444.327	549.063	289.902	408.493
15.022	441.252	553.850	274.643	400.104
17.977	438.991	555.125	261.097	388.669
20.996	432.964	557.420	243.364	378.908
24.009	427.403	556.460	226.957	366.154
26.988	419.863	554.904	209.417	353.103
30.011	411.210	551.443	191.309	338.576
26.999	415.335	559.443	204.756	357.627
24.086	420.096	563.718	219.208	373.082
20.910	423.867	566.864	234.010	389.004
18.019	426.375	568.026	247.265	401.999
14.869	433.292	562.107	266.461	409.476
12.037	433.560	560.160	277.932	420.208
8.948	438.745	550.352	295.789	424.566
5.991	437.851	544.131	307.261	432.325
3.073	435.297	537.068	317.315	439.223
-0.027	431.713	527.685	327.218	445.064

(Angle = angolo di inclinazione della struttura; FL = forza agente sulla cella di carico anteriore sinistra; FR= forza agente sulla cella di carico anteriore destra; RL= forza agente sulla cella di carico posteriore sinistra; RR = forza agente sulla cella di carico posteriore destra)

Tali file di output vengono poi processati attraverso un algoritmo in Matlab. Esso richiede soltanto un set preliminare di dati in input e il file .txt da analizzare.



Figura 4.2 Interfaccia del software per l'elaborazione dei risultati provenienti dall'acquisizione in LabView. Nel caso in esame in condizioni di empty tank.

Nota a margine: di tutti questi parametri, nella effettiva fase di elaborazione in Matlab entrano solo le Rear Clamps e Front Clamps (peso dei perni ruota utilizzati per la misura, si veda capitolo seguente);

programma provvede autonomamente a sottrarre tale contributo in termini di massa e baricentro; ulteriori masse aggiunte ("other added masses") non sono computate e quindi vanno detratte in post processing (come illustrato nel capitolo successivo).

Il principio fisico su cui si basa la macchina per la determinazione della posizione longitudinale e verticale del baricentro è il seguente:

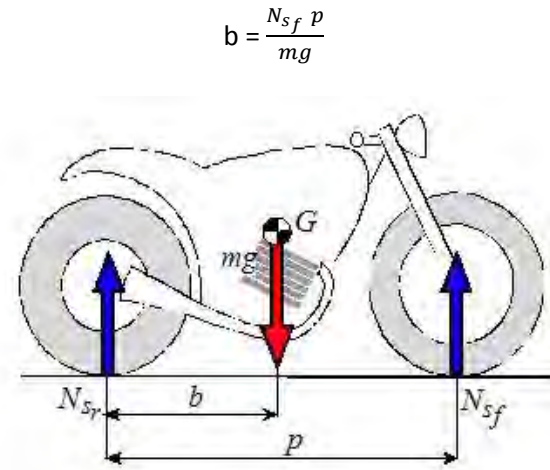


Figura 4.3 Posizione longitudinale del baricentro

$$h = \left(\frac{N_{sr} p}{mg} - (p-b) \right) \cot \left[\arcsin \left(\frac{H}{p} \right) \right] + \frac{R_r + R_f}{2}$$

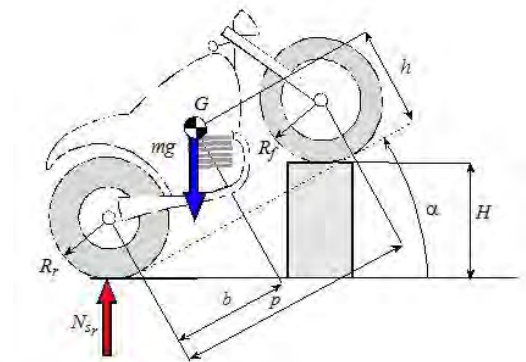


Figura 4.3 Misura dell' altezza del baricentro

Per rendersi conto che effettivamente il programma sfrutta queste formule si consideri a titolo esemplificativo:

Angle[deg]	RR[N]	RL[N]	FL[N]	FR[N]
0.086	430.400	529.266	326.282	445.219

considerando la massa del veicolo: $m_{moto} = 175.64 \text{ kg}$

$$m_{moto} * bw = (FL + FR) / 9.806 * \text{passo}$$

si ricava: $bw = 0.67 \text{ m}$ (coincidente con quello trovato in condizioni di empty tank nel capitolo successivo)

(analogo per la computazione verticale)

Da notare che quanto appena visto è il principio fisico di funzionamento, non la modalità operativa. Questa si può trovare in maniera approfondita in [14]. Lo scopo di questa sezione era solo l'analisi della fisica del fenomeno. Altro aspetto da sottolineare è che la misura in direzione y (secondo la terna SAE) del baricentro non viene effettuata; si ipotizza infatti l'appartenenza del baricentro al piano medio longitudinale del veicolo.

4.2 DETERMINAZIONE DELLA FREQUENZA DI OSCILLAZIONE

Tutte le misure di inerzia si basano sulla determinazione della frequenza di oscillazione. Questa viene rilevata mediante l'utilizzo di un accelerometro piezoelettrico monoassiale con le seguenti caratteristiche metrologiche:

- frequenza di misura: 1-150 Hz
- sensibilità: 1000 mV/g
- campo di misura: ± 3 g

La lettura della frequenza di oscillazione avviene attraverso l'oscilloscopio l'Ono Sokky, che permette di eseguire in real-time la *Fast Fourier transform* – FFT- leggendo così direttamente il valore della frequenza di oscillazione, corrispondente alla frequenza del picco visibile a schermo.

Risoluzione Ono Sokky = 0.0125 Hz

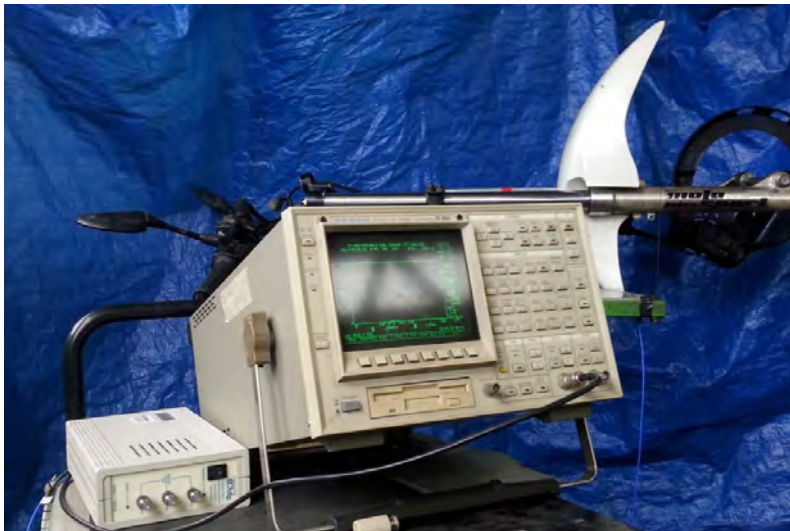


Figura 4.4 Sistema per la determinazione della frequenza di oscillazione

4.3 CROCE PER LA MISURA DEL MOMENTO D' INERZIA I_z DELL' AVANTRENO

L' equazione differenziale che governa il moto è la seguente:

$$I_z \frac{\partial^2 \theta}{\partial t^2} + K_\theta \theta = 0$$

con I_z momento d'inerzia del corpo in esame e K_θ rigidità torsionale derivante dalle molle. Nell'ipotesi di piccole oscillazioni, introducendo una soluzione oscillante, imponendo le condizioni al contorno si ricava:

$$\theta = \theta_0 \cdot \cos \sqrt{\frac{k_\theta}{I_z}} t$$

e da questa, considerando che il periodo di oscillazione è 2π si ricava:

$$I_z = \frac{k_\theta}{(2\pi\nu)^2}$$

Su questo principio fisico si basa il foglio di calcolo per la determinazione del momento d'inerzia I_z . Operativamente per semplificare i calcoli viene "paragonata" l'inerzia del componente da misurare (avantreno) con l'inerzia della massa campione nella figura seguente (l'inerzia della massa campione è nota, $I_z \text{ massa campione} = 0.5 \text{ kg m}^2$).

Dunque, a parità di rigidità torsionale, si ha:

$$K_\theta = I_z \text{ avantreno} \cdot \nu_{\text{avantreno}} = I_z \text{ massa campione} \cdot \nu_{\text{massa campione}}$$

e si ricava $I_z \text{ avantreno}$ con l'asse z passante per l'asse di sterzo. Per ricavare I_z rispetto all'asse parallelo a quello di sterzo si usa il teorema di Huygens-Steiner.

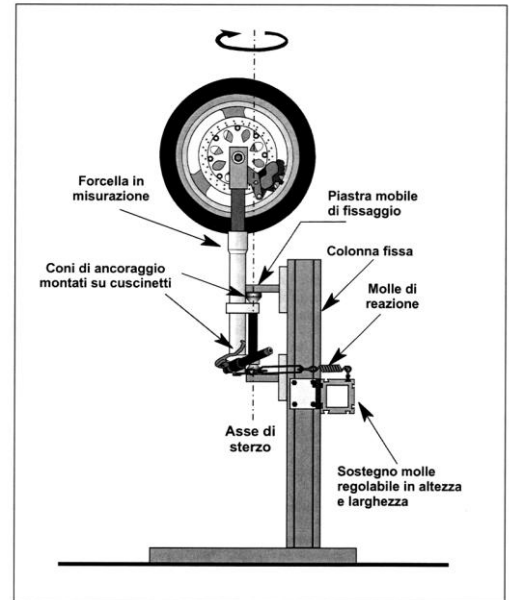


Figura 4.5 Schema del sistema a croce per la misura del momento d'inerzia I_z

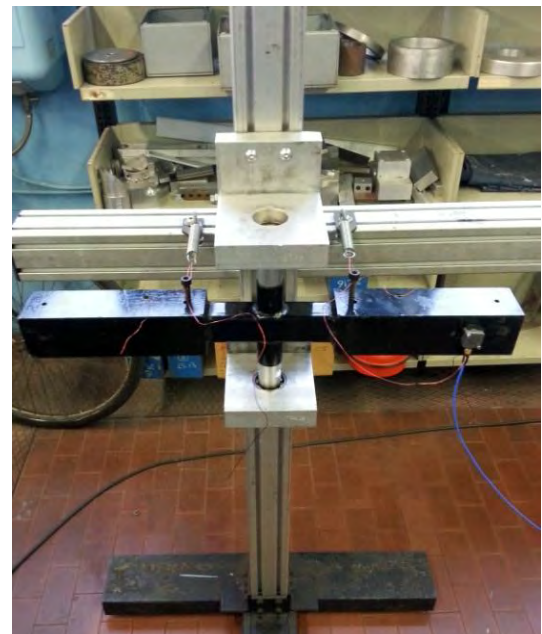


Figura 4.6 Misura della frequenza di oscillazione dell'inerzia campione

4.4 PENDOLO TRIFILARE

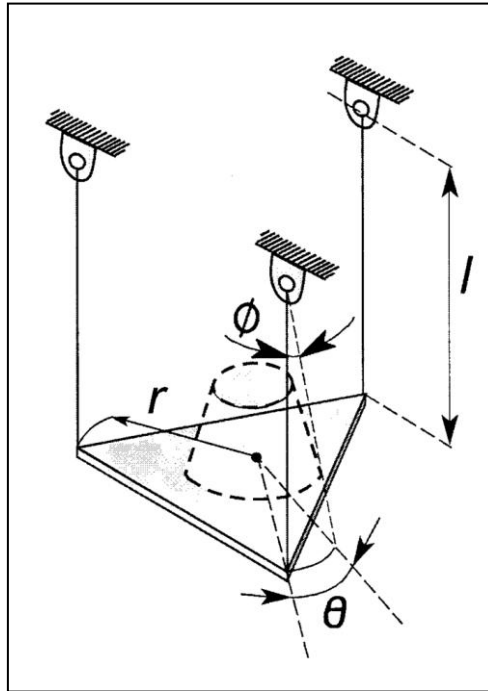


Figura 4.7 Schema del pendolo trifilare

Viene utilizzato per la determinazione dei momenti d'inerzia per lo swingarm e per il momento d'inerzia baricentrico attorno all'asse x per l'avantreno. Considerando, ad esempio come asse verticale, l'asse x, dall'equilibrio dei momenti rispetto all'asse verticale z:

$$(I_x + I_p) \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial t^2} - r(m + m_p) g \sin \vartheta = 0$$

con m e I_x massa e momento d'inerzia del corpo rispetto all'asse x; m_p , r e I_p sono la massa, il raggio e il momento d'inerzia rispetto all'asse z della pedana.

Dato che $\phi = \frac{r}{l} \vartheta$,

ipotizzando piccole oscillazioni e risolvendo l'equazione differenziale si ricava:

$$(I_x + I_p) = \frac{(m + m_p) g r^2}{l} \left(\frac{1}{2 \pi \nu} \right)^2$$

da questa espressione si ricava momento d'inerzia del corpo rispetto all'asse z, sottraendo la quota parte di inerzia dovuta alla pedana.

4.5 MOTO INERTIA METER

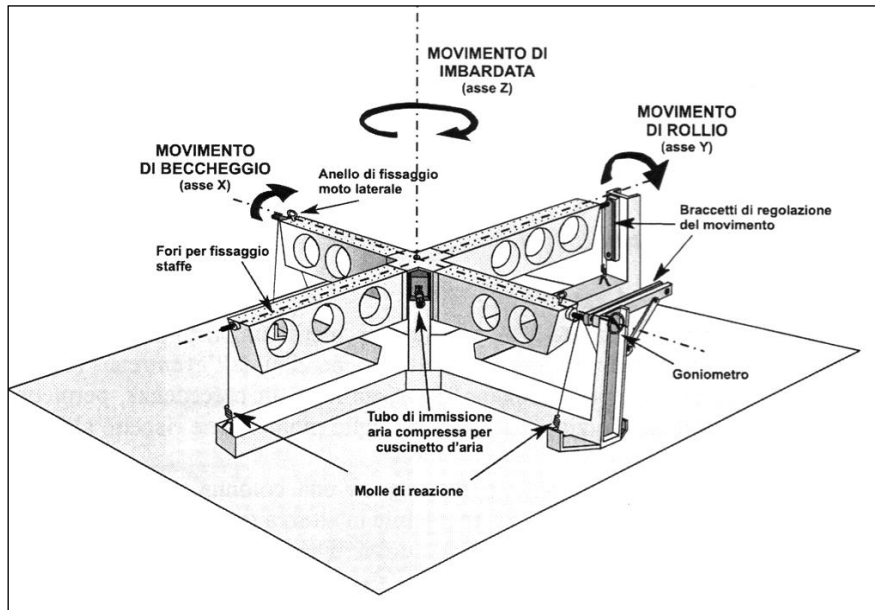


Figura 4.8 Schema della pedana per la misura del tensore di inerzia della moto

Mediante tale apparato di misura, si riesce a ricavare il tensore d' inerzia del motociclo in esame. Grazie ad un sistema di bielle, si può variare l' inclinazione dell' asse secondo cui viene fatta oscillare la pedana, ricostruendo così per punti l' ellissoide d' inerzia. Rispetto al generico asse i il momento d' inerzia è dato da:

$$I_i = \frac{k_i}{\omega_i^2} + \frac{mg(z \cos \vartheta_i + 2x \sin \vartheta_i) \cos \vartheta_i}{\omega_i^2} - [I_{x_p} (\cos \vartheta_i)^2 + (I_{y_p} \sin \vartheta_i)^2 - 2I_{xz_p} \cos \vartheta_i \sin \vartheta_i]$$

con :

k_i = rigidezza del sistema rispetto all' asse i -esimo

m = massa dell' oggetto da misurare

ϑ_i = angolo della biella che ruota attorno all' asse x

ω_i = frequenza di oscillazione

p = pedice per grandezze relative alla pedana

Variando l' angolo ϑ_i è possibile ricavare per punti il valore del tensore d' inerzia nel piano yz . Per ricavare l' inerzia baricentrica, si ricorre al teorema di Huygens Steiner, nota la posizione del baricentro.

NB I momenti d' inerzia I_{xy} e I_{yz} (momenti centrifugo composti) sono entrambi nulli per l' ipotesi che il piano XZ sia di simmetria, oltre che per la pedana, anche per la motocicletta, ovvero che l' asse Y sia principale d' inerzia.

4.6 PENDOLO SEMPLICE

Il sistema oscillante, ossia l' avantreno mostrato in figura 4.9, è modellizzabile con un pendolo semplice. Si schematizza quindi il componente reale con una massa concentrata equivalente posizionata nel baricentro.

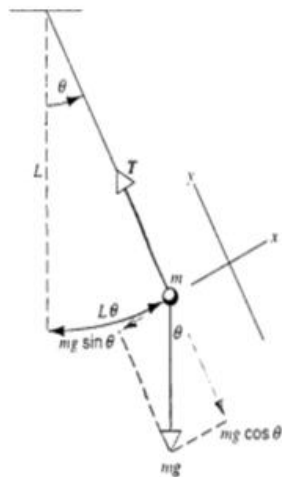


Figura 4.9 A sinistra modello utilizzato per la determinazione del momento d' inerzia. A sinistra, esempio di esecuzione di una prova per l' avantreno

Scrivendo dapprima l' equilibrio dei momenti rispetto al polo di oscillazione:

$$I_y \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial t^2} + m g \sin \vartheta L = 0$$

linearizzando per piccole oscillazioni si arriva a:

$$f = \sqrt{\frac{m g l}{2 I_y \pi}}$$

e da questa si ricava il valore di inerzia I_y .

Passando dagli sviluppi teorici al caso in esame è sufficiente inserire la massa del corpo in esame, misurarne la frequenza di pendolamento con l' oscilloscopio e prendere come lunghezza l' ipotenusa del triangolo generato dalle coordinate del baricentro rispetto al perno forcellone.

5. ESECUZIONE E RISULTATI DELLE MISURE SPERIMENTALI

Le misure del baricentro dell' intero veicolo in condizioni di empty tank, full tank e full tank + rider servono soltanto da cross check al fine di verificare che il CoG del veicolo, dato in output dal programma in maniera automatica, sia coerente con quello realmente misurato.

Le misure di inerzia dell' intera moto invece vengono effettuate solo in condizioni di empty tank in quanto risulterebbe fisicamente sbagliato non considerare il grado di libertà ulteriore che il moto del carburante genera all' interno del serbatoio, essendo tali misure basate sulla rilevazione di frequenze di oscillazione. Per effettuare le misure di inerzia, infatti, il sistema oscillante deve essere rigido e possedere un solo grado di libertà legato all' oscillazione esterna imposta. La presenza del carburante induce un secondo grado di libertà al sistema che non solo introduce una seconda frequenza naturale ma ne modifica anche la prima. I valori così ottenuti risultano fisicamente non significativi. Inoltre, in genere, il collegamento tra il serbatoio e il telaio non è abbastanza rigido per evitare movimenti del serbatoio rispetto al telaio; anche tale aspetto contribuisce a modificare il picco in frequenza e dunque, previa elaborazione, i valori di inerzia. In ogni caso, anche la misura del tensore d' inerzia dell' intero veicolo serve come cross check. Per tale ragione si ricorre ad una stima dell' inerzia del veicolo in condizioni di full tank, ottenendo risultati soddisfacenti. L' idea fisica che regge la stima è la seguente: per differenza tra la misura di massa e baricentro tra empty e full tank si ricava la posizione del baricentro del serbatoio e la massa dello stesso. Approssimando il serbatoio ad una sfera, nota la densità della benzina e la massa, se ne ricava il volume e da questo un "raggio equivalente". Calcolata l' inerzia della sfera rispetto al suo CoG (coincidente con quello del serbatoio) , utilizzando il teorema di Huygens-Steiner, la si trasporta al baricentro della moto in full tank. Questa sommata al corrispettivo contributo di inerzia in "empty tank", definisce completamente il tensore di inerzia del veicolo in esame.

Definendo:

$mass_{\text{tank}}$ = massa del serbatoio

$mass_{\text{bike full tank}}$ = massa della moto con serbatoio pieno

$mass_{\text{bike empty tank}}$ = massa della moto con serbatoio vuoto

bw_{tank} , hw_{tank} = coordinate del baricentro del serbatoio rispetto alla terna perno ruota posteriore

$bw_{\text{bike empty tank}}$, $hw_{\text{bike empty tank}}$ = coordinate del baricentro del veicolo con serbatoio vuoto rispetto alla terna perno ruota posteriore

$bw_{\text{bike full tank}}$, $hw_{\text{bike full tank}}$ = coordinate del baricentro del veicolo con serbatoio pieno rispetto alla terna perno ruota posteriore

$I_{xx}(\text{empty tank})_{\text{CoG bike empty tank}}$ = momento d' inerzia della moto con serbatoio vuoto riferito al baricentro del veicolo con serbatoio vuoto

$I_{xx}(\text{empty tank})_{\text{CoG bike full tank}}$ = momento d' inerzia della moto con serbatoio vuoto riferito al baricentro del veicolo con serbatoio pieno

r_{sfera} = raggio equivalente della sfera

densità della benzina : $\rho = 720 \text{ kg/m}^3$

$I_{xx \text{ tank}}_{\text{CoG tank}}$ = momento d' inerzia del serbatoio riferito al baricentro del serbatoio

$I_{xx \text{ tank}}_{\text{CoG bike full tank}}$ = momento d' inerzia del serbatoio riferito al baricentro del veicolo con serbatoio pieno

$I_{xx}(\text{full tank})_{\text{CoG bike full tank}}$ = momento d' inerzia della moto con serbatoio pieno riferito al baricentro del veicolo con serbatoio pieno

Analiticamente:

$$(1) \text{mass}_{\text{tank}} = \text{mass}_{\text{bike full tank}} - \text{mass}_{\text{bike empty tank}}$$

posizione del baricentro:

$$(2) \text{bw}_{\text{tank}} = (\text{mass}_{\text{bike full tank}} * \text{bw}_{\text{bike full tank}} - \text{mass}_{\text{bike empty tank}} * \text{bw}_{\text{bike empty tank}}) / \text{mass}_{\text{tank}}$$

$$(3) \text{hw}_{\text{tank}} = (\text{mass}_{\text{bike full tank}} * \text{hw}_{\text{bike full tank}} - \text{mass}_{\text{bike empty tank}} * \text{hw}_{\text{bike empty tank}}) / \text{mass}_{\text{tank}}$$

applicazione del teorema di Huygens-Steiner (a titolo esemplificativo per I_{xx}):

$$(4) I_{xx}(\text{empty tank})_{\text{CoG bike full tank}} = I_{xx}(\text{empty tank})_{\text{CoG bike empty tank}} + \text{mass}_{\text{bike empty tank}} * (\text{hw}_{\text{bike full tank}} - \text{hw}_{\text{bike empty tank}})^2$$

$$(5) r_{\text{sfera}} = (3 * \text{mass}_{\text{tank}} / 4 * \pi * \rho)^{1/3}$$

$$(6) I_{xx \text{ tank}}_{\text{CoG tank}} = \frac{2}{5} * \text{mass}_{\text{tank}} * r_{\text{sfera}}^2$$

analogamente a quanto visto al passaggio (4)

$$(7) I_{xx \text{ tank}}_{\text{CoG bike full tank}} = I_{xx \text{ tank}}_{\text{CoG tank}} + \text{mass}_{\text{tank}} * (\text{hw}_{\text{bike full tank}} - \text{hw}_{\text{tank}})^2$$

somma dei contributi di inerzia:

$$(8) I_{xx}(\text{full tank})_{\text{CoG bike full tank}} = I_{xx \text{ tank}}_{\text{CoG bike full tank}} + I_{xx}(\text{empty tank})_{\text{CoG bike full tank}}$$

Da segnalare, prima di analizzare singolarmente le varie configurazioni, che di norma il veicolo viene misurato in condizioni di FULL EXTENDED, cioè privo di affondamento alla sospensione anteriore e posteriore. Ciò viene fatto perché FastBike chiede in input parametri relativi alla condizione full extended, in quanto il programma, richiedendo in input anche le caratteristiche degli organi sospensivi, provvede autonomamente a determinarne gli affondamenti. Per realizzare tale condizione, preliminarmente, vengono bloccate le sospensioni mediante barre antiaffondamento come mostrato in figura 5.1 .



Figura 5.1 Barre antiaffondamento anteriore e posteriore

All' anteriore barra di 0,266 kg con SAG = 275 mm

Al posteriore barra di 0,591 kg con SAG = 565 mm (misurato dai punti di bloccaggio indicati in figura 5.1)

5.1 CoG EMPTY TANK, FULL TANK e FULL TANK+ RIDER



Figura 5.2 Esecuzione delle misure sperimentali per la determinazione del baricentro in : empty tank a sinistra e full tank+rider a destra

Avendo già descritto l' apparato con cui si raggiunge tale risultato ci si sofferma ora sulla procedura per la determinazione del baricentro e sulla fase di post processing. La macchina per la misura del baricentro considera come massa del misurando tutto il carico gravante sulle quattro celle di carico, quindi per determinare l' effettiva massa del veicolo e conseguentemente il suo CoG vanno eliminate le masse aggiunte (in questo caso le masse dovute ai sistemi di bloccaggio delle sospensioni). Questo viene fatto in

POST PROCESSING, considerando tali masse, in approssimazione come puntiformi e andando ad eliminare il loro contributo.

Accorgimenti tecnici

- ✓ sostituzione dei perni ruota originali con i perni filettati (detti Rear Clamps e Front Clamps) in figura 5.3 al fine di rendere possibile il bloccaggio nelle sedi.
- ✓ posizionamento della moto nel piano di mezzeria delle celle di carico
- ✓ controllo della deformazione dei perni ruota se il peso del veicolo è eccessivo (non è questo il caso ma ad esempio con una BMW 1200 GS Adventure, massa 265 kg, il problema diventa rilevante)
- ✓ nella fase di elaborazione viene richiesto di inserire la massa del perno anteriore e posteriore in quanto il programma autonomamente provvede a sottrarre alla massa totale quella dei perni filettati (analogo nell' equilibrio dei momenti per la posizione del baricentro): al fine di considerare la moto nelle reali condizioni al posto che inserire la massa effettiva dei perni si considera la differenza tra la massa dei perni originali e quelli utilizzati per il bloccaggio della moto sulla macchina di misura.

Front Clamps = 0.799 kg

Rear Clamps = 1.105 kg

perno ruota anteriore originale = 0.370 kg

perno ruota posteriore originale = 0.605 kg

Δ (Front Clamps, perno ruota anteriore originale) = 0.429 kg

Δ (Rear Clamps, perno ruota posteriore originale) = 0.5 kg

(questi vengono inseriti nell' algoritmo di computazione)

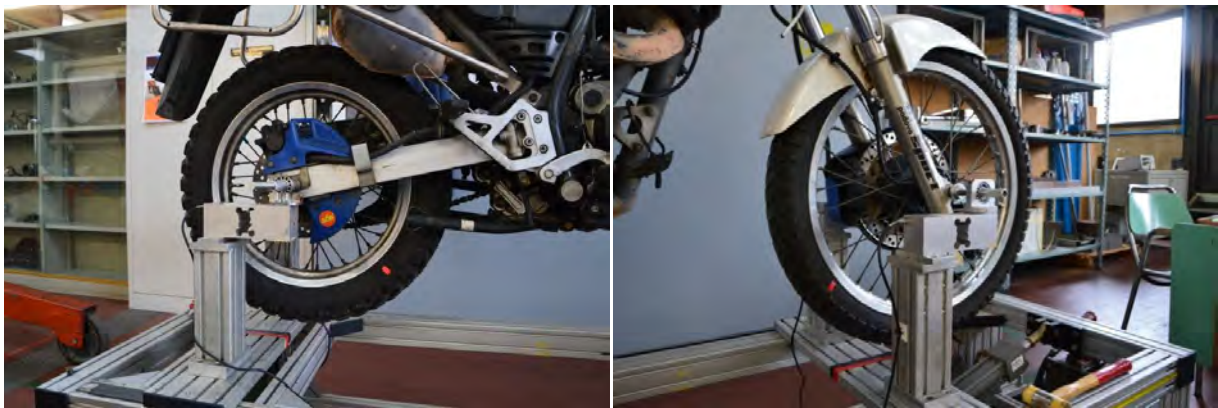


Figura 5.3 Sistemi di bloccaggio anteriore e posteriore (Rear Clamps e Front Clamps)

I test vengono eseguiti per 3 volte al fine di valutare la ripetibilità della misura, da 0 a 30 gradi registrando le forze delle quattro celle di carico ogni 3 gradi, sia in fase di salita che di scarico. Per ogni posizione l' interfaccia LabView memorizza i carichi agenti sulle quattro celle. Una volta eseguite le misurazioni mediante un algoritmo in Matlab si computa la posizione longitudinale e verticale del baricentro.

In generale viene chiamata GROSS MASS la massa del misurando mentre NET MASS la massa effettiva del veicolo nelle condizioni di guida.

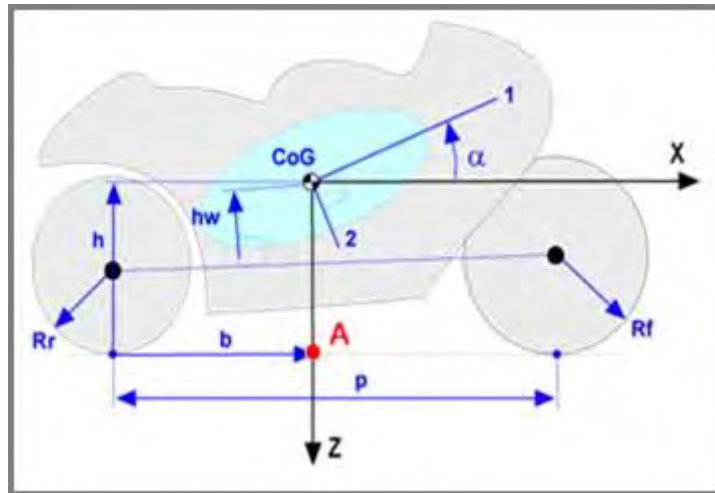


Figura 5.4 Parametri relativi alla misura del baricentro

Tabella 5.1 Posizione del baricentro in condizione di empty tank

EMPTY TANK								
	MASS	bw	b	hw	h	passo	WEIGHT DISTRIBUTION	
	(kg)	(m)	(m)	(m)	(m)	(m)	front (N)	rear (N)
GROSS	175.64	0.668	0.663	0.230	0.5328	1.4976	762.06	960.25
NET	174.78	0.669	0.664	0.229	0.5323	1.4976	759.93	953.98

Tabella 5.2 Posizione del baricentro in condizioni di full tank

FULL TANK								
	MASS	bw	b	hw	h	passo	WEIGHT DISTRIBUTION	
	(kg)	(m)	(m)	(m)	(m)	(m)	front (N)	rear (N)
GROSS	191.28	0.678	0.672	0.257	0.5602	1.4976	842.05	1033.61
NET	190.42	0.679	0.674	0.256	0.5598	1.4976	839.93	1027.33

Tabella 5.3 Posizione del baricentro in condizioni di full tank+rider

FULL TANK + RIDER								
	MASS	bw	b	hw	h	passo	WEIGHT DISTRIBUTION	
	(kg)	(m)	(m)	(m)	(m)	(m)	front (N)	rear (N)
GROSS	258.64	0.636	0.628	0.380	0.6828	1.4976	1063.89	1472.35
NET	257.79	0.637	0.629	0.380	0.6829	1.4976	1061.52	1466.32

La differenza tra le grandezze (bw, hw) e (b,h) è dovuta alla differenza tra raggio di rotolamento anteriore e posteriore come si vede di seguito.

Rolling radius front = 0.321 m

Rolling radius rear = 0.289 m

Δ Rolling Radius = 0.032 m

$p = 1.498$ m (misurato come distanza tra i perni ruota)

di conseguenza l' angolo di inclinazione tra la retta congiungente i punti di contatto teorici degli pneumatici e la retta congiungente i perni ruota risulta:

$$\alpha = \arcsin (\Delta \text{ Rolling radius} / p) = 1.22 \text{ deg}$$

operando quindi una rotazione dei sistemi di riferimento si ottiene:

$$b = b_w \cos \alpha - h_w \sin \alpha$$

$$h = \text{Rolling radius rear} + h_w \cos \alpha + b_w \sin \alpha$$

Nelle configurazioni di misura viste la differenza in termini di massa e posizione del baricentro deriva dai sistemi di bloccaggio, come detto precedentemente. Ad esempio:

empty tank : Δ mass (gross-net) = 0.86 kg

$$\text{bloccaggio (ant + post)} = 0.86 \text{ kg}$$

Schematizzando, per semplicità, i sistemi di bloccaggio come masse concentrate, si può sottrarre il contributo dovuto a tali componenti per la misura del baricentro:

Tabella 5.4 Contributo delle masse aggiunte

Mass:	m_i	b_{wi}	h_{wi}	y_{wi}	Note
	(kg)	(m)	(m)	(m)	
M1	0.591	0	0.303	-0.141	bloccaggio posteriore
M2	0.266	1.22	0.44	-0.1	bloccaggio anteriore

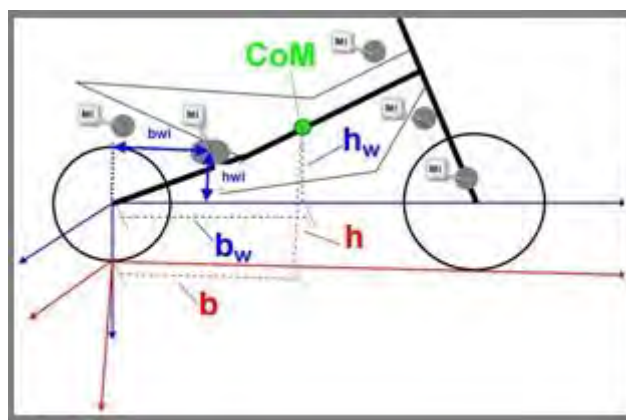


Figura 5.5 Schematizzazione per le masse aggiunte considerate come concentrate

ad esempio: $bw \text{ (gross mass)}_{\text{empty tank}} = 0.668 \text{ m}$

$$bw \text{ (net mass)}_{\text{empty tank}} = (\text{mass gross} \cdot bw \text{ (gross mass)}_{\text{empty tank}} - (M1 \cdot bw1 + M2 \cdot bw2)) / \text{mass net}$$

(fisicamente ciò corrisponde ad un equilibrio dei momenti in direzione "bw", analogo in direzione "hw")

5.2 TENSORE D' INERZIA FULL BIKE



Figura 5.6 Veicolo montato sulla pedana per la misura del tensore d' inerzia

Analogamente a quanto visto per il CoG, la misura del tensore di inerzia dell' intero veicolo è utile nella fase di implementazione in FastBike come cross check.

Accorgimenti tecnici

- ✓ fissaggio del veicolo sulla pedana: il sistema deve essere il più rigido possibile (al fine di avere un sistema ad un unico grado di libertà, quello imposto con l' eccitazione esterna). Si utilizzano quattro cavi d' acciaio con relativi tiranti oltre al bloccaggio dei perni ruota
- ✓ allineamento del baricentro con il centro della pedana
- ✓ posizionamento del veicolo in modo che le ruote appartengano al piano di simmetria della pedana
- ✓ azione sui tiranti per posizionare il veicolo verticalmente (angolo di rollio nullo)

Si ricorda inoltre che, anche in questa misura, le sospensioni sono bloccate (configurazione Full Extended). L' algoritmo di elaborazione dei dati provenienti dalle misure sperimentali consta di uno script LiveMath in cui vengono forniti in input i seguenti parametri:

- frequenze di oscillazione del sistema supporti + veicolo in prova al variare dell' angolo di oscillazione
- frequenze di oscillazione della sola struttura con perni montati (il programma provvede poi alla sottrazione dei contributi di inerzia del sistema "scarico"; non considerare i perni di bloccaggio sarebbe come sovrastimare la massa del veicolo, introducendo di conseguenza errori nel calcolo dell' inerzia)

- distanza del perno ruota posteriore dal centro macchina (in genere le misure vengono effettuate con centro macchina coincidente con la posizione longitudinale del baricentro del veicolo)
- altezza del supporto anteriore e posteriore
- raggio ruota anteriore e posteriore; indicano la misura della distanza del perno ruota dal punto di contatto della ruota con il supporto (da non confondere con i raggi di rotolamento)



Figura 5.7 Misurazione della frequenza di oscillazione del veicolo a beccheggio

I test vengono eseguiti per 3 volte al fine di valutare la ripetibilità della misura, da 0 a 165 gradi registrando la frequenza corrispondente al picco di risonanza ogni 15 gradi. Delle frequenze trovate, per ogni angolo viene eseguita la media, questa è poi inserita nel LiveMath.

Tabella 5.5 Tabella riassuntiva degli input per il file LiveMath

POSIZIONE (deg)	FREQUENZA (Hz)			
	prova 1	prova 2	prova 3	Media
0	1.6625	1.6625	1.6625	1.6625
15	1.7000	1.7000	1.7000	1.7000
30	1.7875	1.7875	1.7875	1.7875
45	1.9125	1.9250	1.9125	1.9167
60	2.0625	2.0625	2.0625	2.0625
75	2.1875	2.1750	2.1875	2.1833
90	2.2250	2.2125	2.2250	2.2208
105	2.1625	2.1625	2.1625	2.1625
120	2.0125	2.0250	2.0125	2.0167
135	1.8750	1.8750	1.8750	1.8750
150	1.7500	1.7500	1.7500	1.7500
165	1.6750	1.6750	1.6750	1.6750
beccheggio	1.6500	1.6500	1.6500	1.6500
frequenza con i soli supporti (Hz)				
rollio				7
beccheggio				5.5
imbardata				4
altri dati da rilevare				
dist asse post centro (mm)				668
spessore ant(mm)				10
raggio ruota ant(mm)				345
spessore post(mm)				10
raggio ruota post(mm)				314

In output il programma fornisce il tensore d' inerzia rispetto al baricentro del veicolo, le direzioni principali d' inerzia con relativi momenti principali d' inerzia e l' ellisse d' inerzia. Di seguito si riportano i risultati delle elaborazioni, distinguendo ancora una volta tra grandezze NET e GROSS, in quanto bisogna considerare il contributo inerziale dei sistemi di bloccaggio del SAG.

Tabella 5.6 Momenti d' inerzia del veicolo in condizioni di empty tank

EMPTY TANK									
	I_{xx}	I_{yy}	I_{zz}	I_{yz}	I_{xz}	I_{xy}	I_{min}	I_{max}	α_{min}
	(kg*m ²)	(kg*m ²)	(kg*m ²)	(kg*m ²)	(kg*m ²)	(kg*m ²)	(kg*m ²)	(kg*m ²)	(deg)
GROSS	13.494	46.93	34.56	0	-2.0266	0	13.300	34.753	5.445
NET	13.465	46.572	34.201	0	-1.928	0	13.29	34.38	5.27

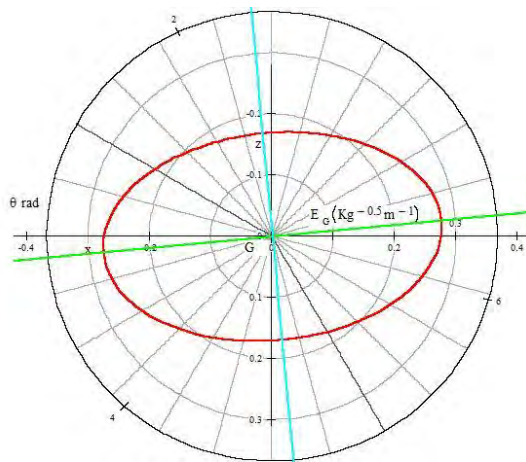


Figura 5.8 Ellisse d' inerzia in condizioni di empty tank (riferito alla gross mass)

Per quanto riguarda le configurazioni Full Tank e Full Tank+Rider i risultati non vengono riportati in questa sezione in quanto sono il frutto di elaborazioni analitiche e non derivanti direttamente da misure sperimentali. Per i valori numerici riferirsi al capitolo 6.

5.3 CARATTERIZZAZIONE DELL' AVANTRENO

La misura del CoG dell' avantreno viene svolta con la stessa macchina utilizzata per misurare il baricentro dell' intero veicolo. Il componente viene fissato e viene mantenuta la configurazione Full Extended.

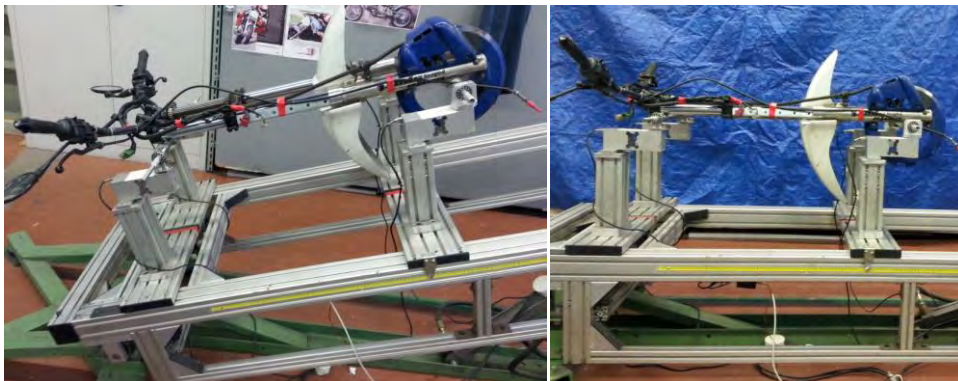


Figura 5.9 Misure per la determinazione della posizione del baricentro dell' avantreno

Per la determinazione della posizione del baricentro si è fatta l' ipotesi semplificativa di appartenenza al piano xz, considerato piano di simmetria dell' avantreno e di tutto il motociclo.

Accorgimenti tecnici

- ✓ montare il componente con asse ruota sulle celle anteriori e il senso di marcia preferibilmente verso il basso
- ✓ allineamento dell' asse di sterzo con il piano di mezzeria delle celle di carico
- ✓ determinata la posizione del baricentro mediante algoritmo in Matlab, si esegue un' ulteriore verifica per la posizione in direzione z del baricentro (si è riscontrato infatti, in altre misure eseguite, che possono insorgere errori di stima del CoG con componenti di massa limitata, come ad esempio avantreno e swingarm). L' ulteriore verifica viene effettuata mediante filo a piombo.

Di seguito i risultati ottenuti dalla misura del baricentro:

Tabella 5.7 Massa e posizione del baricentro dell' avantreno nei test eseguiti

	Gross mass	Xm	Zm	y	p	Weight distribution			
						front		rear	
	(kg)	(m)	(m)	(m)	(m)	%	(N)	%	(N)
TEST 1	19.074	0.319	0.050	/	0.843	37.818	70.734	62.181	116.302
TEST 2	19.075	0.316	0.047	/	0.843	37.506	70.154	62.494	116.894
TEST 3	19.076	0.316	0.047	/	0.843	37.465	70.081	62.535	116.977
MEDIA	19.075	0.317	0.0478	/	0.843	37.596	70.323	62.404	116.724

Per la definizione del sistema di riferimento rispetto cui sono misurate le coordinate del baricentro si consideri il sistema di riferimento in rosso nella figura seguente:

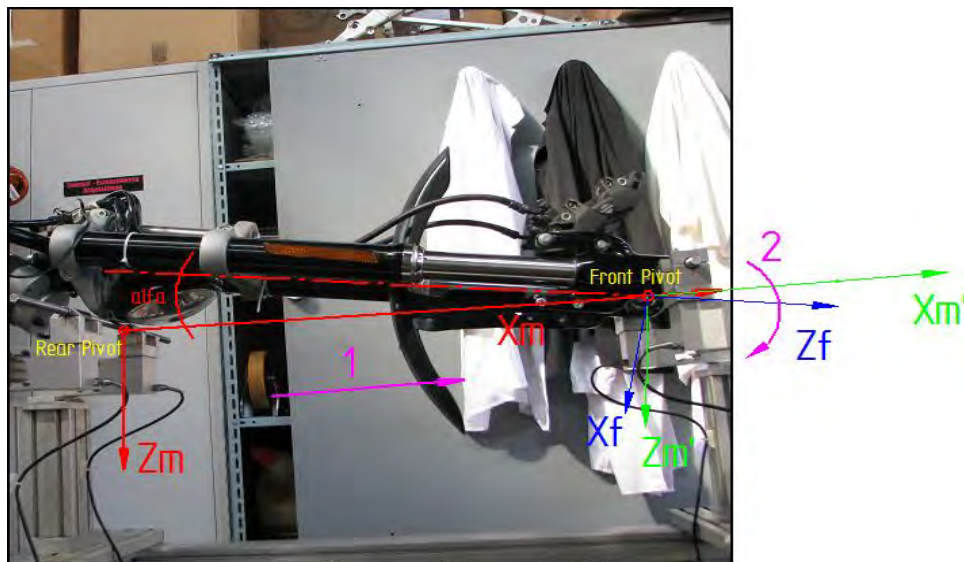


Figura 5.10 Definizione dei sistemi di riferimento relativi all' avantreno

Da questo sistema di riferimento si passa al sistema di riferimento $Xm' Zm'$ (traslazione del sistema di riferimento della macchina dal rear pivot al front pivot). Infine mediante una rotazione del sistema di riferimento si passa da $Xm' Zm'$ a $Xf Zf$ (coincidente con il sistema di riferimento xz nella figura 5.11). Ciò viene fatto per facilitare l' implementazione in FastBike delle caratteristiche inerziali dell' anteriore.

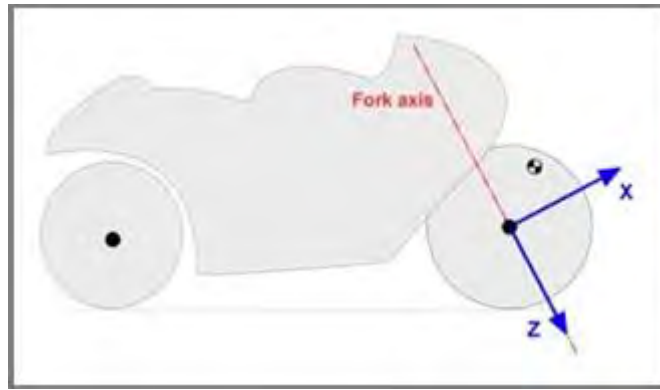


Figura 5.11 Sistema di riferimento utilizzato in FastBike per la definizione delle caratteristiche inerziali dell'avantreno

Aggiornando la tabella precedente si ha:

Tabella 5.8 Posizione del baricentro dell'avantreno rispetto alla terna di figura 5.11

FRONT FRAME	mass	Xm	Zm	y
	(kg)	(m)	(m)	(m)
GROSS	19.341	-0.0508	-0.5245	0
NET	19.075	-0.0515	-0.5257	0

Il momento d'inerzia secondo l'asse y (asse parallelo al perno ruota e passante per il baricentro) viene misurato a partire dalla frequenza di oscillazione dell'avantreno, nel suo moto di pendolamento attorno al perno ruota.



Figura 5.12 Misura del momento d'inerzia I_y dell'avantreno

Tabella 5.9 Momento d' inerzia rispetto all' asse y baricentrico

AVANTRENO		massa del corpo	frequenza rilevata per l' avantreno
		(kg)	(Hz)
$I_{yy}(\text{kgm}^2)$	2.381	9.75	0.57

Il momento d' inerzia secondo l' asse z (parallelo all' asse di sterzo e passante per il baricentro), è misurato utilizzando la "croce", a partire dalla frequenza di oscillazione del sistema. L' avantreno viene montato mediante due coni che lo vincolano a ruotare attorno all' asse di sterzo. Gli steli sono agganciati alle molle.

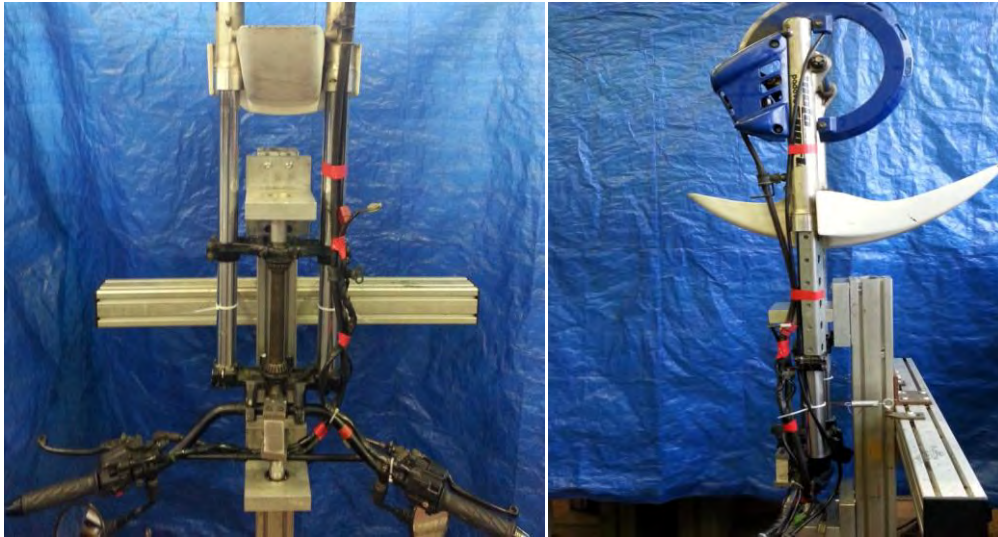


Figura 5.13 Misura del momento d' inerzia I_z dell' avantreno

Tabella 5.10 Momento d' inerzia rispetto all' asse z baricentrico

AVANTRENO		Massa del corpo	frequenza rilevata per l' avantreno	frequenza rilevata con la massa campione	Inerzia massa campione
		(kg)	(Hz)	(Hz)	(kgm^2)
$I_{zz}(\text{kgm}^2)$	0.4228	9.75	1.31	1.225	0.5

Accorgimenti tecnici

- ✓ le molle devono essere egualmente tese e montate simmetricamente rispetto al piano di simmetria dell' avantreno

La misura del momento d' inerzia rispetto all' asse x (passante per il baricentro dell' avantreno e parallelo all' asse x del sistema di riferimento di figura 5.11) viene fatta con il pendolo trifilare. La misura del momento d' inerzia viene eseguita sottraendo il momento d' inerzia del sistema completo (avantreno + supporti) al momento d' inerzia di soli supporti.

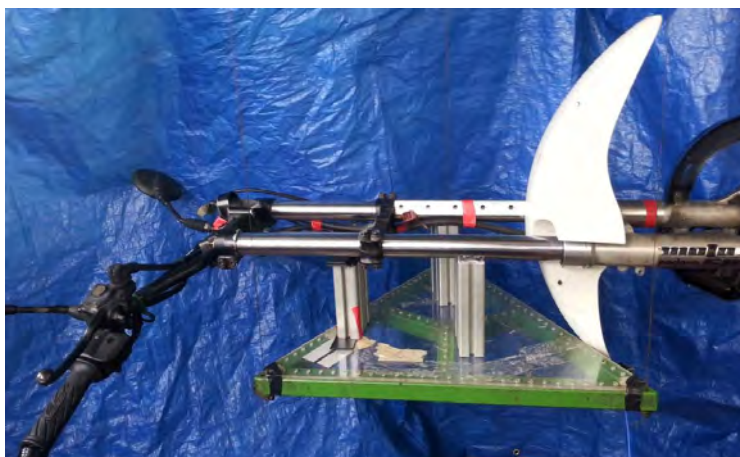


Figura 5.14 Misura del momento d' inerzia I_x dell' avantreno

Tabella 5.11 Momento d' inerzia rispetto all' asse x baricentrico

AVANTRENO		Massa del corpo	1a frequenza di calibrazione (pendolamento)	2a frequenza di calibrazione (torsionale)	2a frequenza torsionale (avantreno + supporti)	Massa dei supporti	2a frequenza torsionale (solo supporti)
		(kg)	(Hz)	(Hz)	(Hz)	(kg)	(Hz)
$I_{xx}(\text{kgm}^2)$	2.7662	9.75	0.3975	0.64	0.3875	1.684	0.6825

Accorgimenti tecnici

- ✓ il baricentro dell' avantreno deve essere coincidente con il baricentro della pendolo trifilare
- ✓ verificare la disposizione orizzontale dell' avantreno mediante bolla

Ricapitolando:

Tabella 5.12 Riassunto dei momenti d' inerzia dell' avantreno

AVANTRENO						
	I_{xx} (kgm^2)	I_{yy} (kgm^2)	I_{zz} (kgm^2)	I_{yz} (kgm^2)	I_{xz} (kgm^2)	I_{xy} (kgm^2)
GROSS	2.771	2.384	0.426	0	0	0
NET	2.766	2.381	0.423	0	0	0

5.4 CARATTERIZZAZIONE DELLO SWINGARM

Analogamente a quanto visto per l' avantreno, la misura del CoG dello swingarm viene svolta con la stessa macchina utilizzata per misurare il baricentro dell' intero veicolo. La misura non presenta differenze dal punto di vista esecutivo rispetto a quella dell' avantreno; è operativamente più semplice da eseguire in quanto il componente è fissato mediante il perno ruota al rear pivot e, attraverso il perno forcellone, al front pivot.

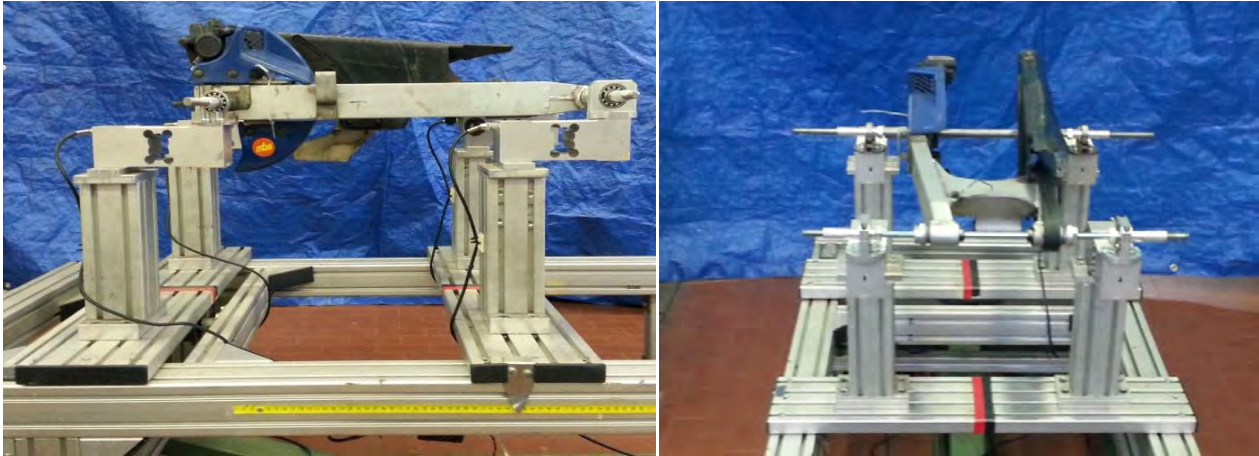


Figura 5.15 Misure per la determinazione della posizione del baricentro dello swingarm

Di seguito i risultati ottenuti dalle elaborazioni in Matlab:

Tabella 5.13 Massa e posizione del baricentro dell' avantreno nei test eseguiti

	Gross mass (kg)	X (m)	Z (m)	y (m)	p (m)	Weight distribution			
						front		rear	
						%	(N)	%	(N)
TEST1	7.053	0.196	0.015	/	0.547	35.788	24.752	64.212	44.410
TEST2	7.052	0.195	0.014	/	0.547	35.734	24.710	64.266	44.440
TEST3	7.059	0.196	0.015	/	0.547	35.776	24.766	64.224	44.459
MEDIA	7.055	0.196	0.015	/	0.547	35.766	24.743	64.234	44.436

Nelle misure dello swingarm non si ricorre alla distinzione tra massa net e gross in quanto il misurando coincide esattamente con il componente appartenente al veicolo in prova (a meno dei perni, di cui però si tiene conto direttamente nella fase di elaborazione dei dati sperimentali, sia per la misura del CoG che del tensore d' inerzia). I momenti d' inerzia sono definiti rispetto alla terna cartesiana passante per il baricentro e orientata come quella al perno ruota.

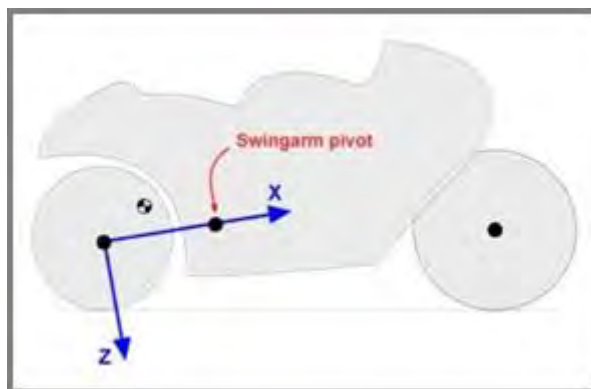


Figura 5.16 Sistema di riferimento utilizzato in FastBike per la definizione delle caratteristiche inerziali dello swingarm

Per la determinazione dell' inerzia rispetto all' asse y, passante per il baricentro e parallelo al perno ruota si procede come visto per il calcolo dell' inerzia attorno all' asse x dell' avantreno.



Figura 5.17 Misura del momento d' inerzia I_y dello swingarm

Tabella 5.14 Momento d' inerzia rispetto all' asse y baricentrico

SWINGARM		Massa del corpo (kg)	frequenza rilevata per l' avantreno (Hz)
$I_{yy}(\text{kgm}^2)$	0.294	9.75	0.7275

Per la misura delle inerzie secondo gli assi x e z (passanti per il baricentro e orientati come quelli al perno ruota), si utilizza il pendolo trifilare come segue:



Figura 5.18 Misura del momento d' inerzia I_x dello swingarm

Tabella 5.15 Momento d' inerzia rispetto all' asse x baricentrico

SWINGARM		Massa del corpo	1a frequenza di calibrazione (pendolamento)	2a frequenza di calibrazione (torsionale)	2a frequenza torsionale (swingarm + supporti)	Massa dei supporti	2a frequenza torsionale (solo supporti)
		(kg)	(Hz)	(Hz)	(Hz)	(kg)	(Hz)
$I_{xx}(\text{kgm}^2)$	0.0839	7.055	0.4	0.645	0.83	1.117	0.6675



Figura 5.19 Misura del momento d' inerzia I_z dello swingarm

Tabella 5.16 Momento d' inerzia rispetto all' asse z baricentrico

SWINGARM		Massa del corpo	1a frequenza di calibrazione (pendolamento)	2a frequenza di calibrazione (torsionale)	2a frequenza torsionale (swingarm + supporti)	Massa dei supporti	2a frequenza torsionale (solo supporti)
		(kg)	(Hz)	(Hz)	(Hz)	(kg)	(Hz)
$I_{zz}(\text{kgm}^2)$	0.3448	7.055	0.4	0.645	0.625	1.006	0.655

5.5 CARATTERIZZAZIONE DELLE RUOTE

Per caratterizzare le ruote del veicolo in esame si è determinato peso e momenti d' inerzia polare e diametrale. Le misure sono state effettuate con il disco freno montato sia per la ruota posteriore che per quella anteriore. Si assume che il baricentro sia appartenente all' asse di rotazione della ruota e contenuto nel piano longitudinale di mezzeria dello pneumatico. Le terne sono orientate come segue:

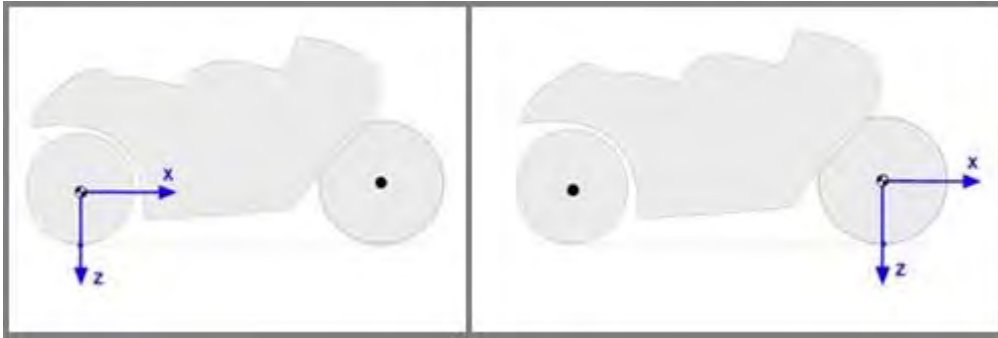


Figura 5.20 Sistemi di riferimento utilizzati per la definizione delle caratteristiche inerziali delle ruote

Per le misure di inerzia si ricorre al pendolo trifilare, ricordando che le inerzie in direzione x e z sono uguali (momenti d'inerzia diametrali) . Per questa rilevazione, si è reso necessario l' utilizzo del supporto mostrato in figura.



Figura 5.21 Supporto utilizzato per la misura del momento d'inerzia diametrale

FRONT WHEEL (Heidenau 90/90-21)



Figura 5.22 Misura del momento d'inerzia diametrale della ruota anteriore



Figura 5.23 Misura del momento d' inerzia polare della ruota anteriore

Tabella 5.17 Momenti d' inerzia della ruota anteriore

RUOTA ANTERIORE		Massa del corpo	1a frequenza di calibrazione (pendolamento)	2a frequenza di calibrazione (torsionale)	2a frequenza torsionale (ruota + supporti)	Massa dei supporti	2a frequenza torsionale (solo supporti)
		(kg)	(Hz)	(Hz)	(Hz)	(kg)	(Hz)
I_{xx} (kgm^2)	0.3335	9.75	0.3975	0.6375	0.71	4.5	0.7075
I_{yy} (kgm^2)	0.5549	9.75	0.3975	0.6375	0.58	0	/
I_{zz} (kgm^2)	0.3335	9.75	0.3975	0.6375	0.71	4.5	0.7075

REAR WHEEL (Heidenau 130/80-17)



Figura 5.24 Misura del momento d' inerzia diametrale della ruota posteriore



Figura 5.25 Misura del momento d' inerzia polare della ruota

Tabella 5.18 Momenti d' inerzia della ruota posteriore

RUOTA POSTERIORE		Massa del corpo	1a frequenza di calibrazione (pendolamento)	2a frequenza di calibrazione (torsionale)	2a frequenza torsionale (ruota + supporti)	Massa dei supporti	2a frequenza torsionale (solo supporti)
		(kg)	(Hz)	(Hz)	(Hz)	(kg)	(Hz)
I_{xx} (kgm^2)	0.34185	13.1	0.3975	0.6375	0.7625	4.5	0.7075
I_{yy} (kgm^2)	0.5926	13.1	0.3975	0.6375	0.625	0	/
I_{zz} (kgm^2)	0.34185	13.1	0.3975	0.6375	0.7625	4.5	0.7075

5.6 CARATTERIZZAZIONE DELLE MASSE NON SOSPESSE (FRONT UNSPRUNG)

Le misure di baricentro ed inerzia standard, generalmente, non tengono conto, per l' avantreno, della suddivisione tra masse sospese e masse non sospese. Al contrario, sorge qui la necessità di suddividerle in quanto, come si vedrà nel capitolo seguente, l' implementazione in FastBike viene eseguita suddividendo il Front Frame in HandleBar e FrontUnsprung. In particolare per masse non sospese si intendono: foderi delle forcelle, pinza freno, parafrangente, gruppo smorzante contenuto nel fodero e perno ruota.



Figura 5.26 Front Unsprung

Essendo una misura "non convenzionale" si è determinato il baricentro del componente appendendolo per due punti diversi, determinando quindi il CoG come intersezione delle verticali ai punti di attacco nelle due posizioni. Anche in questo caso si è ipotizzata l' appartenenza del baricentro al piano di mezzeria XZ. Come

per lo swingarm non si ha distinzione tra grandezze net e gross, in quanto non ci sono masse aggiunte da considerare nella fase di post- processing. Il sistema di riferimento utilizzato è lo stesso visto per la determinazione delle caratteristiche inerziali dell'avantreno.

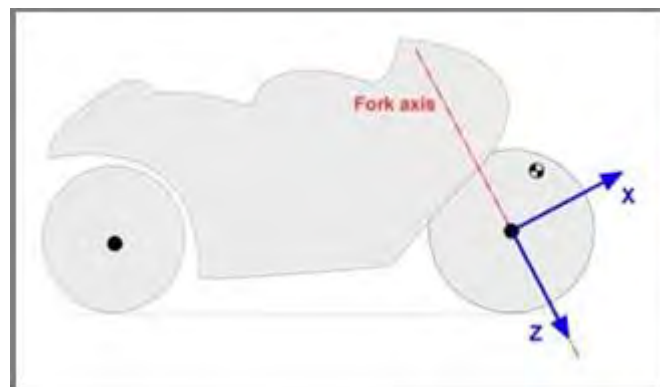


Figura 5.27 Sistema di riferimento utilizzato nelle misure della Front Unsprung

Di seguito i risultati relativi alla posizione del baricentro:

Tabella 5.19 Massa e posizione del baricentro della massa non sospesa

FRONT USNPRUNG	MASS	X	Z
	(kg)	(m)	(m)
	5.5	-0.037	-0.111

Per quanto riguarda le misure dei momenti d' inerzia si è utilizzato il solo pendolo trifilare; i momenti d' inerzia sono relativi ad assi baricentrici paralleli alla terna cartesiana indicata in figura 5.27.



Figura 5.28 Da sinistra misure per determinare: I_z , I_y , I_x

Tabella 5.20 Momenti d' inerzia della "Front Unsprung"

FRONT UNSPRUNG		Massa del corpo	1a frequenza di calibrazione (pendolamento)	2a frequenza di calibrazione (torsionale)	2a frequenza torsionale (front unsprung + supporti)	Massa dei supporti	2a frequenza torsionale (solo supporti)
		(kg)	(Hz)	(Hz)	(Hz)	(kg)	(Hz)
I_{xx} (kgm ²)	0.1345	5.5	0.3975	0.635	0.7225	0.1219	0.6475
I_{yy} (kgm ²)	0.1200	5.5	0.3975	0.635	0.735	0.1422	0.645
I_{zz} (kgm ²)	0.0667	5.5	0.3975	0.635	0.795	0.1434	0.645

6. FASTBIKE: INTRODUZIONE AL SOFTWARE E CREAZIONE DEL MODELLO

Come già anticipato nell' introduzione, la seconda parte dello studio è finalizzata a simulare il comportamento dinamico del veicolo usato nei test sperimentali, all' interno del software FastBike_v8, creato dal Motorcycle Dynamic Research Group.

Tale software, utilizzato per l' analisi dinamica dei veicoli a due ruote , include due applicazioni:

- GUI (Graphical user interface): interfaccia grafica per definire le caratteristiche del motociclo
- SOLUTORE : legge in input un file di tipo .lua e genera in output un file .txt

Il GUI si suddivide all' interno in tre sezioni:

- DATA: per costruire o modificare il file della moto
- SIMULATION: per scegliere il tipo di simulazione da effettuare
- EDIT: per scegliere le grandezze in output da visualizzare

La costruzione geometrica della moto, all' interno della sezione DATA, si basa su sette "main reference frame":

1. REAR WHEEL
2. CHASSIS
3. HANDLE BAR
4. FRONT WHEEL
5. REAR UNSPRUNG
6. FRONT UNSPRUNG
7. CHASSIS HEAD

posizionate tutte nel piano di simmetria della moto. Nella figura seguente si vedono i sette sistemi di riferimento e in aggiunta la terna SAE. Considerando la sola moto, senza pilota e senza flessibilità strutturali, il sistema possiede 11 gradi di libertà: posizione del baricentro del retrotreno (3 gradi di libertà), orientamento del retrotreno (angoli di rollio, beccheggio e imbardata), escursione di entrambe le sospensioni (2 gradi di libertà), rotazione delle ruote (2 gradi di libertà), angolo di sterzata. Per ogni flessibilità strutturale introdotta, aumenta di uno il numero di gradi di libertà del veicolo.

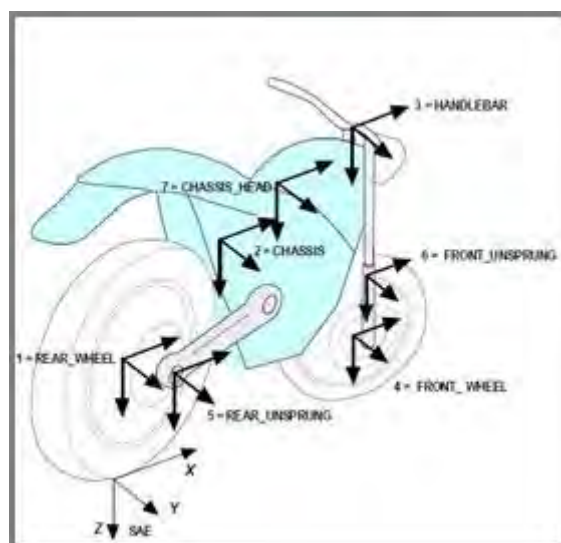


Figura 6.1 Main reference frames

6.1 Sezione DATA

La prima schermata di parametri da inserire si trova nella sottosezione **Layout**. Di seguito tutti i parametri inseriti ed una descrizione degli stessi.

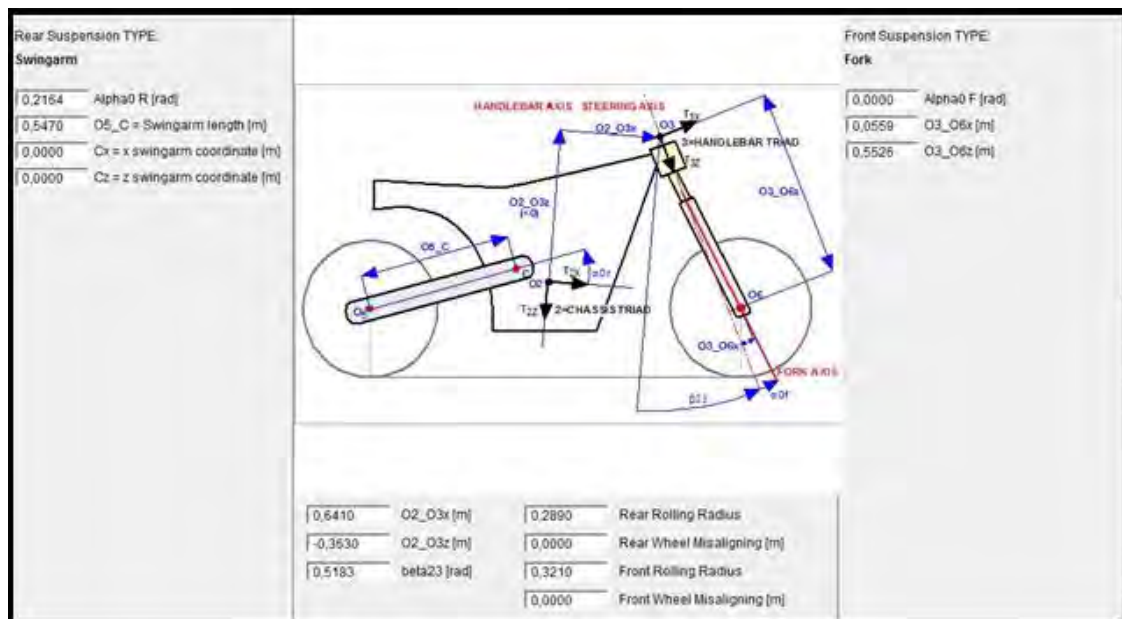


Figura 6.2 Sottosezione "Layout" nel software FastBike

SWINGARM

$\alpha_0 R$: angolo di inclinazione dell' asse del forcellone rispetto all' asse T2x del sistema di riferimento Chassis

O5_C : lunghezza del forcellone, misurata tra perno ruota posteriore e perno forcellone

Cx;Cz : coordinate rispettivamente in x e z del punto C, centro del pignone

OTHER PARAMETERS

O2_03x : distanza in direzione x tra l' origine della terna "chassis" e quella "handle bar", situata nel punto di intersezione tra il prolungamento dell' asse di sterzo e la retta ortogonale a quest' ultimo e passante per il perno forcellone

O2_03z : distanza in direzione z tra l' origine della terna chassis e quella handlebar

beta23 : angolo tra la parallela all' asse z2 passante per l' origine del sistema di riferimento handle bar e l'asse z3

Rear Rolling Radius, Front Rolling Radius : raggi di rotolamento posteriore e anteriore

RWM :distanza in direzione y tra l' origine del sistema di riferimento rear wheel e l' origine del sistema di riferimento chassis

FWM: distanza in direzione y tra l' origine del sistema di riferimento front wheel e l' origine del sistema di riferimento chassis

FRONT FORK

$\alpha_0 F$: angolo di inclinazione dell' asse delle forcelle rispetto all' asse di sterzo

O3_06x : distanza in direzione x tra l' origine del sistema di riferimento handle bare il perno ruota anteriore

O3_06z: distanza in direzione z tra l' origine del sistema di riferimento handle bare il perno ruota anteriore

Tutti i parametri geometrici sopracitati sono stati ricavati da misure fisiche direttamente eseguite sul veicolo o mediante foto opportunamente scalate in funzione di una dimensione nota (ad esempio il passo del veicolo). Di seguito vengo riportate le caratteristiche geometriche del veicolo in esame:

Tabella 6.1 Caratteristiche geometriche del veicolo

INTERASSE	(m)	1.498
ROLLING RADIUS ANTERIORE	(m)	0.321
ROLLING RADIUS POSTERIORE	(m)	0.289
ANGOLO INCLINAZIONE FORCELLONE	(deg)	12,4
LUNGHEZZA DEL FORCELLONE	(m)	0.547
ANGOLO DI INCLINAZIONE DEL CANOTTO DI STERZO	(deg)	29.8
DISALLINEAMENTO ASSE STERZO- ASSE STELI	(m)	0.024
DISALLINAMENTO RUOTA ANTERIORE	(m)	0
DISALLINAMENTO RUOTA POSTERIORE	(m)	0

Da notare che l'interasse misurato non è lo stesso che si trova in condizioni di marcia, in quanto il tiro catena e l'affondamento delle sospensioni modificano il valore del passo rispetto a quello "nominale" misurato con la macchina per la misura del baricentro. Nell'ambito di questo lavoro le sospensioni, come si vedrà, verranno bloccate e dunque tale aspetto non verrà considerato.

La seconda sottosezione da completare è quella relativa ai **Bodies**, in cui si definiscono i corpi che compongono il veicolo stesso. Per ognuno di questi si deve valutare : massa, posizione del CoG e momenti d'inerzia rispetto al CoG riferiti ad assi paralleli a quelli della terna di riferimento per il dato corpo in esame. Da qui dunque emerge in maniera chiara l'esigenza di caratterizzare il veicolo in esame e i suoi componenti dal punto di vista di massa ed inerzia; tale aspetto, per il veicolo in esame, è già stato affrontato nel capitolo 5.

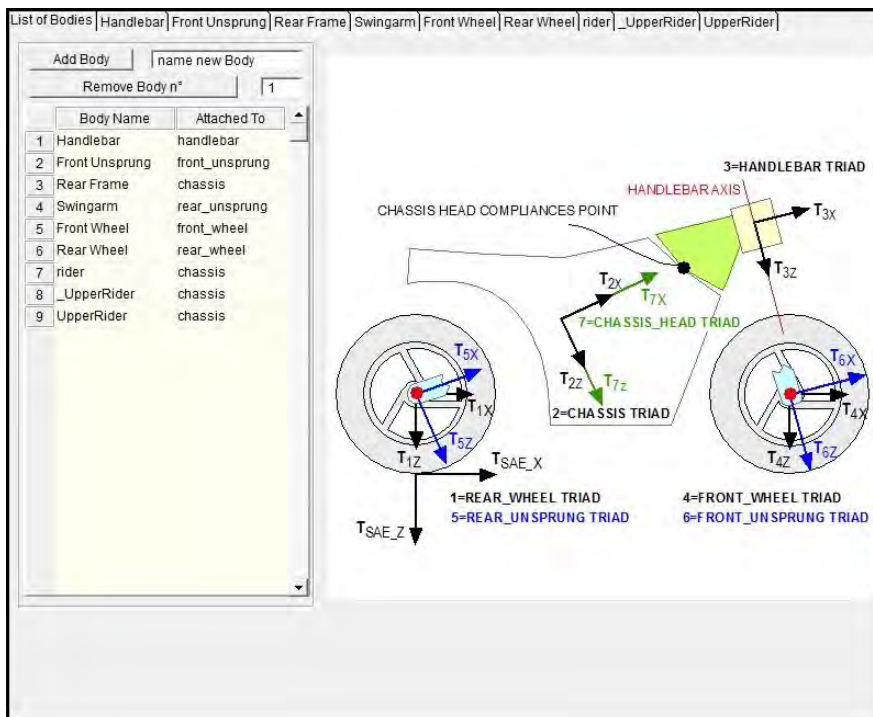


Figura 6.3 Sottosezione "Bodies" nel software FastBike

L'aspetto peculiare di questa sezione è dovuto all'impossibilità fisica di misurare le caratteristiche di massa e inerzia del "rear frame" e dunque emerge chiaramente il motivo per cui, oltre a misurare i singoli componenti indicati nella figura precedente, si sia reso necessario determinare baricentro e momenti di

inerzia (riferiti al CoG del veicolo) dell'intera moto. Il modello a livello di "body" è stato implementato per gradi. Dapprima la moto in condizioni di empty tank, in seguito in full tank e infine con l'aggiunta del pilota.

È utile indicare alcune peculiarità incontrate durante l'implementazione:

- La determinazione del baricentro viene eseguita mediante l'equilibrio dei momenti rispetto ad un polo fissato (in questo caso l'origine della terna SAE)
- particolare attenzione è stata prestata al trasferimento dei momenti d'inerzia baricentrali ad altri punti del sistema. Infatti per applicare il teorema di Huygens Steiner è necessario che gli assi siano paralleli; tale condizione ad esempio non è verificata tra le terne "front unsprung" e "rear chassis frame". In questo caso si è resa necessaria la risoluzione dell'integrale di inerzia per calcolare le inerzie rispetto ad una terna di assi baricentrici ma paralleli a quelli del "rear chassis frame"

Di seguito vengono riportate le caratteristiche di massa ed inerzia inserite nel software:

Tabella 6.2 Massa dei componenti implementati in FastBike

BODY NAME	MASS (kg)			NOTE
	empty* tank	Full tank*	Full tank+ rider*	
REAR WHEEL	13.1	13.1	13.1	
SWINGARM	7.06	7.06	7.06	
REAR CHASSIS	125.81	141.45	141.45	Δmassa dovuto alla benzina**
HANDLEBAR	13.57	13.57	13.57	
FRONT UNSPRUNG	5.5	5.5	5.5	
RIDER	/	/	77.5	
FRONT WHEEL	9.75	9.75	9.75	
VEICOLO COMPLETO	174.8	190.4	267.9	

* divisione in queste tre condizioni derivante dalle condizioni in cui sono state effettuate le misure del CoG

**15.65 kg di benzina nel serbatoio corrispondenti a circa 21 litri

Tabella 6.3 Baricentro dei componenti misurato rispetto alla terna SAE

CoG (terna SAE)	empty tank		Full tank		Full tank+ rider		NOTE
	X(m)	Z(m)	X(m)	Z(m)	X(m)	Z(m)	
REAR WHEEL	0	-0.289	0	-0.289	0	-0.289	
SWINGARM	0.188	-0.346	0.188	-0.346	0.188	-0.346	
REAR CHASSIS	0.615	-0.551	0.633	-0.585	0.633	-0.585	Spostamento del CoG dovuto al carburante
HANDLEBAR	1.103	-0.945	1.103	-0.945	1.103	-0.945	
FRONT UNSPRUNG	1.411	-0.399	1.411	-0.399	1.411	-0.399	
RIDER	/	/	/	/	0.503	1.031	
FRONT WHEEL	1.498	-0.321	1.498	-0.321	1.498	-0.321	
VEICOLO COMPLETO	0.664	-0.532	0.674	-0.560	0.623	0.697	

Tabella 6.4 Baricentro dei componenti misurato rispetto ai "main reference frame"

CoG (Main Reference Frame)	empty tank		Full tank		Full tank+ rider		NOTE
	X(m)	Z(m)	X(m)	Z(m)	X(m)	Z(m)	
REAR WHEEL	0	0	0	0	0	0	Le coordinate di ogni corpo sono espresse secondo il sistema di riferimento associato ad ogni corpo
SWINGARM	0.196	-0.015	0.196	-0.015	0.196	-0.015	
REAR CHASSIS	0.0808	-0.144	0.099	-0.179	0.099	-0.179	
HANDLEBAR	-0.0015	-0.141	-0.0015	-0.141	-0.0015	-0.141	
FRONT UNSPRUNG	-0.037	-0.111	-0.037	-0.111	-0.037	-0.111	
RIDER	/	/	/	/	0.503	1.031	
FRONT WHEEL	1.498	-0.321	1.498	-0.321	1.498	-0.321	
VEICOLO COMPLETO	0.664	-0.5323	0.674	-0.560	0.623	0.697	

Tabella 6.5 Momenti d' inerzia nelle tre configurazioni implementate

INERTIA MOMENTS (misurati rispetto al CoG secondo assi paralleli al "main reference frame" del corpo)	empty tank				Full tank				Full tank+ rider			
	lxx(kg ^{m²})	lyy(kg ^{m²})	lzz(kg ^{m²})	lxz(kg ^{m²})	lxx(kg ^{m²})	lyy(kg ^{m²})	lzz(kg ^{m²})	lxz(kg ^{m²})	lxx(kg ^{m²})	lyy(kg ^{m²})	lzz(kg ^{m²})	lxz(kg ^{m²})
REAR WHEEL	0.342	0.593	0.342	0	0.342	0.593	0.342	0	0.342	0.593	0.342	0
SWINGARM	0.084	0.294	0.345	0	0.084	0.294	0.345	0	0.084	0.294	0.345	0
REAR CHASSIS	8.065	20.52	12.4	0.268	9.619	20.9	13	-0.506	9.619	20.9	13	-0.506
HANDLEBAR	1.303	0.930	0.354	-0.046	1.303	0.930	0.354	-0.046	1.303	0.930	0.354	-0.046
FRONT UNSPRUNG	0.135	0.120	0.067	0	0.135	0.120	0.067	0	0.135	0.120	0.067	0
RIDER	/	/	/	/	/	/	/	/	5.9	4.1	3.2	0
FRONT WHEEL	0.334	0.555	0.334	0	0.334	0.555	0.334		0.334	0.555	0.334	0
VEICOLO COMPLETO	13.465	46.572	34.201	-1.928	15.237	46.986	34.610	-2.534	33.296	64.912	39.418	1.869

NB lxy e lyz sono nulli in quanto l' asse y è principale d' inerzia per il sistema

Tabella 6.6 Caratterizzazione del pilota

Modello 1 gdl	MASSA	CoG *			INERTIA**				CONNECTING COORDINATE			k ϑ	C ϑ
	(kg)	X (m)	y(m)	z(m)	lxx(kg ^{m²})	lyy(kg ^{m²})	lzz(kg ^{m²})	lxz(kg ^{m²})	X(m)	Y(m)	Z(m)	Nm/rad	Nms/rad
rider	77.5	-0.0314	0	-0.624	5.9	4.1	3.2	0	/	/	/	/	/
Upper rider	42	-0.0314	0	-0.780	4	/	/	/	0	0	-0.4750	765	76.4

*riferito alla terna "rear chassis frame"

** misurati rispetto al CoG secondo assi paralleli al "rear chassis frame"

Implementazione del pilota

Gli aspetti peculiari riscontrati riguardano l' identificazione delle caratteristiche del pilota e la modellazione dello stesso (1 o 2 gradi di libertà) al fine di analizzare al meglio la sua risposta passiva in condizioni di weave. Ipotizzando la suddivisione delle masse e delle inerzie del rider tra parte fissa e parte superiore mobile si sono stimate le conseguenti rigidità e smorzamenti da associare ai gradi di libertà relativi. Utilizzando il know-how proveniente dalla letteratura tecnica [15] emerge che il modello ad 1 grado di libertà segue il comportamento reale in maniera soddisfacente per frequenze inferiori ai 5 Hz (i fenomeni di weave analizzati arrivano massimo a 4.5 Hz). Si considera pertanto il solo grado di libertà di rollio dell' upper body rispetto al lower body (sperimentalmente si può dimostrare che la tendenza alle traslazioni laterali del pilota è trascurabile), definendo di conseguenza rigidità e smorzamento ad esso associati come visibile in tabella 6.6 . Nel software Fastbike, il lower rider (dai piedi al bacino) è rigidamente connesso al retrotreno, mentre l' upper rider è libero di "rollare" rispetto al lower. La parte sospesa è dunque collegata alla sottostante mediante un giunto rotoidale con rigidità $k\theta$ e smorzamento viscoso $C\dot{\theta}$. La posizione del giunto rotoidale è espressa rispetto alla terna "rear chassis frame". Inoltre non si è previsto nessun accoppiamento tra pilota e manubrio, in quanto, come già detto nel capitolo 2, il pilota non esercita alcuna azione attiva sul veicolo in condizioni di weave (prove in "hands-off").

La terza e la quarta sottosezione sono relative alle **suspensions**, rispettivamente **front** e **rear**.

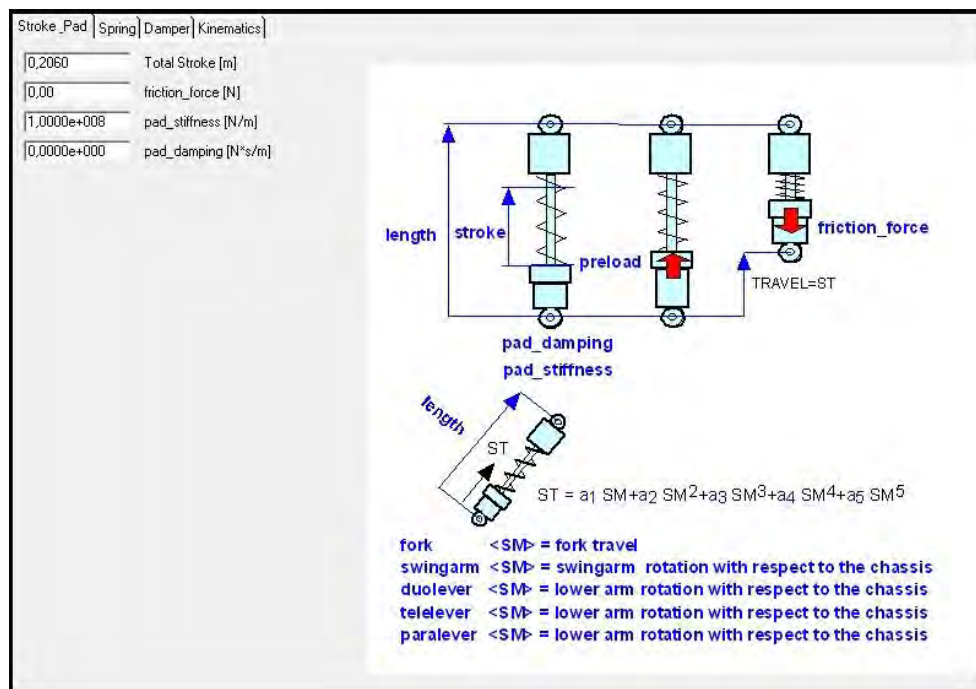


Figura 6.4 Schermata relativa alla front suspension, analogo per la sospensione posteriore

Il veicolo in esame presenta all' anteriore una sospensione a forcella telescopica tradizionale, al posteriore sospensione a forcellone oscillante. In [4] viene dimostrato, mediante simulazioni in FastBike, quanto contenuta sia l' influenza della rigidità e dello smorzamento delle sospensioni; risulta quindi una valida assunzione ritenere le sospensioni bloccate (per il bloccaggio impostare nel file .lua l' opzione "locked = true"). Tale assunzione non comporta variazioni nelle frequenze e smorzamenti del modo di weave come si può vedere, a titolo esemplificativo, dall' analisi comparativa in frequenza e rapporto di smorzamento eseguita su un altro veicolo.

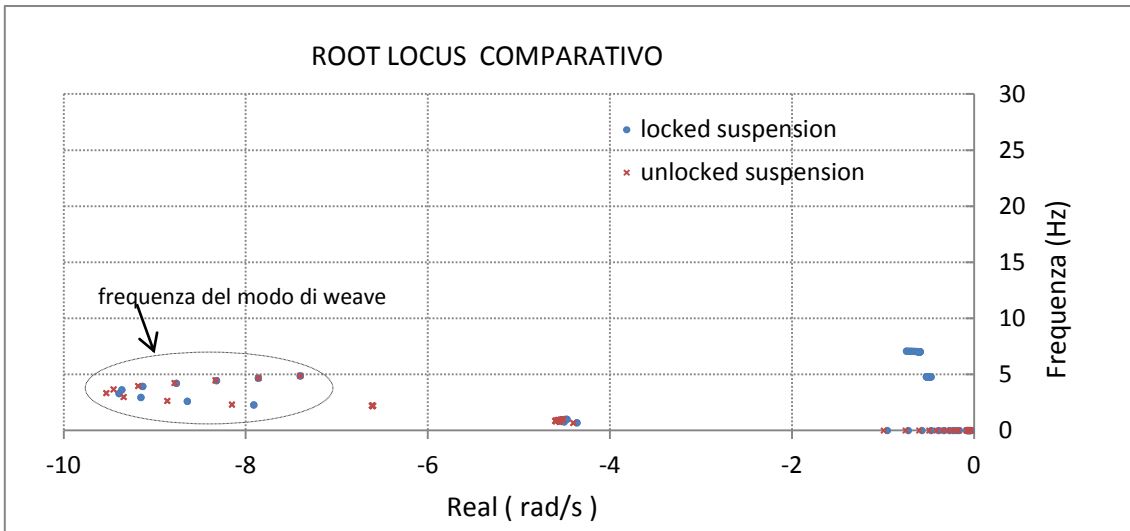


Figura 6.5 Comparazione in frequenza tra il modello con sospensioni non bloccate e bloccate

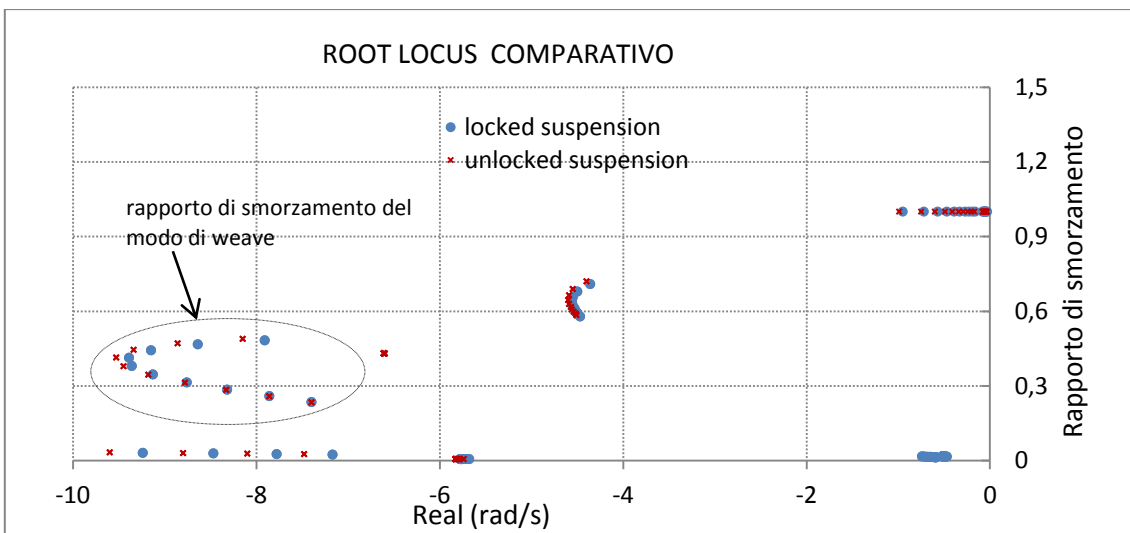


Figura 6.6 Comparazione in rapporto di smorzamento tra il modello con sospensioni non bloccate e bloccate

Risulta pertanto valida e fisicamente sensata l'assunzione sopra riportata. Dal punto di vista teorico tale assunzione trova conferma analizzando le espressioni di rapporto di smorzamento (ξ) e frequenza riportate nel capitolo introduttivo; entrambi i parametri non dipendono infatti dalle caratteristiche degli organi sospensivi (i.e rigidità della sospensione, coefficiente di smorzamento dell'ammortizzatore). Considerando le sospensioni non bloccate si aggiungono due ulteriori gradi di libertà e dunque due modi di vibrare aggiuntivi del veicolo. Verrà spiegato il significato di tali diagrammi, più approfonditamente, al termine del capitolo.

La quinta e sesta sottosezione sono relative all'implementazione in FB delle caratteristiche degli pneumatici (**front tire** e **rear tire**) determinate con il MotoTireMeter.

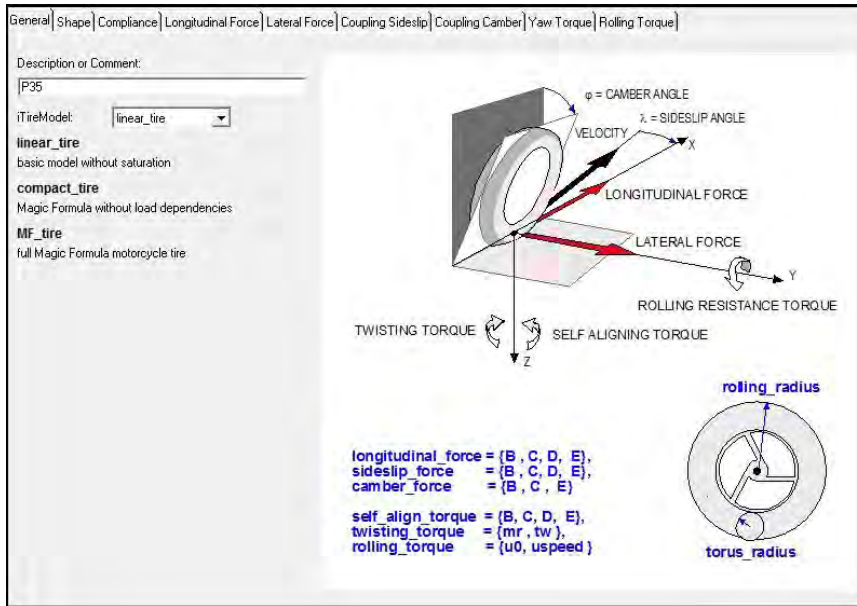


Figura 6.7 Schermata relativa all' implementazione delle caratteristiche degli pneumatici

Il software offre tre possibili modelli di pneumatico:

- linear tire
- compact tire
- full Magic Formula tire

Le sottosezioni relative a "shape" e "compliance" sono indipendenti dalla scelta del modello. Le differenze emergono nella definizione di : Longitudinal Force, Lateral Force, Yaw Torque, Rolling Torque. Essendo un'analisi di stabilità ciò che condiziona maggiormente potenziali variazioni nei modi di vibrare sono le rigidità e per questo si è scelto di utilizzare il modello "linear tire", a rigidità costanti. Per schematizzare la forza laterale ed il momento d'imbardata si utilizza:

$$F_y = (k_\lambda \lambda + k_\varphi \varphi) N$$

$$M_z = (k_{sa} \lambda + m_r \varphi) N$$

con k_λ rigidità di deriva normalizzata, k_φ rigidità di rollio normalizzata, k_{sa} rigidità normalizzata del momento di autoallineamento, m_r rigidità normalizzata del momento di torsione, N carico normale agente sullo pneumatico. A riprova di questo, si è eseguita una simulazione preliminare in cui, a parità di parametri in input, si sono confrontati i primi due modelli sopraccitati. Di seguito i grafici risultanti.

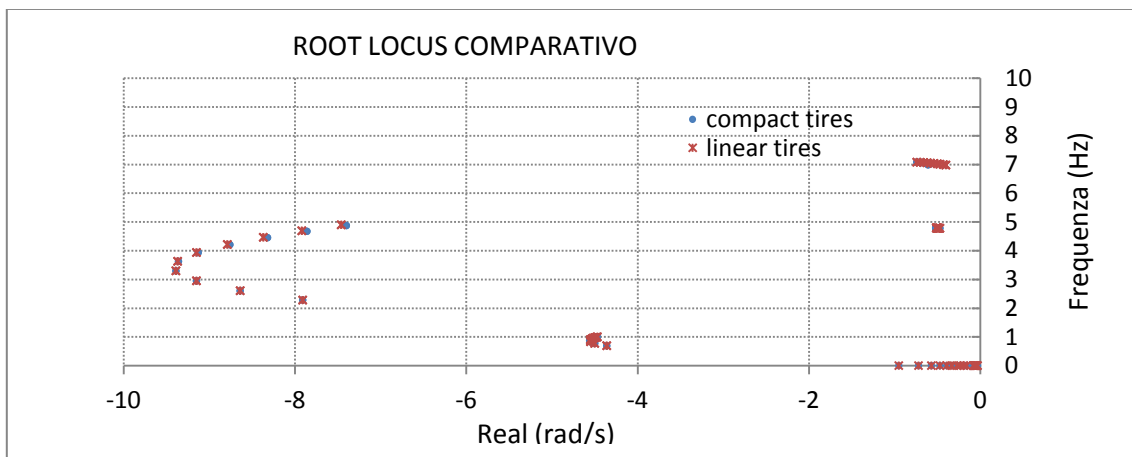


Figura 6.8 Comparazione in frequenza tra il modello con linear tires e compact tires

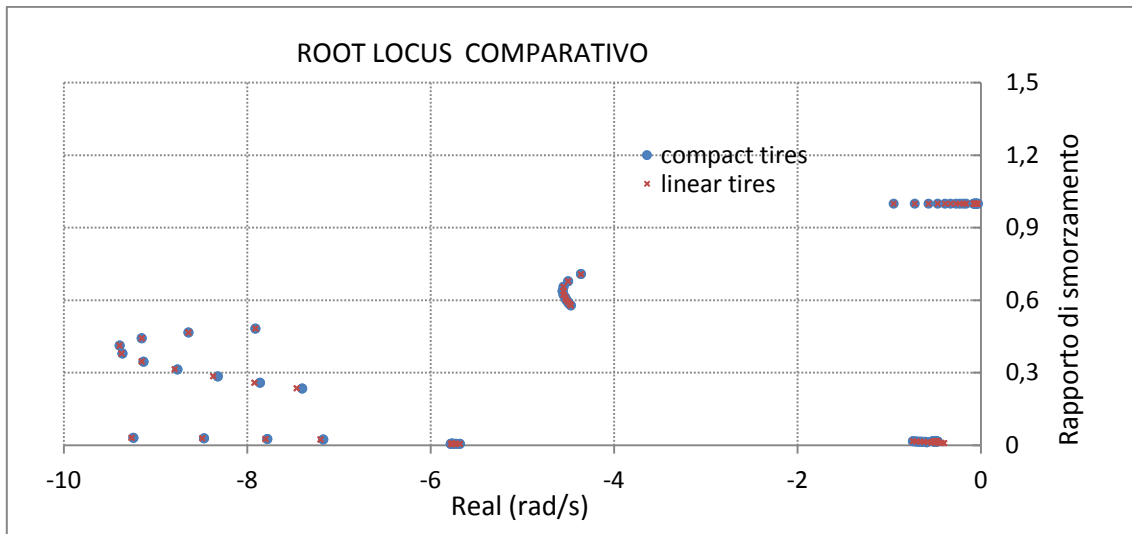


Figura 6.9 Comparazione in rapporto di smorzamento tra il modello con linear tires e compact tires

Si nota dunque che l' utilizzo del modello a rigidzze costanti (linear tires) non incide in nessun modo i risultati delle simulazioni di stabilità.

Di seguito, si riportano i parametri **inseriti** in Fb, sottolineando che, al fine di costruire un modello il più fedele possibile alle reali condizioni dei test sperimentali, si sono scelti come carichi normali per gli pneumatici quelli riscontrati nella misura del baricentro con pilota, trascurando l' effetto del trasferimento di carico in condizioni di marcia. Tale aspetto, ancora una volta, non pregiudica i risultati delle simulazioni in quanto l' effetto principale del trasferimento di carico è variare gli affondamenti delle sospensioni e nelle successive simulazioni, come già detto, le sospensioni sono bloccate.

Carico statico agente sulla ruota anteriore: 1060 N

Carico statico agente sulla ruota posteriore: 1475 N

Di conseguenza, per la ruota anteriore si sono considerati i parametri derivanti dalla misura con carico di 1000N , mentre per la ruota posteriore 1500N. Da notare che i valori di "tangential stiffness" ed i parametri relativi al "rolling torque" sono stati stimati e non presentano influenza significativa sull' instabilità del veicolo in esame, diventano al contrario rilevanti in dinamiche di traction control.

Tabella 6.7 Parametri relativi allo pneumatico anteriore

FRONT TIRE (1000 N)	COMPLIANCE			NORMALIZED LONGITUDINAL STIFFNESS	NORMALIZED SIDESLIP STIFFNESS (k_{λ})	NORMALIZED CAMBER STIFFNESS (k_{ϕ})	NORMALIZED SELF- ALIGNING STIFFNESS (k_{sa})	NORMALIZED TWISTING STIFFNESS (m_r)	ROLLING TORQUE	
	Radial stiff.	Lateral stiff.	Tangential stiff.						U0	U _{speed}
Pressure(bar)	N/m	N/m	N/m	/	/	/	/	/	/	/
0,5	1.2 e5	2.21 e5	1.5 e5	12.00	9.09	1.67	-0.0972	0.0346	0.27	3.64e-6
1,5	1.349 e5	2.438e5	1.5 e5	14.00	11.72	1.326	0.05	0.0331	0.27	3.64e-6
2,5	1.7e5	3.448e5	1.5 e5	16.00	11.37	1.2510	0.0817	0.0260	0.27	3.64e-6
3,5	2.3e5	3.6e5	1.5 e5	18.00	11.51	1.0520	0.0928	0.0216	0.27	3.64e-6

Tabella 6.8 Parametri relativi allo pneumatico posteriore

REAR TIRE (1500 N)	COMPLIANCE			NORMALIZED LONGITUDINAL STIFFNESS	NORMALIZED SIDESLIP STIFFNESS (k_{λ})	NORMALIZED CAMBER STIFFNESS (k_{ϕ})	NORMALIZED SELF- ALIGNING STIFFNESS (k_{sa})	NORMALIZED TWISTING STIFFNESS (m_r)	ROLLING TORQUE	
	Radial stiff.	Lateral stiff.	Tangential stiff.						U0	U _{speed}
Pressure(bar)	N/m	N/m	N/m	/	/	/	/	/	/	/
0,5	7.993e4	1.332e5	1.5 e5	12.00	8.8240	1.7070	-0.2193	0.0383	0.27	3.64e-6
1,5	1.9040e5	1.642e5	1.5 e5	14.00	13.34	2.4670	-0.2735	0.0256	0.27	3.64e-6
2,5	2.443e5	1.801e5	1.5 e5	16.00	15.26	3.1560	-0.0969	0.0193	0.27	3.64e-6
3,5	2.643e5	1.893e5	1.5 e5	18.00	16.80	2.9190	-0.0865	0.0208	0.27	3.64e-6

Le sottosezioni **powertrain** e **aerodynamics** sono state completate con valori di default in quanto l'influenza nelle analisi di instabilità è relegata alla seconda sottosezione e soltanto per velocità elevate (in genere sopra 100 km/h in quanto le forze di drag e lift variano con il quadrato della velocità di avanzamento). Come riportato in [4], senza considerare le forze aerodinamiche, la forza normale sugli pneumatici non varia al variare della velocità. Al contrario, se si considerano le forze aerodinamiche, i carichi normali variano al variare della velocità; in particolare, all'aumentare della velocità diminuisce il carico all'anteriore e aumenta quello al posteriore. Ciò può aggravare il problema relativo alla stabilità. Si è scelto di non implementare tale sezione in quanto non si possiedono dati certi riguardanti l'aerodinamica del veicolo.

La sottosezione relativa alle **compliance** analizza il ruolo delle rigidità strutturali dei componenti meccanici che compongono il motociclo. A differenza di quanto visto precedentemente in cui la maggior parte dei parametri in input al programma sono stati misurati, si è scelto di non eseguire misure di rigidità strutturali in quanto la ragione su cui si fondano le simulazioni è l'aver un confronto con i dati sperimentali, al variare della pressione di gonfiaggio degli pneumatici. A supporto di questa scelta viene anche l'accordo, in termini qualitativi, tra risultati sperimentali e modello a rigidità infinita (come si vedrà al capitolo 7); l'introduzione delle flessibilità riduce quindi il gap quantitativo tra sperimentazione e simulazione e si basa su dati provenienti dalla letteratura tecnica [10] [15]. Nel capitolo relativo alle simulazioni, si riuscirà ad apprezzare quanto sia comparativamente superiore l'accordo tra risultati sperimentali e simulazioni, nel caso di modello con flessibilità rispetto a quello a rigidità infinita.

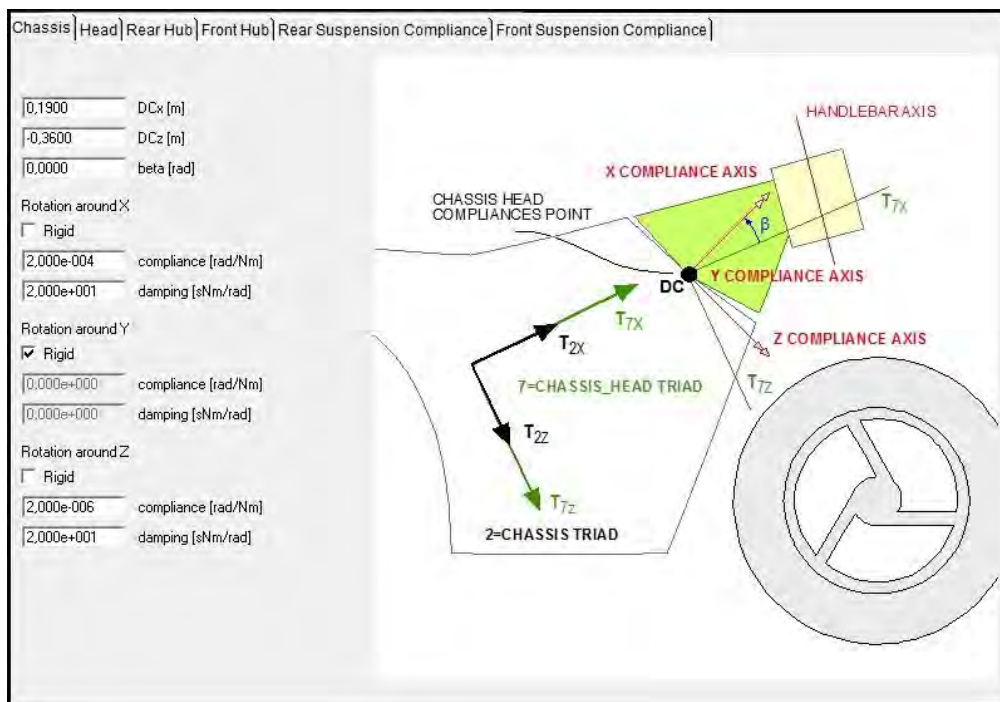


Figura 6.10 Schermata relativa alle flessibilità strutturali per lo chassis

Nel codice di calcolo FB è possibile definire punti (detti "Deformation Centers" in breve DC) nei quali posizionare una terna secondo un'orientazione arbitraria. Ad ognuno dei tre assi si può associare un valore di rigidità torsionale (Nm/rad) ed un valore di smorzamento (Nms/rad). Per semplicità si sono considerate flessibili lo chassis, la sospensione anteriore e il forcellone, tenendo conto in particolare della rigidità torsionale (rotazione attorno a x) e flessione sul piano longitudinale medio (rotazione attorno a z) per il telaio, rigidità a flessione laterale per la sospensione e rigidità torsionale per il forcellone.

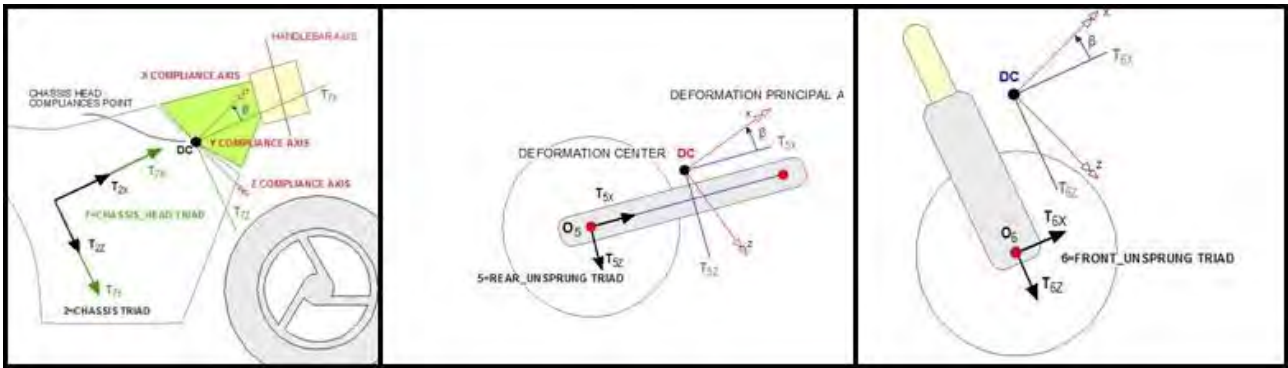


Figura 6.19 Definizione dei sistemi di riferimento per le flessibilità strutturali

Tabella 6.9 Parametri utilizzati nelle simulazioni

COMPLIANCE	DCx	DCz	Rx complaince	Rx damping	Rz complaince	Rz damping
	(m)	(m)	Rad/Nm	Nms/rad	Rad/Nm	Nms/rad
Chassis	0.19	-0.36	2 e-4	2 e1	2 e-6	2 e1
Front Suspension	0.00	-0,215	2 e-6	2 e1	/	/
Swingarm	0.00	0.00	2 e-6	2 e1	/	/

6.2 Sezione SIMULATION

In questo ambiente si posso condurre diversi tipi di simulazioni. Nell' ambito di questo lavoro si sono utilizzate le sottosezioni :

- Nominal Trim: simulazione in condizione statiche, in assenza di forza di gravità. Si determina la configurazione geometrica, le forze agenti sulle sospensioni e sul punto di contatto dello pneumatico, la posizione dei baricentri, delle compliances e il tensore d' inerzia.
- Static Trim: risultati analoghi alla simulazione precedente, considerando però la forza di gravità
- Free Modes: analisi di stabilità del veicolo, condotta senza considerare alcun effetto attivo del pilota sulla moto, supponendo quindi di essere in condizioni di "hands off". La simulazione consta di tre step: analisi in condizioni stazionarie, i.e calcolo dell' assetto (trim) per la condizione dinamica scelta (velocità e accelerazioni longitudinale e laterale), linearizzazione delle equazioni del moto in un intorno della soluzione e determinazione della matrice di stato [7], calcolo di autovalori e autovettori. É possibile eseguire simulazioni ad una sola velocità (single case analysis) o per un set di velocità (multiple case analysis), variando inoltre accelerazione laterale e longitudinale. In output il programma fornisce un file .txt in cui vengono raccolti, al variare della velocità, i modi di vibrare riscontrati. Il calcolo degli autovalori del sistema viene effettuato per ogni singola velocità nel caso di multiple case analysis. In particolare si ha:

N = numero del modo

Real (rad/s) = parte reale dell' autovalore

Imag (rad/s) = parte immaginaria dell' autovalore

freq (Hz) = frequenza del modo

zeta () = rapporto di smorzamento del modo

ricordando che , per un sistema ad n-gdl con smorzamento, mediante Formulazione di Stato[7] si ricavano:

$$\text{freq} = \frac{\text{imag}}{2\pi}$$

$$\text{zeta} = -\frac{\text{real}}{\sqrt{\text{real}^2 + \text{imag}^2}}$$

La parte reale dell' autovalore fornisce informazioni riguardanti lo smorzamento dei modi. Il modo risulta instabile se la parte reale è positiva , stabile se negativa. Se la parte immaginaria è zero, il modo non è oscillante e la componente modale può essere schematizzata con una legge esponenziale crescente o decrescente. Di seguito si riporta il grafico del luogo delle radici (Root-Locus) per modi interni ed esterni al piano per il veicolo in esame, da 0 a 40 m/s ed un estratto del file .txt a 40 m/s.

Tabella 6.10 Estratto del file .txt di output a 40 m/s

speed (m/s)	real (rad/s)	imag (rad/s)	freq (Hz)	zeta
40	-37.13	-1177.97	187.48	0.032
40	-37.13	1177.97	187.48	0.032
40	-6.04	-400.11	63.679	0.015
40	-6.04	400.11	63.679	0.015
40	-104.66	89.63	14.265	0.76
40	-104.66	-89.63	14.265	0.76
40	0.61	53.45	8.508	-0.011
40	0.61	-53.45	8.508	-0.011
40	1.76	-51.72	8.231	-0.034
40	1.76	51.72	8.231	-0.034
40	-0.43	-34.83	5.544	0.012
40	-0.43	34.83	5.544	0.012
40	-19.16	24.09	3.834	0.622
40	-19.16	-24.09	3.834	0.622
40	-0.05	23.37	3.719	0.002
40	-0.05	-23.37	3.719	0.002
40	-5.45	7.6	1.21	0.582
40	-5.45	-7.6	1.21	0.582
40	-854.54	0	0	1
40	-32.58	0	0	1
40	-43.12	0	0	1
40	-100	0	0	1
40	-100	0	0	1
40	-189.34	0	0	1
40	-454.61	0	0	1
40	2.19	0	0	-1
40	-0.01	0	0	1

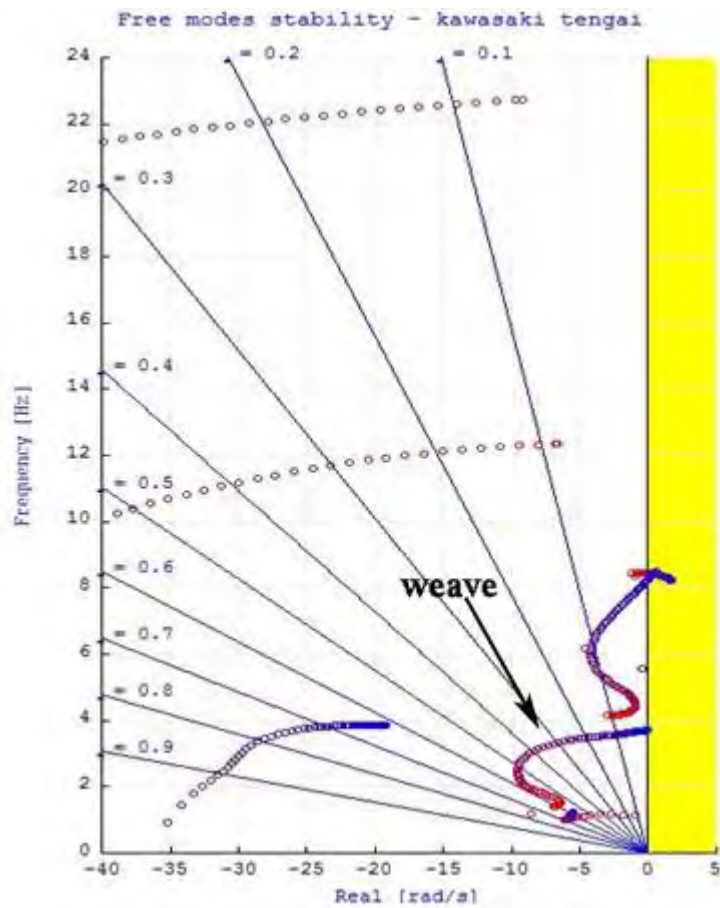


Figura 6.20 Root Locus da 0 a 40 m/s

Tale grafico viene composto "per punti": per ogni velocità, vengono ricavati frequenza e rapporto di smorzamento per ogni modo di vibrare. Di tutti i modi emersi ci si concentra sul modo di weave, in quanto, come emerso anche nei test sperimentali, i problemi di instabilità derivano dai bassi rapporti di smorzamento di tale modo. Esso viene indicato in figura 6.20 .

7. RISULTATI DELLE SIMULAZIONI E COMPARAZIONE CON I RISULTATI SPERIMENTALI

Le simulazioni sono state effettuate :

1. considerando il veicolo infinitamente rigido, senza porre flessibilità strutturali
2. considerando flessibilità dell' avantreno, del telaio e del forcellone

Operativamente, per ogni pressione di gonfiaggio, sia nel modello rigido che in quello con flessibilità strutturali, si è provveduto ad implementare le caratteristiche degli pneumatici, ottenendo in questo modo quattro modelli diversi di veicolo, differenti l' uno dall' altro solo in termini di pneumatici. Come già detto al capitolo precedente, l' introdurre o meno le flessibilità strutturali gioca un ruolo fondamentale nella concordanza a livello quantitativo tra risultati sperimentali e simulazioni. L' aspetto di maggior rilevanza è sicuramente legato alla variazione del rapporto di smorzamento passando da 1 a 2 come si vedrà nella comparazione finale.

7.1 MODELLO CON VEICOLO INFINITAMENTE RIGIDO

Il software per definire le flessibilità strutturali del sistema, opera considerando le compliances. In questo primo set di simulazioni, tutte le compliances sono poste uguali a zero, il che equivale ad imporre rigidità infinita per il veicolo. Le simulazioni nella sezione FreeMoods sono state condotte in "multiple case analysis" da una velocità di 40 km/h a 140 km/h. Di seguito, si riporta il Root Locus relativo al solo modo di weave, al variare della pressione di gonfiaggio degli pneumatici.

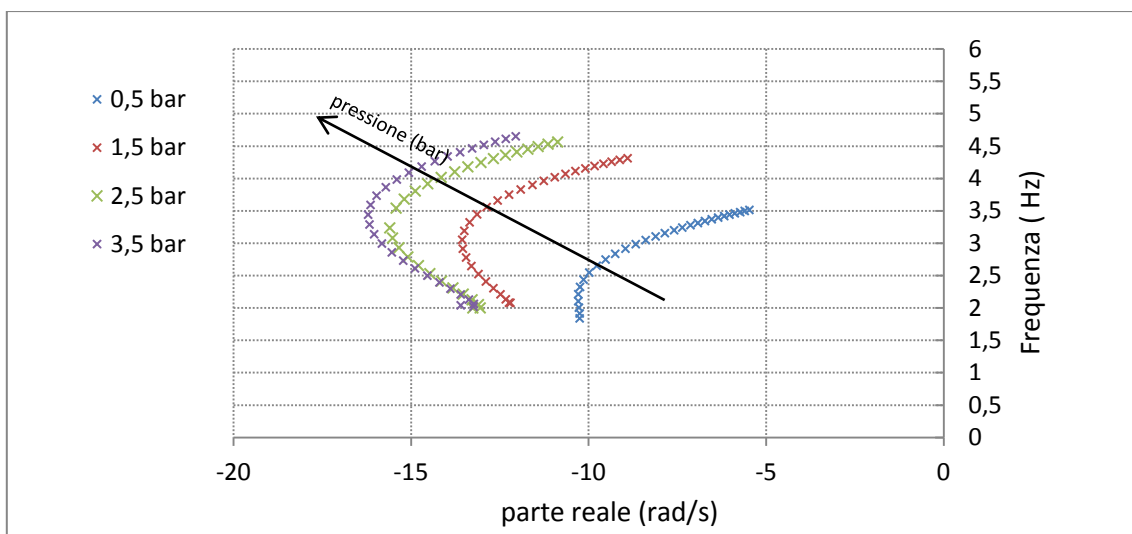


Figura 7.1 Root Locus al variare della pressione di gonfiaggio con veicolo infinitamente rigido

Da questo primo diagramma emerge che, per ogni pressione di gonfiaggio, all' aumentare della velocità di avanzamento del veicolo, aumenta la frequenza del modo di weave. Inoltre la situazione più critica al variare della pressione di gonfiaggio, è relativa alla curva a 0.5 bar, in quanto presenta parte reale minore in modulo rispetto alle altre pressioni, a parità di frequenza (il fenomeno oscillante diventa instabile quando la parte reale si annulla)

Analizzando il file .txt degli output, per ogni velocità di avanzamento, si individuano parte reale (rad/s), parte immaginaria (rad/s), frequenza (Hz) e rapporto di smorzamento.

Per chiarire quanto detto sopra, si considerano gli andamenti di frequenza e rapporto di smorzamento in funzione della velocità parametricamente rispetto alla pressione di gonfiaggio. Inoltre si segnala che, dal

momento che l'indagine sperimentale è stata condotta da 80 km/h a 130 km/h, si è deciso di considerare in ascissa tale range di velocità.

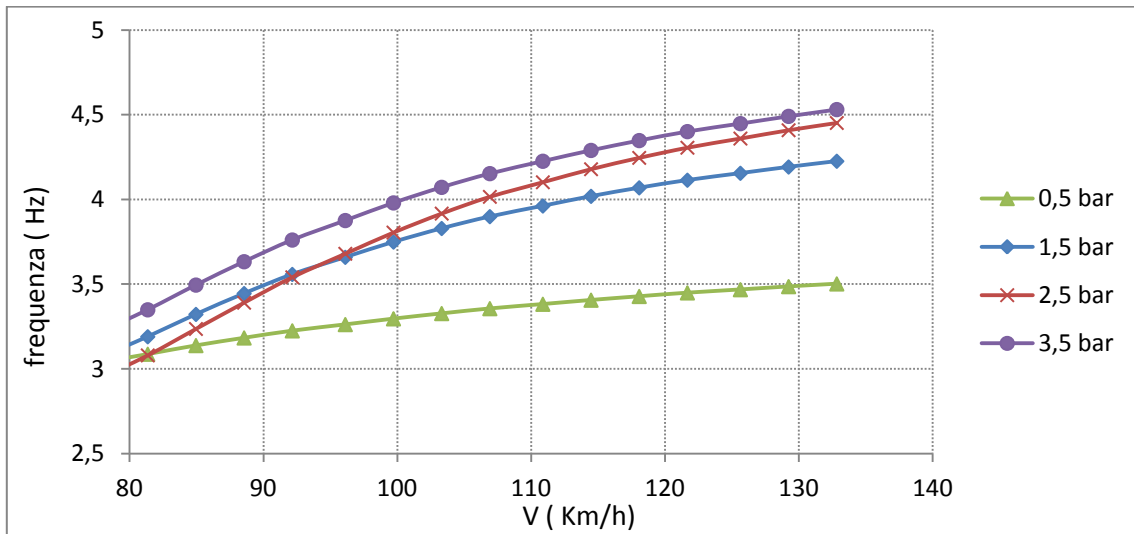


Figura 7.2 Andamento della frequenza in funzione della velocità di avanzamento, parametricamente rispetto alla pressione di gonfiaggio

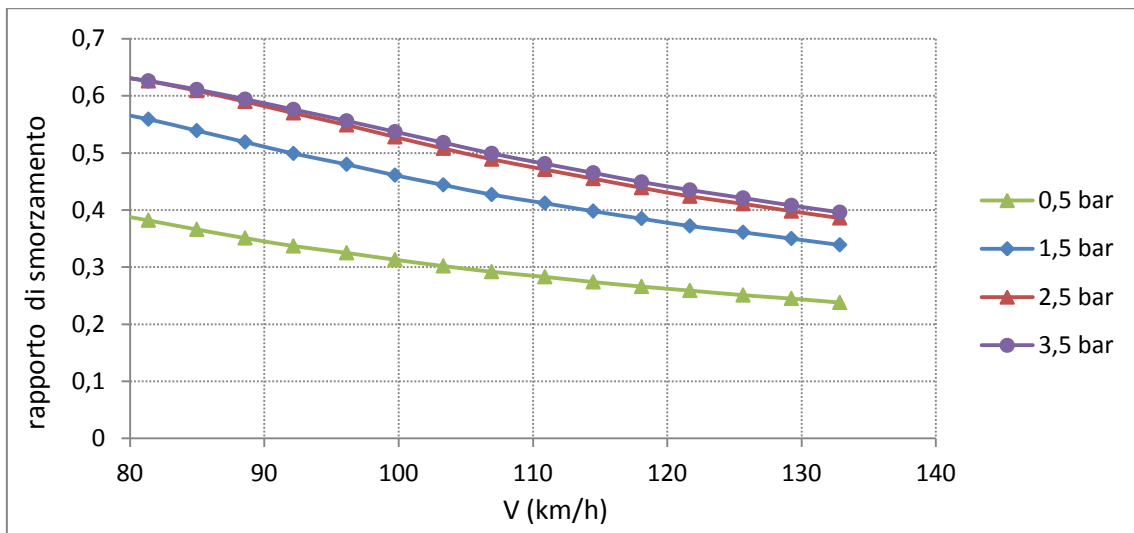


Figura 7.3 Andamento del rapporto di smorzamento in funzione della velocità di avanzamento, parametricamente rispetto alla pressione di gonfiaggio

Qualitativamente risulta evidente la concordanza tra i risultati delle elaborazioni sperimentali e le simulazioni per ogni pressione di gonfiaggio. La frequenza aumenta infatti all' aumentare della velocità di avanzamento per ogni pressione e andamento opposto presenta il rapporto di smorzamento. L' aspetto però su cui si pone l' accento è l' andamento di frequenza e rapporto di smorzamento per una data velocità di avanzamento: la frequenza infatti (eccetto che per velocità inferiori a 100 km/h a 2,5 bar) aumenta all' aumentare della pressione di gonfiaggio e il rapporto di smorzamento presenta andamento opposto. La situazione più critica risulta a 130 km/h con pressione di gonfiaggio di 0,5 bar in cui il rapporto di smorzamento è di circa il 25 %, numericamente discordante con il corrispettivo 1 % derivante dai test su strada. Quindi, qualitativamente, il modello risponde in maniera corretta (dal punto di vista dei trend) ma dal punto di vista quantitativo emerge in maniera evidente quanto determinante sia l' effetto delle

flessibilità strutturali nella stabilità del veicolo. Per rafforzare tale concetto vengono riportati a titolo esemplificativo la comparazione simulazione - indagine sperimentale a 0.5 bar.

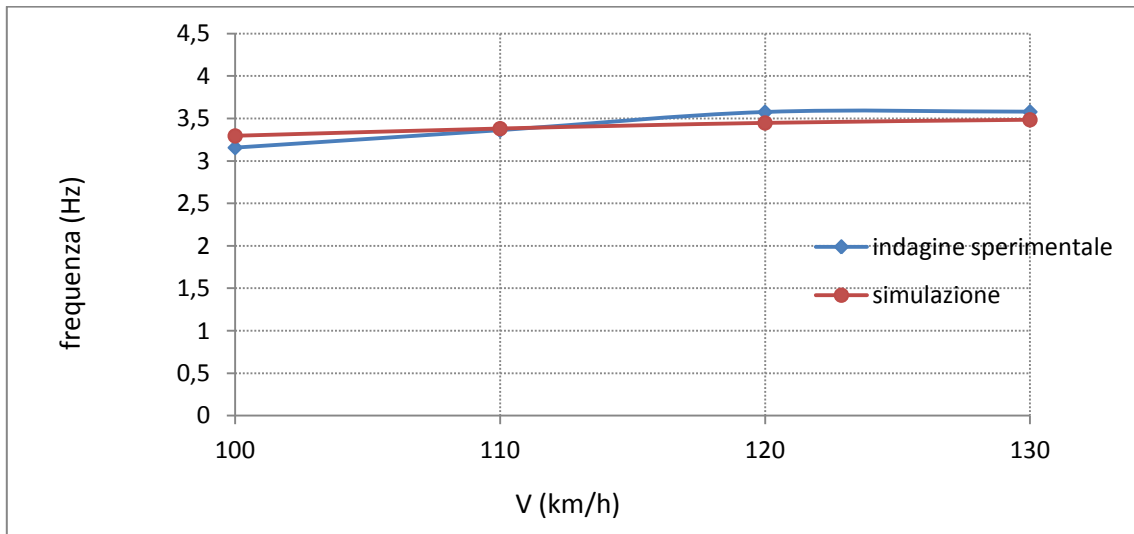


Figura 7.4 Comparazione a 0.5 bar tra le frequenze dei test sperimentali e delle simulazioni, in funzione della velocità di avanzamento

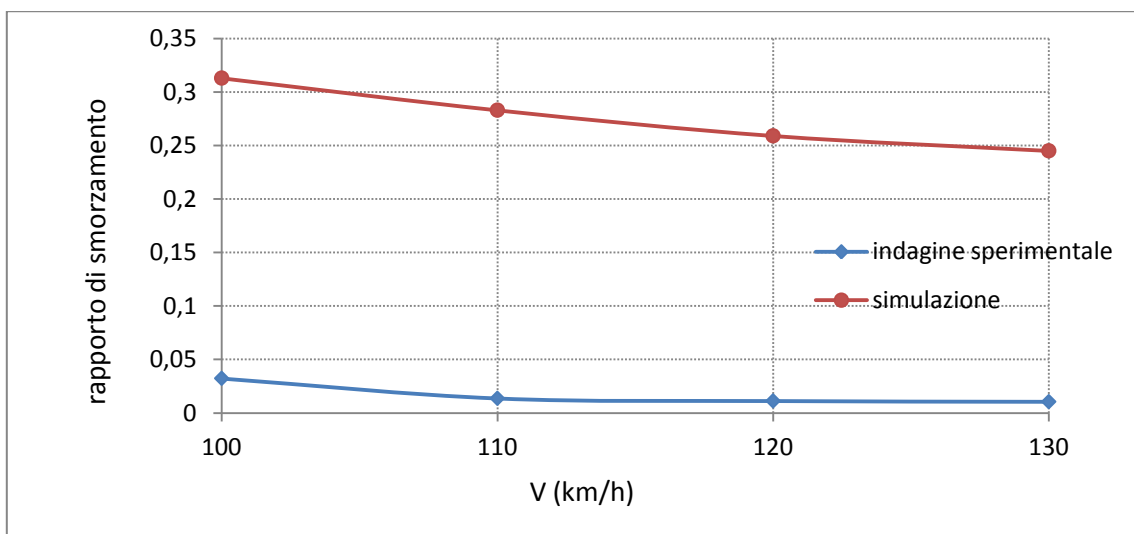


Figura 7.5 Comparazione a 0.5 bar tra i rapporti di smorzamento dei test sperimentali e delle simulazioni, in funzione della velocità di avanzamento

Dal secondo grafico si nota chiaramente la discordanza quantitativa tra i risultati. A 130 km/h con pressione di gonfiaggio di 0,5 bar la simulazione fornisce il 24,5 % di rapporto di smorzamento contro l' 1% dei proveniente dall' indagine sperimentale. Si riportano ora le tabelle riassuntive dei risultati in termini di frequenza e rapporto di smorzamento ottenuti per ogni pressione di gonfiaggio degli pneumatici.

Tabella 7.1 Comparazione numerica tra simulazioni e test sperimentali a 0.5 bar

0.5 bar	TEST SPERIMENTALI	SIMULAZIONI	TEST SPERIMENTALI	SIMULAZIONI
V (km/h)	Frequenza (Hz)		Rapporto di smorzamento	
100	3.158	3.296	0.032	0.313
110	3.363	3.382	0.014	0.283
120	3.576	3.449	0.011	0.259
130	3.580	3.486	0.010	0.245

Tabella 7.2 Comparazione numerica tra simulazioni e test sperimentali a 1.5 bar

1.5 bar	TEST SPERIMENTALI	SIMULAZIONI	TEST SPERIMENTALI	SIMULAZIONI
V (km/h)	Frequenza (Hz)		Rapporto di smorzamento	
100	3.500	3.749	0.042	0.461
110	3.642	3.962	0.029	0.412
120	3.924	4.114	0.016	0.372
130	4.000	4.192	0.015	0.35

Tabella 7.3 Comparazione numerica tra simulazioni e test sperimentali a 2.5 bar

2.5 bar	TEST SPERIMENTALI	SIMULAZIONI	TEST SPERIMENTALI	SIMULAZIONI
V (km/h)	Frequenza (Hz)		Rapporto di smorzamento	
100	3.579	3.805	0.051	0.528
110	3.786	4.102	0.035	0.471
120	4.043	4.306	0.025	0.424
130	4.210	4.049	0.021	0.398

Tabella 7.4 Comparazione numerica tra simulazioni e test sperimentali a 3.5 bar

3.5 bar	TEST SPERIMENTALI	SIMULAZIONI	TEST SPERIMENTALI	SIMULAZIONI
V (km/h)	Frequenza (Hz)		Rapporto di smorzamento	
100	3.817	3.98	0.055	0.537
110	4.049	4.226	0.041	0.481
120	4.093	4.401	0.041	0.435
130	4.324	4.491	0.028	0.408

7.2 MODELLO CON FLESSIBILITÀ STRUTTURALI

Analogamente al modello precedente il root locus è stato determinato per un range di velocità tra 40 e 140 km/h, per poi considerare, in seguito, i risultati di frequenza e rapporto di smorzamento da 80 a 130 km/h al fine di confrontarli con i risultati sperimentali.

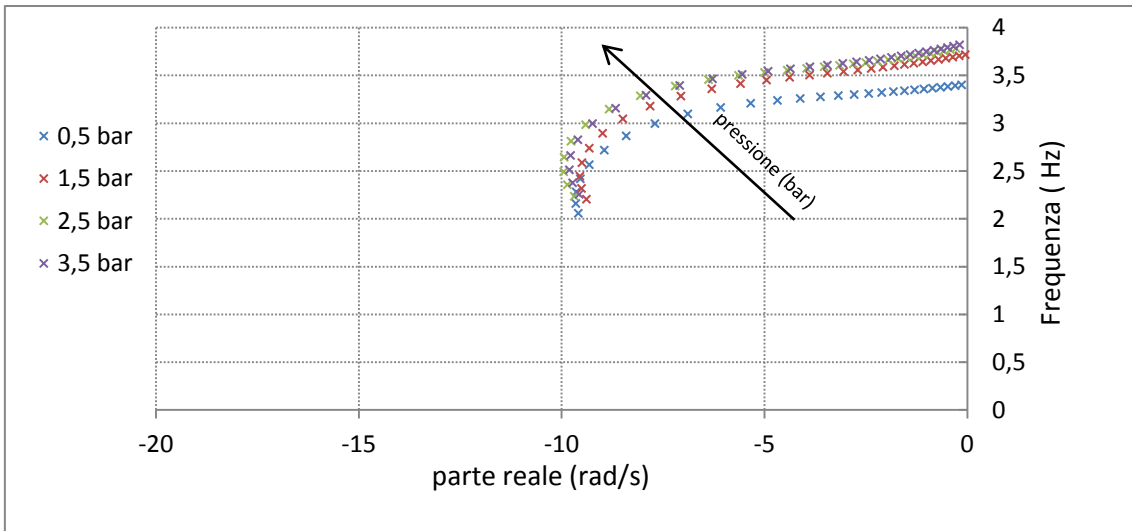


Figura 7.6 Root Locus al variare della pressione di gonfiaggio con veicolo dotato di flessibilità strutturali

Analogamente a quanto visto precedentemente si considera l'andamento della frequenza e del rapporto di smorzamento in funzione della velocità al variare della pressione di gonfiaggio degli pneumatici.

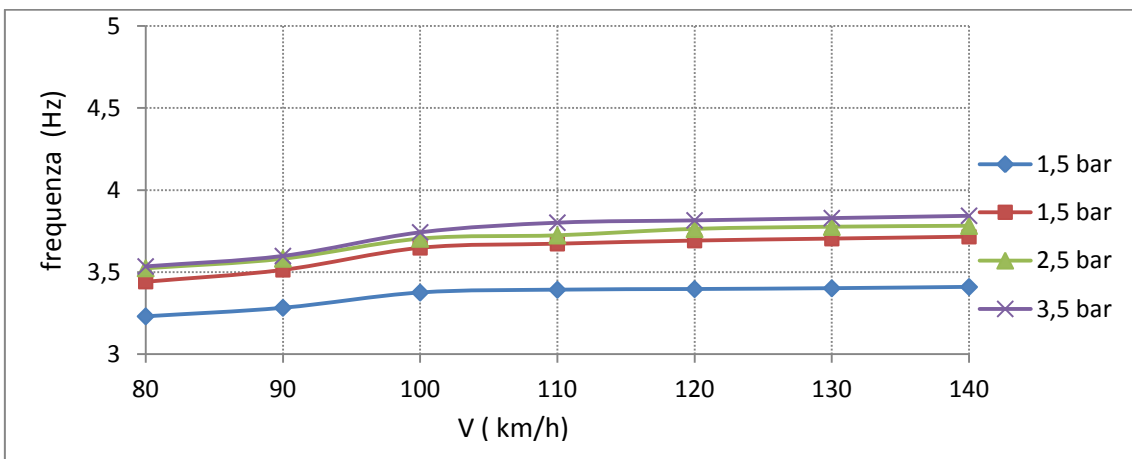


Figura 7.7 Andamento della frequenza in funzione della velocità di avanzamento, parametricamente rispetto alla pressione di gonfiaggio

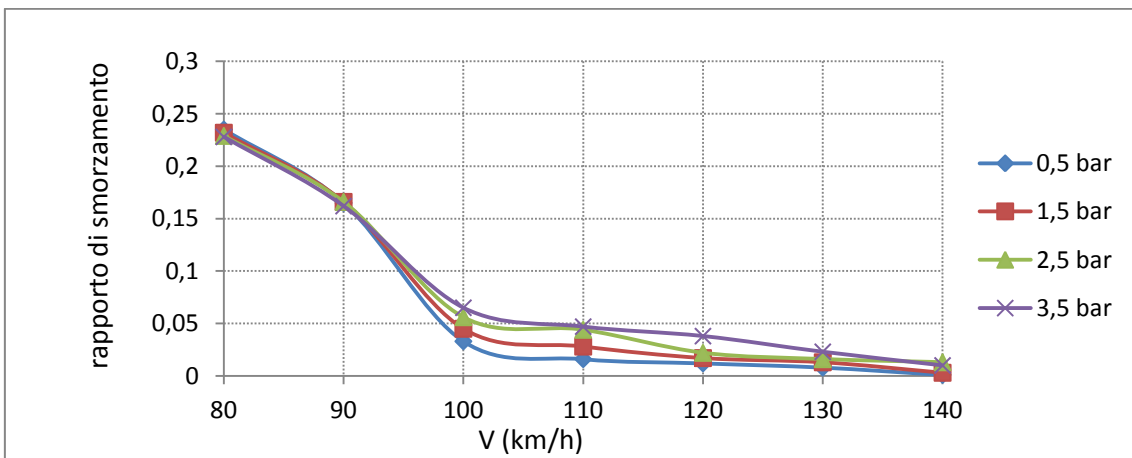


Figura 7.8 Andamento del rapporto di smorzamento in funzione della velocità di avanzamento, parametricamente rispetto alla pressione di gonfiaggio

Si sottolinea, preliminarmente, che l'andamento qualitativamente è concorde con quello visto nel modello senza flessibilità ma si nota come l'introduzione delle flessibilità strutturali, comporti, all'aumentare della velocità e per una data pressione, variazioni inferiori al 10% in termini di frequenza e variazioni di rapporto di smorzamento quantitativamente più significative. A titolo indicativo si considerano le curve a 0.5 bar, a 130 km/h; l'introduzione delle flessibilità strutturali riduce il rapporto di smorzamento dal 24.5% allo 0.8 %.

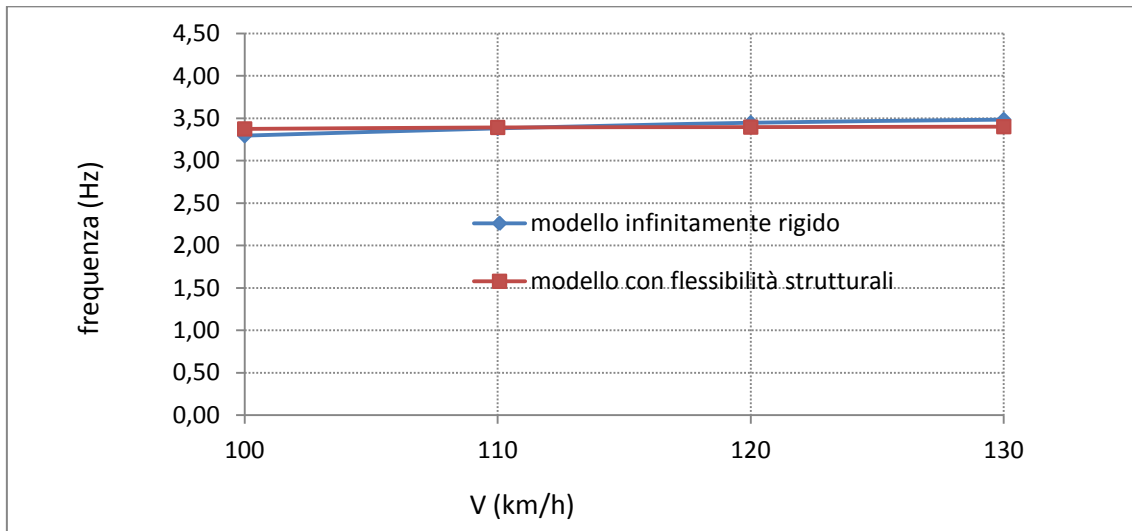


Figura 7.9 Comparazione in frequenza tra il modello infinitamente rigido e il modello con flessibilità strutturali in funzione della velocità di avanzamento a 0.5 bar

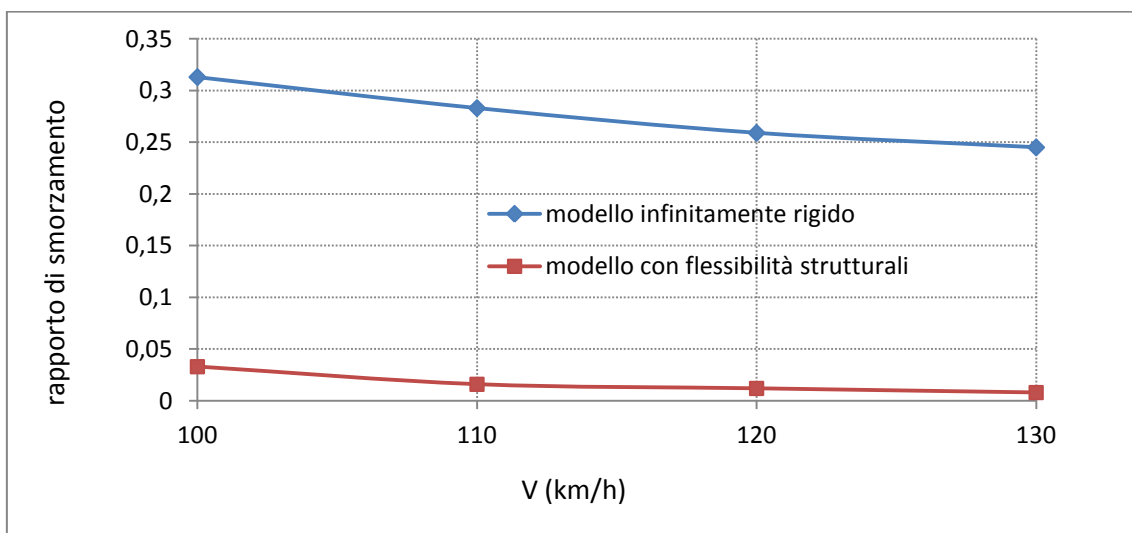


Figura 7.10 Comparazione in rapporto di smorzamento tra il modello infinitamente rigido e il modello con flessibilità strutturali in funzione della velocità di avanzamento a 0.5 bar

7.3 COMPARAZIONE RISULTATI SPERIMENTALI - SIMULAZIONI

0.5 bar

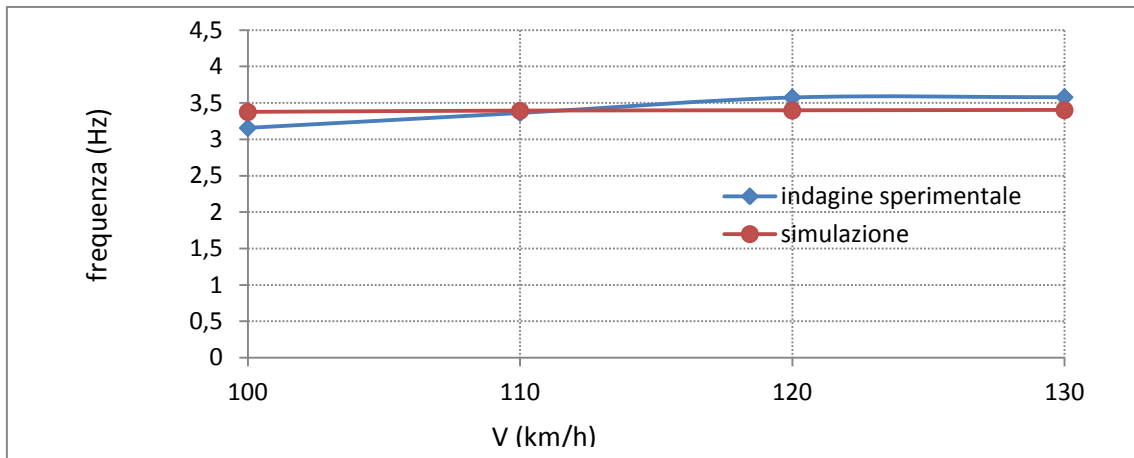


Figura 7.11 Comparazione a 0.5 bar tra le frequenze dei test sperimentali e delle simulazioni, in funzione della velocità di avanzamento

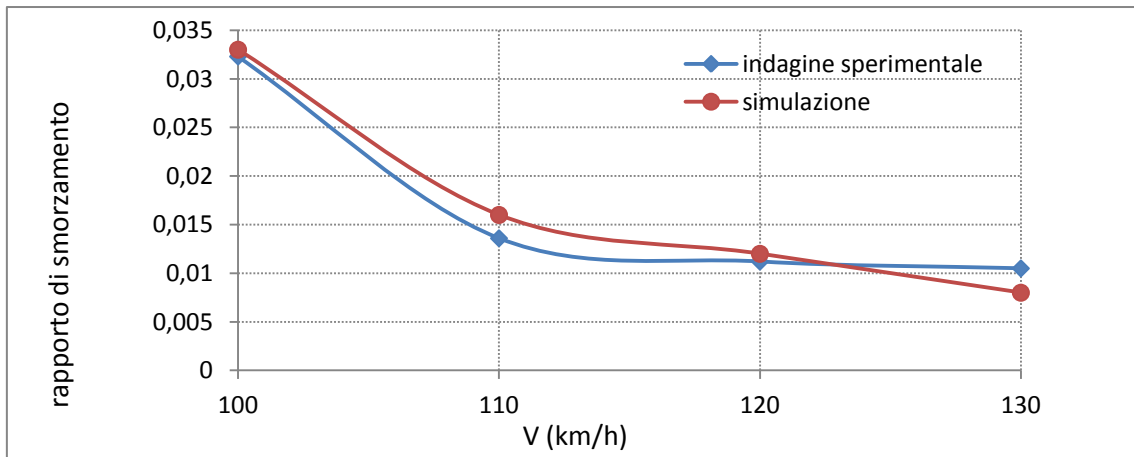


Figura 7.12 Comparazione a 0.5 bar tra i rapporti di smorzamento dei test sperimentali e delle simulazioni, in funzione della velocità di avanzamento

1.5 bar

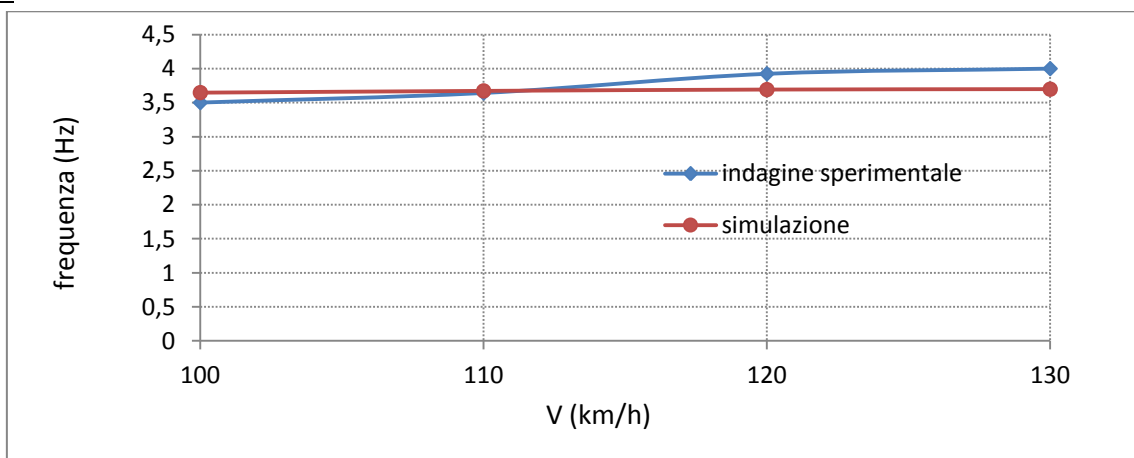


Figura 7.13 Comparazione a 1.5 bar tra le frequenze dei test sperimentali e delle simulazioni, in funzione della velocità di avanzamento

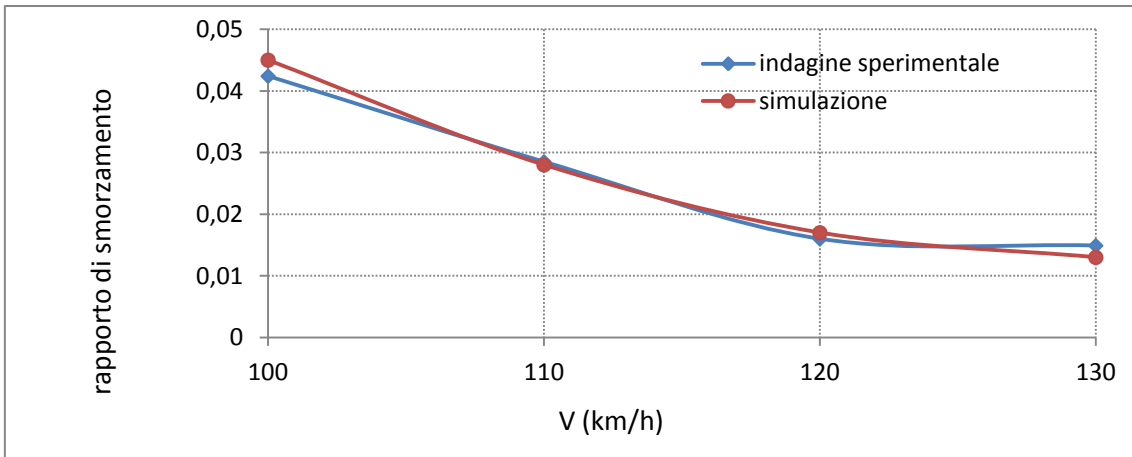


Figura 7.14 Comparazione a 1.5 bar tra i rapporti di smorzamento dei test sperimentali e delle simulazioni, in funzione della velocità di avanzamento

2.5 bar

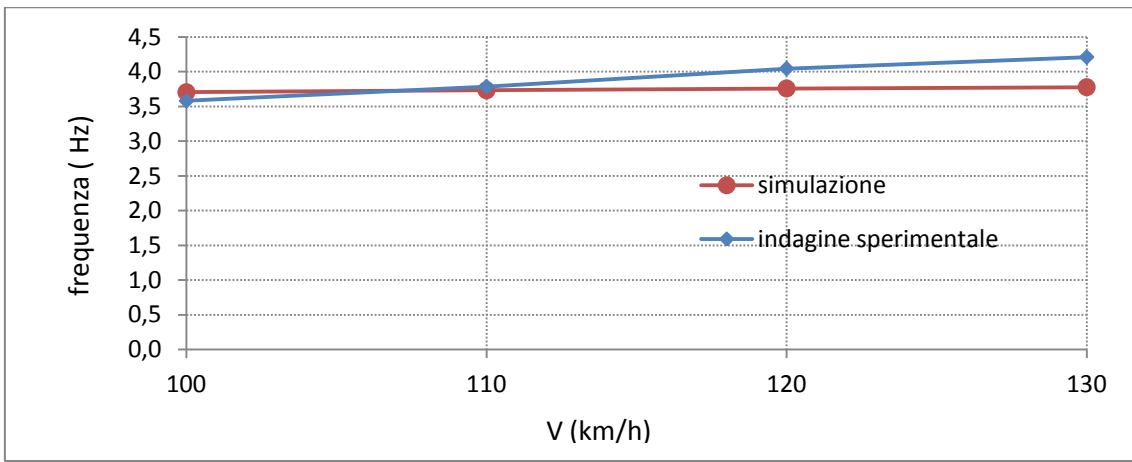


Figura 7.15 Comparazione a 2.5 bar tra le frequenze dei test sperimentali e delle simulazioni, in funzione della velocità di avanzamento

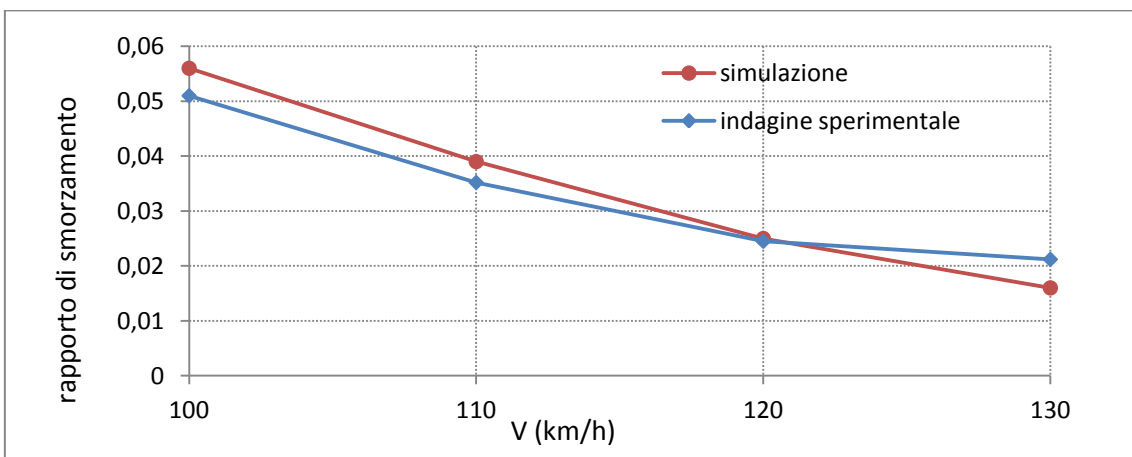


Figura 7.16 Comparazione a 2.5 bar tra i rapporti di smorzamento dei test sperimentali e delle simulazioni, in funzione della velocità di avanzamento

3.5 bar

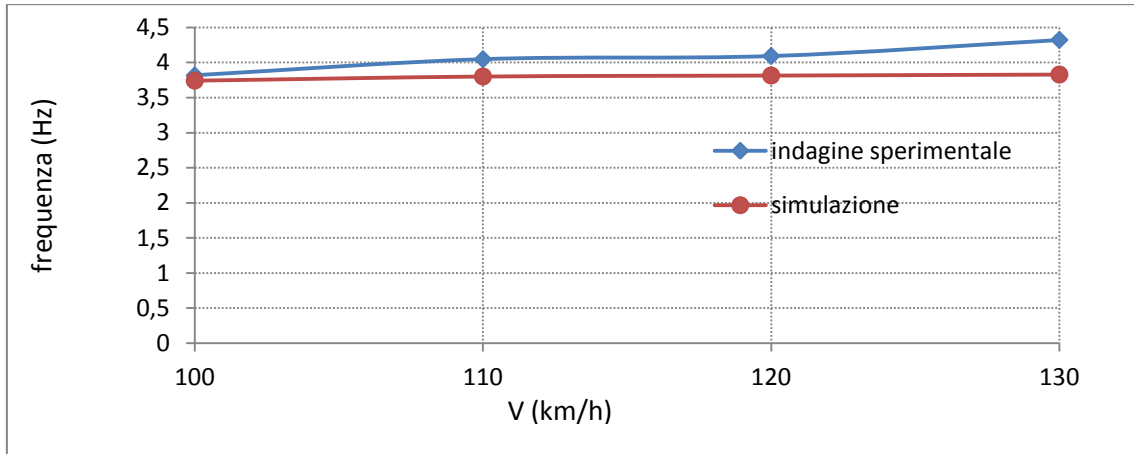


Figura 7.17 Comparazione a 3.5 bar tra le frequenze dei test sperimentali e delle simulazioni, in funzione della velocità di avanzamento

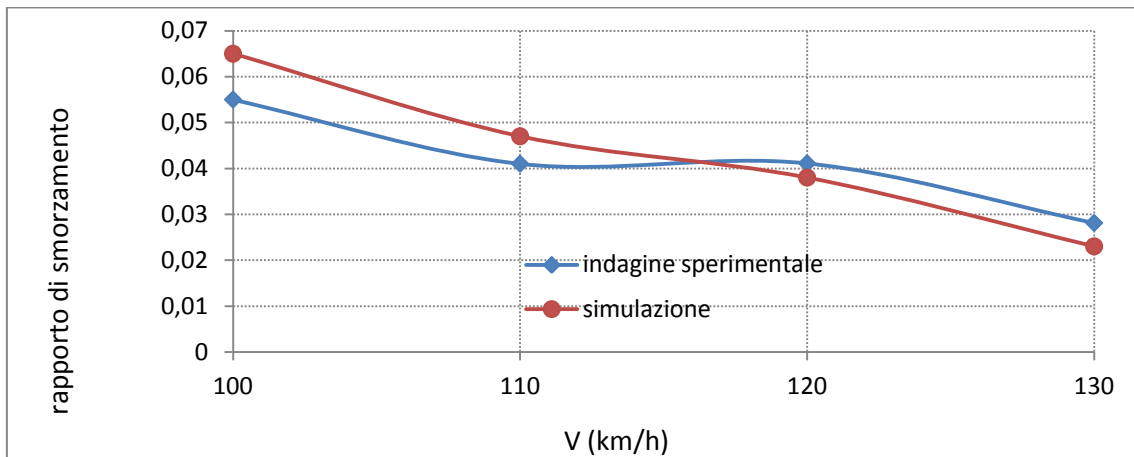


Figura 7.18 Comparazione a 2.5 bar tra i rapporti di smorzamento dei test sperimentali e delle simulazioni, in funzione della velocità di avanzamento

Tabella 7.5 Comparazione numerica tra simulazioni e test sperimentali a 0.5 bar

0.5 bar	TEST SPERIMENTALI	SIMULAZIONI	SCOSTAMENTO %	TEST SPERIMENTALI	SIMULAZIONI	SCOSTAMENTO %
V (km/h)	Frequenza (Hz)			Rapporto di smorzamento		
100	3.158	3.376	6.9	0.032	0.033	2.17
110	3.363	3.393	0.9	0.014	0.016	14.2
120	3.576	3.397	5	0.011	0.012	7.14
130	3.580	3.402	4.96	0.010	0.008	20

Tabella 7.6 Comparazione numerica tra simulazioni e test sperimentali a 1.5 bar

1.5 bar	TEST SPERIMENTALI	SIMULAZIONI	SCOSTAMENTO %	TEST SPERIMENTALI	SIMULAZIONI	SCOSTAMENTO %
V (km/h)	Frequenza (Hz)			Rapporto di smorzamento		
100	3.500	3.648	4.2	0.042	0.045	6.13
110	3.642	3.673	0.87	0.029	0.028	1.75
120	3.924	3.692	5.91	0.016	0.017	6.25
130	4.000	3.756	7.41	0.015	0.013	12.8

Tabella 7.7 Comparazione numerica tra simulazioni e test sperimentali a 2.5 bar

2.5 bar	TEST SPERIMENTALI	SIMULAZIONI	SCOSTAMENTO %	TEST SPERIMENTALI	SIMULAZIONI	SCOSTAMENTO %
V (km/h)	Frequenza (Hz)			Rapporto di smorzamento		
100	3.579	3.704	3.5	0.051	0.056	9.8
110	3.786	3.731	1.45	0.035	0.039	11.42
120	4.043	3.758	7.06	0.025	0.025	0
130	4.210	3.776	10.3	0.021	0.016	23.8

Tabella 7.8 Comparazione numerica tra simulazioni e test sperimentali a 3.5 bar

3.5 bar	TEST SPERIMENTALI	SIMULAZIONI	SCOSTAMENTO %	TEST SPERIMENTALI	SIMULAZIONI	SCOSTAMENTO %
V (km/h)	Frequenza (Hz)			Rapporto di smorzamento		
100	3.817	3.743	1.96	0.055	0.065	18.1
110	4.049	3.802	6.09	0.041	0.047	14.63
120	4.093	3.816	6.77	0.041	0.038	7.54
130	4.324	3.83	11.42	0.028	0.023	17.9

Analizzando quindi dettagliatamente i risultati ottenuti si nota che la variazione di frequenza all' aumentare della velocità, per ogni pressione, è comparativamente inferiore rispetto alla stessa misurata sperimentalmente. Prendendo a riferimento l' analisi a 0.5 bar la variazione percentuale da 100 a 130 km/h ricavata dai test risulta dell' 11.8% contro lo 0.8 % derivante dalle simulazioni. Tale trend è visibile per tutte le pressioni analizzate; in generale quindi le simulazioni mostrano una minor sensibilità della velocità sulla frequenza del modo rispetto alle rilevazioni su strada. Complessivamente in termini di frequenza la variazione percentuale massima che si riscontra tra modello e test è dell' 11%, tenendo presente che, come già detto, le flessibilità strutturali sono state stimate in quanto il fine ultimo della trattazione è valutare l' influenza della pressione di gonfiaggio sulla stabilità del veicolo e le simulazioni sono servite per la fase di validazione dei risultati sperimentali.

L' aspetto più rilevante riguarda il rapporto di smorzamento in quanto esso determina l' instabilità del weave. Per ogni pressione, all' aumentare della velocità di avanzamento, il rapporto di smorzamento decresce e la situazione più critica si verifica in ambedue i casi a 0.5 bar alla velocità di 130 km/h. Ciò è comprensibile ricordando che nel primo capitolo, pur considerando un modello semplificato, si è posto l' accento sul ruolo della rigidità di deriva nella stabilità del veicolo. Al diminuire della pressione diminuisce la rigidità di deriva e dunque la situazione più critica è quando la pressione di gonfiaggio raggiunge i 0.5 bar (questo è anche uno dei motivi per cui le case costruttrici di pneumatici suggeriscono un valore di pressione ottimale per ogni pneumatico). Sperimentalmente a 130 km/h il rapporto di smorzamento è dell' 1% ; dalle simulazioni si è ricavato, nelle stesse condizioni, 0.8 %. Complessivamente, in termini di rapporto di smorzamento la variazione percentuale massima che si riscontra è del 20 %.

I risultati ottenuti, seppur in un range limitato di velocità (100 - 130 km/h) rispettano gli andamenti simulati in [2] mostrando come la pressione di gonfiaggio sia una componente non trascurabile nella stabilità del veicolo in esame.

8. CONCLUSIONI

Con il presente lavoro si è analizzata sperimentalmente l' influenza della pressione di gonfiaggio degli pneumatici sulla stabilità del veicolo testato evidenziando come pressioni di gonfiaggio inferiori rispetto agli standard suggeriti dalle case produttrici, riducano i rapporti di smorzamento, rendano maggiormente instabile il veicolo. Mediante la caratterizzazione degli pneumatici, della geometria, delle masse ed inerzie della moto si è proceduto ad una comparazione dei valori di frequenza e rapporto di smorzamento del modo di weave, al variare della velocità e parametricamente rispetto alla pressione, tra i test svolti su strada e le simulazioni. Ciò per validare i risultati ottenuti sperimentalmente ed elaborati mediante l' algoritmo SSI. L'effetto principale riscontrato è dunque la riduzione del rapporto di smorzamento per ogni velocità analizzata, al decrescere della pressione di gonfiaggio degli pneumatici, con l' effetto di destabilizzare il veicolo.

Futuri sviluppi riguardano l' analisi dei trend di frequenza e rapporto di smorzamento a velocità superiore. Nella pianificazione dei test sperimentali si è preferito non oltrepassare i 130 km/h per motivi di sicurezza. Si sottolinea inoltre che a velocità inferiori a 100 km/h non è stato definito un trend chiaro per il modo di weave, in quanto esso risulta fortemente smorzato e i tempi di acquisizione sono inferiori agli standard previsti.

Si provvederà, inoltre, a misurare le caratteristiche di rigidità strutturale per il telaio e l' avantreno, al fine di affinare il modello e ridurre gli scostamenti percentuali tra le simulazioni e i risultati dei test su strada.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Identification of the characteristics of motorcycle and scooter tires in the presence of large variation in inflation pressure. V. Cossalter, A. Doria, E. Giolo, L. Taraborrelli, M. Massaro *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*
- [2] The effect of the inflation pressure on the tyre properties and the motorcycle stability. M. Massaro, V. Cossalter, G. Cusimano *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D*
- [3] *Motorcycle Dynamics*, V. Cossalter
- [4] Experimental and model-based analysis of motorcycle wobble and weave, T. Jansen *Technische Universiteit Eindhoven*
- [5] *Stochastic Subspace Identification Applied to the Weave Mode of Motorcycles*. James C. Brendelson, Anoop K. Dhingra
- [6] *Understanding Stochastic Subspace Identification*. Rune Brincker, Palle Andersen
- [7] *Meccanica delle Vibrazioni*. Roberto Lot, Vittore Cossalter
- [8] Experimental and numerical analysis of the influence of tyres' properties on the straight running stability of a sport touring motorcycle. Vittore Cossalter, Alberto Doria, Matteo Formentini, M. Peretto
- [9] Numerical and experimental investigation of passive rider effects on motorcycle weave. M. Massaro, R. Lot, V. Cossalter, J. Brendelson, J. Sadauckas
- [10] The influence of frame compliance and rider mobility on the scooter stability. V. Cossalter, R. Lot, M. Massaro
- [11] Experimental and numerical analysis of the influence of tyres' properties on the straight running stability of a sport touring motorcycle. V. Cossalter, A. Doria, M. Formentini, M. Peretto
- [12] *La macchina Mototiremeter per la misura delle caratteristiche dei pneumatici di tipo motociclistico*, N. Ruffo, Università di Padova, 2002
- [13] Tesi di laurea: *Misure delle caratteristiche di pneumatici motociclistici al variare dei parametri di utilizzo*. L. Trombetta, 2006-2007 Padova
- [14] Tesi di laurea: *Identificazione delle caratteristiche inerziali di motocicli e delle proprietà dei pneumatici*. P. Angelin, 2003-2004 Padova
- [15] Tesi di dottorato: *Studio delle instabilità dei motocicli alle alte velocità*. M. Formentini
- [16] Tesi di dottorato: *Studio delle instabilità degli scooters con particolare riferimento al wobble*. M. Salvador

RINGRAZIAMENTI

Un sentito ringraziamento va al Professor Vittore Cossalter per l' entusiasmo e la passione che è riuscito a trasmettermi in questi anni. Un grazie di cuore va all' Ing. Enrico Giolo per aver donato alla ricerca il suo amato "Tengai", per aver svolto un lavoro eccellente come collaudatore e per il suo "help your-self" che mi ha fatto vivere un' esperienza da protagonista. Ringrazio inoltre l' Ing. Tarek Jomaa per il supporto continuo fornitomi nella fase di misurazione in laboratorio e per la sua totale disponibilità. Tengo a ringraziare i miei genitori per avermi sempre fatto puntare dritto all' obiettivo, nonostante le iniziali difficoltà incontrate. Un grazie di cuore va agli zii Roberto e Diva per avermi fatto sentire importante ad ogni traguardo raggiunto. Non posso non citare i miei amici di sempre Alberto e Lorenzo, compagni di avventure da una vita e sempre presenti. Non posso certo dimenticarmi di Andrea, Marco, Pietro, Mauro e Valentina. A voi tutti un grazie enorme per avermi sopportato tutte quelle volte in cui non sono uscito o quando vi ho parlato per ore di ingegneria. Un Grazie anche a Martina per avermi accompagnato in questo percorso e per non avermi mai fatto mancare la sua fiducia. Ringrazio inoltre Marcello, mio predecessore rodigino in terra padovana e Nicola, fedele compagno di viaggio in questi cinque anni. Un pensiero anche ad Andrea, Riccardo, Daniele, Orkhan e Alberto: a voi che da semplici compagni di università siete diventati, per me, grandi amici.

Valerio