



UNIVERSITÀ  
DEGLI STUDI  
DI PADOVA

Sede Amministrativa: Università degli Studi di Padova  
Dipartimento di Innovazione Meccanica e Gestionale

SCUOLA DI DOTTORATO DI RICERCA IN: Ingegneria Industriale

INDIRIZZO: Progettazione meccanica ed Ingegneria Motociclistica

CICLO: XXIII

# STUDIO DELLE INSTABILITA' DEI MOTOCICLI ALLE ALTE VELOCITA'

**Direttore della Scuola :** Ch.mo Prof. Paolo Bariani.

**Coordinatore d'indirizzo:** Ch.mo Prof. Vittore Cossalter.

**Supervisore :** Ch.mo Prof. Vittore Cossalter.

**Dottorando :** Matteo Formentini



# Indice

Abstract .....	5
Sommario.....	5
Introduzione .....	7
1 Stabilità e modi di vibrare dei motocicli.....	8
1.1 Excursus Storico.....	8
1.2 Stato dell'arte .....	13
1.2.1 I modi di vibrare del veicolo.....	13
1.2.2 Effetto delle variazioni dei principali parametri.....	17
1.3 FastBike Introduzione al codice di simulazione numerica utilizzato.....	18
1.4 Bibliografia.....	20
2 Influenza del pilota sulla stabilità.....	23
2.1 Indagine sperimentale su strada. ....	24
2.1.1 Strumentazione e metodologie di prova.....	24
2.1.2 Metodo di fitting dei dati sperimentali.....	27
2.1.3 Analisi dei risultati .....	30
2.2 Identificazione sperimentale di laboratorio. ....	34
2.2.1 Strumentazione e metodologie di prova.....	34
2.2.2 Calcolo delle funzioni di trasferimento .....	38
2.2.3 Risultati delle identificazioni.....	41
2.3 Impostazione del modello del pilota in FastBike e confronto con i dati sperimentali. ....	44
2.3.1 Verifica dei risultati di modellazione del pilota .....	45
2.4 Conclusioni.....	47
2.5 Bibliografia.....	48
2.6 Ringraziamenti.....	48
3 Influenza delle caratteristiche degli pneumatici sulla stabilità.....	49
3.1 Indagine sperimentale.....	50
3.1.1 Identificazione delle caratteristiche degli pneumatici.....	50
3.1.2 Metodologia per la prova sperimentale. ....	51
3.1.3 Identificazione degli autovalori modali.....	53
3.1.4 Analisi dei risultati delle prove di weave. ....	55
3.1.5 Analisi dei risultati delle prove di wobble.....	57
3.2 Indagine numerica.....	59
3.2.1 Simulazioni numeriche per il calcolo dei modi di vibrare.....	59
3.2.2 Metodologie impiegate per l'analisi parametrica .....	60
3.2.3 Analisi numerica parametrica.....	64
3.2.4 Risultati delle simulazioni concernenti il weave. ....	66
3.2.5 Risultati delle simulazioni concernenti il wobble.....	69
3.3 Conclusioni.....	72
3.4 Bibliografia.....	73
4 Influenza delle rigidzze strutturali sulla stabilità.....	75
4.1 Rigidzze strutturali nei motocicli.....	78
4.1.1 Identificazione sperimentale delle caratteristiche di rigidzza .....	79
4.1.2 Identificazione numerica delle caratteristiche di rigidzza .....	83
4.2 Studio numerico sull'influenza delle rigidzze sulla stabilità del motociclo. ....	87
4.2.1 Modellazione a parametri concentrati dei valori di rigidzza. ....	87
4.2.2 Analisi multivariata.....	89
4.3 Conclusioni.....	94
4.4 Bibliografia.....	95
4.5 Ringraziamenti.....	95
5 Conclusioni.....	97
Ringraziamenti.....	99



## **ABSTRACT**

Motorcycle dynamics is characterized by the presence of modes of vibration that may become unstable and lead to dangerous conditions.

This work deals with an analysis of weave and wobble instability for motorcycles in straight running high speed conditions.

In the first section an overview of the state of the art of motorcycle lateral dynamics is given.

Chapter two deals with a research program aimed to measure the oscillations of rider's body on a running motorcycle in the presence of weave vibrations. First testing equipment is presented, it includes a special measurement device that is able to measure the relative motion between the rider and the motorcycle. Then the road tests carried out at increasing speed (from 160 to 210 km/h) are described and discussed. Best fitting methods are used for identifying the main features of measured vibrations in terms of natural frequencies, damping ratios and modal shapes. Finally a comparison between measured and simulated response of the motorcycle – rider system in weave conditions is explained; a rather good agreement is found.

Chapter three presents experimental and numerical analyses dealing with the influence of tyre properties on the stability of weave and wobble in straight running. The final goal is to find optimal sets of tyre properties that improve the stability of a motorcycle. The investigation is based on road tests carried out on a sport touring motorcycle equipped with sensors. Three set of tyres are tested at different speeds in the presence of weave and wobble. The analysis of telemetry data highlights significant differences in the trends of frequency and damping of weave and wobble against speed. The experimental analysis is integrated by a parametric numerical analysis. Tyre properties are varied according to the design of experiments method, in order to highlight the single effects on stability of lateral and cornering stiffness of front and rear tyre.

Chapter four deals with a numerical analysis on structural flexibilities influence on weave and wobble stability. First an overview on flexibilities definition and experimental identifications problems is given. Then the numerical model with concentrated stiffness is defined and a multivariate analysis is carried out with the final goal of understanding the effect of each flexibilities.

## **SOMMARIO**

Il lavoro illustra i tratti salienti di alcuni studi effettuati sulla stabilità ad alta velocità dei motocicli. In particolare gli studi numerici presentati sono stati resi possibili attraverso l'uso di un codice di calcolo con modello multi-body di motociclo allo stato dell'arte e sono stati accompagnati quanto più possibile da indagini sperimentali complementari.

Nel primo capitolo della tesi verrà presentato un excursus storico sulla dinamica laterale dei motocicli, seguito dallo stato dell'arte, che farà riferimento in particolare ai lavori di autorità scientifiche riconosciute nel settore della modellazione e della dinamica dei veicoli a due ruote.

L'analisi dello stato dell'arte permette di evidenziare in maniera chiara ed esaustiva le

problematiche ancora pendenti riguardo alla stabilità dei motocicli.

Il secondo capitolo è dedicato all'analisi dell'influenza del pilota sul modo di weave. L'influenza dalla risposta passiva del pilota è particolarmente rilevante. Al fine di colmare la carenza di informazioni sul comportamento del pilota in reali condizioni di weave, si sono rese necessarie una serie di attività sperimentali volte alla validazione del modello di pilota utilizzato nelle simulazioni di weave. In particolare sono state due le analisi sperimentali intraprese per lo studio del comportamento del pilota. In primo luogo un'analisi sperimentale in laboratorio volta all'identificazione dei parametri tipici di rigidità e smorzamento del pilota da utilizzare su un modello ad un grado di libertà del pilota secondo quanto suggerito dalla seconda analisi sperimentale svolta su strada.

Nel terzo capitolo viene presentata un'analisi sperimentale e numerica sull'influenza degli pneumatici nei modi di vibrare di weave e wobble. La vasta campagna sperimentale effettuata su diversi treni di pneumatici viene affiancata da un'indagine numerica condotta secondo metodi di analisi multivariata (MANOVA e D.O.E.) al fine di estrapolare un maggior numero di informazioni.

Il quarto capitolo è dedicato ad un'analisi numerica dell'influenza delle flessibilità strutturali sulla stabilità dei modi di vibrare di weave e wobble. L'analisi di sensibilità viene anticipata da una serie di considerazioni sulle problematiche di definizione dei parametri di rigidità per strutture motociclistiche. Anche in questo caso l'analisi numerica è stata condotta con tecniche D.O.E. e MANOVA.

## **INTRODUZIONE**

Lo studio della stabilità di un motociclo consiste nell'analisi dei moti che possono svilupparsi intorno alla posizione di equilibrio quando, a causa di una qualsiasi perturbazione esterna (input del pilota, piano stradale, perturbazioni aerodinamiche), il veicolo se ne allontana. Il moto che ne risulta è dato dalla combinazione dei modi di vibrare naturali del sistema moltiplicati per opportuni coefficienti di partecipazione modale. Nel suo incedere il motociclo è soggetto ad una serie di perturbazioni esterne, quali per esempio quelle causate dalle asperità del terreno, che lo inducono ad oscillare attorno alla posizione verticale (nel caso di moto in rettilineo). Riveste dunque particolare rilevanza lo studio dei modi di vibrare, che indicano il modo in cui il sistema tende o meno a riportarsi autonomamente nella suddetta posizione di equilibrio. In particolare lo studio dei modi di vibrare non può che passare per lo studio di frequenze e smorzamenti di queste oscillazioni e della forma modale. In letteratura è riconosciuta l'esistenza di tre modi di vibrare concernenti la stabilità: modo wobble, modo weave e modo capsized. Essendo quest'ultimo modo non vibrante, nel presente studio si considerano solamente i modi di weave e wobble.

# 1 STABILITÀ E MODI DI VIBRARE DEI MOTOCICLI

## 1.1 Excursus Storico

I primi studi sulla stabilità dei motocicli risalgono al 1869 ad opera di Rankine. Il pilota era considerato una rigida estensione del retrotreno, mentre le ruote ricoprivano il ruolo di vincoli, che indirizzavano il veicolo nella direzione imposta dallo sterzo. Era stato intuito il ruolo centrale delle forze centrifughe, che potevano bilanciare il momento ribaltante legato alle forze gravitazionali e al rollio del veicolo. Il rilevante contributo degli effetti giroscopici era ancora lontano dall'essere intuito.

È del 1899 il primo approccio analitico al problema: Wipple presenta delle analisi di stabilità effettuate con il criterio di Routh-Hurwitz, ed individua l'esistenza di un piccolo intervallo di velocità all'interno del quale il motociclo si mantiene stabile (può essere cioè condotto senza mani sul manubrio). All'esterno di questo campo il controllo è delegato al pilota, che può intervenire agendo sullo sterzo e/o sulla posizione del corpo.

Tra il 1910 e il 1922 prende piede l'idea che la dinamica del meccanismo di sterzo sia pesantemente influenzata dagli effetti giroscopici, e contemporaneamente vengono osservati nelle motociclette i primi casi di "speedman's wobble" (oscillazioni instabili che si verificavano ad alte velocità, per il tempo ovviamente).

Si può dire che non ci siano stati progressi degni di nota fino al 1951, quando fa la sua comparsa all'interno del mondo scientifico il concetto di angolo di deriva: le ruote non vengono più viste come vincoli, ma come generatrici di forze. Queste ultime poi, dipendono in parte dallo strisciamento (valutato dall'angolo di deriva) ed in parte dall'inclinazione (angolo di rollio) del pneumatico, e sono quindi funzione della cinematica del veicolo stesso.

Wilson e Jones conclusero che gli angoli di deriva correntemente utilizzati in curva sono molto piccoli (la maggior parte della forza laterale è dunque esplicitata dalla forza di rollio, *camber thrust*) e che il contro-sterzo viene correntemente utilizzato dai piloti all'ingresso e all'uscita delle curve; affermazione quest'ultima che suscitò non poche discussioni all'epoca della sua formulazione, e che a tutt'oggi suscita perplessità al di fuori del mondo scientifico, anche tra piloti professionisti, a dimostrazione di come nella maggior parte dei casi si guidi un motociclo senza essere consapevoli del modo in cui lo si guida.

E' del 1956 (Döhning) l'introduzione di un ritardo di fase tra posizione della ruota e forze sul pneumatico: la forza istantanea cioè, differisce da quella in condizioni di regime, a parità di angoli di deriva e di rollio.

La prima analisi sistematica della stabilità del motoveicolo è da attribuire a Sharp [1], che si ispirò ai lavori di Kondo, Nagaoka e Yoshimura (1963: strisciamento del pneumatico ma risposta istantanea dello stesso; studio ristretto alla stabilità in rettilineo; errori nella derivazione delle equazioni del moto) e Fu (1965: studio ristretto all'equilibrio in curva). Questo articolo costituisce una pietra miliare nella storia evolutiva dei motocicli, e a questo faranno riferimento e si ispireranno tutti i lavori successivi. Le equazioni del moto sono ricavate con il metodo di Lagrange e un'equazione differenziale di primo grado tiene conto del citato ritardo delle forze

agenti sui pneumatici. Lo studio degli autovalori e autovettori del sistema permette di individuare tre tipici modi di vibrare out-of-plane del veicolo: capsize (non oscillante e stabile fino a circa 10 m/s), wobble (oscillante con frequenza di circa 6-10 Hz, costante con la velocità) e weave (oscillante e stabile sopra i 7 m/s, con frequenze crescenti da 0 a 3-4 Hz con la velocità). Appare evidente nell'articolo la necessità di considerare il più volte citato ritardo delle forze agenti sul pneumatico (pena la drammatica stabilizzazione del wobble) e la deriva del medesimo (pena questa volta la stabilizzazione del weave alle andature sostenute (> 50 Km/h), e la completa perdita di verosimiglianza dei risultati del wobble in tutto il campo di velocità). In queste due ultime situazioni peraltro, si ritrovano i risultati di Wipple e Döring, che avevano utilizzato queste semplificazioni nei loro modelli di pneumatico. Anche lo studio dell'equilibrio in curva fornisce risultati interessanti: le coppie da applicare allo sterzo sono negative (controsterzanti) e rilevanti alle basse velocità, diventano nulle intorno ai 35 Km/h, positive e di minore intensità alle maggiori andature. Il cambio di segno è messo in relazione alla stabilizzazione del modo capsize.

È di Roland (1973) il primo modello che considera il pilota non più rigidamente attaccato al retrotreno: un ulteriore grado di libertà venne infatti attribuito alla parte superiore del corpo del conducente (rollio). Degne di nota sono pure le registrazioni sperimentali dell'autore, che permisero di verificare la forma del modo weave, caratterizzato da angoli di sterzo e rollio di ampiezza comparabile (con il rollio in ritardo di 110° rispetto allo sterzo).

Da ricordare il contributo di Cooper (1974), le cui conclusioni vengono tuttora utilizzate per giustificare alcune semplificazioni adottate nei modelli a proposito delle componenti aerodinamiche: gli effetti della forza laterale, del momento di imbardata e del momento di rollio sulla stabilità laterale sono trascurabili, mentre la forza di portanza, la forza resistente, e il momento di beccheggio contribuiscono a variare i carichi sui pneumatici in modo significativo, ed hanno quindi un'influenza non trascurabile sulla stabilità del veicolo.

Con Jennings (1974) la sperimentazione evidenziò una partecipazione, nel moto in curva ad alte velocità, del modo di beccheggio al modo weave. Siamo agli albori dello studio dell'accoppiamento tra modi di vibrare "nel-piano" e modi "fuori-del-piano": i modelli all'epoca disponibili permettevano solo uno studio separato delle due famiglie di modi di vibrare, e ai ricercatori non restava che constatare la coincidenza delle frequenze di alcuni di essi (per esempio weave e beccheggio) a particolari velocità, e ipotizzare possibili risonanze [3]. Apparve chiaro comunque, che i modi di vibrare fuori del piano erano disaccoppiati da quelli nel piano per oscillazioni attorno alla posizione di equilibrio verticale, mentre l'accoppiamento era presente (e cresceva con l'angolo di rollio), per oscillazioni attorno ad una posizione inclinata (tipica del moto in curva).

Nel 1976 Segel e Wilson evidenziarono come, a differenza della forza laterale dovuta alla deriva, una parte della componente legata al rollio segua immediatamente il movimento della ruota, mentre la quota restante presenti un certo ritardo. Questo argomento è tuttora molto dibattuto all'interno del mondo scientifico, e ha portato alla nascita di diversi modelli interpretativi circa il comportamento del pneumatico (cfr. § 2.4). A prescindere dall'interpretazione dei fenomeni legati al rollio comunque, condizione necessaria, per una ragionevole descrizione del pneumatico nell'analisi di stabilità, è la presenza nel modello di una qualche descrizione del transitorio delle forze di contatto [1],[8],[16].

Senz'altro degno di nota lo studio di Sharp del 1976, sugli effetti delle variazioni di velocità sulla

stabilità laterale, se non altro per il fatto che rimarrà sostanzialmente l'unico studio in materia fino al 2001. Da evidenziare come le accelerazioni diano effetti analoghi a quelli prodotti dalla forza di resistenza aerodinamica.

Nel tentativo di avvicinarsi maggiormente alle evidenze sperimentali del wobble, Sharp e Jones (1977) si concentrano sullo sviluppo di un modello di pneumatico molto dettagliato, che però li portò a concludere che le divergenze tra teoria e sperimentazione non venivano eliminate semplicemente utilizzando modelli di pneumatico più complessi.

Parallelamente si sviluppava una corrente di pensiero che individuava nella mancanza di descrizione della flessibilità del veicolo la vera causa della divergenza tra modelli ed esperienza pratica. Da ricordare a questo proposito:

\* Roe e Thorpe [4] che presentarono uno studio sperimentale che dimostrava l'influenza delle flessibilità strutturali sul wobble, e ipotizzava risonanze tra modi di vibrare del retrotreno (sperimentalmente osservati, grazie ad uno shaker) e il wobble, a giustificazione del mancato determinismo dei 'rigidi' modelli matematici sviluppati;

\* Roe, Pickering e Zinober [5] che studiarono il wobble di una forcella flessibile evidenziando la sua possibile instabilità anche utilizzando un modello di pneumatico con risposta istantanea (cosa che Sharp sembrava escludere in [1]);

\* Sharp [2] (flessibilità torsionale concentrata sul forcellone) e Kane [6] (retrotreno deformabile a flessione) che si concentrarono sul weave, e concordarono nel ritenere le flessibilità nocive alla stabilità del modo alle medie ed alte velocità;

\* Verma, Scott e Segel [7] che presentarono il primo modello con flessibilità strutturali relative sia all'avantreno (forcella) che al retrotreno (forcellone), pervenendo peraltro a risultati più discosti dalla realtà rispetto a quelli dei modelli precedenti: in particolare lo smorzamento previsto per il wobble risultò superiore a quello, già eccessivo, calcolato dal medesimo modello con rigidità strutturali  $\rightarrow \infty$ . Poteva sembrare da questo studio, il più completo dell'epoca, che le flessibilità strutturali non fossero tra i principali attori nella scena del wobble; in verità la questione sarebbe stata più chiara dopo [9], [10] e [10b].

\* In [9] apparve evidente che le flessibilità torsionali della forcella (attorno all'asse di sterzo) erano poco rilevanti nelle considerazioni di stabilità del wobble, mentre la flessibilità laterale della stessa e la flessibilità tra retrotreno e asse dello sterzo deterioravano significativamente il wobble. I risultati opposti dunque a quelli di [8], nelle cui equazioni sembrerebbero infatti esserci alcuni errori.

\* In [10] risultò evidente la presenza di un ottimo nei valori delle flessibilità: Spierings presentò un lavoro analitico, e isolando i termini giroscopici derivanti dall'ulteriore rotazione (legata alla deformazione della forcella) della ruota anteriore, chiarì anche fisicamente la presenza dell'ottimo. La flessibilità della forcella è certamente dannosa in sé (come è senso comune ritenere), tuttavia essa produce un aumento dell'inclinazione della ruota anteriore, che produrrà un effetto giroscopico aggiuntivo combinandosi con la velocità angolare dovuta all'avanzamento; questo effetto poi, avrà asse momento parallelo all'asse di sterzo, come si ottiene dal prodotto vettoriale tra velocità di rotazione della ruota e velocità di deformazione flessionale. La flessibilità dunque, implicherà certamente una minore stabilità del wobble alle basse velocità, ma anche una sua stabilizzazione alle alte, quando l'effetto dovuto ai momenti giroscopici prevarrà sull'effetto destabilizzante dovuto alla deformazione. I risultati ottenuti concordavano peraltro con quanti ritenevano che l'avantreno dei motocicli dovesse essere il più rigido

possibile, come [5]: i valori commerciali delle rigidità strutturali erano infatti certamente al di sotto dell'ottimo, e la sperimentazione non poteva che evidenziare gli effetti benefici di un eventuale irrigidimento.

\* L'introduzione di una flessibilità frontale (o sulla forcella, o tra la forcella e il retrotreno) portò al sostanziale superamento dei problemi predittivi relativi alla stabilità del wobble (Sharp 1985).

Nel 1980 Koenen e Pacejka presentarono un modello che rappresentò un salto di qualità nello studio della dinamica del motociclo: finalmente era possibile studiare la stabilità del veicolo in curva senza trascurare i modi di vibrare nel piano (bounce, pitch, rear wheel hop, front wheel hop). Il pilota era ancora rigidamente attaccato al retrotreno, i pneumatici, non più lenticolari, erano dotati di una rigidità radiale, e il loro comportamento era riassunto dalla classica equazione del rilassamento (cfr. [1]). Gli autori poi, aggiornarono il modello nel 1981 tramite l'introduzione di una flessibilità nella regione dello sterzo, riconoscendo la rilevanza delle conclusioni di [9] e [10]. Anche alla parte superiore del corpo del pilota fu aggiunto un grado di libertà (rollio).

Cooper nel 1983 presentò un ulteriore articolo sull'aerodinamica dei motoveicoli, che possiamo vedere come il seguito dello studio del 1974. Egli concluse che le forze non stazionarie sull'avantreno di una motocicletta carenata contribuiscono allo smorzamento del wobble, mentre le forze stazionarie possono essere dello stesso ordine di grandezza di quelle applicate dal pilota.

Nel 1983 Giles e Sharp ipotizzarono, in seguito ad alcuni esperimenti condotti con uno shaker, la necessità di considerare due rigidità nella zona dello sterzo: una di traslazione ed una di rotazione: soluzione questa, che non ebbe ulteriore seguito nel mondo scientifico.

Interessante poi, sempre nel 1983, il lavoro di Sharp e Alstead volto ad evidenziare la possibile eccitazione del wobble ad opera di una ruota 'imperfetta', per esempio in seguito ad un urto. E' facile intuire che la forzante esterna avrà una frequenza legata alla velocità di avanzamento ( $f = V / (2 \cdot \pi \cdot R)$ ), ed avrà dunque  $f \sim 10$  Hz per  $V \sim 20$  m/s (assumendo  $R \sim 1$  ft = 0.3048 m): a questa velocità sarà dunque possibile l'innescò di una risonanza tra forzante esterna e wobble.

Per quanto riguarda il weave, il superamento delle discrepanze fu invece attribuito alla scarsa verosimiglianza dell'assunzione di un pilota rigidamente attaccato al retrotreno. Le basi in questo campo di ricerca furono gettate dall'ulteriore evoluzione del modello di Koenen (1983), il quale prevedeva un pilota la cui parte superiore poteva oscillare con pulsazione naturale attorno ai 3 Hz.

C'è comunque da dire che la ricerca ha spesso concentrato i suoi sforzi nella risoluzione di problemi tipo wobble, che con la sua elevata frequenza (6-10 Hz) si trova al limite superiore degli ingressi producibili da un pilota professionista ( $\sim 8$  Hz) e ben al di fuori dei valori tipici di un pilota amatore ( $\sim 4$  Hz). Per quanto riguarda i possibili ingressi poi, si può dire che solo attraverso la coppia di sterzo sono raggiungibili elevate frequenze, mentre i momenti generati dall'inclinazione della parte superiore del corpo difficilmente raggiungeranno valori superiori ad 1-2 Hz e quindi non riusciranno a far fronte neppure ad eventuali oscillazioni di weave.

L'esperienza ha ormai evidenziato come lo studio del veicolo privo di controllo (condotto cioè senza mani sul manubrio) sia il punto di partenza degli studi di stabilità, e come l'obiettivo ultimo non sia la massima stabilità del motociclo (il che comprometterebbe la manovrabilità), ma piuttosto la ricerca di un ottimo.

I cambiamenti epocali, che avevano messo in luce aspetti completamente trascurati fino al momento della loro formulazione (strisciamento del pneumatico, ritardo del pneumatico, flessibilità del telaio, mobilità del pilota) cessarono di fatto nel 1985. L'avvento della modellazione multibody ha permesso di considerare simultaneamente moltissimi parametri, ed il problema principale è diventato ormai la loro determinazione. Da segnalare in particolare, l'incertezza circa la corretta modellazione del conducente.

## 1.2 Stato dell'arte

Tra i numerosi modelli attualmente esistenti verrà qui di seguito descritto per sommi capi quello di Sharp e Limebeer del 2001 [12], che si può ritenere la naturale evoluzione di quello del 1971 [1], alla luce di trent'anni di sviluppi. Il retrotreno è considerato un corpo rigido, sul quale agiscono le forze aerodinamiche (portanza, resistenza e momento di beccheggio). Il forcellone presenta una rigidità torsionale concentrata ed è inoltre connesso al retrotreno attraverso il sistema sospensivo. Una seconda rigidità concentrata (torsione) è posta tra asse dello sterzo (dotato di sistema sospensivo) e retrotreno. Le ruote sono lenticolari, della migrazione del punto di contatto ruota-terreno con l'inclinazione del veicolo si tiene conto attraverso l'introduzione di un momento di rollio, mentre il ritardo delle componenti dovute alla deriva è controllato dalla classica equazione del rilassamento; le componenti imputabili al rollio sono ritenute istantanee. Le varie rigidità dinamiche (deriva, rollio...) sono variabili con il carico. Il pilota ha due gradi di libertà: una traslazione laterale di tutto il corpo rispetto al retrotreno, e una rotazione della parte superiore del corpo rispetto a quella inferiore ( $f_n \approx 0.6$  Hz). I parametri relativi al pilota provengono da Nishimi, Aoki, Katayama, ("Analysis of straight running stability of motorcycles", *10th International Technical Conf. On Experimental Safety Vehicles*, 1985), informazioni più recenti si possono trovare in [12\*]. Sono presenti infine dei loop di controllo, al fine di mantenere velocità e assetto richiesti dalla simulazione (ovviamente non è necessario alcun loop nella simulazione in rettilineo e free-control). I risultati di questo modello permettono una dettagliata analisi di fenomeni come l'accoppiamento tra modi nel piano e non [13] (argomento affrontato solo dal Koenen prima degli anni '90, e quindi relativamente poco studiato) o l'effetto delle accelerazioni sui modi di vibrare [14] (argomento affrontato precedentemente solo da Sharp nel lontano 1976), oltre alla scontata maggiore aderenza alla sperimentazione rispetto a tutti i modelli precedenti.

### 1.2.1 I modi di vibrare del veicolo

Le modalità di controllo di un veicolo a due ruote, sia esso una motocicletta o una bicicletta, sono sostanzialmente due: la prima consiste nel tenere rigidamente le mani sul manubrio (fixed control), la seconda nel lasciare lo sterzo libero di muoversi (free control).

Nella modalità fixed control il veicolo risulta instabile al rollio a tutte le velocità (la parte reale dell'autovalore è sempre positiva), e si comporta come un pendolo invertito o una nave che si rovescia (da qui il nome di modo capsized), dando luogo ad una caduta laterale, a cui però il pilota può far fronte ruotando lo sterzo dalla parte stessa della caduta, in modo da generare una forza centrifuga che riporti il veicolo in posizione verticale.

Nel free control invece, il pilota lascia lo sterzo libero di muoversi, e libero dunque di mantenere, in virtù del sistema di forze (inerziali e di contatto) generato dalla sua rotazione, il veicolo nella posizione verticale o meno, a seconda che ci si trovi ad una velocità cui corrisponde uno stato di stabilità o instabilità. I contributi legati alle forze gravitazionali, inerziali, e di contatto mutano la loro reciproca importanza in seguito alle variazioni di velocità di avanzamento, ed è proprio questa l'origine della diversa stabilità del sistema alle varie andature. Si può dunque concludere che le oscillazioni sono la condizione necessaria affinché il veicolo provveda autonomamente

alla sua stabilizzazione, ma devono essere anche mantenute sotto controllo al fine di assicurare un utilizzo confortevole e sicuro del mezzo.

In letteratura è riconosciuta l'esistenza di tre modi di vibrare (out-of-plane) fondamentali: capsize, weave, wobble.

### **Modo Capsize**

È un modo non oscillante (la parte immaginaria dell'autovalore è sempre nulla), con un autovettore caratterizzato inizialmente da grandi componenti dovute al rollio e allo sterzo, e successivamente (andature sostenute) da una predominante componente di traslazione laterale della ruota posteriore. Può risultare leggermente instabile al di sopra di una determinata velocità, come in [1], o mantenersi stabile in tutto il campo di velocità, come in [16]. La sua stabilità è da imputarsi alla presenza nell'autovettore di componenti diverse dal rollio che vanno diminuendo la loro rilevanza con il crescere della velocità.

I principali parametri che influenzano questo modo sono:

- la velocità del veicolo
- l'inerzia delle ruote (effetto giroscopico)
- la posizione del baricentro
- la massa del veicolo
- l'inerzia del veicolo rispetto all'asse passante per le impronte delle ruote
- l'angolo di inclinazione dell'asse dello sterzo
- l'avancorsa
- le proprietà dei pneumatici, in primo luogo le dimensioni della sezione della carcassa, il momento non allineante e l'avancorsa della ruota anteriore

### **Modo Weave**

Si tratta di un modo oscillatorio che ha origine dalla coalescenza, a bassissime velocità ( $< 1$  m/s), degli autovalori relativi a due modi non oscillatori: il body capsize e lo steering capsize, entrambi instabili [15]. Sembra opportuno far notare che quando in letteratura si parla di capsize, ci si riferisce sempre al capsize descritto inizialmente, e non a questi ultimi due.

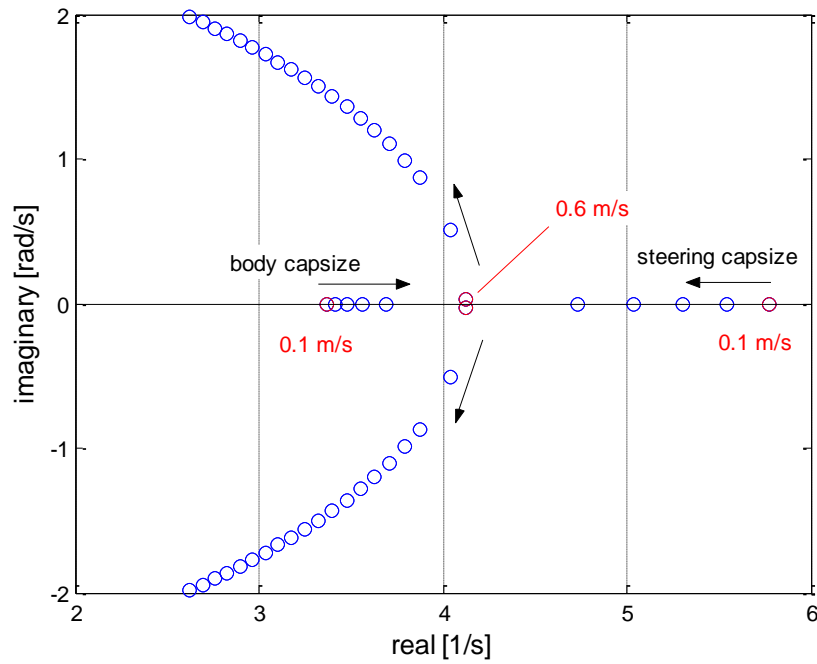


Figura 1.1 - Luogo delle radici: formazione del modo weave (Scooter 150cc).

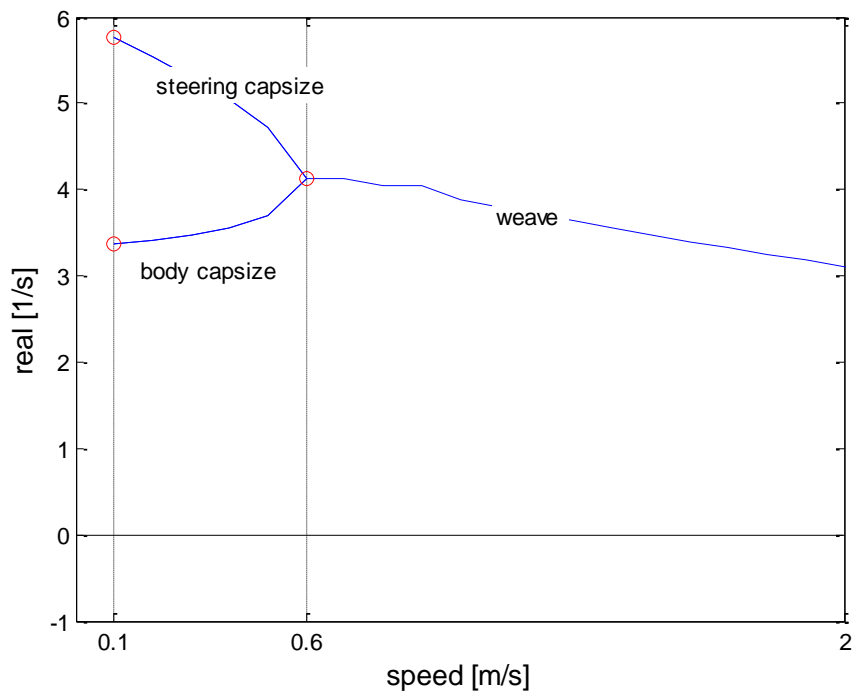


Figura 1.2 - Parte reale delle radici in funzione della velocità: formazione del modo weave.

E' facile immaginare che gli sforzi del pilota per mantenere l'equilibrio nelle fasi di partenza da fermo sono volti a contrastare il body e lo steering capsizes nei primissimi istanti, poi il weave sino alla sua stabilizzazione.

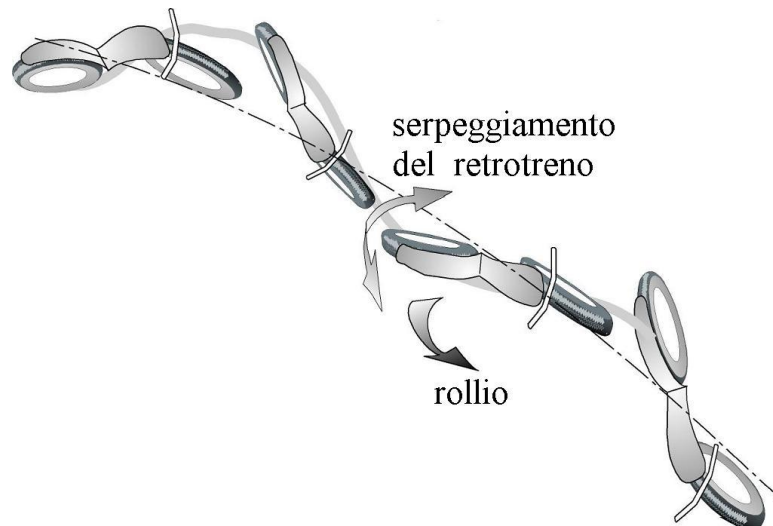


Figura 1.3 - Modo weave

Il modo di weave è uno dei maggiori responsabili delle problematiche di stabilità ad alta velocità dei motocicli, in quanto tende a divenire instabile ad alte velocità con conseguenze drammatiche per la sicurezza di pilota. I principali parametri che influenzano il modo di weave sono:

- la posizione del baricentro del retrotreno, e secondariamente quella dell'avantreno;
- l'inerzia delle ruote;
- l'angolo di inclinazione dello sterzo;
- l'avancorsa;
- la rigidità di deriva della ruota posteriore;
- modello di pilota utilizzato;

## MODO WOBBLE



Figura 1.4 - Modo wobble

E' un modo oscillatorio all'interno di tutto il campo di velocità, che coinvolge fondamentalmente l'avantreno, e che assomiglia molto allo shimmy delle ruote anteriori delle automobili e dei carrelli degli aerei. La sua frequenza si mantiene pressoché costante al variare della velocità di

avanzamento, con valori tra i 4 Hz, per i veicoli pesanti, e i 10 Hz per i leggeri. In generale si può dire che la frequenza salga all'aumentare dell'avancorsa, della rigidità del pneumatico e al diminuire dell'inerzia dell'avantreno. Anche il wobble, assieme al weave è all'origine delle problematiche di stabilità che ci si trova ad affrontare in fase di sviluppo di un nuovo motociclo.

I parametri che influenzano maggiormente il wobble sono:

- l'avancorsa;
- la posizione del baricentro dell'avantreno;
- l'inerzia rispetto all'asse dello sterzo dell'avantreno;
- le caratteristiche del pneumatico anteriore ( $K_{\lambda}$ ,  $K_{\phi}$ , lunghezza di rilassamento  $\sigma$ );
- il modello di pneumatico adottato;
- l'inerzia della ruota anteriore;
- lo smorzamento dello sterzo;
- la flessibilità dell'avantreno;

### 1.2.2 Effetto delle variazioni dei principali parametri.

Le informazioni più recenti si possono trovare nei lavori di Sharp [11], Pacejka[16] e Cossalter [17],[18] e se ne dà di seguito un breve riassunto [16]:

- L'assenza di resistenza aerodinamica stabilizza leggermente il weave, mentre destabilizza il wobble.
- Le decelerazioni destabilizzano il wobble, a causa dell'aumento di carico sulla ruota anteriore (effetto simile alla resistenza aerodinamica) che implica un aumento della lunghezza di rilassamento del pneumatico.
- La rigidità flessionale della forcella anteriore, o comunque la flessibilità dell'avantreno rispetto al retrotreno è di cruciale importanza per il wobble: la soluzione rigida (non reale peraltro) presenta un maggiore smorzamento del modo alle basse andature, e un minore smorzamento alle alte velocità. E' dunque possibile che un modello di veicolo rigido non evidenzi l'instabilità del wobble alle basse andature.
- L'assunzione di lunghezze di rilassamento trascurabili stabilizza drammaticamente il wobble.
- L'assunzione di grandi rigidità di deriva stabilizza il weave alle alte velocità, ma può portare ad un wobble instabile in un ampio campo di velocità
- L'assunzione di piccoli momenti autoallineanti per i pneumatici destabilizza il weave alle alte velocità, stabilizza il wobble, aumenta la stabilità del capsise.
- Gli effetti giroscopici hanno un'importanza fondamentale. Diminuendo l'inerzia delle ruote si perde la stabilizzazione del wobble alle alte velocità, si ottiene un aumento di

stabilità del weave (alte velocità), e del capsise (crescono le componenti diverse dal rollio nell'autovettore associato)

- La riduzione dell'angolo di inclinazione dello sterzo o la diminuzione dell'avancorsa destabilizzano fortemente il weave (alte velocità), più lievemente il wobble (medie velocità).
- L'introduzione del rollio della parte superiore del corpo del pilota porta ad un abbassamento della velocità alla quale si ha la destabilizzazione del weave, mentre il wobble viene un leggermente destabilizzato alle basse andature. Le componenti relative al pilota sono significative soprattutto negli autovettori relativi al weave.
- L'avanzamento del baricentro del veicolo e del pilota porta ad una stabilizzazione del weave, e ad un effetto contrario sul wobble.
- L'abbassamento del baricentro invece, stabilizza sia weave, che wobble, che capsise.

Nel proseguo di questa tesi di dottorato verranno presentate delle analisi di sensibilità per via numerica e sperimentale. L'attività sperimentale risulta particolarmente utile quale verifica del modello numerico utilizzato per le simulazioni. D'altro canto l'approccio numerico è l'unica via percorribile, non solo quando l'elevato numero di test richiesti sarebbe troppo dispendioso in termini di tempo e costi, ma anche quando si vogliono cambiare singolarmente alcuni parametri del motociclo senza modificarne altri, situazione tipica delle tecniche di programmazione degli esperimenti utilizzate anche in questo studio.

### 1.3 FastBike Introduzione al codice di simulazione numerica utilizzato

Le simulazioni di stabilità che verranno presentate in questo lavoro di tesi sono state condotte con un software commerciale denominato FastBike v8 sviluppato in ambito accademico presso il DIMEG, [25].

Si riassumono qui di seguito alcune delle caratteristiche salienti del codice rimandando ai riferimenti di letteratura per una più approfondita conoscenza dello stesso.

Il codice incorpora tutte le features che allo stato dell'arte sembrano essere significative ai fini della modellazione dinamica dei motocicli. Il modello ha 11 gradi di libertà (g.d.l.) legati al moto della motocicletta (Figura 1.5): posizione ed orientazione del telaio (6 g.d.l.), rotazione dello sterzo (1 g.d.l.), corsa delle sospensioni (2 g.d.l.) e rotazione delle ruote (2 g.d.l.). In aggiunta, grazie al particolare metodo di modellazione dei vincoli, ogni giunto rigido può essere facilmente trasformato in cedevole. Le forze di contatto ruota-strada vengono calcolate attraverso la nota *Magic Formula* [19] [20] [21] [22] per motocicli e sono applicate nell'effettivo punto di contatto, che cambia a causa dell'angolo di rollio  $\varphi$  e di rotazione dello sterzo  $\delta$  [17] [19] [23] [23], . Il modello di pneumatico prende in considerazione sia lo strisciamento dei punti di contatto che la deformazione della carcassa, e fornisce una descrizione dettagliata delle forze del pneumatico sia in condizioni stazionarie che in presenza di fenomeni transitori [25].

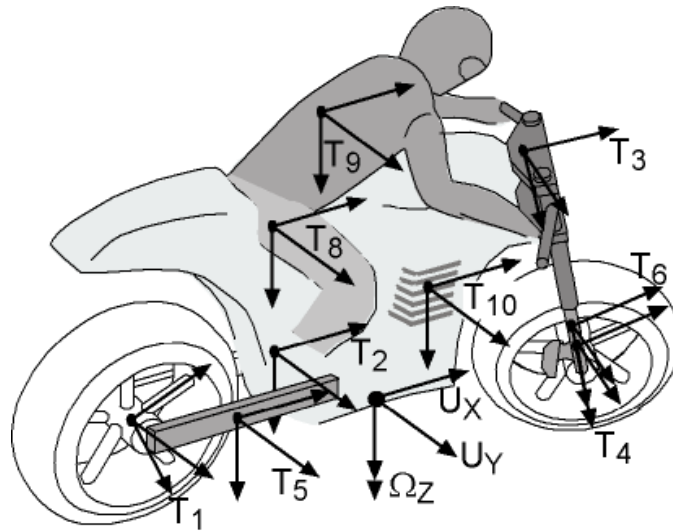


Figura 1.5 – Modello del motociclo in FastBike.

Il codice FastBike fornisce la possibilità di eseguire diverse tipologie di simulazioni: simulazioni nel dominio del tempo (lane change, steady turning, slalom) simulazioni in regime quasi-stazionario (moto rettilineo o in curva ad accelerazione costante) e simulazioni nel dominio della frequenza. Le analisi di stabilità che verranno illustrate nei successivi capitoli sfruttano il modulo per il calcolo dei modi di vibrare liberi di FastBike che permette di eseguire il calcolo di questi sia in rettilineo che in curva. Analisi di questo tipo prevedono che il pilota si comporti in maniera passiva.

## 1.4 Bibliografia

- SHARP R.S., "The lateral dynamics of motorcycles and bicycles", *Vehicle System Dynamics* 14, 1985, pp. 265-283
- [1] SHARP R.S., "The stability and control of motorcycles", *Journal Mechanical Engineering Science*, Vol 13, No 5, 1971, pp. 316-329
- [2] SHARP R.S., "Research note: the influence of frame flexibility on the lateral stability of motorcycles", *Journal Mechanical Engineering Science*, Vol 16, No 2, 1974, pp. 117-120
- [3] SHARP R.S., "The influence of the suspension system on motorcycle weave-mode oscillations", *Vehicle System Dynamics*, 5, 1976, pp. 147-154
- [4] ROE G.E., THORPE T.E., "A solution of the low-speed wheel flutter instability in motorcycles", *Journal Mechanical Engineering Science*, Vol 18, No 2, 1976, pp. 57-65
- [5] ROE, PICKERING, ZINOBER, "The oscillations of a flexible castor, and the effect of front fork flexibility on the stability of motorcycle", *Motorcycle Dynamics and Rider Control (SAE)*, 1978
- [6] KANE T.R., "The effect of frame flexibility on high speed weave of motorcycles", *Motorcycle Dynamics and Rider Control (SAE)*, 1978
- [7] VERMA, SCOTT, SEGEL, "Effect of frame compliance on the lateral dynamics of motorcycles", *Vehicle System Dynamics*, 9, 1980, pp. 181-206
- [8] SHARP R.S., JONES C.J., "A comparison of tyre representation in a simple wheel shimmy problem", *Vehicle System Dynamics*, 9, 1980, pp. 45-57
- [9] SHARP R.S., ALSTEAD C.J., "The influence of structural flexibilities on the straight-running stability of motorcycles", *Vehicle System Dynamics*, 9, 1980, pp. 327-357
- [10] SPIERINGS P.T.J., "The effect of lateral front fork flexibility on the vibrational modes of straight-running single-track vehicles", *Vehicle System Dynamics*, 10, 1981, pp. 21-35
- [10b] SHARP R.S., "A brief commentary on the paper "The effect of lateral front fork flexibility on the vibrational modes of straight-running single-track vehicles" by P.T.J Spierings", *Vehicle System Dynamics*, 10, 1981, pp. 37-38
- [11] SHARP R.S., "Stability, control and steering responses of motorcycles", *Vehicle System Dynamics*, Vol 35, No 4-5, 2001, pp. 291-318
- [12] SHARP R.S., LIMEBEER D.J.N., "A motorcycle model for stability and control analysis", *Multibody System Dynamics*, 6, 2001, pp. 123-142
- [12\*] KATAYAMA, AOKI, NISHIMI, OKAYAMA, "Measurement of Structural Properties of Riders", *Proceedings of the 4th International Pacific Conference on Automotive Engineering*, 1987
- [13] LIMEBEER, SHARP, EVANGELOU, "Motorcycle steering oscillations due to road profiling",

- Journal of Applied Mechanics, Transactions ASME*, v 69, n 6, November, 2002, p 724-739
- [14] LIMEBEER, SHARP, EVANGELOU, "The stability of motorcycles under acceleration and braking", *Proceedings of the ASME Design Engineering Technical Conference*, v 6 C, 2001, p 2583-2591
- [15] EVANGELOU S., LIMEBEER D.J.N., "Lisp programming of the 'Sharp 1971' motorcycle model", <http://www.ee.ic.ac.uk/control/motorcycles>, 2000
- [16] PACEJKA H.B., *Tyre and vehicle dynamics*, Butterworth-Heinemann, Bodmin (Cornwall), 2002, pp. 321-329 e 511-541
- [17] COSSALTER V., *Motorcycle dynamics*, Editor Race Dynamics, Milwaukee (USA), 2002
- [18] COSSALTER V., LOT R., MAGGIO F., "The modal analysis of a motorcycle in straight running and on a curve", *Meccanica*, , 39, 2004, pp. 1-16
- [19] Lot, R., 2004, A motorcycle tyre model for dynamic simulations. *Meccanica*, 39, 207-220.
- [20] Pacejka, H.B., 2002, *Tyre and Vehicle Dynamics* (Bodmin, Cornwall: Butterworth-Heinemann)
- [21] Lot R., Massaro M, A combined model of tyre and road surface for the dynamics analysis of motorcycle handling. Proc. of the FISITA World Automotive Congress, Yokohama, Japan, 22-27 October 2006.
- [22] H.B. Pacejka, E. Bakker, "The Magic Formula Tyre Model", *Vehicle System Dynamics*, Supplement Vol. 21 (1991).
- [23] H.B. Pacejka, R.S. Sharp, "Shear Force Development by Pneumatic Tyres in Steady State Conditions: A Review of Modelling Aspects", *Vehicle System Dynamics*, Vol. 20 (1991).
- [24] R. Berritta, V. Cossalter, A. Doria, R. Lot, "Implementation of a Motorcycle Tyre Model in a Multi- Body Code", *Tyre Technology International*, march 1999.
- [25] Lot R., Da Lio M. A Symbolic Approach for Automatic Generation of the Equations of Motion of Multibody Systems. *Multibody System Dynamics*, 12, 147-172, 2004.



## 2 INFLUENZA DEL PILOTA SULLA STABILITÀ

La presenza del pilota modifica sensibilmente le proprietà dinamiche della motocicletta, molto più di quanto accade nei veicoli a quattro ruote. Riferendosi, ad esempio, ad alcuni motocicli sportivi (trial, motocross ed enduro) la massa del pilota è facilmente equiparabile a quella del veicolo se non addirittura maggiore. E' facile immaginare che l'aggiunta della massa e dell'inerzia, dovute al pilota, alteri sensibilmente il sistema imponendo di ragionare sul sistema meccanico motociclo-pilota anziché sul solo veicolo.

Le difficoltà maggiori in fase di modellazione del pilota sono legate alla grande variabilità (in termini di parametri biomeccanici) dei soggetti ed al fatto che il pilota alla guida svolge un'azione volontaria di controllo del motociclo che coinvolge gran parte del suo corpo nella guida. Tralasciando le problematiche di modellazione del comportamento attivo del pilota, ci si concentra in questa sessione sulla risposta passiva del pilota in condizioni di weave.

E' possibile parlare di risposta passiva del pilota a fenomeni di questo tipo in quanto una persona comune non riesce a controllare i movimenti del tronco con le velocità che richiederebbe un moto tipico di weave a 2-4 Hz. Si parla quindi di risposta passiva del pilota in cui il ruolo attivo si limita al fatto che l'uomo può o meno irrigidire i propri muscoli (quale reazione semi-volontaria ad una percezione di pericolo) andando a variare le proprietà biomeccaniche del sistema.

Esistono in letteratura studi ([1] e [2]) sull'influenza del pilota sulla stabilità dei modi di vibrare ed anche studi svolti a determinare le caratteristiche biomeccaniche del corpo umano [3] e [4]. Risulta invece difficile trovare dati sperimentali relativi al comportamento del pilota in reali condizioni di weave.

In questa sessione viene presentato un approccio sperimentale e numerico volto all'identificazione dei parametri chiave che permettono di modellare correttamente il pilota quale elemento passivo del sistema uomo-veicolo in condizioni di weave. Definito l'obiettivo, vengono presentati la procedura sperimentale ed i risultati ottenuti relativi ad un primo studio condotto su strada in condizioni di weave a varie velocità. In seguito viene presentato uno studio sperimentale di laboratorio volto ad identificare i parametri biomeccanici dell'uomo ritenuti rilevanti per il fenomeno studiato. A conclusione, alla luce dei risultati sperimentali, si va ad inserire il modello numerico del pilota nel codice di simulazione utilizzato, validandolo ai fini di successive simulazioni.

## 2.1 Indagine sperimentale su strada.

L'indagine sperimentale su strada presentata in questa sessione ha l'obiettivo primo di verificare come si comporta il pilota in reali condizioni di weave. Nel proseguo, parlando di risposta passiva del rider alle oscillazioni imposte, ci si riferisce in particolare agli spostamenti ed alle rotazioni a cui è sottoposta la parte superiore del pilota quando si manifestano le oscillazioni tipiche del weave.

### 2.1.1 Strumentazione e metodologie di prova

In primo luogo si è posto il problema della scelta del motociclo da utilizzare per le prove in questione. La scelta sul motociclo utilizzato per le prove su strada è stata fatta con particolare attenzione ad alcuni aspetti funzionali. Anzitutto si è valutata la possibilità di evidenziare il fenomeno di weave (ovvero disporre di una moto sufficientemente instabile nei riguardi di questo modo). In secondo luogo il motociclo doveva garantire una buona protezione aerodinamica del pilota in modo da permettere allo stesso di comportarsi il più possibile in maniera neutra e spontanea anche ad alte velocità (allentando, ad esempio, la presa sul manubrio). La scelta della moto è stata fatta anche tenendo in considerazione la facilità di applicare il sistema di strumentazione e misurazione dei movimenti del pilota di seguito descritti senza modifiche sostanziali al veicolo e garantendo una sufficiente sicurezza residua. La scelta è ricaduta su un prototipo di motociclo da Gran-Turismo da oltre 300 kg in ordine di marcia, con passo superiore ai 1.65 m.

Il veicolo è stato equipaggiato con diversi sensori tra i quali:

- un potenziometro angolare per la misura dell'angolo di sterzo,
- una piattaforma inerziale compatta contenente tre accelerometri, tre girometri,
- un'unità GPS per l'acquisizione della traiettoria e della velocità del veicolo.

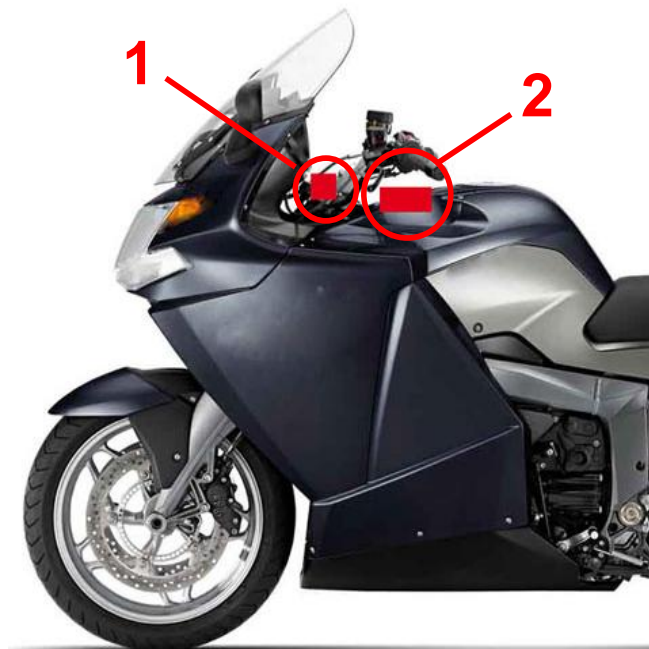


Figura 2.1 Posizionamento della strumentazione sul motociclo: 1) Potenziometro sterzo, 2) Piattaforma Inerziale.

La piattaforma inerziale è stata posizionata nel telaio principale del motociclo, in posizione prossima al canotto di sterzo, con un'orientazione tale da rispettare la convenzione SAE per il sistema di riferimento (terna destogira con asse x orizzontale orientato secondo il verso di marcia, asse y orizzontale con verso positivo a destra rispetto alla direzione di percorrenza).

Per eseguire i tests è stato incaricato un pilota professionista alto 1.7 m e con peso in assetto di guida di 85 kg. Al pilota è stato esplicitamente richiesto di comportarsi in maniera passiva in condizioni di weave e di mantenere una presa il più possibile neutra sul manubrio. Per evidenti motivi di sicurezza si è evitato di chiedere al pilota di rimuovere le mani dal manubrio.

Per descrivere il movimento del pilota durante le oscillazioni, sono stati considerati due gradi di libertà in accordo con la

Figura 2.2. Il primo grado di libertà è lo spostamento laterale della parte inferiore del pilota  $y_r$  rispetto al motociclo e viene modellato attraverso una coppia prismatica orizzontale tra moto e parte inferiore del pilota. Il secondo grado di libertà considerato è il rollio relativo della parte superiore del pilota rispetto al motociclo ( $\theta_r$ ) modellata come una coppia rotoidale.

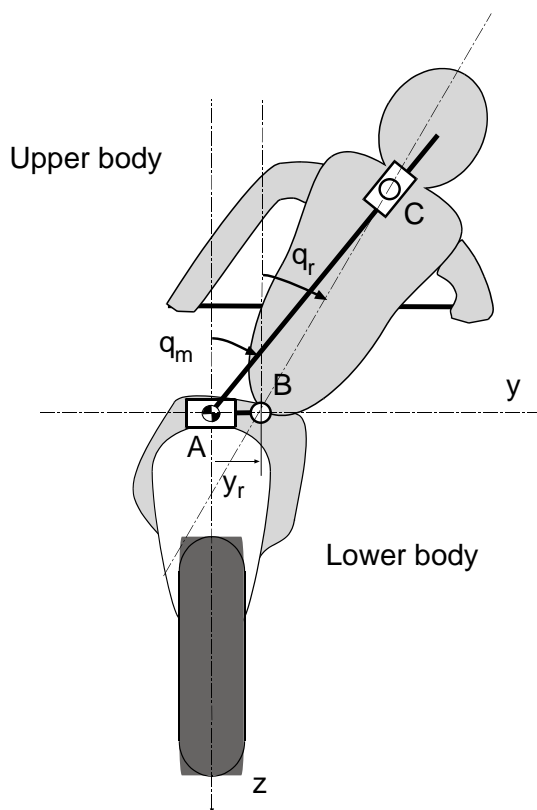


Figura 2.2 Schema di misura.

Lo spostamento laterale del pilota è stato catturato grazie ad un potenziometro posizionato tra motociclo e pilota. Il rollio della parte superiore del pilota è stato invece misurato attraverso una leva oscillante connessa alle spalle del pilota con un doppio giunto (sferico e prismatico) e al motociclo attraverso una cerniera avente un potenziometro angolare integrato. Analizzando lo schema cinematico realizzato è possibile vedere che la rotazione dell'asta oscillante  $\theta_m$  (misurata direttamente) non corrisponde esattamente al rollio del pilota, vi è una relazione geometrica tra

le due che può essere ottenuta risolvendo le equazioni di chiusura del poligono ABC di Figura 2.2.

$$\theta_r = \theta_m - \arcsin\left(\frac{y_r \cos(\theta_m)}{L_{BC}}\right) \quad (2.1)$$

Nell'equazione (2.1)  $L_{BC}$  è la lunghezza fissa tra il bacino e le spalle del pilota. E' utile osservare che, poiché  $y_r$  è molto più piccolo di  $L_{BC}$ ,  $\theta_r$  è molto prossimo a  $\theta_m$ .

In aggiunta a questi sensori, una piccola telecamera è stata fissata nella parte posteriore del veicolo per catturare dei filmati sul movimento relativo del pilota rispetto al veicolo in condizioni di test. Un'ulteriore telecamera è stata utilizzata per riprendere i movimenti assoluti, filmando da un'auto che seguiva il motociclo.

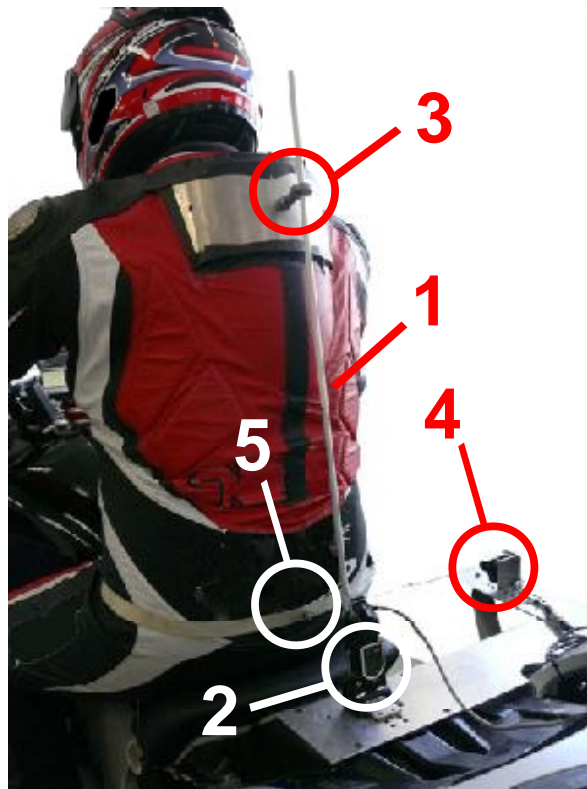


Figura 2.3 Equipaggiamento per la misura dei movimenti del pilota: 1 Leva oscillante, 2 cerniera con potenziometro integrato, coppia prismatica e sferica di collegamento alle spalle del pilota.

Le prove di weave sono state effettuate a quattro diverse velocità: 160, 180 (HST =high speed tests), 200 e 210 km/h (VHST very high speed tests).

Per gli HST le oscillazioni di weave dovevano essere eccitate da un disturbo esterno, i tests sono pertanto stati eseguiti secondo la seguente procedura: una volta raggiunta la velocità desiderata, il pilota azionava una sorta di cruise-control che manteneva costante la velocità, dopodiché eccitava in manubrio del motociclo attraverso un impulso di coppia. A questo punto il pilota manteneva le mani sul manubrio in maniera passiva e lasciava il motociclo libero di oscillare fino ad un completo smorzamento delle oscillazioni.

Nel caso di VHST il weave si manifesta come un'oscillazione auto eccitata, il pilota pertanto doveva raggiungere la velocità pianificata, azionare il cruise-control per il mantenimento della stessa e lasciar oscillare il motociclo per la durata di alcuni secondi. Trascorsi 5-7 s il pilota diminuiva la velocità del veicolo allontanandosi dalle condizioni di weave instabile, azione sufficiente per smorzare rapidamente le oscillazioni.

Entrambe queste tipologie di prove sono state ripetute almeno 5 volte per ciascuna delle 4 velocità menzionate.

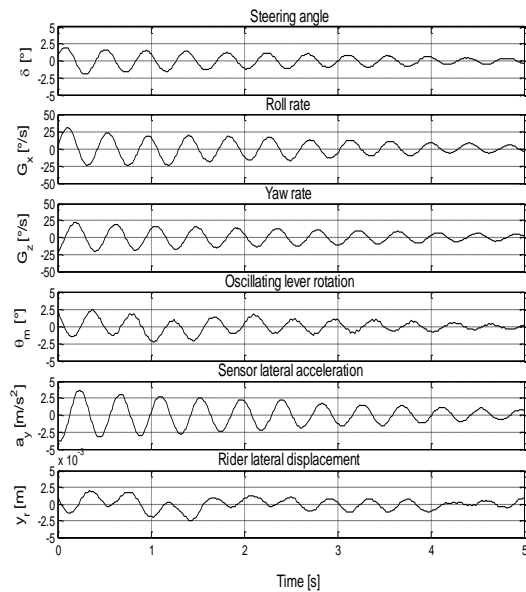


Figura 2.4. parametri misurati a 160km/h.

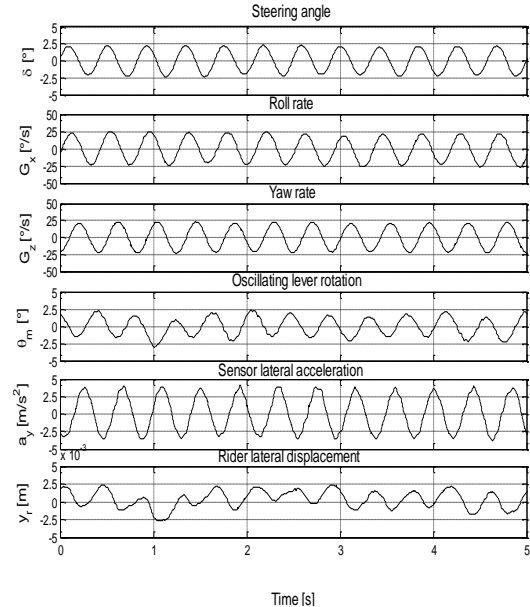


Figura 2.5 parametri misurati a 210km/h.

La Figura 2.4 mostra un esempio dei parametri cinematici misurati dal sistema di acquisizione, per quel che riguarda il motociclo (angolo di sterzata  $\delta$ , velocità di rollio  $G_x$ , velocità di imbardata  $G_z$ , accelerazione laterale  $a_y$ ) e il pilota (spostamento laterale del lower rider  $y_r$  e rotazione dell'asta oscillante  $\theta_m$ ) misurati in un high speed test.

Le oscillazioni svaniscono abbastanza velocemente in quanto a 160 km/h il weave è ancora abbastanza stabile. I grafici relativi a parametri del motociclo mostrano chiaramente la presenza di un solo periodo di oscillazione, indice di un solo modo dominante. I grafici relativi all'oscillazione dell'asta e, ancor più, quelli relativi allo spostamento laterale del bacino del pilota, mostrano invece una bassa frequenza super-imposta all'oscillazione di weave. Si ritiene questa sia dovuta essenzialmente a movimenti volontari del pilota per mantenere la direzione del motociclo. La massima ampiezza di spostamento laterale (2.5 mm circa) è molto piccola se comparata agli spostamenti delle spalle del pilota dovuti al moto di rollio (circa 20mm)

La Figura 2.5 mostra i medesimi parametri nelle condizioni in cui il weave è auto-eccitato.

### 2.1.2 Metodo di fitting dei dati sperimentali.

Quando il weave viene eccitato dal pilota, le vibrazioni risultano smorzate ed un modello matematico adatto a fittare i dati sperimentali risulta essere un'equazione armonica smorzata, che per un generico segnale risulta:

$$S(t) = S_0 e^{-\omega_n \zeta t} \cdot \sin \left[ \left( \sqrt{1 - \zeta^2} \cdot \omega_n \right) t - \phi \right] = S_0 e^{-\omega_n \zeta t} \cdot \sin [qt - \phi]$$

Dove:

- $S(t)$  = segnale tempovariante
- $S_0$  = ampiezza iniziale del segnale
- $\omega_n = 2\pi f_n$ , pulsazione naturale non smorzata, dove  $f_n$  è la frequenza naturale non smorzata
- $\zeta$  = rapporto di smorzamento
- $q = 2\pi f$ , pulsazione naturale smorzata, dove  $f$  è la frequenza naturale smorzata
- $\phi$  = fase.

Si è deciso di considerare l'angolo di sterzo quale input del sistema meccanico motocicletta-pilota. Di conseguenza è stato il primo segnale fittato attraverso l'equazione sopra descritta, la frequenza ottenuta ( $f_n$ ) è stata imposta come frequenza tipica del modo e imposta nel successivo fitting degli altri segnali, mentre  $S_0$ ,  $\zeta$  e  $\phi$  sono stati determinati indipendentemente segnale per segnale attraverso la descritta procedura di fitting.

Quando il weave si presenta auto-eccitato (VHST) l'equazione di fitting viene mantenuta imponendo però lo smorzamento  $\zeta$  pari a zero. Questo accorgimento è stato suggerito da alcuni fitting preliminari che hanno mostrato come fosse possibile ottenere una maggiore accuratezza di fitting imponendo uno smorzamento nullo.

Esempi di fitting vengono presentati in Figura 2.6 e Figura 2.7, si nota come le curve di fitting rappresentino bene i segnali misurati: angolo di sterzata, velocità di rollio ed imbardata, angolo di rotazione della leva oscillante e spostamento laterale del bacino per quanto riguarda i movimenti del pilota, accelerazione laterale della piattaforma inerziale.

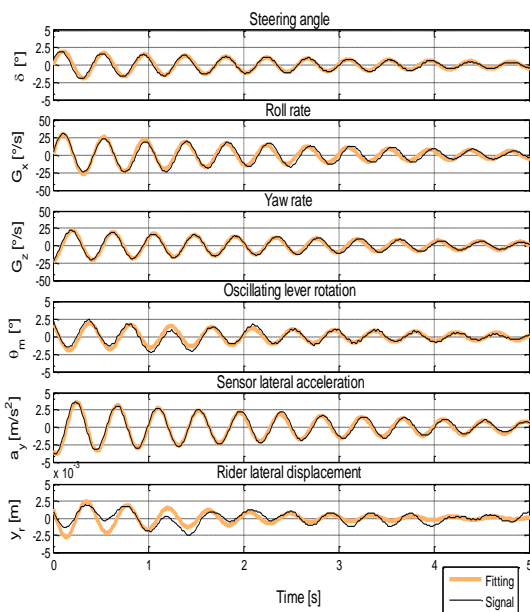


Figura 2.6 Parametri misurati e relativo fitting a 160 km/h

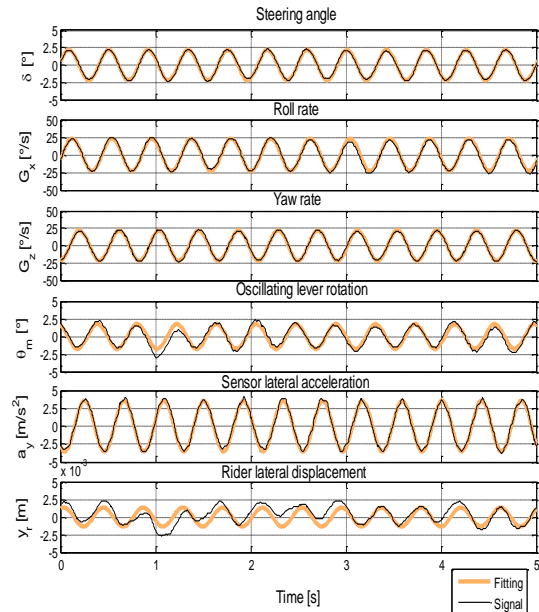


Figura 2.7 Parametri misurati e relativo fitting a 210 km/h

Come già accennato, la differenza tra  $\theta_r$  e  $\theta_m$  è molto piccola, la Figura 2.8 mostra un esempio di comparazione dell'angolo misurato  $\theta_m$  e l'angolo effettivo del busto del pilota  $\theta_r$ . Dal

momento che la differenza è trascurabile rispetto a  $\theta_r$  (al massimo 10%) si è ritenuto di procedere con l'approssimazione  $\theta_r = \theta_m$ .

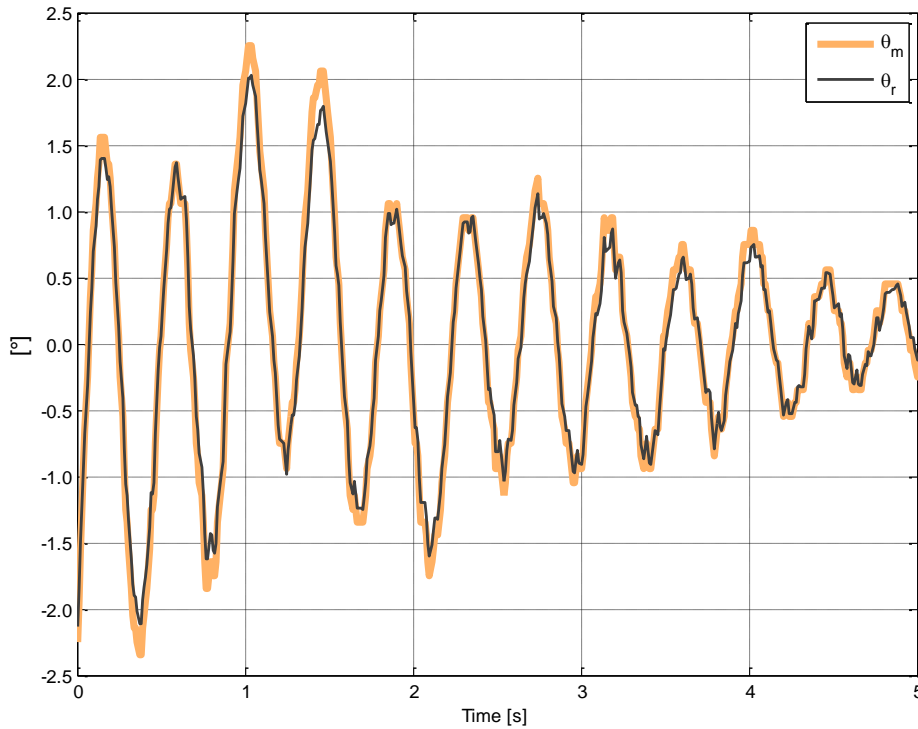


Figura 2.8. Confronto tra angolo misurato  $\theta_m$  ed angolo di rotazione del busto calcolato  $\theta_r$ .

Al fine di ottenere un'esaustiva rappresentazione della forma modale del weave, le velocità angolari ( $G_x$  e  $G_z$ ) fittate e l'accelerazione lineare ( $a_y$ ) sono state processate in modo da ottenere i corrispondenti spostamenti angolari e lineari. E' stata fatta l'assunzione di piccole oscillazioni attorno alla posizione di equilibrio rendendo così possibile un'integrazione diretta dell'equazione utilizzata per il fitting come illustrato qui di seguito:

$$\varphi(t) = \int G_x(t) dt = \frac{(G_x)_0}{\omega_n} e^{-\omega_n \zeta t} \cdot \sin \left[ \left( \sqrt{1-\zeta^2} \cdot \omega_n \right) t - \left( \arcsin(\zeta) + \frac{\pi}{2} + \phi \right) \right] \quad (2.2)$$

$$\psi(t) = \int G_z(t) dt = \frac{(G_z)_0}{\omega_n} e^{-\omega_n \zeta t} \cdot \sin \left[ \left( \sqrt{1-\zeta^2} \cdot \omega_n \right) t - \left( \arcsin(\zeta) + \frac{\pi}{2} + \phi \right) \right] \quad (2.3)$$

$$Y(t) = \iint a_y(t) dt = \frac{(a_y)_0}{\omega_n^2} e^{-\omega_n \zeta t} \cdot \sin \left[ \left( \sqrt{1-\zeta^2} \cdot \omega_n \right) t - \left( 2 \arcsin(\zeta) + \pi + \phi \right) \right] \quad (2.4)$$

La possibilità di lavorare sull'equazione di fitting ed eseguire quindi un'integrazione analitica anziché numerica ha permesso di aggirare le problematiche di integrazione diretta di segnali affetti da disturbi.

### 2.1.3 Analisi dei risultati

I metodi di fitting descritti nelle sessioni precedenti hanno reso possibile l'identificazione delle caratteristiche modali del modo eccitato nelle prove. Le frequenze rilevate nelle varie prove sono riassunte in Figura 2.9 e

Figura 2.10 al variare della velocità di prova. Si nota una leggera tendenza ad un incremento della frequenza del weave all'aumentare della velocità di prova. I valori di smorzamento sono meno ripetibili e mostrano chiaramente la tendenza alla diminuzione dello smorzamento man mano che la velocità di prova aumenta. E' utile osservare come sia i valori che il trend di variazione siano in accordo con quelli di altri studi presentati in [2] se si tengono in considerazione le diversità geometriche ed inerziali dei veicoli.

Tabella 2.1 Valori medi di frequenza e smorzamento risultanti dai tests

Speed [km/h]	160	180	200	210
Frequency [Hz]	2.33	2.34	2.44	2.40
Damping %	2.40	1.87	-	-

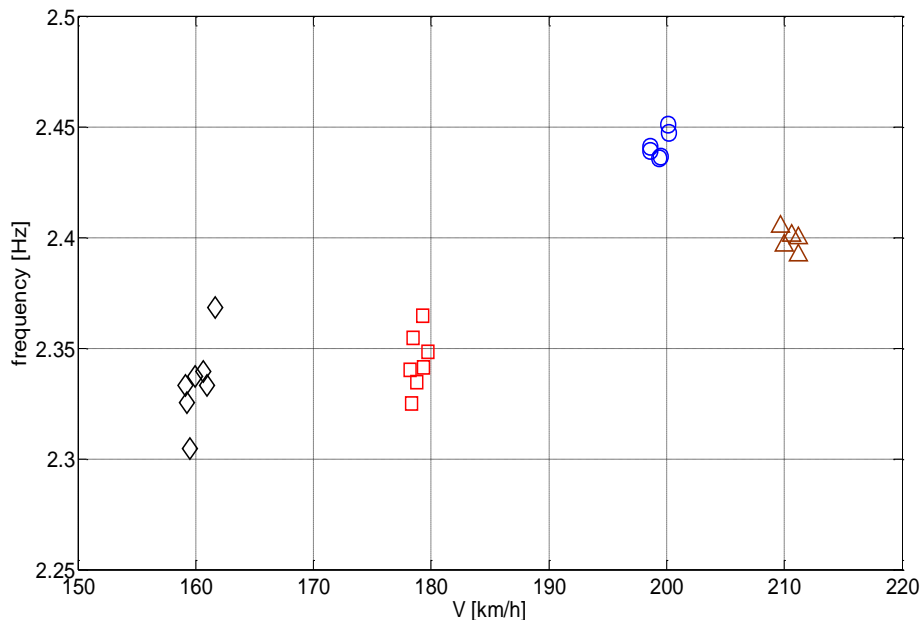


Figura 2.9 Frequenze del weave identificate sperimentalmente

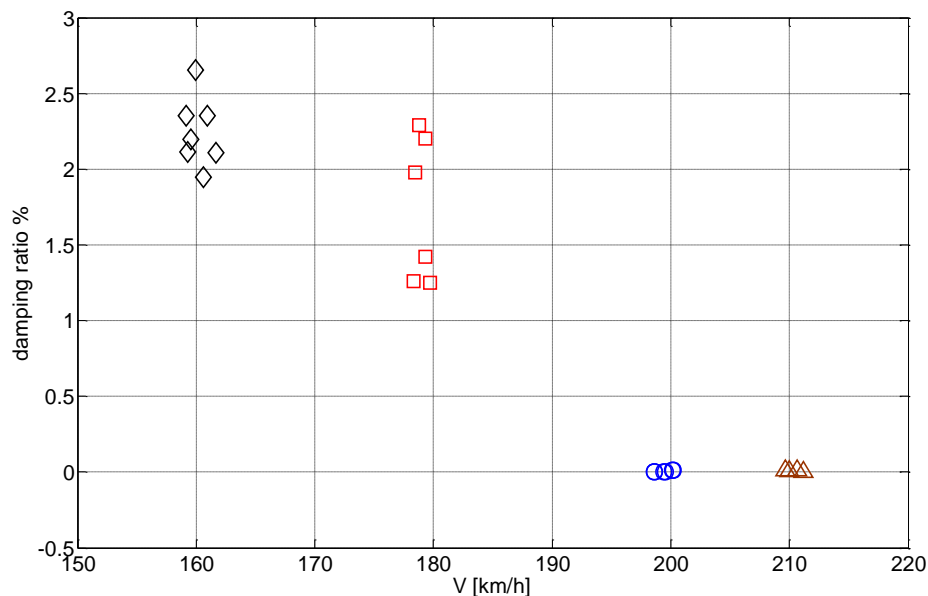


Figura 2.10 Rapporti di smorzamento del weave identificati sperimentalmente

Il weave misurato è una combinazione di diverse componenti: oscillazioni dello sterzo ( $\delta$ ), moti di rollio ( $\varphi$ ), yaw ( $\psi$ ) e spostamento laterale del motociclo ( $y$ ), con l'aggiunta delle meno note componenti modali legate al pilota: rollio relativo del busto ( $\theta_r$ ) e spostamento laterale ( $y_r$ ) (trascurabile) del pilota. Tutte queste componenti (caratterizzate da un'ampiezza e una fase) definiscono la forma modale che viene rappresentata per mezzo di compass-plots. Questi grafici sono caratterizzati da dei vettori la cui lunghezza è proporzionale all'ampiezza della componente modale mentre l'orientazione rappresenta la fase relativa alla componente di sterzo (che come esposto precedentemente viene considerata la grandezza di input sul sistema). Per ottenere componenti omogenee e quindi direttamente confrontabili, gli spostamenti laterali sono stati normalizzati rispetto al passo del motociclo, in seguito, essendo rilevanti solamente i rapporti tra le componenti, le ampiezze delle componenti modali sono state normalizzate rispetto alla più grande. I compass plots sono stati ricavati per ciascuna velocità con i dati medi delle prove svolte a quella velocità. Uno studio preliminare ha dimostrato come i vari tests alla medesima velocità mostrassero una buona ripetibilità delle componenti modali, di conseguenza si sono ritenuti ben rappresentativi i dati medi. La Figura 2.11 mostra i grafici ottenuti nel campo in cui il weave è stabile (HST).

La componente maggiore è associata al rollio del pilota e ed è in ritardo rispetto allo sterzo di circa  $230^\circ$ . La componente di rollio del motociclo è anch'essa piuttosto rilevante ed è in ritardo di  $100^\circ$  rispetto allo sterzo. La componente di yaw segue per dimensioni ed è in opposizione ( $180^\circ$ ) allo sterzo. Lo spostamento laterale normalizzato presenta l'ampiezza minore ed il ritardo maggiore ( $300^\circ$ ). Non si notano differenze significative tra il grafico a 160 e 180 km/h.

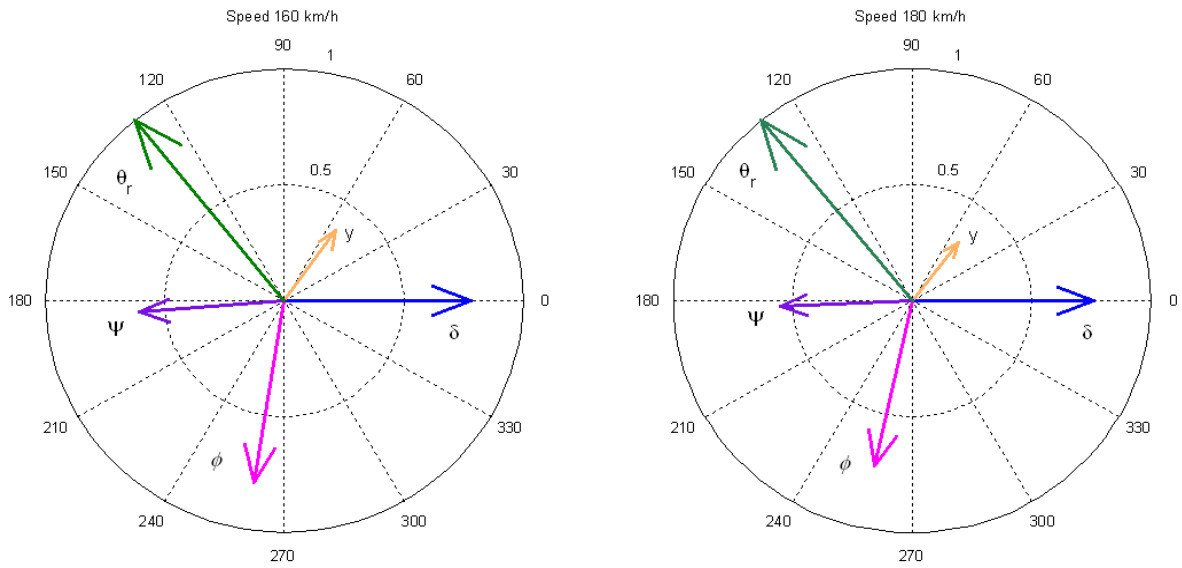


Figura 2.11 Forme modali sperimentali in condizioni di weave stabile

La Figura 2.12 mostra invece i rispettivi compass-plots ottenuti nelle condizioni sperimentali di weave auto-eccitato. Da un confronto con quelli ottenuti in condizioni di weave stabile il ritardo di fase di rollio, yaw, rider tilt e spostamento laterale del motociclo subisce un incremento di circa  $10^\circ$ . Inoltre, in questo campo di velocità la componente modale più rilevante viene ad essere lo sterzo, vedendo ridotto il rollio relativo del rider rispetto alle prove a velocità minore. E' utile evidenziare che il rollio relativo del rider è in ritardo rispetto al rollio del motociclo di circa  $130^\circ$ .

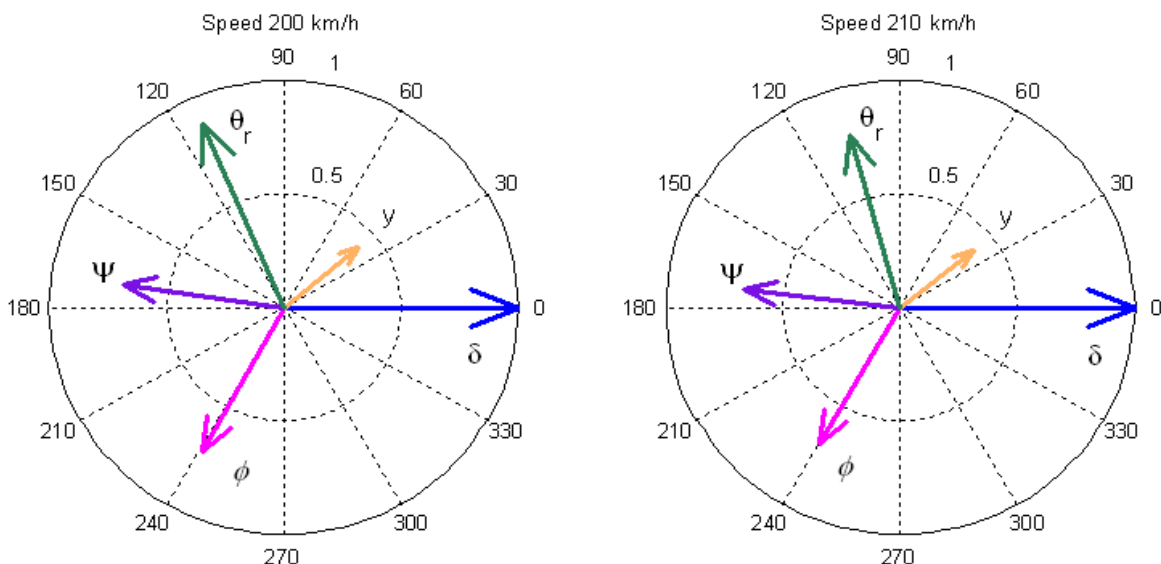


Figura 2.12 Forme modali sperimentali in condizioni di weave auto eccitato.

Sia le ampiezze che le fasi delle componenti modali determinate sono in accordo con valori sperimentali presentati nel successivo capitolo 3 e numerici discussi in [7] seppur relativi a motocicli diversi da quello utilizzato in questo studio. E' inoltre possibile un confronto tra il

rollio relativo misurato in questo studio ed altri misurati tramite tests di laboratorio ([2] e [4]) anche se i test di laboratorio si riferiscono ad una condizione in cui l'input consisteva nel solo rollio del telaio del motociclo.

Nel presente lavoro a 160 km/h è stato riscontrato una frequenza di 2.33 Hz e il rapporto tra rollio relativo del pilota e ampiezza di rollio del motociclo è pari a 1.25, mentre come già rimarcato il ritardo di rollio del rider rispetto a quello del motociclo è di 130°. Valori tipici riportati in [2] alla stessa frequenza sono: 3 come rapporto tra le ampiezze e 170° come ritardo. In [4] viene mostrato che a 2.5 Hz l'accelerazione laterale dovuta al rollio del pilota ha una fase di circa 180° rispetto all'accelerazione tangenziale dovuta al moto di rollio. Si può osservare un buon accordo con i dati riportati in letteratura, specialmente per quel che riguarda le fasi. Si può inoltre concludere che il busto del pilota tende ad opporsi al rollio del motociclo.

## 2.2 Identificazione sperimentale di laboratorio.

Come suggerito dai risultati sperimentali su strada, un modello del pilota ad uno o due gradi di libertà, sembra essere sufficiente per la modellazione della risposta passiva del pilota in condizioni di weave. Si tratta quindi di verificare se è possibile riprodurre per via numerica il modo di weave analizzato su strada, con particolare attenzione alle componenti modali relative al pilota.

Detto che il modello ad un grado di libertà, disponibile in FastBike sembra essere adatto allo scopo, occorre capire quali siano i parametri di modellazione da inserire nel software di simulazione, in particolare, la suddivisione delle masse e delle inerzie del rider tra parte fissa e parte superiore mobile e le conseguenti rigidità e smorzamenti da associare al grado di libertà relativo.

In questa sessione si descrivono le procedure e le strategie utilizzate per l'identificazione delle caratteristiche del pilota. Per completezza e per permettere un raffronto costante dei risultati ottenuti, si è affrontato il problema lavorando sia su un modello ad 1 g.d.l. che su un modello a 2 g.d.l. Il problema di identificazione viene risolto anzitutto attraverso un approccio sperimentale, per far questo si è utilizzata una particolare attrezzatura sviluppata dal DIMEG (Motorcycle Dynamics Research Group) per l'identificazione delle caratteristiche del pilota.

### 2.2.1 Strumentazione e metodologie di prova

La strumentazione utilizzata consta di una struttura composta da un telaio mobile, uno fisso ed un sistema di movimentazione. Il telaio mobile è dotato di pedane, manubrio e sella posizionate in modo da replicare la postura che il pilota avrebbe in sella ad un reale motociclo.

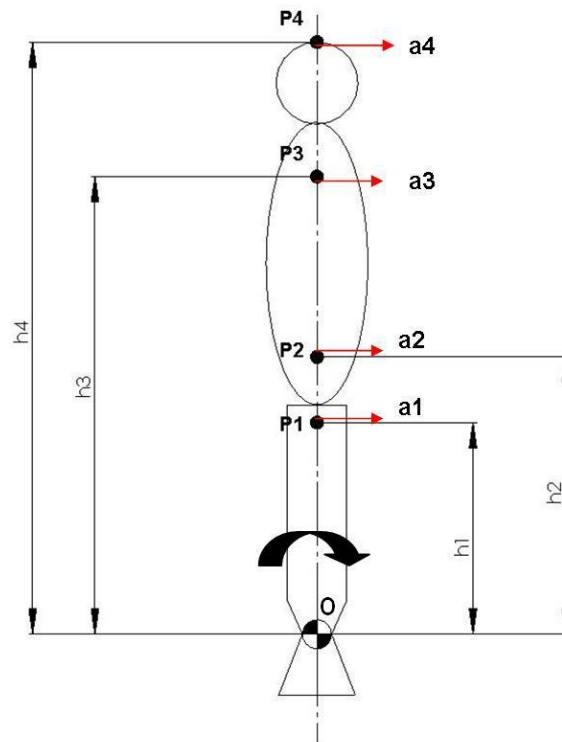


Figura 2.13 Rappresentazione schematica delle accelerazioni misurate

Questa struttura è connessa ad un telaio fisso per mezzo di una coppia di cerniere che permettono al telaio mobile il solo moto di rollio. Il moto di rollio viene imposto per mezzo di un attuttore idraulico connesso allo stesso attraverso opportuno cinematismo.

Le prove sono state effettuate imponendo alla struttura rollante una legge sinusoidale tipo sweep, con frequenza variabile da 0 a 10 Hz, l'equazione utilizzata per la generazione dello sweep è la seguente:

$$x(t) = a 40 \left( -5 \cdot 10^{-8} t^3 + 7 \cdot 10^{-6} t^2 - 0.0004 t + 0.03 \right) \text{sen}(2\pi t (-\log(-t + 120) + 2.08))$$

che viene rappresentato in Figura 2.14.

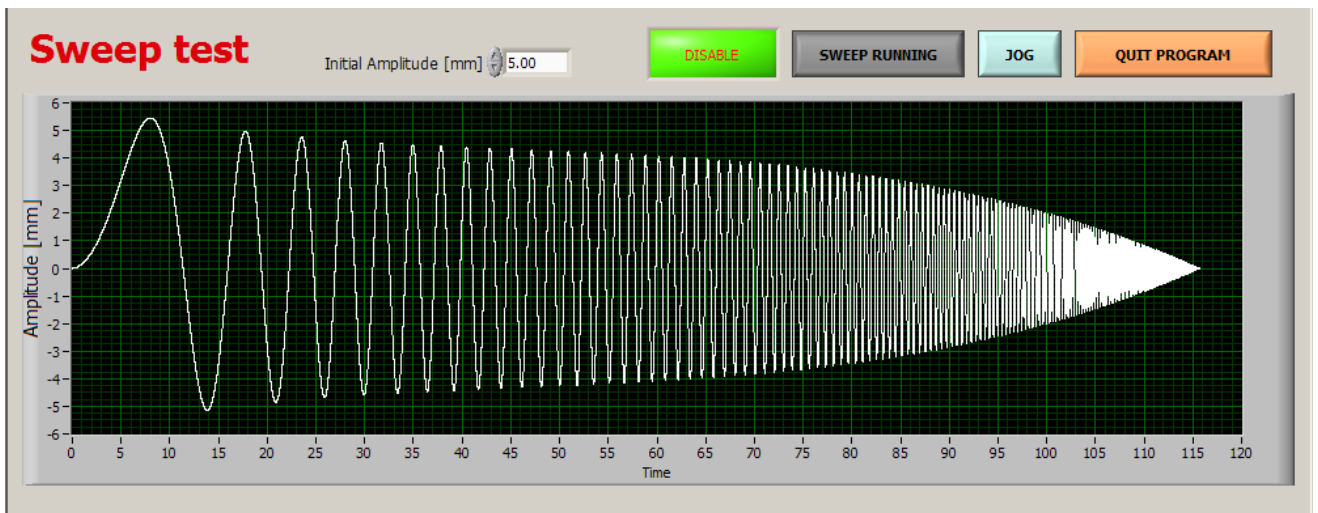


Figura 2.14 Schermata del programma di controllo dell'attuttore con grafico della legge del moto imposta

Mentre in Figura 2.15 è visibile lo spettro di potenza teorico dello sweep appena definito in termini di accelerazione.

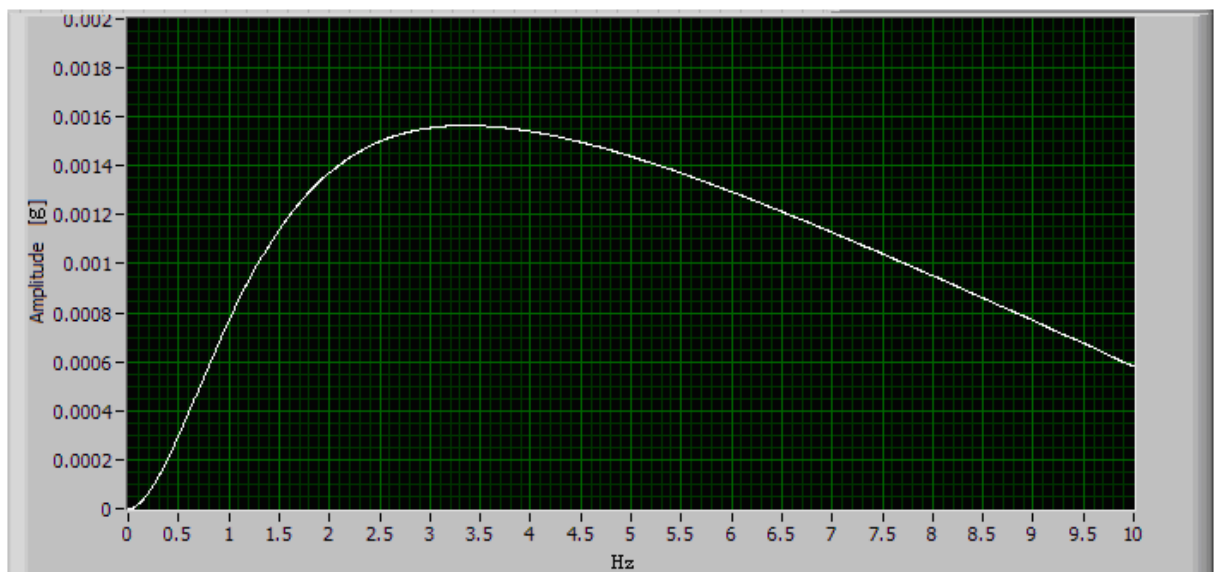


Figura 2.15 Spettro di potenza della legge del moto imposta all'attuttore

Assegnato un ingresso di questo tipo al telaio rollante su cui siede il pilota, vengono misurate le accelerazioni tangenziali dei vari punti indicati in Figura 2.13.

La figura rappresenta infatti in maniera schematica la struttura con il pilota a bordo (vista posteriore), con in evidenza i punti di posizionamento degli accelerometri 1,2,3,4.

In dettaglio il punto 1 è collocato sulla struttura ed è posto ad un'altezza  $h_1$  rispetto all'asse di rollio, mentre i punti 2, 3, 4 sono collocati sul pilota in corrispondenza rispettivamente di bacino, torace e testa, e sono posti ad rispettivamente ad altezza  $h_2$ ,  $h_3$  ed  $h_4$  dall'asse di rollio.

L'accelerazione del punto 1 rappresenta l'ingresso del sistema, cioè il moto imposto al pilota, mentre tutte le altre accelerazioni rappresentano l'uscita del sistema, cioè il movimento del corpo del pilota.

Durante le prove vengono acquisite le accelerazioni tangenziali relative a questi due punti, visibili come vettori rossi in figura, che vengono indicate rispettivamente con  $a_1, a_2, a_3$  ed  $a_4$ .

L'accelerometro collocato nel punto 1 misura l'accelerazione tangenziale causata dalle oscillazioni di rollio, fornita dalla seguente formula:

$$\vec{a}_{t1} = \vec{\alpha} \times \vec{OP}_1$$

Dove  $\alpha$  rappresenta l'accelerazione angolare della struttura e  $OP_1$  è il vettore che congiunge il centro di rollio con il punto 1; in termini scalari, considerando piccoli spostamenti, l'accelerazione tangenziale del punto 1 risulta:

$$a_{t1} = \alpha h_1$$

Pertanto, l'accelerazione di ciascun punto  $P_i$ , considerando il sistema come un corpo rigido, anche detta di trascinamento, può essere calcolata agevolmente:

$$\alpha h_i = a_{t1} \frac{h_i}{h_1}$$

L'accelerazione dell'  $i$ -esimo punto può essere espressa settorialmente nel modo seguente:

$$\vec{a}_i = \vec{a}_0 + \vec{\alpha} \wedge \vec{OP}_i + \vec{\omega} \wedge (\vec{\omega} \wedge \vec{OP}_i) + 2 \vec{\omega} \wedge \vec{v}_i^{rel} + \vec{a}_i^{rel}$$

Se si considera solo l'accelerazione in direzione tangenziale di ciascun punto, che corrisponde a quella misurata, vi è una notevole semplificazione: essa infatti può essere considerata come somma dell'accelerazione dovuta al moto di rollio della struttura, e l'accelerazione relativa del pilota rispetto alla struttura:

$$a_{ti} = \alpha h_i + a_{ti}^{rel} = a_{t1} \frac{h_i}{h_1} + a_{ti}^{rel}$$

Per studiare la risposta del corpo del pilota al variare della frequenza del rollio imposto viene introdotta la seguente funzione di trasferimento:

$$FRF_i = \frac{a_{ti}}{a_{t1}}$$

Pertanto per ciascuna prova effettuata verranno calcolate 3 funzioni di trasferimento complesse, caratterizzate da modulo e fase.

Per quanto riguarda la misura dell'accelerazione tangenziale di torace e bacino l'apparecchiatura utilizzata consta di una fascia elastica, sulla quale viene collocato l'accelerometro con l'ausilio di apposita cera, e bloccaggio di sicurezza mediante nastro.



Figura 2.16 Fascia elastica dotata di accelerometro per la misura dell'accelerazione del torace

In Figura 2.17 si possono osservare tutti gli accelerometri collocati sul corpo del pilota e le modalità di fissaggio: come si può notare, per la misura dell'accelerazione relativa al bacino, si sfrutta la cintura indossata dal tester stretta opportunamente curando di posizionarla in corrispondenza dell'osso del bacino denominato cresta iliaca, mentre per quanto riguarda il torace si utilizza una cinghia elastica, avendo cura di posizionare l'accelerometro in corrispondenza dello sterno del tester.

Infine limitatamente alla testa l'accelerometro viene collocato direttamente sul casco.

Tutti i tester che hanno partecipato alle prove sono stati istruiti ad osservare un riferimento collocato ad una opportuna distanza in modo tale da minimizzare gli spostamenti volontari della testa.



Figura 2.17 Esecuzione di una prova sperimentale

## 2.2.2 Calcolo delle funzioni di trasferimento

Al fine di effettuare un confronto con il lavoro sperimentale su strada precedentemente descritto ed una validazione dei risultati sperimentali ottenuti in laboratorio si è proceduto al calcolo dell'angolo di inclinazione relativo del busto del pilota rispetto all'asse della motocicletta.

Il calcolo di tale parametro non è banale e richiede l'introduzione di un modello cinematico del rider motociclistico congruente a quello individuato per i test in pista, che viene rappresentato in Figura 2.18.

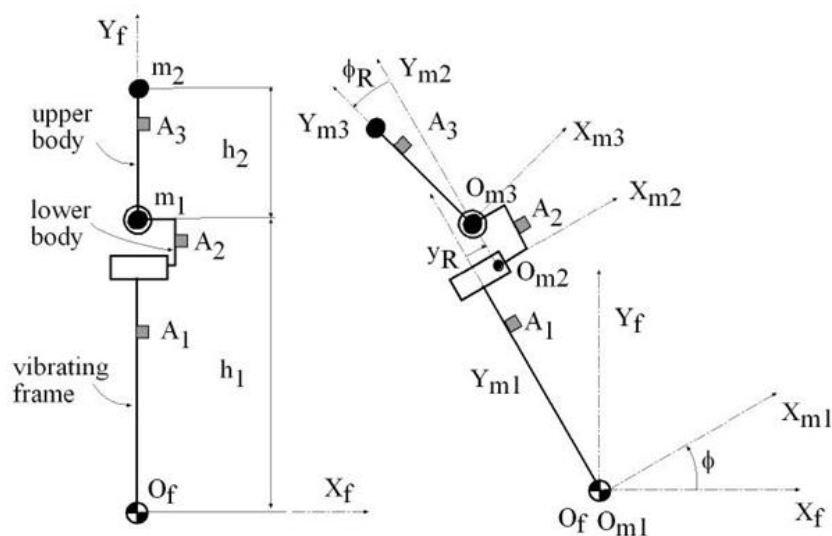


Figura 2.18 Modello cinematico proposto per il calcolo della rotazione relativa del busto del pilota

Trattandosi di un moto piano, si è ritenuto opportuno mantenere due gradi di libertà per il movimento relativo dell'upper rider rispetto al lower rider.

Il modello è formato da due masse concentrate, indicate rispettivamente con  $m_1$  ed  $m_2$  in figura, che rappresentano rispettivamente la parte inferiore e quella superiore del pilota. La terna inerziale fissa è indicata in figura con il pedice  $f$ , mentre quella solidale alla struttura rollante è indicata con il pedice  $m_1$ , che sta ad indicare mobile 1. La massa inferiore è dotata di un grado di libertà di traslazione trasversale alla quale viene associata la terna mobile di riferimento indicata con il pedice  $m_2$ , che significa appunto mobile 2.

La massa superiore invece è collegata mediante un'asta alla massa inferiore  $m_1$ , ed è presente una coppia rotoidale che consente la rotazione indicata con  $\phi_R$  in figura; la terna associata in questo caso è indicata con il pedice  $m_3$ .

Vengono rappresentati inoltre per completezza gli accelerometri utilizzati durante le prove sperimentali che sono indicati con  $A_1$ ,  $A_2$  ed  $A_3$ .

In questo capitolo non verrà affrontato lo studio della dinamica del sistema ma verranno effettuate delle considerazioni di natura cinematica necessarie per correlare l'angolo di rollio del busto del pilota indicato appunto con  $\phi_R$  con le accelerazioni rilevate sperimentalmente.

Consideriamo inizialmente il punto nel quale è collocato l'accelerometro  $A_1$ , la sua accelerazione può essere espressa come segue in termini vettoriali:

$$\overline{a_1} = \overline{a_{om1}} + \dot{\overline{\omega_1}} \wedge \overline{O_{m1}A_1} + \overline{\omega_1} \wedge (\overline{\omega_1} \wedge \overline{O_{m1}A_1})$$

Che sviluppata:

$$\overline{a_1} = \overline{\omega_1} \wedge \overline{O_{m1}A_1} + \overline{\omega_1} \wedge (\overline{\omega_1} \wedge \overline{O_{m1}A_1})$$

Poiché il termine  $\overline{a_{om1}}$  è un vettore nullo poiché l'origine del sistema mobile 1, che coincide con quella del sistema fisso non si muove.

L'accelerazione del punto 1 trovata pertanto è composta da due termini, il primo dei quali rappresenta l'accelerazione tangenziale mentre il secondo quella centripeta.

Poiché la misura sperimentale dell'accelerazione si riferisce solo alla direzione tangenziale si può concludere che l'accelerazione misurata del punto 1 è dovuta al solo contributo dell'accelerazione tangenziale e risulta:

$$a_{t1} = \dot{\omega_1} O_{m1}A_1$$

dove  $O_{m1}A$  rappresenta appunto la distanza tra l'origine del sistema mobile 1 e l'accelerometro  $A_1$ .

Di conseguenza si può ricavare l'accelerazione angolare in funzione dell'accelerazione misurata:

$$\dot{\omega_1} = \frac{a_{t1}}{O_{m1}A_1}$$

Proseguendo si considera ora l'accelerazione del punto  $A_2$ , che appartiene al corpo indicato in figura con lower body:

$$\overline{a_2} = \overline{a_{om1}} + \dot{\overline{\omega_1}} \wedge \overline{O_{m1}A_2} + \overline{\omega_1} \wedge (\overline{\omega_1} \wedge \overline{O_{m1}A_2}) + \overline{a_2}^{rel} + 2 \overline{\omega_1} \wedge \overline{v_2}^{rel}$$

dove  $\overline{a_2}^{rel}$  e  $\overline{v_2}^{rel}$  sono dovute alla possibilità di traslazione trasversale del lower body.

Si osserva nella formula precedente che i primi 3 termini rappresentano l'accelerazione di trascinamento, il quarto termine quella relativa ed il quinto l'accelerazione di Coriolis.

Anche in questo caso se consideriamo l'accelerazione tangenziale vi è una notevole semplificazione:

$$a_{t2} = \dot{\omega}_1 O_{m1} A_2 + a_2^{rel}$$

Pertanto risulta:

$$a_{t2} - a_{t1} = \dot{\omega}_1 O_{m1} A_2 + a_2^{rel} - \dot{\omega}_1 O_{m1} A_1 = \dot{\omega}_1 A_1 A_2 + a_2^{rel}$$

Per quanto riguarda l'accelerazione del punto 3 si può scrivere:

$$\overline{a}_3 = \overline{a}_{om3} + \overline{\dot{\omega}_3} \wedge \overline{O_{m3} A_3} + \overline{\omega_3} \wedge (\overline{\omega_3} \wedge \overline{O_{m3} A_3})$$

con:

$$\overline{a}_{om3} = +\overline{\dot{\omega}_1} \wedge \overline{O_f O_{m3}} + \overline{\omega_1} \wedge (\overline{\omega_1} \wedge \overline{O_f O_{m3}}) + \overline{a_2}^{rel} + 2\overline{\omega_1} \wedge \overline{v_2}^{rel}$$

Mentre in direzione tangenziale, considerando piccole oscillazioni risulta:

$$a_{t3} = \dot{\omega}_1 O_f O_{m3} + a_2^{rel} + \dot{\omega}_3 O_{m3} A_3$$

Per cui:

$$a_{t3} - a_{t2} = \dot{\omega}_1 O_f O_{m3} + \dot{\omega}_3 O_{m3} A_3 - \dot{\omega}_1 O_f A_2 = \dot{\omega}_1 A_2 O_{m3} + \dot{\omega}_3 A_3 O_{m3}$$

ricordando che:

$$\dot{\omega}_1 = \frac{a_{t1}}{O_{m1} A_1}$$

si ricava la seguente relazione:

$$\dot{\omega}_3 = \frac{1}{O_{m1} A_1} \left( a_{t3} - a_{t2} - \frac{a_{t1} O_{m3} A_2}{O_f A_1} \right)$$

A questo punto viene introdotta la semplificazione che  $A_2 \approx O_{m3}$ , poiché praticamente è molto complesso quantificare la differenza tra i due punti in questione, e pertanto risulta:

$$\dot{\omega}_3 = \frac{1}{O_{m1} A_1} (a_{t3} - a_{t2})$$

Per quanto riguarda le velocità angolari settorialmente si può scrivere:

$$\overline{\omega}_{rel} = \overline{\omega}_3 - \overline{\omega}_1$$

e sostituendo i risultati ottenuti si ottiene:

$$\dot{\omega}_{rel} = \frac{1}{A_2 A_3} (a_{t3} - a_{t2}) - \frac{a_{t1}}{O_f A_1}$$

Da cui si ottiene:

$$\frac{\dot{\omega}_{rel}}{\dot{\omega}_1} = \frac{\frac{1}{A_2 A_3} (a_{t3} - a_{t2}) - \frac{a_{t1}}{O_f A_1}}{\frac{a_{t1}}{O_f A_1}}$$

Che risulta:

$$FRF_{\phi_{rel}} = \frac{\dot{\omega}_{rel}}{\dot{\omega}_1} = \frac{O_f A_1}{A_2 A_3} \left( \frac{a_{t3}}{a_{t1}} - \frac{a_{t2}}{a_{t1}} \right) - 1 = \frac{O_f A_1}{A_2 A_3} (FRF3 - FRF2) - 1$$

In questo modo pertanto si è riusciti a correlare la funzione di trasferimento del rollio relativo del busto del pilota con le funzioni di trasferimento dei punti di misura delle accelerazioni su bacino (1) e torace (2).

In questo modo pertanto è possibile coi dati a disposizione calcolare la funzione di trasferimento del rollio relativo del busto del pilota in termini di modulo e fase.

### 2.2.3 Risultati delle identificazioni

Eseguiti i test di risposta sul pilota che ha partecipato alle prove (altezza 1,7 m, massa 85 kg) i dati raccolti sono stati elaborati secondo la procedura illustrata nel paragrafo precedente, al fine di determinare la funzione di trasferimento del rollio relativo. Si sono eseguite cinque diverse prove sul pilota andando poi a ricavare una funzione media delle cinque.

Questa funzione è stata fittata sia con un modello ad un grado di libertà che con un modello a due gradi di libertà (modello descritto da Katayama e altri), andando a determinare i parametri dinamici del sistema. Il modello a due gradi di libertà viene fittato secondo l'equazione seguente:

$$FRF_{\phi_{rel}} =$$

$$\frac{(\omega^2 h_2 m_2 + \omega^2 h_1 m_2 + g m_2 + \omega^2 h_1 m_1 + g m_1) \omega^2 h_2 m_2 + (\omega^2 I_{g2} + \omega^2 h_2^2 m_2 + g h_2 m_2 + \omega^2 h_2 h_1 m_2) (-\omega^2 m_2 - \omega^2 m_1 + k_y + \omega c_y i)}{-\omega^4 h_2^2 m_2^2 + (-\omega^2 I_{g2} + \omega^2 h_2^2 m_2 - g h_2 m_2 + k_\phi + \omega c_\phi i) (-\omega^2 m_2 - \omega^2 m_1 + k_y + \omega c_y i)}$$

Il risultato del fitting viene rappresentato in Figura 2.20 mediante curva apposta.

Per quel che riguarda il modello ad un grado di libertà la funzione di trasferimento associata è:

$$FRF_{\varphi_{rel}} = \frac{gm_2 + \omega^2(I_{g2} + h_2^2 m_2 + h_2 h_1 m_2)}{-gh_2 m_2 - \omega^2(I_{g2} + h_2^2 m_2) + k_\varphi + \omega c_\varphi i}$$

Questa si riferisce al modello dinamico di Figura 2.19 dove la massa e l'inerzia indicate con pedice 2 si riferiscono all'upper rider.

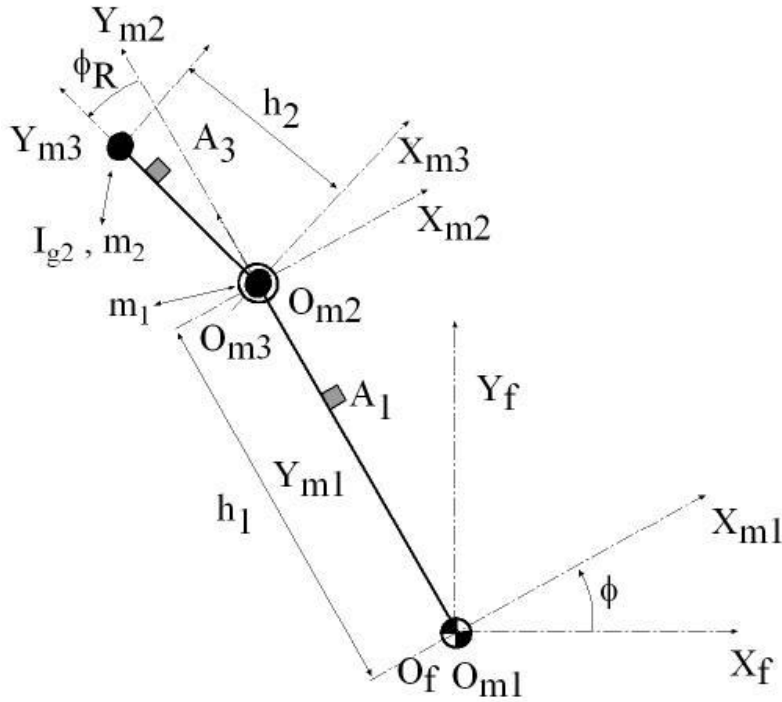


Figura 2.19 Schema dinamico del modello ad 1 grado di libertà

Il risultato del fitting eseguito sulla base di questo modello viene rappresentato mediante apposita curva in Figura 2.20.

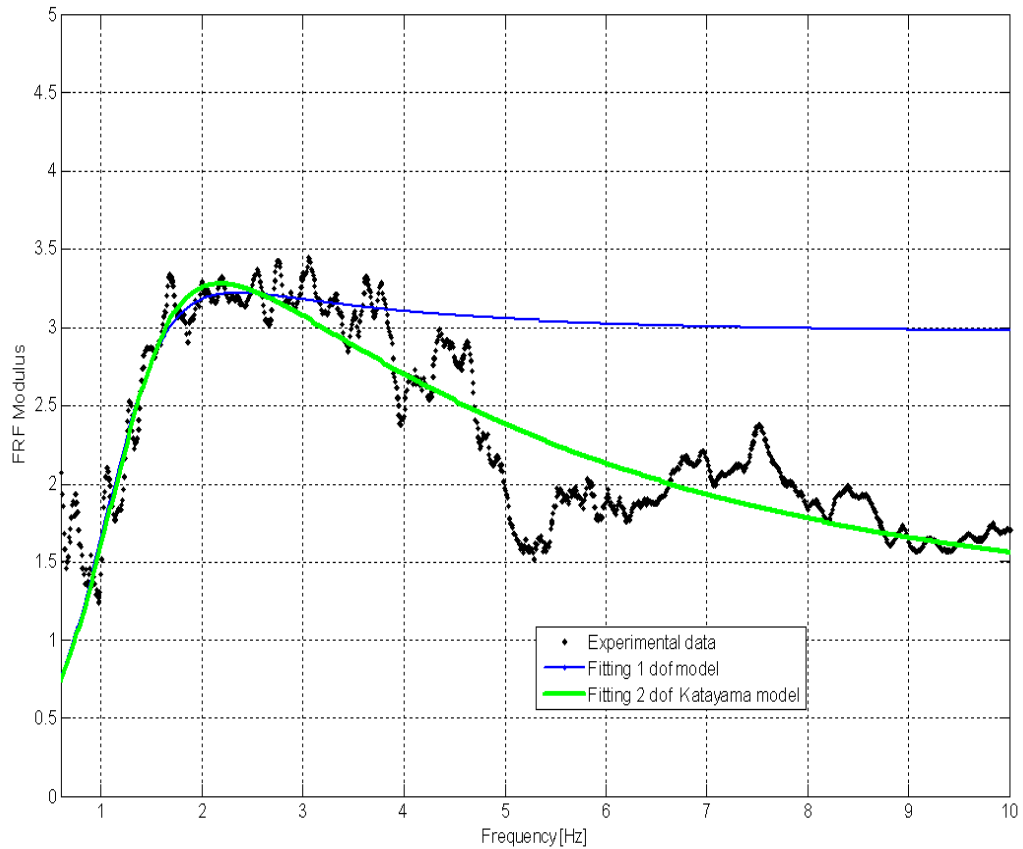


Figura 2.20 Modulo della funzione di trasferimento  $FRF\phi_{rel}$  con sovrapposte le curve di fitting

In entrambi i casi le masse e le inerzie del pilota sono state suddivise tra lower ed upper body seguendo i criteri proposti in [5] e [6] e vengono riassunte assieme ad i risultati ottenuti dalle identificazioni nella tabella riportata di seguito.

Tabella 2.2 Parametri biomeccanici per il modello del pilota

	$m_{ur}$ [kg]	$h_{ur}$ [m]	$I_{Gur}$ [kgm <sup>2</sup> ]	$k_{\theta r}$ [Nm/rad]	$c_{\theta r}$ [Nms/rad]	$k_{yr}$ lateral [N/m]	$c_{yr}$ lateral [Ns/m]	$h$ [m]
1 g.d.l.	51	0.3	2.47	765	76.4	-	-	0.9
2 g.d.l.	51	0.3	2.47	757	84.8	28210	1497	0.9

Analizzando i risultati di Figura 2.20 si nota come il modello a due gradi di libertà proposto fitti in maniera soddisfacente i dati sperimentali in tutto il campo di frequenze (da 0.5 a 110 Hz) mentre il modello ad un grado di libertà fornisce risultati migliori nel campo di frequenze inferiori ai 5Hz.

Considerato il buon accordo tra i dati sperimentali ed il fitting col modello a 1 g.d.l. nel range di frequenze rilevante ai fini della risposta passiva del rider a fenomeni di weave (2÷4 Hz), si ritiene di modellare il pilota, all'interno del codice multi-body FastBike, con un modello ad 1 g.d.l. la scelta è avvalorata anche dal fatto che i risultati sperimentali dei test in strada avevano mostrato una scarsa tendenza alle traslazioni laterali del pilota, associata inoltre alla difficoltà di misurare dette traslazioni in maniera sufficientemente accurata. Risulterebbe peraltro non immediato utilizzare il modello a 2 g.d.l. analizzato precedentemente all'interno di FastBike in quanto andrebbe implementato ad hoc.

## 2.3 Impostazione del modello del pilota in FastBike e confronto con i dati sperimentali.

Nel software di simulazione utilizzato per le indagini numeriche il pilota è modellabile in vari modi. In particolare si può considerare il pilota come un corpo rigido rigidamente collegato al retrotreno del motociclo oppure dividerlo in due parti: Lower Rider (dai piedi al bacino) e Upper Rider (al bacino alla testa). Il Lower Rider rimane rigidamente connesso al retrotreno del motociclo, mentre l'Upper Rider viene connesso al Lower Rider mantenendo due gradi di libertà (rollio e traslazione laterale). Per entrambi i gradi di libertà si associa un valore di rigidità e di smorzamento sul giunto.

Il codice FastBike offre inoltre la possibilità di modellare l'accoppiamento manubrio-pilota attraverso un modello di impedenze, in questo studio non si è utilizzata questa opzione avanzata preferendo lavorare con un modello di pilota non connesso al manubrio (ovvero ci si riferisce alle condizioni di guida "senza mani").

Secondo quanto suggerito dalle due analisi sperimentali precedenti, si è provveduto a modellare, all'interno del codice di simulazione numerica, il pilota come un'insieme di lower body rigidamente connesso al main frame del motociclo ed un upper body come corpo sospeso collegato attraverso un giunto rotoidale con associati la rigidità torsionale ( $k_{\phi r}$ ) e lo smorzamento viscoso ( $c_{\phi r}$ ) suggeriti dall'identificazione eseguita precedentemente e riportati in Tabella 2.2.

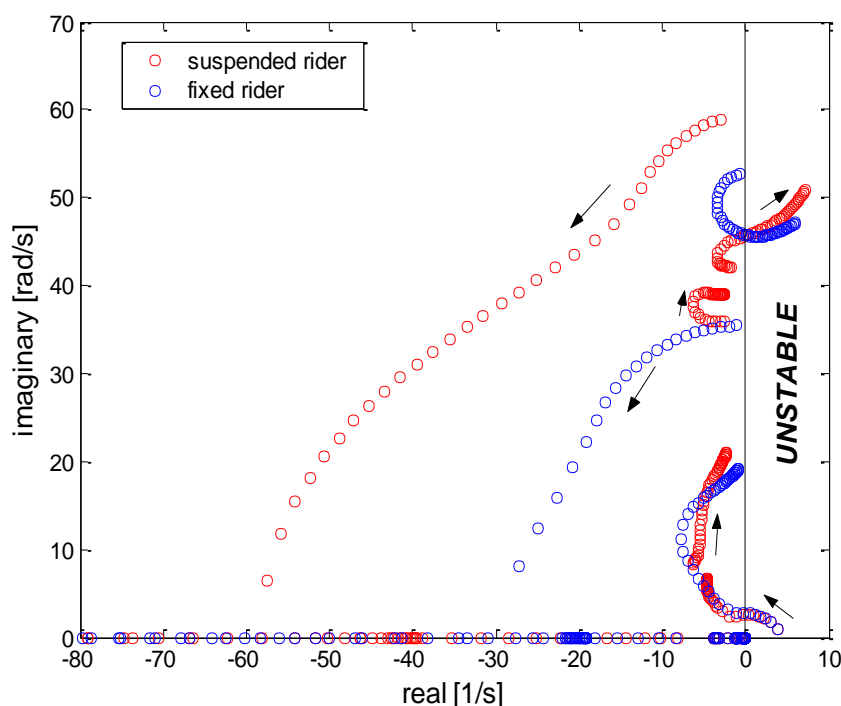


Figura 2.21 Risultati di simulazioni numeriche

A titolo di esempio si riporta in Figura 2.21 un root-locus in cui si osservano i modi di vibrare di weave, wobble e capsizes ottenuti modellando il pilota in maniera rigida o come un corpo sospeso. E' evidente che i risultati delle simulazioni sono fortemente dipendenti dalla scelta di modellazione del pilota.

### 2.3.1 Verifica dei risultati di modellazione del pilota

Quale verifica finale, per validare definitivamente il modello scelto per la risposta passiva del pilota in condizioni di weave, si sono eseguite delle simulazioni numeriche per il calcolo dei modi di vibrare alle quattro velocità (160, 180, 200 e 210 km/h) alle quali erano stati eseguiti i già discussi test in pista.

I risultati vengono comparati in termini di autovalori e autovettori con quelli derivanti dai fitting dei test su strada.

Tabella 2.3 Confronto tra risultati sperimentali e simulazioni numeriche

Speed:	160		180		200		210	
	Freq. (Hz)	Damp. %	Freq. (Hz)	Damp. %	Freq. (Hz)	Damp. %	Freq. (Hz)	Damp. %
ROAD Tests	2.33	2.40	2.34	1.87	2.44	-	2.40	-
Simulation. 1 d.o.f. Rider	2.22	2.30	2.32	1.00	2.42	-0.30	2.46	-0.80
Simulation. 0 d.o.f. Rider	2.17	-3.00	2.27	-5.00	2.36	-6.00	2.40	-7.00

Per quel che riguarda frequenze e smorzamenti, i risultati riportati in Tabella 2.3 Tabella 4.2 mostrano un buon accordo sia in termini di andamento che di valore assoluto. Nella stessa tabella viene riportata una riga contenente i valori che si ottengono alle medesime velocità da simulazioni numeriche condotte modellando il pilota come un unico corpo rigido solidale al retrotreno del motociclo. In questo caso si nota come vi sia una piccola riduzione delle frequenze tipiche del weave (dovuta all'incremento d'inerzia del main frame del motociclo), ma soprattutto una drastica (e poco realistica) riduzione dello smorzamento del weave. Questo a conferma dell'importanza del ruolo giocato dal pilota (in termini di risposta passiva) nella stabilizzazione di questo pericolosissimo modo oscillante.

Il confronto viene esteso anche alle componenti modali andando a rappresentare il modo di vibrare del sistema motociclo-pilota come già fatto precedentemente attraverso dei compass-plot. I grafici sono stati costruiti seguendo le metodologie descritte nel paragrafo 2.1.3.

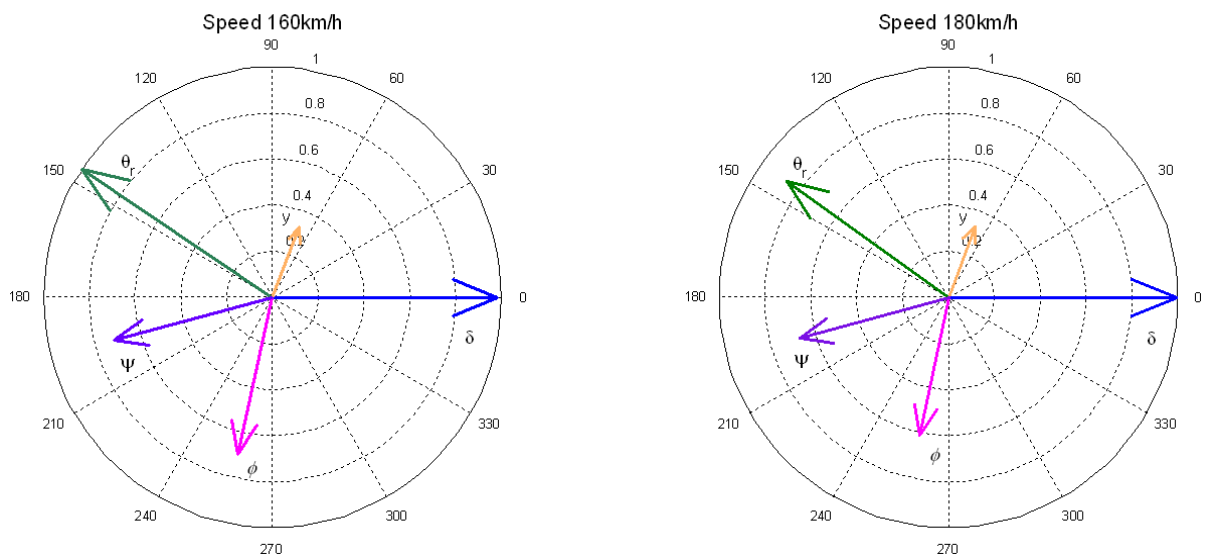


Figura 2.22 componenti modali ottenute per via numerica attraverso il codice di simulazione FastBike a 160 e 180 km/h

Si nota un ottimo accordo con le forme modali derivanti dall'analisi sperimentale precedentemente descritta.

Per quel che riguarda i test ad altissima velocità (200 e 210 km/h) vi è ancora un buon accordo con i dati sperimentali tuttavia, non si nota l'incremento di fase di ritardo del rollio del pilota, dell'imbardata e del rollio del motociclo che si manifestano invece nella realtà. Questo è probabilmente dovuto all'incapacità del modello presente nel codice di calcolo a captare e riprodurre il ciclo limite che si manifesta a questa velocità nella realtà e che porta il weave ad essere auto-eccitato e non instabile.

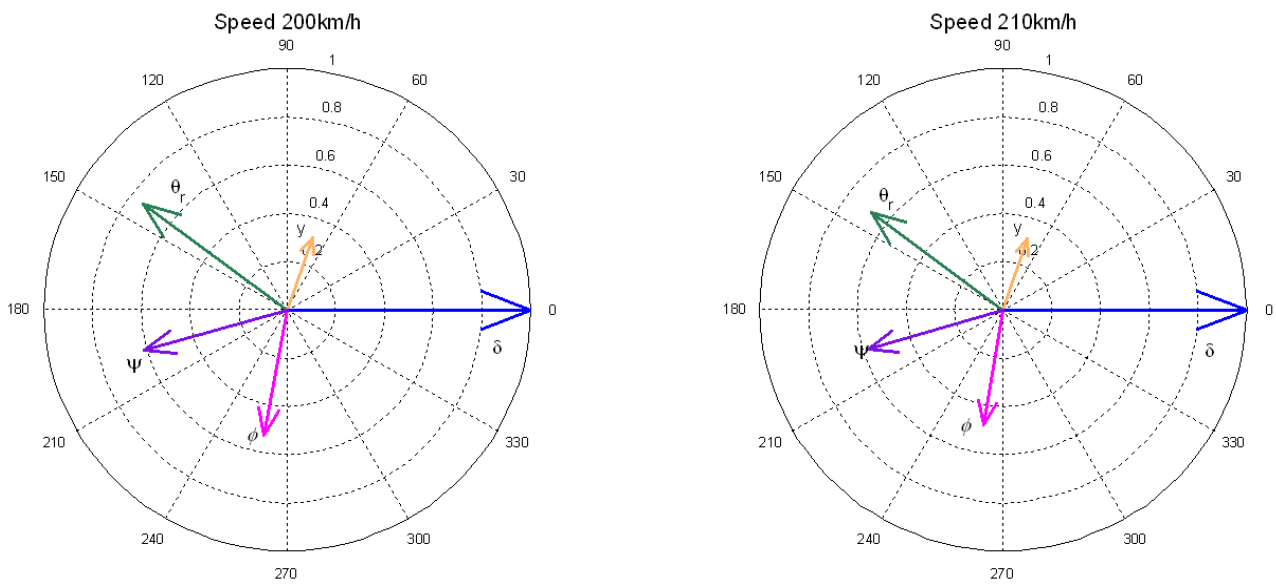


Figura 2.23 componenti modali ottenute per via numerica attraverso il codice di simulazione FastBike a 200 e 210 km/h

## **2.4 Conclusioni.**

L'analisi dei risultati dell'indagine sperimentale su strada ha fornito alcune preziose indicazioni per lo sviluppo del modello di risposta passiva del pilota in condizioni di weave. Quando il weave è stabile il rollio relativo del rider rappresenta la componente modale più grande, mentre lo spostamento laterale del rider risulta difficile da misurare a causa della presenza di vestiti e sembrerebbe comunque trascurabile stando ai risultati delle prove. Per questo un modello ad un grado di libertà sembrerebbe essere sufficiente per descrivere il comportamento del pilota.

Il rollio relativo del pilota ha un ritardo di fase di circa  $130^\circ$  rispetto al rollio del motociclo. Questo suggerisce che il pilota, in maniera più o meno passiva, tende a rimanere in posizione eretta limitando i movimenti assoluti del corpo e della testa in particolare. La transizione tra weave stabile ed auto-eccitato mostra solamente piccole variazioni nelle forme modali.

Sono state poi fatte delle simulazioni numeriche con il codice di calcolo FastBike tenendo conto del movimento di rollio relativo dell'upper rider rispetto al motociclo, ed inserendo i dati biomeccanici suggeriti da un'identificazione fatta su dati sperimentali di laboratorio. I risultati di queste simulazioni hanno mostrato una buona corrispondenza in termini di componenti modali, frequenze e smorzamenti del modo di weave del sistema motociclo-pilota così modellato. Pertanto si è giunti alla conclusione che un modello di pilota ad un grado di libertà è sufficiente per modellare la risposta passiva del pilota al weave e si sono identificati dei parametri utilizzabili nelle future simulazioni numeriche.

## 2.5 Bibliografia.

- [1] V. Cossalter, A. Doria, R. Lot, M. Massaro, "The effect of rider's passive steering impedance on motorcycle stability: identification and analysis", *Meccanica* 45 (2010).
- [2] J. Otombe, A. Hasegawa, "Experimental analysis of sense of stability in motorcycle", *SAE paper 891993*, (1993).
- [3] T. Katajama, A. Aoki, T. Nishimi, T. Okayama, "Measurement of structural properties of riders", *JSAE paper 871229*, (1987).
- [4] V. Cossalter, A. Doria, D. Fabris, M. Maso, "Measurement and identification of the vibration characteristics of motorcycle riders", *Proc. of the ISMA 2006 International Conference on Noise and Vibration Engineering*, Leuven, Belgium, 18-20 September 2006.
- [5] H. B. Pacejka, 2002, *Tyre and Vehicle Dynamics* (Bodmin, Cornwall: Butterworth-Heinemann).
- [6] R. S. Sharp, S. Evangelou, D. J. N. Limebeer, *Advances in the modelling of motorcycle dynamics*, *Multibody System Dynamics*, Vol. 12, (2004), pp. 251-283.
- [7] V. Cossalter, R. Lot, F. Maggio, "The modal analysis of a motorcycle in straight running and on a curve", *Meccanica* 39 (2004), pp. 1-16.

## 2.6 Ringraziamenti.

Si ringrazia BMW Motorrad (D) in particolare nelle persone di: Ing. Ulf Kaltwasser, Ing. Stephan Fischer, Dr. Ing. Nicolay Ruffo, che hanno reso possibili le prove sperimentali su strada. L'Università di Padova nella persona del Prof. Alberto Doria per il supporto scientifico e per aver curato le prove sperimentali di laboratorio.

### **3 INFLUENZA DELLE CARATTERISTICHE DEGLI PNEUMATICI SULLA STABILITÀ**

Le proprietà degli pneumatici giocano un ruolo chiave nella dinamica dei veicoli a due ruote. I pneumatici motociclistici si differenziano da quelli automobilistici in quanto hanno una forma toroidale opportunamente studiata per garantire al motociclo la possibilità di rollare e compiere una curva. Rispetto ai pneumatici automobilisti, quelli utilizzati sui veicoli rollanti, hanno una superficie di contatto molto ridotta e che si sposta lateralmente quando il veicolo rolla. Per questi ed altri aspetti i pneumatici motociclistici hanno costituito, negli anni, un importante challenge per problematiche di modellazione e caratterizzazione sperimentale.

Chiaramente gli pneumatici, influenzando maneggevolezza e stabilità del veicolo hanno un forte impatto nella sicurezza del motociclo. E' noto come lo stesso motociclo, equipaggiato con due set di pneumatici diversi, possa mostrare comportamenti molto differenti rendendo o meno la moto stabile e sicura.

Le performances di un pneumatico sono il risultato di un mix di parametri costruttivi e funzionali quali, a titolo di esempio: parametri geometrici, proprietà elastiche di mescola e carcassa, tipologia costruzione della carcassa, proprietà tribologiche della superficie di contatto etc. Ad oggi, le più grandi case costruttrici di pneumatici possono monitorare (e scegliere) in maniera abbastanza accurata questi parametri per ottenere un pneumatico con caratteristiche favorevoli al motociclo e all'impiego previsto.

L'influenza delle proprietà del pneumatico sulla stabilità è stata discussa in [1] e [2], una più dettagliata revisione dello stato dell'arte si può trovare in [3] e [4]. In [5] l'influenza degli pneumatici a fenomeni oscillatori di weave è stata studiata sia sperimentalmente che per via numerico-teorica considerando tre diversi set di pneumatici, le oscillazioni di weave venivano innescate attraverso un sistema jet a gas nitrogeno installato sul veicolo di prova.

In questa sessione si affronta uno studio sperimentale e numerico sull'influenza delle proprietà degli pneumatici rispetto alla stabilità ai modi di vibrare di weave e wobble. In una prima parte si presentano i dati caratteristici degli pneumatici rilevati per via sperimentale presso il laboratorio del DIMEG (Motorcycle Dynamics Research Group) utilizzando una specifica apparecchiatura di prova ([6]). A seguire vengono presentate l'apparecchiatura utilizzata per i test sperimentali in pista, ed i risultati ottenuti in termini di frequenze e smorzamenti dei modi di weave e wobble a varie velocità.

Nella sessione dedicata all'analisi numerica si illustrano le tecniche DOE (*Design Of Experiments*) utilizzate per pianificare le simulazioni svolte con il codice multi-body FastBike v8 ([www.dynamotion.it](http://www.dynamotion.it)). Per finire i risultati di simulazioni e sperimentazione vengono analizzati e confrontati.

### 3.1 Indagine sperimentale.

#### 3.1.1 Identificazione delle caratteristiche degli pneumatici

In Tabella 3.1 vengono riassunte le principali caratteristiche dei pneumatici utilizzati nei test in pista descritti in questo lavoro. I tre set di pneumatici (*I*, *II*, *III*) sono stati sviluppati dalle rispettive case costruttrici specificatamente per motocicli del tipo enduro stradali e presentano le stesse dimensioni nominali (2<sup>a</sup> colonna) e lo stesso layout costruttivo della carcassa (pneumatici radiali).

Le caratteristiche riportate sono state ricavate mediante misure sperimentali di laboratorio effettuate presso l'Università di Padova (DIMEG). Questo laboratorio è dotato di una macchina a disco rotante che permette di misurare le forze di camber e sideslip, coppie di yaw e di resistenza al rotolamento e rigidzze strutturali radiali e laterali al variare del carico normale imposto sulla ruota. Maggiori dettagli su questa apparecchiatura di misura si possono trovare in [2], [6], [7], [8].

La forza normale è stata scelta in modo da avvicinarsi alle condizioni di carico in condizioni stazionarie di marcia del veicolo con conducente. La pressione di gonfiaggio delle gomme è stata regolata secondo le indicazioni del costruttore.

Le ultime tre colonne riportano i valori derivanti dalla procedura di misura che sono responsabili delle forze laterali generabili dal pneumatico.

In particolare: cornering stiffness ( $k_\lambda$ ), lateral structural stiffness ( $k_s$ ), camber stiffness ( $k_\phi$ ).

Tabella 3.1 Caratteristiche degli pneumatici rilevate sperimentalmente attraverso prove di laboratorio

Tyre set	Size and design	Nominal pressure [bar]	Room temperature [°C]	Normal load [N]	Sideslip stiffness [1/rad]	Lateral structural stiffness [N/m]	Camber stiffness [1/rad]	
<i>I</i>	<i>f</i>	110/80 R 19	2.6	25	1606	8.374	90123	1.074
	<i>r</i>	150/70 R 17	3.2	25	1608	9.234	152658	1.052
<i>II</i>	<i>f</i>	110/80 R 19	2.7	25	1655	7.665	110287	1.048
	<i>r</i>	150/70 R 17	3.3	25	1613	8.848	121587	1.004
<i>III</i>	<i>f</i>	110/80 R 19	2.7	25	1605	8.318	169214	1.084
	<i>r</i>	150/70 R 17	3.2	25	1664	7.899	168432	1.023

La cornering stiffness ( $k_\lambda$ ), quantifica la sensibilità del pneumatico a generare forza laterale ( $F_s$ ) in seguito a piccole variazioni dell'angolo di deriva (sideslip angle  $\lambda$ ) e viene definita come la pendenza iniziale della curva del lega la forza laterale (adimensionalizzata rispetto al carico normale) all'angolo di deriva (in condizioni di rollio nullo).

$$k_\lambda = \frac{1}{N} \left( \frac{dF_s}{d\lambda} \Big|_{\lambda=0, \phi=0} \right) \tag{3.1}$$

La rigidzza laterale della carcassa (7<sup>a</sup> colonna) ha un effetto significativo nel comportamento transitorio del pneumatico, ed è responsabile del ritardo che si osserva tra applicazione di un

angolo di imbardata e forza laterale.

E' ben noto che i pneumatici motociclistici generino una forza laterale anche ad angoli di deriva nulli qualora si applichi un rollio. Questa forza viene chiamata forza di rollio (camber trust force), fornisce un contributo significativo alla forza laterale totale generata dallo pneumatico e si genera istantaneamente rispetto all'imposizione di un rollio. Si definisce pertanto la rigidezza di rollio (o camber force stiffness ( $k_\varphi$ )) il coefficiente che quantifica la sensibilità del pneumatico nel generare forza laterale in seguito a piccole variazioni dell'angolo di camber, che in condizioni di marcia rettilinea coincide con l'angolo di rollio  $\varphi$ . Essa si identifica come la pendenza iniziale della curva che descrive l'andamento della forza laterale (adimensionalizzata rispetto al carico normale) al variare dell'angolo di camber in condizioni di angolo di deriva nullo.

$$k_\varphi = \frac{1}{N} \left( \frac{dF_s}{d\varphi} \Big|_{\lambda=0, \varphi=0} \right) \quad (3.2)$$

I valori di camber stiffness riportati in Tabella 3.1 sono circa unitari e le variazioni tra pneumatici non superano il 3% per pneumatici anteriori e 4% per posteriori.

Al contrario, i valori di rigidezza di deriva si distinguono maggiormente (variazioni del 10% per pneumatici anteriori, 17% per posteriori). Grandi variazioni si notano anche analizzando i valori della rigidezza strutturale laterale (88% negli anteriori, 39% nei posteriori). Queste considerazioni suggeriscono che la rigidezza strutturale laterale e la rigidezza di deriva sono i parametri che distinguono maggiormente i tre set di pneumatici e sono quelli utilizzati dai costruttori per controllare le performance del pneumatico.

### 3.1.2 Metodologia per la prova sperimentale.

I test in pista sono stati condotti da un pilota professionista in condizioni di buona aderenza. I tre treni di pneumatici sono stati montati sul medesimo motociclo avente massa in ordine di marcia di circa 230 kg e passo 1.58 m.

Il motociclo è stato equipaggiato con diversi sensori, tra cui un sensore multifunzione per la misura della coppia e della rotazione dello sterzo (sviluppato e costruito presso il laboratorio DIMEG), una piattaforma inerziale con tre giroметри e tre accelerometri, ed un'unità GPS per la determinazione della traiettoria e della velocità.



Figura 3.1 Strumentazione del motociclo per le prove sperimentali.

E' stata seguita una precisa procedura per l'esecuzione delle prove sperimentali su pista. Anzitutto il pilota portava la velocità del motociclo al valore desiderato, azionando poi un meccanismo di blocco dell'acceleratore in modo da effettuare le prove ad una velocità il più possibile costante. Raggiunta questa condizione, nelle prove di weave il pilota eccitava il modo attraverso un impulso generato col tronco sul telaio principale del motociclo, mentre per prove di wobble l'eccitazione del modo avveniva per mezzo di un impulso di coppia applicato dal pilota sul manubrio. In entrambi i casi, dopo l'impulso, la moto veniva lasciata libera di oscillare fino ad un completo smorzamento delle oscillazioni.

La Figura 3.2 mostra un esempio dei dati registrati in una prova di weave a 150 km/h in particolare si riconoscono la velocità longitudinale ( $V$ ), l'angolo di rotazione dello sterzo ( $\delta$ ), la velocità di rollio ( $Gx$ ), velocità di imbardata ( $Gz$ ), accelerazione laterale del sensore ( $Ay$ ). La Figura 3.3 mostra le medesime grandezze riferite però ad una prova di wobble a 150 km/h.

L'andamento dei segnali nel tempo mostrano un andamento di tipo sinusoidale smorzato. I segnali relativi alla prova di wobble mostrano un rapido decadimento (ampiezza trascurabile già dopo 3 cicli).

I test di weave sono stati ripetuti da 7 a 9 volte per ciascuna delle diverse velocità tutte comprese tra 100 e 200 km/h, i test di wobble sono stati eseguiti su un range di velocità da 50 a 150 km/h.

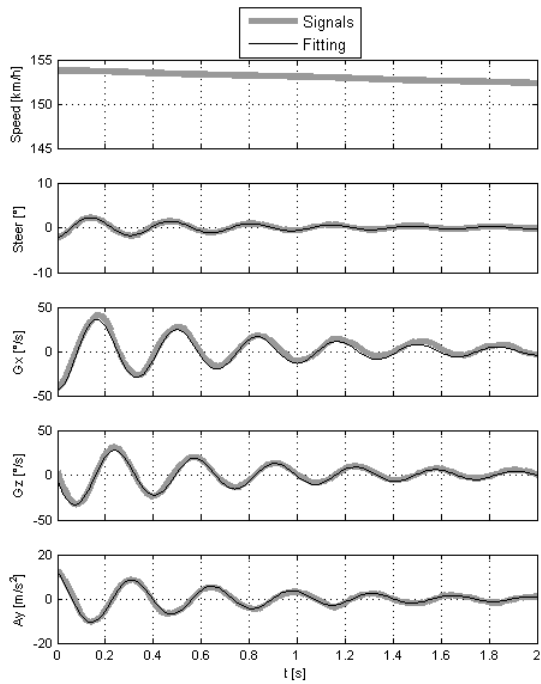


Figura 3.2 Weave test ( $V \approx 150 \text{ Km/h}$ ;  $f = 3.0 \text{ Hz}$ ;  $\zeta = 7.0\%$ ): segnali acquisiti e fitting

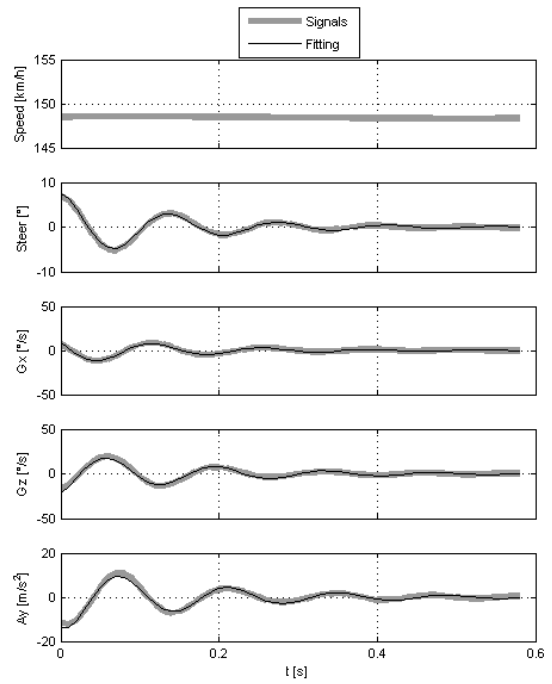


Figura 3.3 Wobble test ( $V \approx 150 \text{ Km/h}$ ;  $f = 7.69 \text{ Hz}$ ;  $\zeta = 14.7\%$ ): segnali acquisiti e fitting

### 3.1.3 Identificazione degli autovalori modali.

L'obiettivo è quello di individuare frequenze ( $f_n$ ) e smorzamenti ( $\zeta$ ) dei modi sperimentalmente osservati. I dati acquisiti sono stati processati secondo una procedura di fitting simile a quella già illustrate nel precedente capitolo 3 e che viene qui ripresentata per praticità:

$$S(t) = S_0 e^{-\omega_n \zeta t} \cdot \sin \left[ \left( \sqrt{1 - \zeta^2} \cdot \omega_n \right) t - \phi \right] = S_0 e^{-\omega_n \zeta t} \cdot \sin [qt - \phi] \quad (3.3)$$

Dove:

- $S(t)$  = generico segnale tempovariante
- $S_0$  = ampiezza iniziale del segnale
- $\omega_n = 2\pi f_n$ , pulsazione naturale non smorzata con  $f_n$  frequenza naturale non smorzata
- $\zeta$  = rapporto di smorzamento
- $q = 2\pi f$ , pulsazione naturale non smorzata con  $f$  frequenza naturale non smorzata
- $\phi$  = fase.
- 

Esempi del risultato del fitting sono proposti in e, si nota come le curve di fitting (in nero sottile) si sovrappongono bene ai dati sperimentali (curve grigie).

I corrispondenti valori di frequenza e rapporto di smorzamento identificati sono: 3.0 Hz e 7.0% per la prova di weave; mentre per la prova di wobble la frequenza è di 7.69 Hz, e lo

smorzamento del 14.7%.

Al fine di avere una più esaustiva rappresentazione dei due modi di vibrare studiati le velocità angolari acquisite (yaw e roll) e l'accelerazione laterale sono state integrate analiticamente, facendo l'assunzione di piccoli spostamenti e piccole rotazioni, secondo le equazioni presentate qui di seguito.

$$\varphi(t) = \int G_x(t) dt = \frac{(G_x)_0}{\omega_n} e^{-\omega_n \zeta t} \cdot \sin \left[ \left( \sqrt{1-\zeta^2} \cdot \omega_n \right) t - \left( \arcsin(\zeta) + \frac{\pi}{2} + \phi \right) \right] \quad (3.4)$$

$$\psi(t) = \int G_z(t) dt = \frac{(G_z)_0}{\omega_n} e^{-\omega_n \zeta t} \cdot \sin \left[ \left( \sqrt{1-\zeta^2} \cdot \omega_n \right) t - \left( \arcsin(\zeta) + \frac{\pi}{2} + \phi \right) \right] \quad (3.5)$$

$$Y(t) = \iint A_y(t) dt = \frac{(A_y)_0}{\omega_n^2} e^{-\omega_n \zeta t} \cdot \sin \left[ \left( \sqrt{1-\zeta^2} \cdot \omega_n \right) t - \left( 2 \arcsin(\zeta) + \pi + \phi \right) \right] \quad (3.6)$$

I risultanti: angolo di rollio ( $\varphi$ ), angolo di imbardata ( $\psi$ ) e spostamento laterale ( $Y$ ) relativi agli stessi tests di Figura 3.2 e Figura 3.3 vengono rappresentati in Figura 3.4 e Figura 3.5 a titolo di esempio.

In condizioni di weave eccitato il rapporto tra ampiezza di rollio e di rotazione dello sterzo è di circa 0.95, mentre il rapporto tra ampiezza di rollio e rotazione dello sterzo è ancora piuttosto elevato attestandosi su 0.86, questo conferma che il moto di rollio coinvolge l'intero veicolo e consiste principalmente in un moto di rollio, imbardata e spostamenti laterali del retrotreno. Quando invece il motociclo si muove a causa dell'eccitazione del modo di wobble i rapporti suddetti si riducono a 0.04 e 0.06 rispettivamente, a conferma del fatto che il wobble coinvolge essenzialmente le rotazioni dello sterzo. Inoltre questa verifica mostra una sostanziale distinzione tra i modi, che si renderà utile nell'implementazione di un sistema di identificazione modale per individuare automaticamente i modi di weave e wobble all'interno di tutti i modi calcolati dal codice di simulazione numerica FastBike utilizzato nel proseguo per l'indagine numerica.

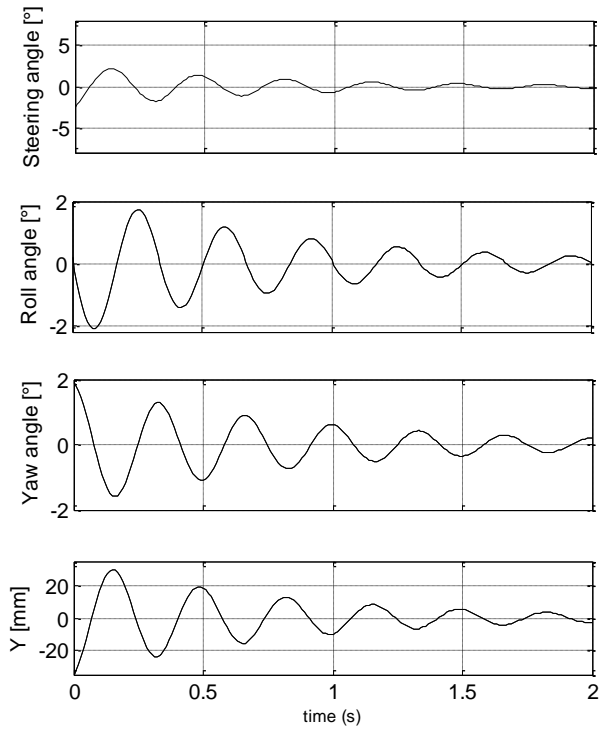


Figura 3.4 – Weave test ( $V \approx 150 \text{ Km/h}$ ;  $f = 3.0 \text{ Hz}$ ;  $\zeta = 7.0\%$ ): segnali ottenuti per integrazione.

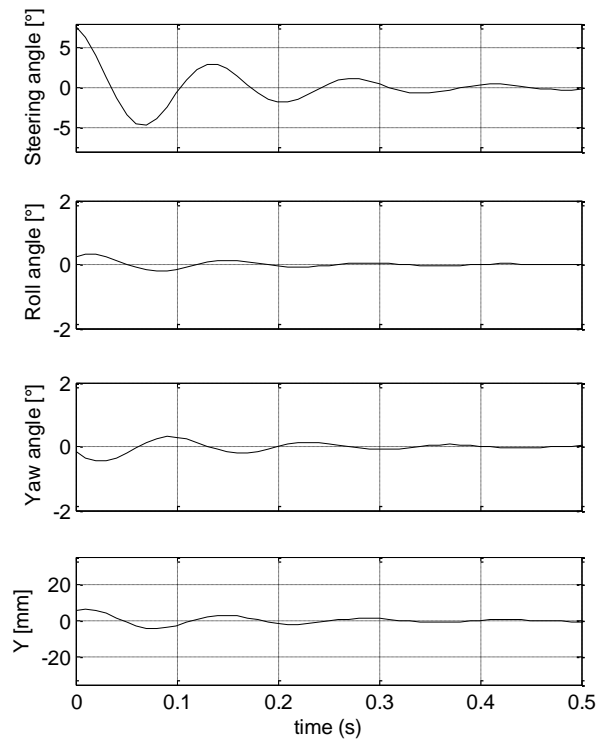


Figura 3.5 – Wobble test ( $V \approx 150 \text{ Km/h}$ ;  $f = 7.69 \text{ Hz}$ ;  $\zeta = 14.7\%$ ): segnali ottenuti per integrazione.

### 3.1.4 Analisi dei risultati delle prove di weave.

Dalle prove di weave condotte e rielaborate come descritto nei paragrafi precedenti è possibile rappresentare i grafici dell'andamento della frequenza e dello smorzamento al variare della velocità di prova e del set di pneumatico che equipaggia il veicolo. In Figura 3.6 e Figura 3.7 sono rappresentate tre diverse curve per i tre set di pneumatici utilizzati, ciascun punto disegnato sul grafico rappresenta il valor medio delle prove condotte a quella velocità.

Osservando l'andamento della frequenza, si nota il consueto contenuto aumento all'aumentare della velocità, la frequenza varia dai  $2.5 \div 2.8 \text{ Hz}$  a  $100 \text{ km/h}$  fino ai  $3.1 \div 3.3 \text{ Hz}$  a  $200 \text{ km/h}$  a seconda del tipo di pneumatici utilizzati. E' utile osservare come questa tendenza sia comune a tutte e tre le configurazioni di pneumatici in prova, quasi a suggerire che non vi siano interazioni tra effetto della velocità e delle caratteristiche degli pneumatici sulla frequenza. Equipaggiando il motociclo con il set di pneumatici da set III a I (passando per il set II) produce un costante incremento della frequenza del weave in tutto il campo di velocità di prova.

Allo stesso tempo il rapporto di smorzamento del modo di vibrare analizzato cala significativamente passando da  $10.5 \div 12\%$  alla minima velocità di prova, sino a  $5 \div 8\%$  alle massime velocità. In questo caso vi sono però delle significative differenze di comportamento tra i diversi set di pneumatici. Anzitutto si nota come i tre set di pneumatici garantiscano tutti lo stesso smorzamento a velocità inferiori ai  $130 \text{ km/h}$ .

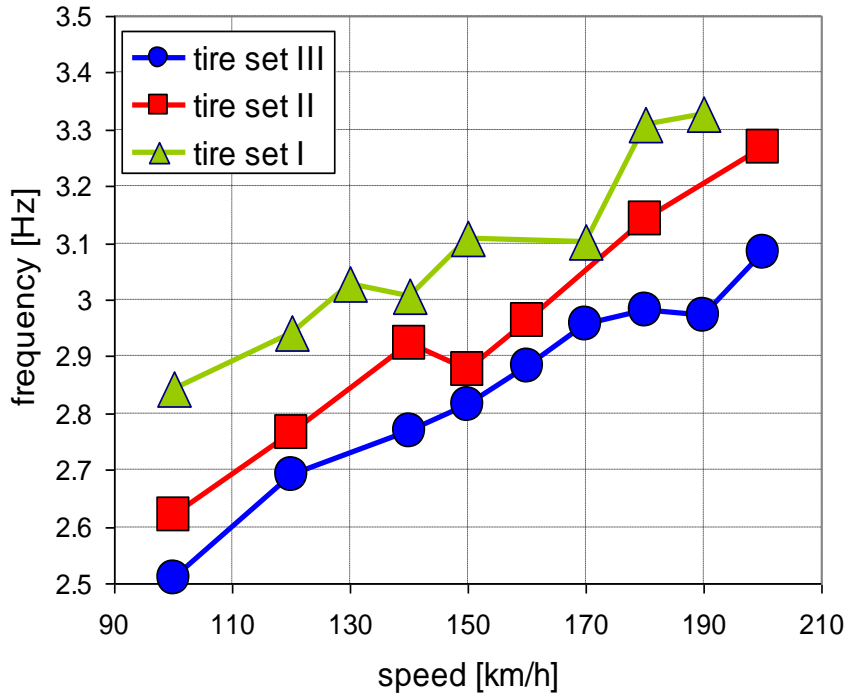


Figura 3.6 - Weave stability tests: frequency

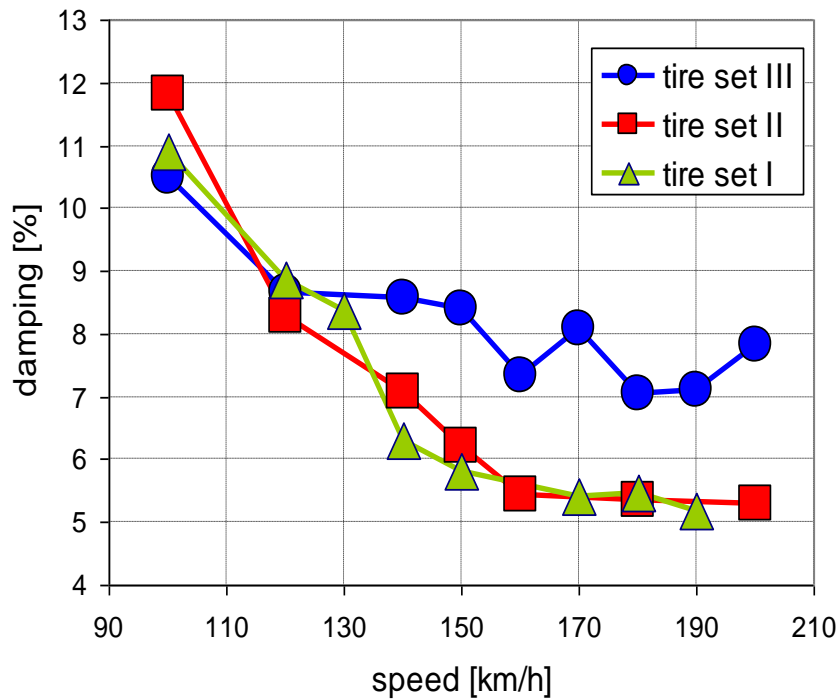


Figura 3.7 - Weave stability tests: damping ratio

Al di sopra di questa velocità le differenze tra i treni diventano significative: i due treni I e II danno approssimativamente lo stesso smorzamento (5÷5.5%) mentre il set III garantisce un maggior smorzamento al modo di weave (7÷8%). Quindi il set III può garantire una maggiore stabilità del weave ad alta velocità risultando il più adatto allo scopo

### 3.1.5 Analisi dei risultati delle prove di wobble.

In Figura 3.8 e Figura 3.9 vengono riassunti i risultati delle identificazioni effettuate sui segnali registrati durante le prove sperimentali di wobble svolte tra 50 e 150 km/h. La frequenza del modo di wobble risente lievemente della variazione di velocità passando da 7.1÷7.8 Hz a 50 km/h fino a 7.8÷8.2 Hz a 150 km/h. Anche in questo caso a risentire di più della velocità è il rapporto di smorzamento che passa da 19÷21% alle minime velocità di prova sino a 12÷14% alle massime velocità. In questo caso si nota un comportamento molto simile, nei riguardi della frequenza, dei due set *I* e *III* le cui rispettive curve in Figura 3.8 risultano pressoché sovrapposte nell'intero campo di velocità, mentre il set *II* mantiene il wobble a frequenze lievemente inferiori. Per quel che riguarda lo smorzamento, il set *III* garantisce il massimo rapporto di smorzamento (specie alle alte velocità) seguito dal set *II* ed infine dal set *I* che risulta essere meno performante in termini di stabilità del modo wobble. Queste differenze si notano soprattutto per velocità di prova superiori ai 70 km/h. In ogni caso è evidente che il motociclo in questione è piuttosto stabile nei riguardi del wobble, a prescindere dall'equipaggiamento degli pneumatici, in tutto il campo di velocità di prova. Non è da escludere che si possa giungere a risultati diversi lavorando con gli stessi tre set di pneumatici su di un motociclo tendenzialmente più instabile. L'esperienza sperimentale dimostra che man mano che ci si avvicina al limite di instabilità il motociclo diviene più sensibile a piccole variazioni apportate su di esso.

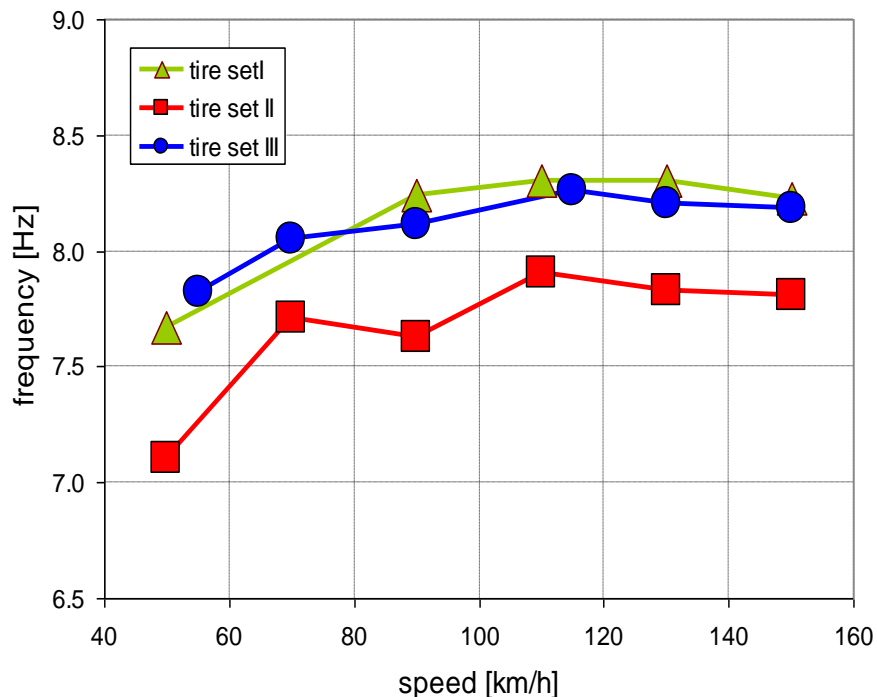


Figura 3.8 – Prove di stabilità al wobble: frequenza

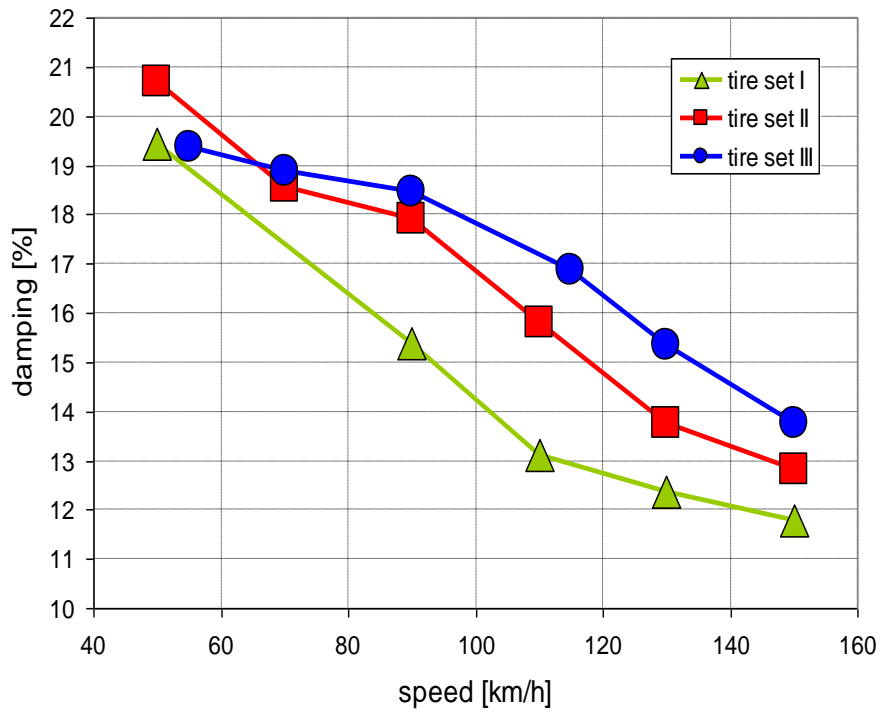


Figura 3.9 – Prove di stabilità al wobble: damping ratio

## 3.2 Indagine numerica.

L'indagine sperimentale precedentemente descritta, per quanto completa e già piuttosto onerosa in termini di tempi e costi, mette in luce alcuni limiti. Anzitutto il limitato numero di combinazioni di parametri degli pneumatici esaminate, e, cosa ancor più importante, l'impossibilità di apportare variazioni indipendenti sui parametri degli pneumatici. Il primo tra i due limiti illustrati è difficilmente superabile se si pensa che già per quest'indagine sperimentale sono state condotte circa 300 prove. Parimenti, anche il secondo problema esposto non è ragionevolmente risolvibile in quanto prevedrebbe la costruzione di pneumatici ad hoc con costi esagerati, senza contare la conseguente proliferazione del numero di test, portando a scontrarsi nuovamente con problematiche di tempi e costi esagerati.

Ci si trova di fronte ad uno dei casi tipici in cui risulta essenziale, ancor più che strategico, ricorrere alle simulazioni numeriche, con le quali è possibile analizzare moltissime soluzioni in tempi brevi, pianificando le simulazioni con tecniche DOE in modo da poter utilizzare potenti strumenti statistici in fase di interpretazione dei risultati.

### 3.2.1 Simulazioni numeriche per il calcolo dei modi di vibrare.

Le simulazioni numeriche di questa sessione sono state fatte con il codice FastBike descritto al primo capitolo.

Al fine di modellare correttamente il motociclo, le caratteristiche geometriche ed inerziali sono state misurate presso il laboratorio del DIMEG (cfr [9]); le caratteristiche delle sospensioni sono state fornite dal costruttore, mentre le caratteristiche degli pneumatici sono state ricavate nel medesimo laboratorio secondo la procedura precedentemente descritta.

Il modello del pilota è stato sviluppato in accordo con i risultati ottenuti dallo studio dedicato presentato nel precedente capitolo 2. . Si sono incluse inoltre delle flessibilità strutturali del motociclo inserendo dei valori di rigidità concentrata in accordo con [10] e [11].

Una volta predisposto il modello del motociclo le prime simulazioni sono volte a verificare l'affidabilità del modello, la validazione del modello avviene tramite confronto con i dati sperimentali precedentemente discussi.

In Figura 3.10 e Figura 3.11 vengono riportate le frequenze e gli smorzamenti del modo di weave mentre in Figura 3.12 e Figura 3.13 quelle relative al modo di wobble. Nei quattro grafici vengono sovrapposte le curve derivanti dalle simulazioni numeriche (curve nere continue) ai dati sperimentali relativi alle prove effettuate con il treno di pneumatici II. La concordanza tra dati sperimentali e numerici sono soddisfacenti, pertanto il modello numerico viene considerato affidabile e può essere utilizzato per lo studio parametrico proposto nei successivi paragrafi.

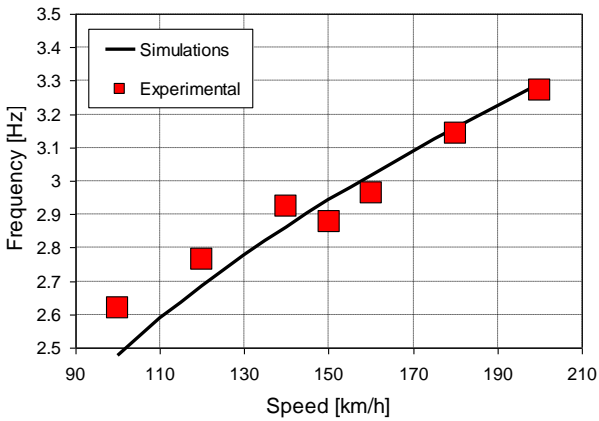


Figura 3.10 – Frequenza di weave: confronto tra valori numerici e sperimentali (tyre set II)

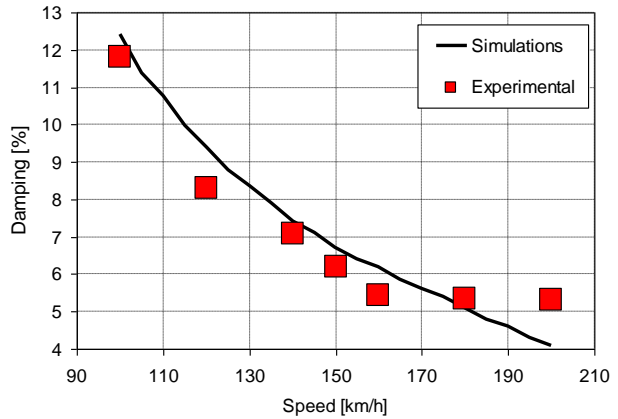


Figura 3.11 – Rapporto di smorzamento di weave: confronto tra valori numerici e sperimentali (tyre set II)

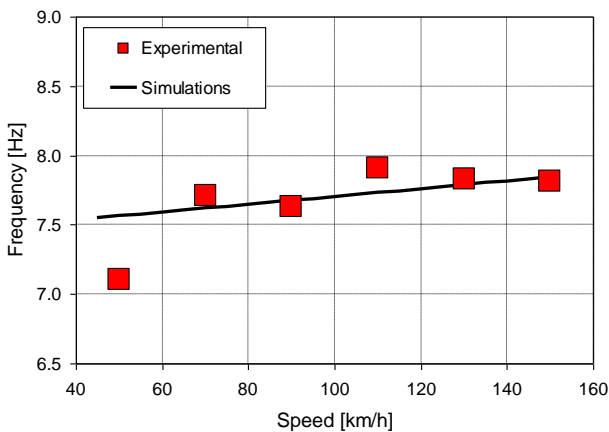


Figura 3.12 - Frequenza di wobble: confronto tra valori numerici e sperimentali (tyre set II)

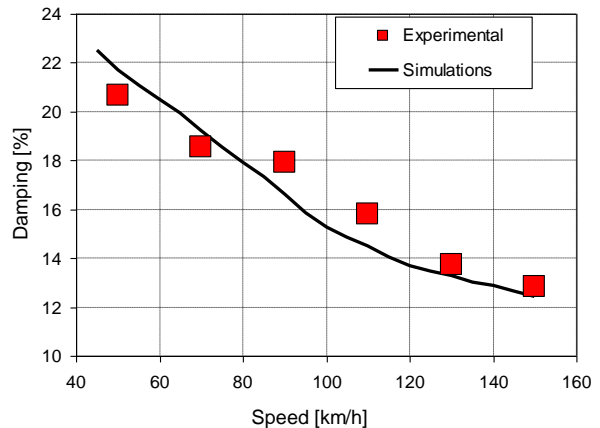


Figura 3.13 – Rapporto di smorzamento di wobble: confronto tra valori numerici e sperimentali (tyre set II)

### 3.2.2 Metodologie impiegate per l'analisi parametrica

Al fine di portare avanti il difficile intento di determinare l'effetto di molteplici fattori sullo smorzamento e sulla frequenza dei modi di vibrare si fornisce anzitutto un breve panoramica sulla metodologia utilizzata per l'analisi numerica. Essa si rifà essenzialmente alle tecniche che vanno sotto il nome di "Design of Experiments" (DOE). Maggiori dettagli si possono trovare in [12] e [13].

L'approccio sperimentale tradizionale (OFAT), per vedere l'influenza di un parametro su un fenomeno, prevede che sia variato un solo fattore per volta. Tale tecnica, frequentemente

applicata, presenta una notevole semplicità e non necessita dell'uso di particolari strumenti statistici per l'analisi dei risultati.

Tuttavia, tale tecnica non è un metodo efficiente ed efficace nello studio in esame, poiché:

- la sperimentazione non tiene conto delle interazioni tra i fattori che invece sono altamente probabili;
- utilizza un numero di test elevato rispetto alla quantità di informazioni ottenibili;
- può portare delle conclusioni imprecise, confondendo i reali effetti dei parametri;

Per queste ragioni, al fine di ottenere dei significativi miglioramenti in termini di efficienza dell'analisi, è consigliabile impiegare un approccio multivariato, facendo uso dei metodi statistici denominati "Design of Experiments" (DOE).

L'obiettivo ultimo di queste tecniche è essenzialmente quello di stabilire un rapporto causa effetto tra un certo numero di variabili indipendenti (o fattori) ed una variabile dipendente di interesse (risposta). Queste tecniche si rivelano molto efficaci specie quando due o più fattori "interagiscono" e la risposta alla variazione di un fattore è influenzata dal valore del secondo fattore.

In particolare ci si limita ad utilizzare piani DOE di tipo *full factorial*. In sostanza due o più fattori, ciascuno con dei prescelti valori o *livelli* vengono considerati.

Con l'espressione "esperimento fattoriale" si intende che in ogni insieme completo di prove o in ogni sua replicazione vengono studiate tutte le possibili combinazioni di livelli dei fattori. In pratica, se ci sono due fattori *A* e *B* con *a* livelli per il fattore *A* e *b* livelli per il fattore *B*, allora ogni replicazione contiene tutte le *axb* possibili combinazioni. Il piano fattoriale con *k* fattori, ciascuno dei quali ha due livelli, si chiama  $2^k$ , dato che ogni sua replicazione completa del piano prevede  $2^k$  prove. Questi piani, detti "full factorial" sono i più semplici e costituiscono anche la base per molti altri piani. In particolare, in virtù del fatto che tutte le combinazioni vengono esaminate, è possibile affermare che non vi sono mai variazioni correlate di due o più parametri che comporterebbero particolari problematiche in termini di analisi dei dati.

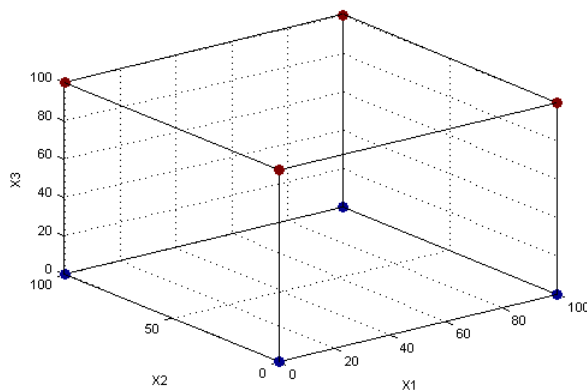


Figura 3.14 Full factorial 2 livelli.

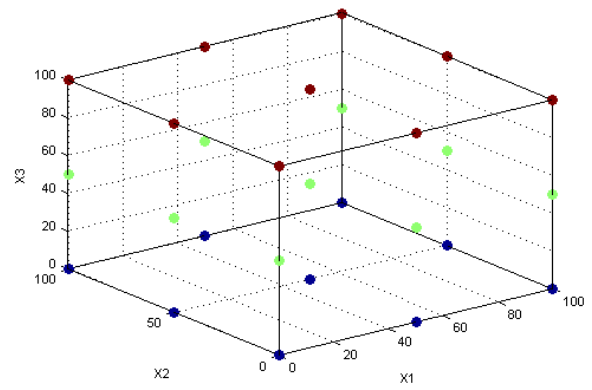


Figura 3.15 Full factorial 3 livelli.

Uno dei vantaggi del metodo DOE è la possibilità di capire l'interazione tra parametri. Ad esempio se consideriamo un piano fattoriale con due fattori: *A* e *B*, e due livelli, indicati rispettivamente "-" e "+" e chiamati rispettivamente "basso" e "alto", ci possiamo trovare di fronte a due casi, rappresentati nelle figure seguenti.

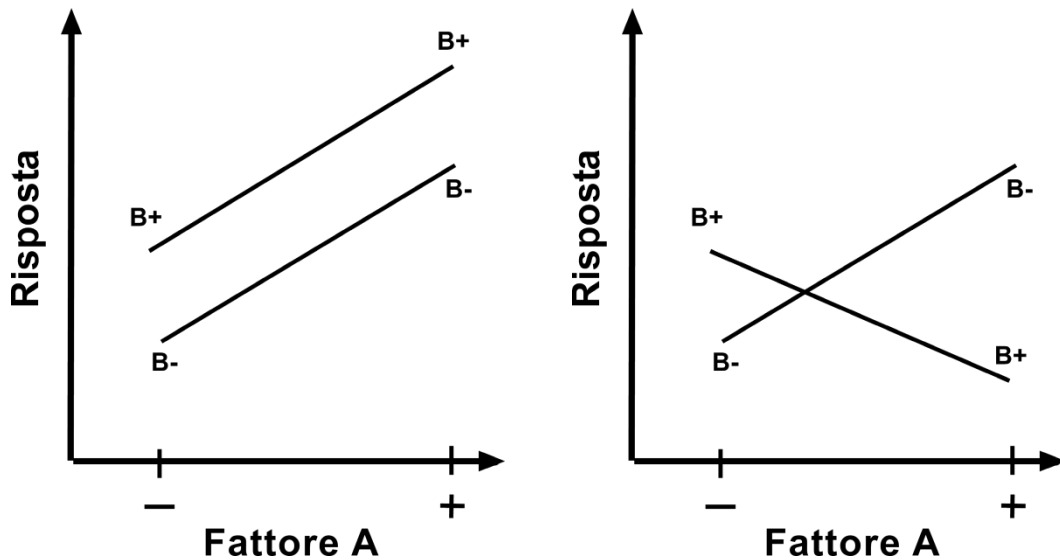


Figura 3.16 Esperimento fattoriale senza interazione. Figura 3.17 Esperimento fattoriale con interazione

La Figura 3.16 contiene una rappresentazione del valore della risposta, in funzione dei livelli di A per entrambi i livelli di B. Si osservi che le due rette B- e B+ sono approssimativamente parallele, cosa che indica che i fattori A e B non interagiscono, ovvero non hanno un mutuo effetto sulla variabile di risposta ma agiscono singolarmente ed indipendentemente dal valore assunto dagli altri fattori. Nella Figura 3.17 invece, le linee B- e B+ non sono parallele, cosa che indica una interazione fra i fattori A e B, ovvero l'effetto dell'incremento del fattore B sulla risposta dipende fortemente dal valore del fattore A (e viceversa).

Il numero di esperimenti che si devono eseguire per completare un piano DOE full factorial è determinabile attraverso l'equazione:

$$n_{tests} = (n_{levels})^{n_{factors}} \tag{3.7}$$

Un full factorial DOE può poi essere analizzato tramite dei metodi statistici comuni, prima tra tutti l'analisi di correlazione. La correlazione è un metodo per stabilire il grado di probabilità che esista una relazione tra due quantità. Questa correlazione si esprime numericamente tramite il calcolo di un coefficiente di correlazione tra i più usati vi è certamente il coefficiente di correlazione di Bravais-Pearson [13], calcolabile, per un fattore x ed una risposta y come:

$$\rho_{xy} = \frac{\sigma_{xy}}{\sigma_x \sigma_y} \tag{3.8}$$

$$\begin{aligned} \sigma_x^2 &= \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 \\ \sigma_y^2 &= \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2 \\ \sigma_{xy} &= \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y}) \end{aligned} \tag{3.9}$$

Dove  $\sigma_{xy}$  è la covarianza tra x e y, mentre  $\sigma_x, \sigma_y$  sono le radici quadrate della varianza di x ed y e  $\bar{x}, \bar{y}$  i valori della media aritmetica di x ed y.

Esso è essenzialmente una misura di associazione lineare, ovvero ci dice quanto la variazione della risposta è legata linearmente (o appunto correlata) alla variazione di un dato input. Questo coefficiente si trova sempre nell'intervallo tra -1 e 1. Un valore positivo indica che la nuvola di punti si addensa lungo una retta con pendenza positiva, cioè al crescere del fattore, si riscontra la stessa tendenza sulla risposta. Un valore negativo di  $\rho$ , viceversa, indica l'addensamento ad una retta con pendenza negativa, cioè al crescere di una variabile l'altra tende a decrescere. Inoltre come si può vedere dalle figure in seguito riportate, un valore del coefficiente prossimo a 1 indica un forte addensamento. Mentre un valore del coefficiente di *Bravais-Pearson* prossimo a 0 significa che non ci sono evidenze che indichino una relazione tra due variabili.

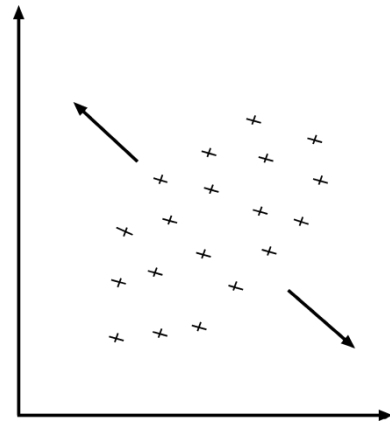
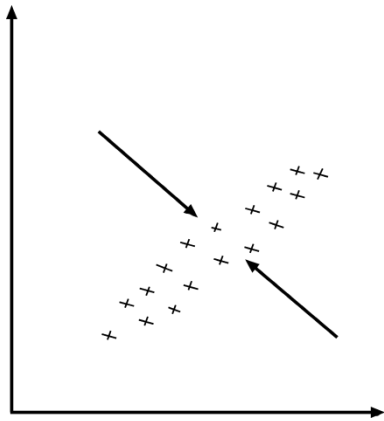


Figura 3.18 Coefficiente di correlazione tendente a 1. Figura 3.19 Coefficiente di correlazione tendente a 0.

Il coefficiente di correlazione è un numero puro (adimensionale) e non cambia se:

- si cambia l'ordine delle variabili;
- si aggiunge lo stesso numero a tutti i valori di una variabile;
- si moltiplicano tutti i valori di una variabile per lo stesso numero positivo.

Il coefficiente di correlazione può essere fuorviante in presenza di outlier o associazione fortemente non lineare tra risposta e fattore.

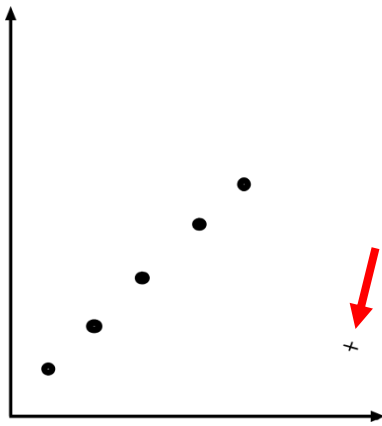


Figura 3.20– Outlier.

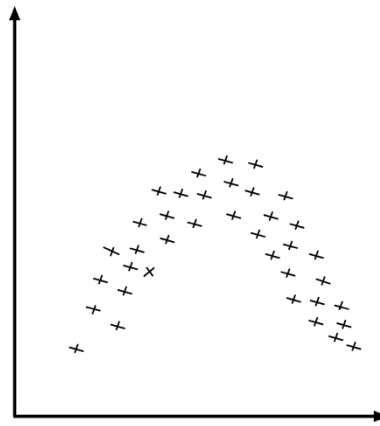


Figura 3.21– Associazione fortemente non lineare.

Fornita questa breve panoramica, si analizza la procedura pratica raccomandata e utilizzata per l'applicazione di queste tecniche:

- A. *Riconoscimento e definizione del problema.* L'obiettivo dell'analisi parametrica con tecniche DOE deve essere il più possibile chiaro, circoscrivibile e quantificabile numericamente.
- B. *Scelta dei fattori e dei loro livelli.* Lo sperimentatore deve scegliere quali fattori far variare nell'esperimento, l'intervallo in cui ogni fattore deve essere fatto variare, e gli specifici livelli ai quali devono essere eseguite le prove.
- C. *Selezione della variabile di risposta.* Nello scegliere la variabile di risposta lo sperimentatore dovrebbe essere sicuro che tale variabile fornisca effettivamente informazioni utili sul processo in studio.
- D. *Scelta del piano sperimentale.* La scelta del piano comporta la considerazione della dimensione del campione (numero di replicazioni).
- E. *Esecuzione dell'esperimento.* È necessario monitorare accuratamente il processo per assicurarsi che tutto sia eseguito secondo il piano.
- F. *Analisi dei dati.* È necessario usare metodi statistici per analizzare i dati, in modo che i risultati e le conclusioni siano obiettivi.
- G. *Conclusioni* L'esperimento deve condurre a conclusioni pratiche sui risultati e possibilmente raccomandare una linea d'azione.

Nel proseguo dello studio è stato sviluppato con particolare attenzione al rispetto delle raccomandazioni appena illustrate.

### 3.2.3 Analisi numerica parametrica.

L'analisi parametrica seguita e qui descritta ha come obiettivo quello di individuare quali siano i parametri degli pneumatici che maggiormente influenzano la stabilità dei motocicli con

particolare riferimento al weave ed al wobble e possibilmente determinare quali siano le migliori combinazioni di questi parametri nei riguardi del medesimo obiettivo.

I test di laboratorio precedentemente descritti hanno evidenziato come i pneumatici utilizzati nelle prove su pista mostrino grandi variazioni in termini di rigidità di deriva e rigidità strutturale laterale della carcassa. I successivi test in pista hanno invece mostrato come questi diversi set di pneumatici portino a significative differenze in termini di frequenza e smorzamento dei modi di vibrare di weave e wobble.

Volendo schematizzare, l'analisi parametrica può essere rappresentata schematicamente attraverso il sistema di equazioni:

$$\begin{cases} f_{weave} = f_{weave}(k_{\lambda_f}, k_{s_f}, k_{\lambda_r}, k_{s_r}) \\ \zeta_{weave} = \zeta_{weave}(k_{\lambda_f}, k_{s_f}, k_{\lambda_r}, k_{s_r}) \end{cases} \quad \begin{cases} f_{wobble} = f_{wobble}(k_{\lambda_f}, k_{s_f}, k_{\lambda_r}, k_{s_r}) \\ \zeta_{wobble} = \zeta_{wobble}(k_{\lambda_f}, k_{s_f}, k_{\lambda_r}, k_{s_r}) \end{cases} \quad (3.10)$$

Dove le variabili indipendenti (o fattori) sono le rigidità di deriva e le rigidità strutturali laterali della carcassa di pneumatico anteriore e posteriore; mentre le variabili dipendenti o risposte sono le frequenze ed i rapporti di smorzamento di weave e wobble.

Il campo di variazione dei fattori, è stato valutato attentamente scegliendo valori molto prossimi ai valori massimi e minimi rilevati sperimentalmente in laboratorio sui tre set di pneumatici analizzati.

I campi di variazione sono riportati, per ciascun fattore nella tabella seguente:

Tabella 3.2 – Range di variazione dei parametri degli pneumatici

	Front sideslip stiffness [1/rad]	Front lateral structural stiffness [N/m]	Rear sideslip stiffness [1/rad]	Rear lateral structural stiffness [N/m]
lower bound	7	90000	7	90000
upper bound	9.5	170000	9.5	170000

Nella pianificazione dei DOE si sono apprezzate le doti di velocità di calcolo del codice FastBike capace di processare poco meno di un migliaio di simulazioni di stabilità in un'ora di simulazione.

Dato il gran numero di simulazioni da affrontare è stato necessario sviluppare un algoritmo per individuare in maniera automatica i modi di vibrare di weave e wobble tra tutti i modi di vibrare calcolati dal codice di simulazione.

L'algoritmo sviluppato andava ad eseguire un controllo su frequenze e smorzamenti per effettuare una prima scrematura andando a limitare il numero di modi tra i quali cercare di individuare weave e wobble. In un secondo step il metodo di identificazione dei modi andava ad individuare le componenti modali rilevanti per tutti questi modi. In questa fase si possono anzitutto escludere i modi con componenti "nel piano" più importanti di quelle "fuori dal piano", tra i pochi modi rimanenti il criterio di scelta finale rivelatosi più efficace è quello di confrontare il rapporto tra la componente relativa all'angolo di sterzo e la somma di un certo numero di componenti fuori del piano, il modo di wobble presenta valori di questo rapporto molto maggiori rispetto al weave. Questa metodologia di individuazione è in accordo con i risultati

dell'analisi sperimentale su pista già descritti nella precedenti sessioni 3.1.4 e 3.1.5.

**3.2.4 Risultati delle simulazioni concernenti il weave.**

L'analisi numerica volta ad investigare l'influenza degli pneumatici è stata svolta per una velocità del veicolo di 180 km/h. La scelta della velocità è stata fatta tenendo conto che i dati sperimentali per tutti i treni di pneumatici erano disponibili sino a 180 km/h, a 200 km/h mancano infatti i dati relativi al tire set *I* (cfr. Figura 3.6 e Figura 3.7). La scelta è in accordo anche con i risultati di Figura 3.10 e Figura 3.11 che mostrano come a 180km/h si ha un ottima concordanza tra le simulazioni numeriche e i dati sperimentali utilizzati per verifica.

Queste simulazioni sono state eseguite in accordo con la precedente teoria DOE, imponendo quali limiti di variazione dei parametri quelli indicati in Tabella 3.2. Si è scelto di operare con 5 livelli per ciascuno dei 5 parametri investigati, pertanto, con riferimento all'equazione (3.7 il numero di simulazioni programmate risulta pari a:

$$n_{tests} = 5^4 = 625 \tag{3.11}$$

E' stato possibile realizzare in tempi ragionevoli questo elevato numero di simulazioni grazie alle potenzialità del codice di simulazione (seppur rallentato dalle operazioni di programmazione DOE e dalle successive operazioni di post processing per l'identificazione dei modi).

In Tabella 3.3 vengono riportati i valori dei coefficienti di correlazione di Bravais-Pearson calcolati in accordo con (3.8). La rappresentazione in forma matriciale è tipicamente utilizzata per sintetizzare efficacemente i coefficienti di correlazione. La matrice di correlazione mostra il coefficiente identificato tra i due parametri (riga e colonna), la matrice è simmetrica, presenta valori pari all'unità nella diagonale principale, valori non significativi dato che indicano la correlazione di un parametro con se stesso. Avendo eseguito una programmazione degli esperimenti di tipo full-factorial, la correlazione tra i parametri di input è nulla in quanto essi sono stati fatti variare in maniera indipendente.

*Tabella 3.3 – Simulazioni numeriche di weave (V=180Km/h): matrice di correlazione completa.*

Parametro	Frequenza	Damping ratio	Rear lateral stiffness	Rear sideslip stiffness	Front lateral stiffness	Front sideslip stiffness
Frequenza	1					
Damping ratio	-0.799	1				
Rear carcass lateral stiffness	-0.026	+0.489	1			
Rear sideslip stiffness	+0.999	-0.788	0	1		
Front carcass lateral stiffness	+0.008	-0.047	0	0	1	
Front sideslip stiffness	+0.003	+0.351	0	0	0	1

Il controllo sui valori di correlazione tra i parametri di input è un'utile strumento di verifica per vedere se il piano degli esperimenti utilizzato è valido e quindi se si può ritenere affidabile l'analisi. In particolare se questi coefficienti, che potremmo definire di mutua correlazione tra gli input non sono ragionevolmente bassi non si può ritenere affidabile l'analisi di correlazione in quanto inquinata dal fatto che uno o più parametri sono stati fatti variare in maniera non indipendente.

Si osservi come nella matrice di correlazione appaia anche un coefficiente che lega due output (frequenza e smorzamento) che ha valore negativo piuttosto prossimo all'unità, a significare che tra i risultati ottenuti vi è una spiccata tendenza alla diminuzione dello smorzamento all'aumentare della frequenza, questo risultato va interpretato in maniera corretta. Come già sottolineato lega due variabili dipendenti, quindi non è utilizzabile quale informazione qualora si volesse, ad esempio, migliorare lo smorzamento del modo. Indica piuttosto che le variazioni sui parametri di input hanno tendenzialmente un effetto opposto sui due output: se tendono ad incrementare la frequenza del modo, contemporaneamente tendono ad abbassarne lo smorzamento e viceversa.

Fatte queste considerazioni e verifiche è più utile rappresentare i soli coefficienti di effettivo interesse (sottoinsieme della triangolare inferiore della matrice di correlazione completa).

Tabella 3.4 – Simulazioni numeriche di weave ( $V=180\text{Km/h}$ ): coefficienti di correlazione significativi.

Parametro	Frequenza	Damping Ratio
Rear carcass lateral stiffness	-0.026	+0.489
Rear sideslip stiffness	+0.999	-0.788
Front carcass lateral stiffness	+0.008	-0.047
Front sideslip stiffness	+0.003	+0.351

I risultati evidenziano che la rigidità laterale di deriva dello pneumatico posteriore è largamente correlata alla frequenza del modo ( $\rho = +0.999$ ), mentre tutti gli altri parametri sembrano avere effetto trascurabile nei confronti della frequenza modale. In particolare questo risultato indica che se la rigidità di deriva dello pneumatico posteriore viene incrementata probabilmente anche la frequenza del modo di weave subirà un incremento.

La rigidità di deriva dello pneumatico posteriore ha anche un'influenza molto rilevante nei riguardi dell' smorzamento del weave ( $\rho = -0.788$ ), ma in questo caso il coefficiente è negativo ad indicare una tendenza dello smorzamento a diminuire a seguito di incrementi di questo parametro tipico del pneumatico. Questo risultato è in accordo con quelli riportati in [1].

La rigidità laterale di deriva e la rigidità strutturale laterale del pneumatico posteriore hanno una media influenza nei riguardi del ( $\rho = +0.351$  e  $\rho = +0.489$  rispettivamente), se essi aumentano vi è una considerevole probabilità che il rapporto di smorzamento del weave cresca. La rigidità laterale della carcassa del pneumatico anteriore sembra invece non avere un'influenza particolare nel modo di weave, ne in termini di frequenza ne in termini di smorzamento.

In Figura 3.22 e Figura 3.23 i valori numerici di frequenza e smorzamento del weave sono rappresentati in funzione dei più influenti parametri (come suggerito dall'analisi di

correlazione) e comparati con i risultati dell'analisi sperimentale.

La Figura 3.22 mostra come le simulazioni numeriche prevedano un incremento di frequenza del modo di weave all'aumentare della rigidità di deriva del pneumatico posteriore, da sottolineare che tutti gli altri parametri indipendenti del pneumatico sono stati mantenuti fissi al valore tipico del treno di pneumatici II. La corrispondenza con i valori sperimentali mostra un buon accordo, nonostante vi siano tra i tre treni notevoli differenze anche sugli altri parametri caratteristici. Questo non solo conferma le indicazioni fornite dal coefficiente di correlazione rigidità di deriva posteriore vs. frequenza del weave, ma conferma anche l'ipotizzata ininfluenza degli altri parametri nei riguardi della frequenza modale.

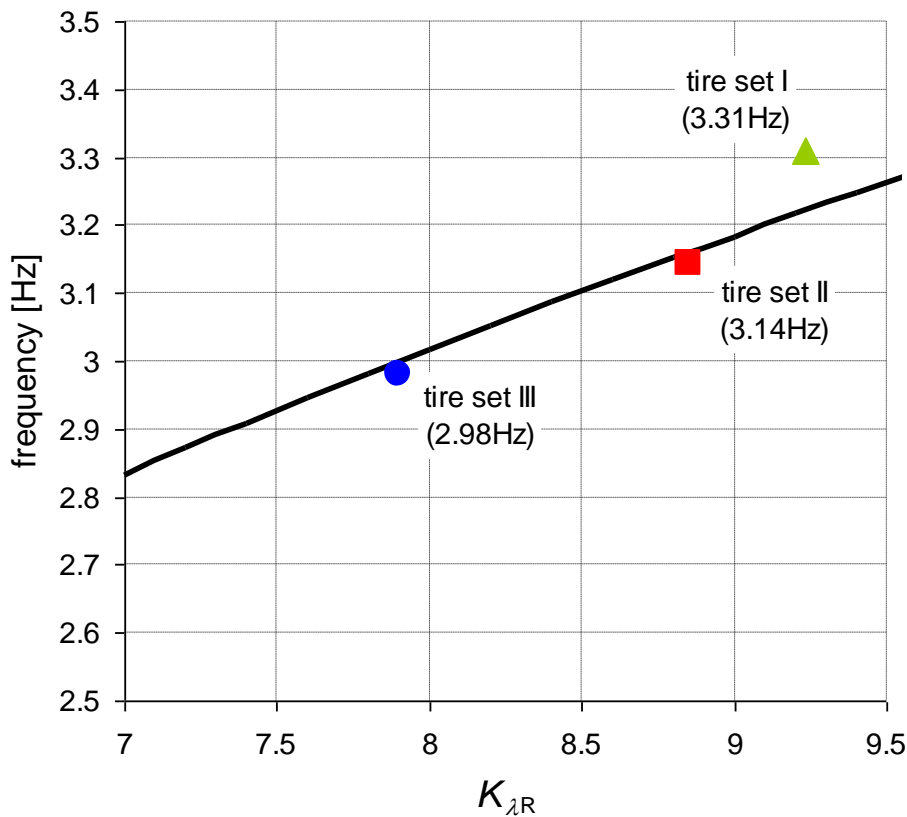


Figura 3.22 – Simulazioni numeriche di weave ( $V=180\text{Km/h}$ ): frequenze calcolate e dati sperimentali (tyre sets I; II; III)

La Figura 3.23 mostra i valori dello smorzamento rappresentati in termini di superfici parametriche a smorzamento costante nello spazio tridimensionale di: rigidità di deriva anteriore, rigidità di deriva posteriore e rigidità strutturale laterale posteriore. La rigidità laterale, parametro poco influente, è stata mantenuta fissa ai valori del set II.

I punti sperimentali relativi ai set I e II si posizionano vicini alla stessa superficie a smorzamento costante, ma sono ottenuti con diverse combinazioni dei parametri, questo risultato è probabilmente dovuto ad una cancellazione di effetti. Da una parte il calo delle rigidità di deriva anteriore (da 8.374 1/rad a 7.665 1/rad) e strutturale posteriore (da 152658 N/m a 121587 N/m) hanno un effetto negativo sullo smorzamento, dall'altra parte il decremento della

rigidezza di deriva posteriore (da 152658 N/m a 121587 N/m) con il suo positivo effetto di aumentare il rapporto di smorzamento.

Lo smorzamento del modo di weave del motociclo, rilevato sperimentalmente quando questi era equipaggiato con il treno III è piuttosto elevato, la rigidezza di deriva anteriore di questo set (8.318 1/rad) è prossima a quella del tire set I (8.374 1/rad), mentre la rigidezza di deriva posteriore (7.899 1/rad) è molto minore di quella del set I (9.234 1/rad) e favorisce il grande incremento del rapporto di smorzamento. La rigidezza strutturale laterale del set III (168432 N/m) è significativamente maggiore di quella del set I (152658 N/m), con ulteriore incremento del dello smorzamento del weave.

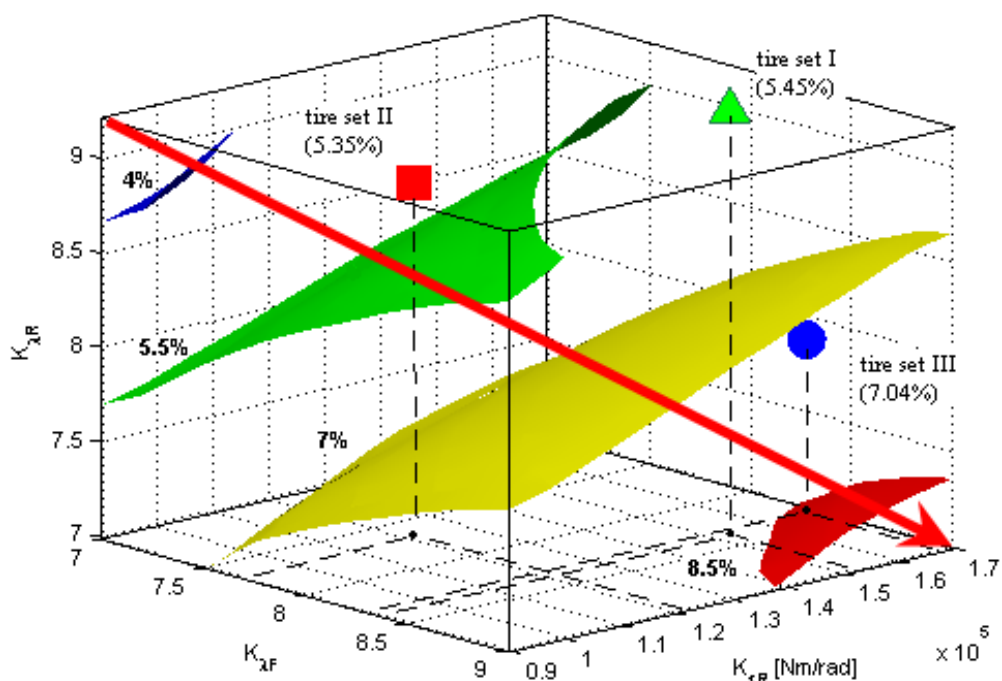


Figura 3.23 – Simulazioni numeriche di weave ( $V=180\text{Km/h}$ ): smorzamenti calcolati e dati sperimentali (tyre sets I; II; III)

### 3.2.5 Risultati delle simulazioni concernenti il wobble.

Lo studio parametrico sull'influenza degli pneumatici sul modo di vibrare di wobble del motociclo è stato condotto secondo le stesse procedure, metodologie e strumenti descritti per l'analisi legata al modo di weave. Lo studio numerico è stato fatto ad una velocità di simulazione di 150km/h, la scelta è ricaduta sulla massima velocità utilizzata durante i test sperimentali in pista per la quale sono disponibili tutti i dati sperimentali relativi ai tre diversi treni di pneumatici e lo smorzamento modale è il più basso tra tutti i test fatti.

La Tabella 3.5 riporta i coefficienti di correlazione significativi tralasciando la restante parte della matrice di correlazione secondo le proprietà di simmetria già discusse nell'analisi di weave. E' interessante notare che la rigidezza laterale anteriore ha l'influenza maggiore sulla frequenza naturale del modo di wobble ( $\rho = +0.985$ ). Andando ad analizzare invece il rapporto di

smorzamento, la rigidità di deriva anteriore sembra avere una leggera influenza negativa. ( $\rho = -0.25$ ), mentre la rigidità laterale della carcassa anteriore e la rigidità di deriva posteriore, hanno un effetto positivo sensibile (fattori di correlazione:  $\rho = +0.578$  e  $\rho = +0.648$  rispettivamente).

Tabella 3.5 – Simulazioni numeriche di wobble ( $V=150\text{Km/h}$ ): coefficienti di correlazione significativi.

	Frequency	Damping Ratio
Rear carcass lateral stiffness	-0.049	-0.0639
Rear sideslip stiffness	-0.122	+0.648
Front carcass lateral stiffness	-0.104	+0.578
Front sideslip stiffness	+0.985	-0.25

Questi risultati sono in accordo con quanto analizzato in [1] e [14]. La rigidità laterale della carcassa del pneumatico posteriore sembra avere un effetto ininfluenza sia sulla frequenza che sullo smorzamento.

Nella Figura 3.24 i valori della frequenza naturale del wobble vengono rappresentati al variare del parametro più significativo secondo quanto suggerito dall'analisi di correlazione: la rigidità di deriva del pneumatico anteriore.

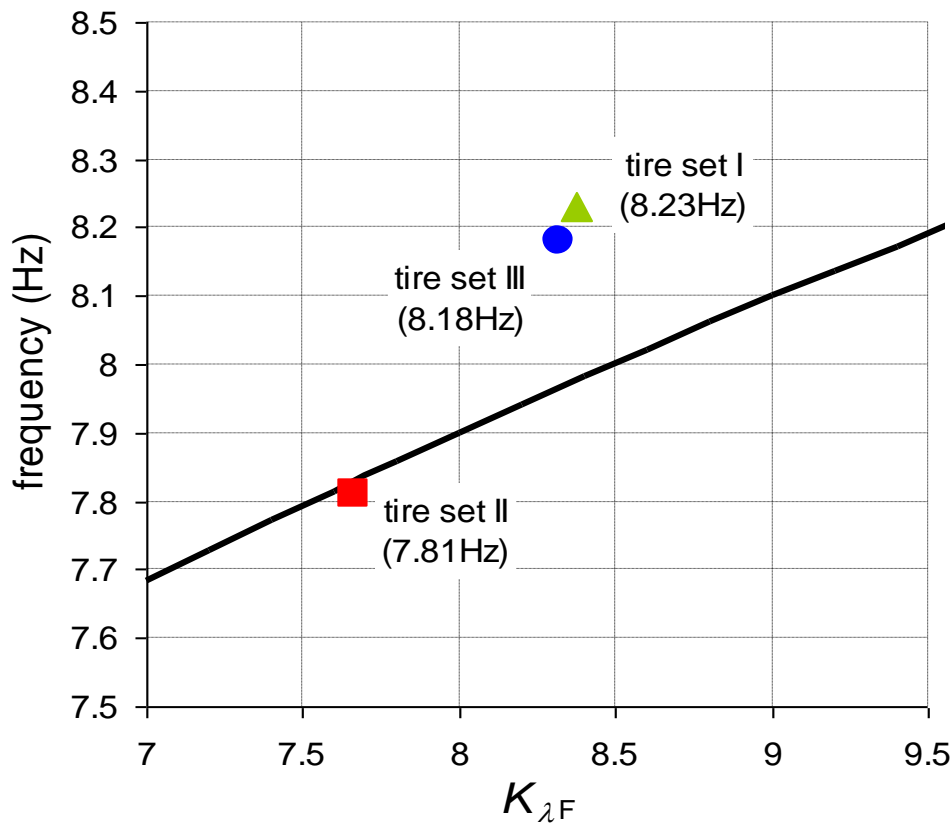


Figura 3.24 – Simulazioni numeriche di wobble ( $V=150\text{Km/h}$ ): frequenze calcolate e dati sperimentali (tyre sets I; II; III)

Tutti gli altri parametri indipendenti sono stati mantenuti fissi al valore tipico del treno di pneumatici II. Se la rigidità di deriva del pneumatico anteriore cresce, cresce anche la frequenza naturale del modo, questo trend è in accordo con i dati sperimentali.

In Figura 3.25 i valori di rapporto di smorzamento ottenuti tramite simulazione numerica vengono rappresentati per mezzo di superfici equi-potenziale nello spazio tridimensionale definito dai tre parametri più influenti: rigidità di deriva anteriore, rigidità di deriva posteriore e rigidità strutturale anteriore. Anche in questo caso il valore della rigidità strutturale del pneumatico posteriore è fissata al valore standard del set II. I valori sperimentali derivanti dalle prove su pista vengono rappresentati all'interno dello stesso spazio tridimensionale attraverso dei punti.

Il rapporto di smorzamento (cfr Figura 3.25) aumenta passando dal set I (11.79%) al set II (12.82%) fino al set III (13.77%). Parallelamente la rigidità di deriva anteriore cala passando dal set I (8.374 1/rad) al set II (7.665 1/rad), causando l'incremento del rapporto di smorzamento notato, inoltre anche la rigidità strutturale anteriore cresce dal set I (90123 N/m) al set II (110287 N/m) causando un ulteriore aumento dello smorzamento. Dal set II a III vi è un grande incremento della rigidità strutturale anteriore (da 110207 a 168432 N/m) che ha un effetto benefico sul rapporto di smorzamento e che probabilmente neutralizza l'effetto negativo dovuto al modesto incremento della rigidità di deriva anteriore (da 7.665 a 3.319 1/rad).

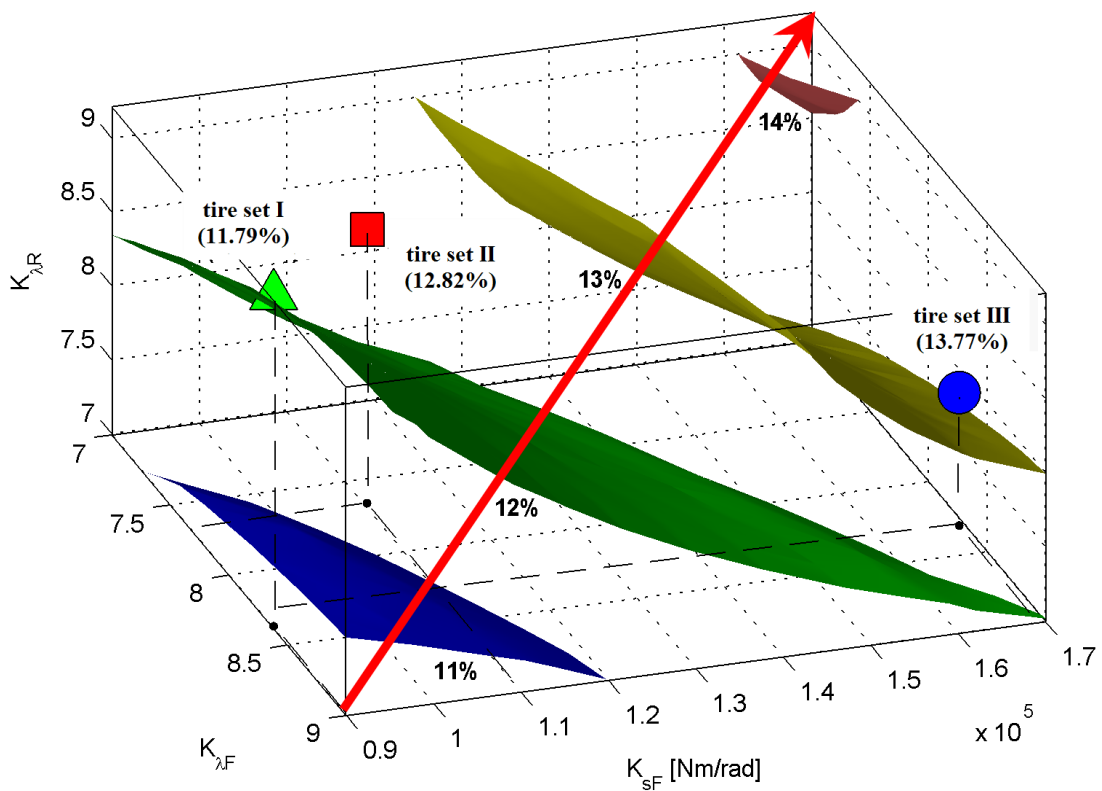


Figura 3.25 Simulazioni numeriche di wobble ( $V=150\text{Km/h}$ ): smorzamenti calcolati e dati sperimentali (tyre sets I; II; III)

### 3.3 Conclusioni.

Una estesa campagna sperimentale su pista ha reso possibile un'analisi dell'influenza degli pneumatici sulla stabilità del motociclo utilizzato nei riguardi dei modi di vibrare di weave e wobble che si manifestano in rettilineo a diverse velocità. Variando i soli treni di pneumatici si possono osservare variazioni del 14% sulla frequenza del weave e del 47% sullo smorzamento dello stesso ad alta velocità. L'effetto sul modo di wobble è leggermente meno marcato ma comunque notevole, con variazioni del 10% in termini di frequenza e del 30% in termini di smorzamento.

Questo ha rimarcato l'importanza degli pneumatici nei riguardi della stabilità ad alta velocità dei motocicli. L'attività sperimentale svolta su pista non fornisce la possibilità di analizzare i risultati ai fini di determinare l'influenza individuale di ciascuno dei parametri tipici degli pneumatici.

Occorre quindi ricorrere alle simulazioni numeriche coadiuvate da tecniche DOE per l'analisi multivariata. Al fine di impostare correttamente le simulazioni ed utilizzare valori realistici per parametri di modellazione ci si è serviti di un'opportuna apparecchiatura per l'analisi delle caratteristiche degli pneumatici disponibile presso i laboratori del *DIMEG* queste misure hanno inoltre fornito una via per interpretare i risultati ottenuti in pista.

In alcuni casi è stato possibile comparare i risultati numerici con quelli derivanti dalle prove sperimentali ottenendo una buona corrispondenza. Una discreta corrispondenza è stata rilevata anche nei confronti di altri studi in letteratura.

L'analisi parametrica ha mostrato come le rigidità di deriva anteriori e posteriori abbiano un grande influenza nella frequenza naturale sia di weave che di wobble. I rapporti di smorzamento sono influenzati in modo diverso dai diversi parametri, solo le rigidità strutturali della carcassa del pneumatico anteriore (per il weave) e posteriore (per il wobble) sembrano avere un'influenza trascurabile.

Ulteriori informazioni potrebbero scaturire da un'analisi che includesse ulteriori parametri tra i fattori di studio, tra i quali le caratteristiche di smorzamento dei vari pneumatici, che però allo stato attuale risultano ancora difficili da misurare sperimentalmente.

### 3.4 Bibliografia

- [1] **E.J.H. de Vries, H.B. Pacejka**, “The Effect of Tyre Modelling on the Stability Analysis of a Motorcycle”, proc.4th intern. symp. on Advanced Vehicle Control, Nagoya, Japan. SAE Tokyo (1998).
- [2] **B. Bayer**, “Das Pendeln und Flattern von Kraftädern” Institut für Zweiradsicherheit e. V. Bochum. Germany (1986)
- [3] **R.S. Sharp**, “Design for Good Motorcycle Handling Qualities”, SAE paper 972124 (1997).
- [4] **R.S. Sharp**, “Stability, Control and Steering Responses of Motorcycles”, Vehicle System Dynamics, Vol. 35 (2001).
- [5] **T. Takahashi, T. Yamada, T. Nakamura**, “Experimental and Theoretical Study of the Influence of Tyres Properties on straight-running weave response”, SAE 840248, (1984).
- [6] **V. Cossalter, A. Doria, R. Lot, N. Ruffo, M. Salvador**, “Dynamic Properties of Motorcycle and Scooter Tyres: Measurement and Comparison”, Vehicle System Dynamics, 2003, Vol. 39, No. 5, pp. 329–352
- [7] **R. Berritta, V. Cossalter, A. Doria**, “Identification of The Lateral and Cornering Stiffness of Scooter Tyres using Impedance Measurements”, proc. 2nd International Conference on Identification in Engineering Systems, Swansea, UK (1999).
- [8] **R. Berritta, V. Cossalter, A. Doria, N. Ruffo**, “Identification of motorcycle tyre properties by means of a testing machine”, Proceedings of the 2002 SEM Annual Conference & Exposition on Experimental and Applied Mechanics, June 1012, 2002, Milwaukee, Wisconsin.
- [9] **M. Da Lio, A. Doria, R. Lot**, “A Spatial Mechanism for the Measurement of the Inertia Tensor: Theory and Experimental Results”, ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, march 1999.
- [10] **R. S. Sharp**, “The Influence of Frame Flexibility on The Lateral Stability of Motorcycles”, Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 16 (1974).
- [11] **Lot, R., Cossalter, V. and Massaro, M.**, 2005, The significance of frame compliance and rider mobility on the motorcycle stability. Paper presented at the ECOMAS Thematic Conference, Madrid, Spain, 21–24 June.
- [12] **D.C. Montgomery**, Design and Analysis of Experiments, 3rd ed, New York, Wiley, 1990.
- [13] **Box, G.E., Hunter, W.G., Hunter, J.S.**, Statistics for Experimenters: Design, Innovation, and Discovery, 2nd Edition, Wiley, 2005
- [14] **R. S. Sharp**, “The Stability and Control of Motorcycles”, Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 13 (1971).



## 4 INFLUENZA DELLE RIGIDENZE STRUTTURALI SULLA STABILITÀ

Le rigidzze strutturali delle varie componenti meccaniche che compongono il motociclo rivestono un ruolo fondamentale sulla stabilità del veicolo.

Nella presente sessione si affronta uno studio numerico volto a stabilire l'influenza delle principali rigidzze strutturali individuabili nel motociclo. L'indagine numerica segue le già descritte metodologie di analisi multivariata con programmazione DOE delle simulazioni.

Nella comunità scientifica internazionale è assodata l'influenza delle flessibilità strutturali sui due di vibrare più importanti nei riguardi della stabilità del veicolo (weave e wobble) e la necessità di tenerne conto in fase di progettazione, modellazione e simulazione. Tuttavia il ruolo svolto dalle flessibilità nel comportamento dinamico del motociclo non è molto intuitivo ed è probabilmente per questo che ha rappresentato una delle maggiori sfide nella storia della modellazione dei veicoli a due ruote. E' alla fine degli anni '70 che si inizia ad individuare nella mancanza di descrizione della flessibilità del veicolo la vera causa della divergenza tra modelli ed esperienza pratica. A questo proposito in [1] venne presentata una prima prova dell'influenza delle flessibilità sul modo di wobble, seguito da uno studio [2] che evidenziò la possibilità di modellare il motociclo ottenendo un modo di wobble potenzialmente instabile a prescindere da eventuali ritardi di generazione della forza da parte degli pneumatici al contrario di quanto ipotizzato in [3]. Di qui si aprì la porta a studi volti ad evidenziare l'effetto delle flessibilità, non solo sul wobble ma anche sul weave, attraverso studi numerici con modelli diversi nei quali venivano considerate due diverse rigidzze strutturali in [4] e [5] si concordava sull'effetto negativo di un retrotreno flessibile nei riguardi del weave. Seguirono degli studi ([6] e [7]) che sembravano indicare effetti opposti sulla stabilità, successivamente a loro volta sconfessati da [8] e [9]. In particolare in [9] venne evidenziata l'influenza combinata delle flessibilità e degli effetti giroscopici, chiarendo analiticamente le cause di questi. Fu evidente che l'effetto complessivo era fortemente influenzato dalle velocità del veicolo, in quanto alle basse velocità gli effetti giroscopici delle ruote risultano certamente meno influenti.

Più recentemente le problematiche di stabilità sono state riprese da vari studi (ad esempio [10]), stimulate dalla comparsa delle problematiche di stabilità legate alle rigidzze strutturali su veicoli moderni. Il problema di stabilità da sempre interessa i motocicli sportivi ad alte prestazioni sviluppati per le competizioni dove il compromesso tra stabilità e maneggevolezza viene portato agli estremi, ma, più recentemente, interessa anche motocicli per uso turistico che hanno raggiunto potenze considerevoli (e quindi velocità di punta paragonabili a quelle di moto da competizione) e che presentano caratteristiche dinamiche esasperate. Il peso in ordine di marcia può arrivare ai 400 kg e la posizione del baricentro è solitamente piuttosto arretrata (con pilota, bagagli e passeggero) cosa che peggiora la stabilità al weave ad alta velocità. Per affrontare questo rinnovato interesse alla stabilità si affrontano degli studi di sensibilità con i più moderni codici di simulazione modellando in maniera più raffinata anche le rigidzze strutturali del motociclo e facendo uso delle tecniche DOE per sfruttare appieno i più potenti strumenti per l'analisi statistica dei risultati.

A differenza di quanto fatto negli studi delle precedenti sessioni in questo caso non verrà affrontato il problema dal punto di vista sperimentale. La scelta è dovuta anche a motivazioni di

difficoltà tecnica a condurre studi di questo tipo, nonché a rilevanti problematiche di costo. A titolo di confronto si prenda, ad esempio, lo studio fatto sugli pneumatici. In commercio esistono varie alternative per equipaggiare lo stesso motociclo con diversi pneumatici che presentano caratteristiche (rilevabili sperimentalmente con misure di laboratorio) piuttosto diverse, è sufficiente acquistarne diversi, magari di differenti costruttori, caratterizzarli e montarli sul veicolo di prova. Ben diversa è la situazione per quel che riguarda parametri strutturali del motociclo come, appunto, le rigidità. In questo caso per effettuare un'analisi sperimentale al variare della rigidità del telaio o della forcella occorre progettare e poi realizzare appositamente delle componenti di rinforzo da applicare su telaio o sull'avantreno. E' facile capire la grande differenza in termini di costo tra i due studi sperimentali comparati, date anche le difficoltà tecniche che si dovrebbero affrontare sin dalla fase di progettazione e studio di fattibilità degli interventi di modifica. Se si considera tutto ciò e lo si aggiunge alle comunque presenti problematiche sperimentali (tempi e costi sono piuttosto rilevanti anche nel caso dell'indagine sperimentale svolta sugli pneumatici) si comprende facilmente l'esigenza di affrontare lo studio da un punto di vista numerico.



*Figura 4.1 Esempio di struttura di motociclo con sospensioni Telelever - Paralever*

Un'ulteriore novità introdotta nel presente studio, rispetto a quanto già presente in letteratura, sta nella tipologia di motociclo modellato.

Non si tratta infatti di un motociclo convenzionale per quel che riguarda: le sospensioni, il motore, la trasmissione ed il telaio. Al posto delle tradizionali sospensioni telescopiche monta all'anteriore uno meccanismo spaziale più complesso denominato dal costruttore Telelever. Anche per la sospensione posteriore lo schema adottato è del tipo a quadrilatero con mono-braccio oscillante incorporante l'albero cardanico della trasmissione finale (denominato

Paralever dal costruttore).

Il telaio del motociclo (così come inteso nel senso più tradizionale del termine) è ridotto ad una piccola struttura in acciaio che collega il motore (elemento portante della struttura) alla coppia rotoidale dello sterzo ed ad una seconda struttura che collega la sospensione posteriore con il motore (e che funge da sostegno alla sella). Queste scelte costruttive oltre a portare a diversi valori di rigidezza del motociclo, impongono scelte di modellazione dedicate, molto spesso con una maggiore complicazione e l'aggiunta di vari corpi con conseguente aumento delle equazioni di modellazione e del numero di modi di vibrare del sistema. Il codice di calcolo FastBike prevede già la possibilità di modellare queste due tipologie di sospensioni, pertanto non si è dovuti intervenire sul codice stesso, lo studio è servito anche come test di funzionamento su questi modelli.

Si affrontano anzitutto le problematiche di definizione e calcolo delle rigidezze strutturali, di modellazione dei sistemi continui in modelli discreti a parametri concentrati.

## 4.1 Rigidezze strutturali nei motocicli.

I motocicli sono strutture meccaniche nel loro assieme piuttosto complesse non solo dal punto di vista dinamico e di controllo ma anche dal punto di vista strutturale. La presenza di strutture di materiale diverso quali telaio, motore e sospensioni con forme complesse, prive, nella maggior parte dei casi, di piani o assi di simmetria, l'utilizzo di diversi tipi di giunti (giunti imbullonati, saldati, brasati, silent-block e giunti elastici) per connettere queste componenti a formare la struttura finale realizzano una struttura complessa il cui comportamento elastico non è facilmente prevedibile. Per questo per ricavarne le caratteristiche di rigidezza o deformabilità, non è possibile adottare le più comuni metodologie analitiche, ma bisogna ricorrere a metodi agli elementi finiti e/o a test sperimentali di laboratorio.

Pur non essendo lo scopo principale di questo capitolo, si è ritenuto di approfondire la questione per cercare di capire quale fosse la strada migliore per ottenere i dati necessari alla modellazione delle rigidezze nel codice di calcolo FastBike.

Richiamando alcuni concetti di scienza delle costruzioni si possono scrivere le relazioni generiche che legano deformazioni e sollecitazioni in una struttura a comportamento elastico, che, in termini di cedevolezza assume la forma

$$\begin{Bmatrix} v_x \\ v_y \\ v_z \\ \varphi_x \\ \varphi_y \\ \varphi_z \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} & \alpha_{13} & \alpha_{14} & \alpha_{15} & \alpha_{16} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} & \alpha_{23} & \alpha_{24} & \alpha_{25} & \alpha_{26} \\ \alpha_{31} & \alpha_{32} & \alpha_{33} & \alpha_{34} & \alpha_{35} & \alpha_{36} \\ \alpha_{41} & \alpha_{42} & \alpha_{43} & \alpha_{44} & \alpha_{45} & \alpha_{46} \\ \alpha_{51} & \alpha_{52} & \alpha_{53} & \alpha_{54} & \alpha_{55} & \alpha_{56} \\ \alpha_{61} & \alpha_{62} & \alpha_{63} & \alpha_{64} & \alpha_{65} & \alpha_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \\ M_x \\ M_y \\ M_z \end{Bmatrix} \quad (4.1)$$

L'approccio che intuitivamente si sarebbe portati a seguire sarebbe quello di applicare una forza lungo un certo asse e misurarne la deformata lungo lo stesso credendo di individuare il coefficiente di rigidezza dal rapporto forza su spostamento, evidentemente si commette l'approssimazione di non considerare l'influenza dei termini extra-diagonali.

Seguendo un approccio sperimentale più rigoroso è possibile determinare i coefficienti di questa matrice applicando un carico per volta e rilevando le corrispettive deformazioni. Tutto ciò per un prescelto schema di vincolo e per un punto di misura prescelto.

$$\begin{Bmatrix} v_x \\ v_y \\ v_z \\ \varphi_x \\ \varphi_y \\ \varphi_z \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} & \alpha_{13} & \alpha_{14} & \alpha_{15} & \alpha_{16} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} & \alpha_{23} & \alpha_{24} & \alpha_{25} & \alpha_{26} \\ \alpha_{31} & \alpha_{32} & \alpha_{33} & \alpha_{34} & \alpha_{35} & \alpha_{36} \\ \alpha_{41} & \alpha_{42} & \alpha_{43} & \alpha_{44} & \alpha_{45} & \alpha_{46} \\ \alpha_{51} & \alpha_{52} & \alpha_{53} & \alpha_{54} & \alpha_{55} & \alpha_{56} \\ \alpha_{61} & \alpha_{62} & \alpha_{63} & \alpha_{64} & \alpha_{65} & \alpha_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_x \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \Rightarrow \begin{Bmatrix} v_x \\ v_y \\ v_z \\ \varphi_x \\ \varphi_y \\ \varphi_z \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_{11} \\ \alpha_{21} \\ \alpha_{31} \\ \alpha_{41} \\ \alpha_{51} \\ \alpha_{61} \end{bmatrix} \cdot F_x \Rightarrow \begin{bmatrix} \alpha_{11} \\ \alpha_{21} \\ \alpha_{31} \\ \alpha_{41} \\ \alpha_{51} \\ \alpha_{61} \end{bmatrix} = \begin{Bmatrix} v_x \\ v_y \\ v_z \\ \varphi_x \\ \varphi_y \\ \varphi_z \end{Bmatrix} \cdot \frac{1}{F_x} \quad (4.2)$$

Note tutte le colonne, mediante inversione si ottiene la matrice di rigidezza; come la matrice di cedevolezza essa è costituita da 36 elementi. Tutto ciò per un prescelto schema di vincolo e per

un punto di misura prescelto

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

#### 4.1.1 Identificazione sperimentale delle caratteristiche di rigidità

Si descrivono due procedure sperimentali utilizzate internamente da altrettante aziende motociclistiche. Benché, come spiegato precedentemente, non si possano ottenere degli indici globalmente interpretabili e confrontabili univocamente, questi approcci premettono la costruzione di database aziendali utilizzabili almeno in termini relativi di confronto.

Una prima tipologia di prova prevede di analizzare l'assieme costituito da telaio e retrotreno congiunti.

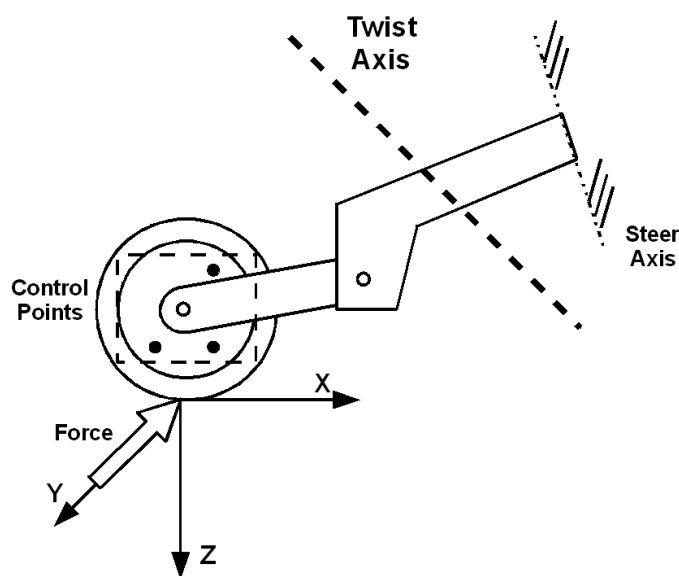


Figura 4.2 Schema prima metodologia sperimentale

Il telaio viene vincolato in corrispondenza del canotto di sterzo e si sollecita la struttura mediante l'applicazione di una forza ortogonale al piano longitudinale della motocicletta in corrispondenza del bordo del cerchio ruota posteriore, come illustrato nello schema di Figura 4.2

Si procede a rilevare lo spostamento di tre punti di controllo su una piastra rigida posizionata in prossimità del mozzo ruota posteriore, mediante l'impiego di trasduttori LVDT, vibrometri laser o altri sensori di posizione. Considerando il piano che attraversa i tre punti quando la struttura è

scarica e il piano definito dai tre punti a struttura carica, è possibile definire una linea attraverso l'intersezione di questi due piani. Questa linea, indicata in figura come *Twist Axis*, definisce l'asse attorno a cui i tre punti di controllo ruotano. Detto asse è descritto in maniera completa attraverso l'angolo che questi forma con l'asse X e la coordinata di intersezione (o intercetta) con l'asse X stesso.

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

E' interessante osservare come la metodologia proposta da questa casa motociclistica presenta varie analogie con [12]. Tra i vantaggi di tale metodo di misura vi è la semplicità nell'esecuzione e nell'ottenere risultati rappresentativi per un determinato telaio. Inoltre la struttura viene testata con carichi simili a quelli che si potrebbero riscontrare nel normale impiego (aspetto raccomandato in [12]). Tra gli svantaggi di una metodologia estremamente "pratica" come questa vi è il fatto che i risultati ottenuti non sono intimamente legati in maniera diretta alle proprietà intrinseche di rigidità del telaio misurato.

Una seconda metodologia di misura si basa invece sul determinare, in relazione ad un particolare punto di applicazione della forza, quello che è definito come *asse di torsione* del telaio, ovvero l'asse attorno a cui la struttura si deforma se sottoposta a torsione.

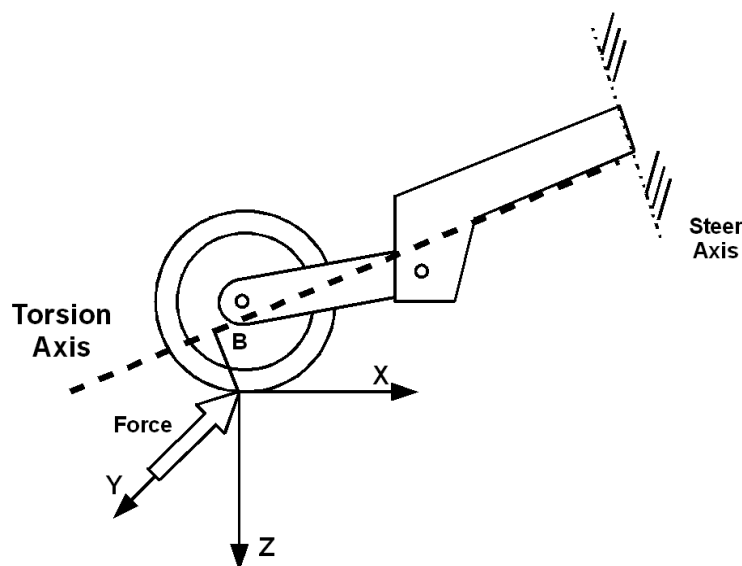


Figura 4.3 Schema seconda metodologia sperimentale

La sua determinazione è importante poiché nel caso di applicazione di una forza, se essa passa per l'asse di torsione, causerà esclusivamente una deflessione del telaio, mentre se è applicata ad una certa distanza da esso alla deflessione si sovrapporrà una torsione. Definire correttamente

la collocazione di tale asse consente di conoscere l'effettiva modalità di deformazione del telaio. Nel caso in cui l'asse di torsione passasse per il punto di contatto a terra, la forza laterale scambiata tra strada e pneumatico sarebbe ad esso ortogonale e pertanto tenderebbe solamente a flettere il telaio; se invece l'asse è posto ad una certa distanza  $B$  dal punto di contatto il telaio sarà sottoposto anche ad un momento torcente di braccio  $B$ . Quanto più l'asse tende ad essere orizzontale tanto più aumenteranno le variazioni dell'angolo di camber della ruota con conseguenti ripercussioni anche sulla risposta del sistema alle oscillazioni di weave.

Il posizionamento dell'asse è legato sia alle caratteristiche dei vincoli sia al punto di applicazione della forza; la variazione di questi due parametri rende possibile definire diversi assi di torsione anche per una stessa struttura. Anche in questo caso la procedura può riguardare i singoli componenti dell'assieme.

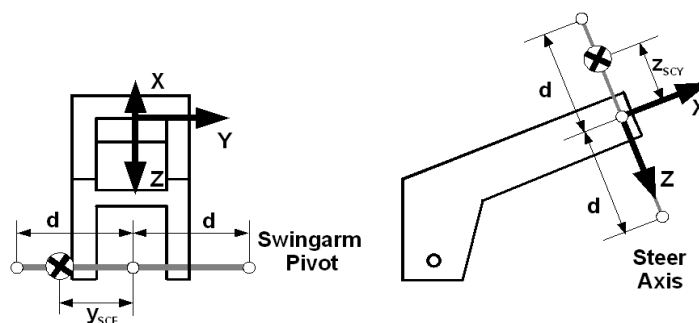


Figura 4.4 Sistema di riferimento

La metodologia di prova prevede di determinare l'asse di torsione e successivamente di caricare la struttura con una forza passante per tale asse in modo da ottenere esclusivamente la deflessione della struttura; dalla misura del conseguente spostamento lineare è possibile ricavare la rigidità cercata. Sul singolo telaio principalmente si cercano la *rigidità flessionale* e la *rigidità d'imbardata*. Il sistema di riferimento adottato è rappresentato in Figura 4.4, dove l'asse  $Z$  coincide con l'asse di sterzo, l'asse  $X$  giace sul piano longitudinale del veicolo e l'origine della terna è posta in corrispondenza del punto centrale del cannotto di sterzo.

Per misurare la rigidità flessionale si vincola il cannotto di sterzo mediante una coppia rotoidale con asse ad esso parallelo e si applica una forza, ortogonale all'asse del perno forcellone e parallela all'asse  $Z$  (il posizionamento trasversale è perciò libero). Applicando due forze per diversi valori della coordinata  $Y$  e misurando la rotazione in direzione  $X$  della sezione centrale del perno forcellone è possibile, mediante interpolazione lineare, determinare il punto  $y_{SCF}$  dove questa rotazione è nulla. Successivamente si carica la struttura in questo punto con una forza analoga alle precedenti e si misura il corrispondente spostamento lungo  $Z$ , dal quale è possibile ottenere la rigidità flessionale cercata.

La rigidità d'imbardata è ottenuta in maniera analoga. Si utilizza un diverso schema di vincoli, costituito da una coppia rotoidale posizionata sull'asse del perno forcellone e si applicando una forza passante per l'asse di sterzo e parallela all'asse Y. Anche in questo caso si applicano due forze a diverse coordinate Z e si misurano le corrispettive rotazioni attorno ad X dell'asse di sterzo. Mediante interpolazione lineare si calcola  $z_{SCY}$ , punto dove risulta nulla la rotazione. Applicando una forza in questo punto e misurando il conseguente spostamento in direzione Y è possibile calcolare la rigidità d'imbardata del telaio.

Va sottolineato come con questa procedura più propriamente si individuino due punti, l'uno per la rigidità flessionale e l'uno per la rigidità d'imbardata, ma che essi non costituiscano effettivamente il centro di taglio per le sezioni considerate. In entrambi i casi infatti solo una coordinata viene calcolata in accordo a quella che è la procedura per la determinazione del centro di taglio, mentre le restanti sono assunte a priori:  $y_{SCF}$  è calcolato sull'asse del perno forcellone mentre  $z_{SCY}$  è calcolato lungo l'asse di sterzo. E' utile osservare che potrebbe non essere semplice, dal punto di vista pratico, applicare una forza nel punto suggerito da questa analisi in quanto poco raggiungibile o, peggio posizionato in un punto esterno alla struttura.

Esistono diverse altre procedure di prova già sviluppate, in uso o implementabili sulla base di idee simili. Metodologie simili si possono applicare anche per la misura delle rigidità caratteristiche dell'avantreno. Tuttavia anche approcci di questo tipo (nonostante le notevoli semplificazioni introdotte) sono, al lato pratico, tutt'altro che semplici da implementare a causa delle problematiche tecniche associate al vincolo delle strutture, piuttosto che alla possibilità di applicare forze o momenti nei punti desiderati e/o delle difficoltà di misurare le grandezze desiderate nei punti desiderati. A titolo esemplificativo si riportano in Figura 4.5 alcune immagini di un sistema di fissaggio per prove di rigidità di laboratorio in cui si nota la quantità di sensori richiesta per monitorare deformazioni non solo del misurando ma anche del sistema di vincolo.

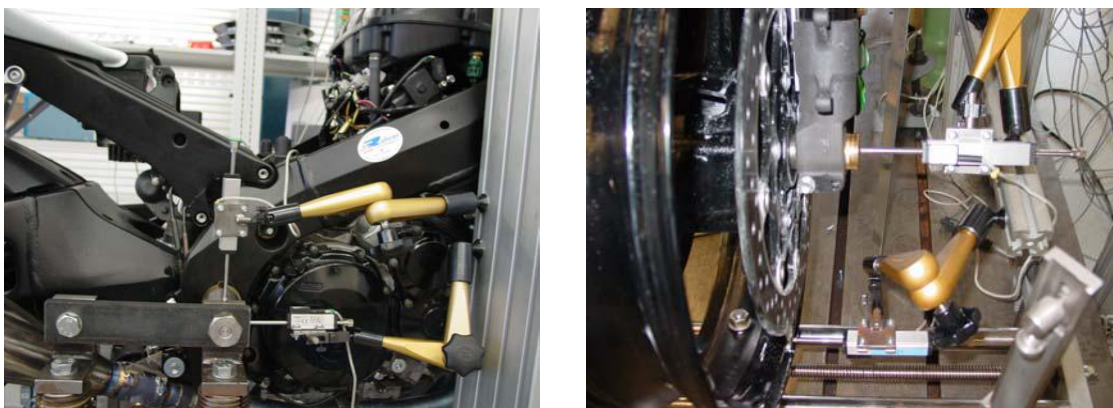


Figura 4.5 Misure sperimentali di rigidità di componenti motociclistiche.

Lo studio delle metodologie di prova sperimentali è solo collaterale all'obiettivo ultimo dell'analisi di questo capitolo, pertanto non verranno analizzate ulteriormente nel dettaglio altre procedure o metodologie disponibili.

#### 4.1.2 Identificazione numerica delle caratteristiche di rigidità

Si accenna ora alle possibilità offerte dai più comuni codici di calcolo integrati ai modellatori solidi per ricavare le caratteristiche elastiche delle componenti motociclistiche.

Rispetto alle problematiche legate ad un approccio sperimentale l'utilizzo delle tecniche FEM al calcolatore presenta numerosi vantaggi principalmente riassumibili nei seguenti:

- possibilità di creare facilmente condizioni di vincolo avviando a tutte le problematiche pratiche di realizzazione degli stessi.
- possibilità di applicare carichi ideali (ad esempio momenti puri), eliminando errori di posizionamento o di direzione di applicazione.
- possibilità di conoscere tutte le componenti di spostamento e rotazione di tutti i punti della struttura esaminata.
- possibilità di confrontare diverse configurazioni mantenendo perfettamente costanti le condizioni al contorno.
- Possibilità di modellare alcune sotto-componenti come elementi rigidi (ad esempio il motore).

E' evidente la conseguente riduzione di tempi e costi legata ai vantaggi sopra esposti. Tuttavia anche le metodologie FEM presentano degli svantaggi.

- Richiedono la definizione di un modello tridimensionale piuttosto dettagliato ed accurato della struttura. (non sempre disponibile specie se si vogliono conoscere le caratteristiche di strutture progettate e sviluppate da terzi).
- Richiedono particolare attenzione nella definizione degli accoppiamenti tra le parti, cosa spesso onerosa e fonte di errori.

Per queste ed altre motivazioni molto spesso le analisi FEM sono, almeno in parte, affiancate da un limitato numero di prove sperimentali di controllo e "taratura" del modello FEM.

Per lo studio in questione si sono dovuti ricavare i valori di rigidità da misure eseguite via calcolatore sul modello tridimensionale delle strutture. Le flessibilità più rilevanti, secondo quanto già menzionato e suggerito dalla letteratura ([1], [11] e [12]) sono quelle delle strutture che collegano le due ruote del veicolo regolando gli spostamenti dei punti di contatto pneumatico-suolo. Pertanto si considerano in particolare: avantreno, telaio principale completo di motore e forcellone posteriore.

Si analizzano di seguito le prove di rigidità rese disponibili dal costruttore assieme ad un descrizione dello schema di calcolo utilizzato nel codice FEM.

Per quanto riguarda l'avantreno, si dispone di tre diversi parametri di rigidità associati ad altrettanti schemi di calcolo.

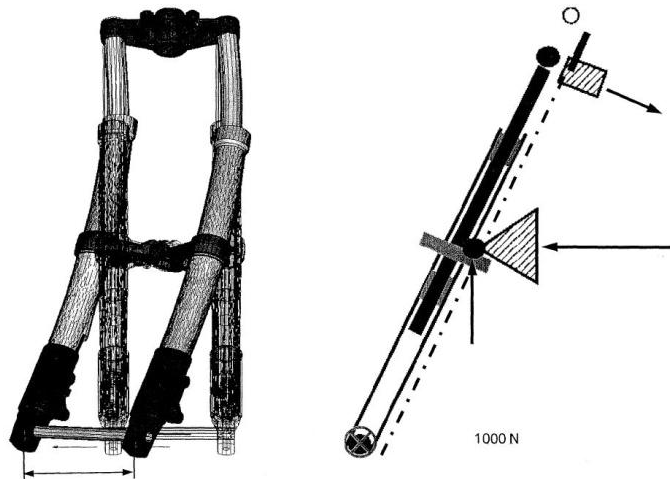


Figura 4.6 Prova di flessione laterale della sospensione anteriore.

La prova virtuale di flessione laterale della sospensione anteriore viene effettuata applicando una forza laterale di 1000 N lungo l'asse della ruota anteriore (Figura 4.6). La sospensione viene vincolata attraverso dei vincoli che garantiscono gli stessi gradi di libertà dei reali accoppiamenti motociclo-sospensione anteriore, pertanto la condizione riproduce un'ipotetica prova sperimentale condotta con telaio del motociclo fisso e sopprimendo il grado di libertà che permetterebbe rotazioni rigide dall'avantreno attorno all'asse di sterzo. Fornisce indicazioni utili all'individuazione della rigidità laterale della forcella.

Lo schema per l'individuazione della rigidità longitudinale della sospensione anteriore prevede gli stessi vincoli della prova precedente, con l'applicazione di un carico di 1000 N perpendicolarmente sia all'asse ruota che all'asse di sterzo come rappresentato schematicamente in Figura 4.7.

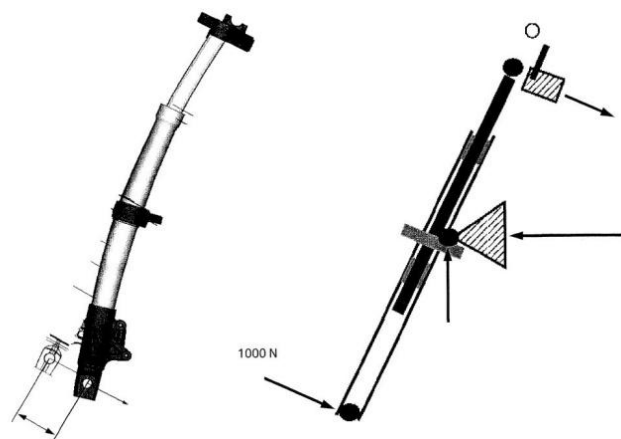


Figura 4.7 Prova di flessione longitudinale.

La prova di torsione viene schematizzata nella Figura 4.8 e prevede l'applicazione di una coppia pura attorno all'asse di sterzo e permette di ottenere delle informazioni sulla rigidità della sospensione anteriore alla torsione.

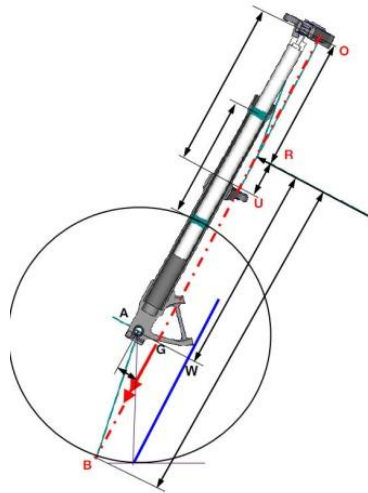


Figura 4.8 Prova di torsione con applicazione di una coppia pura attorno all'asse di sterzo.  $FH_{zz}$ .

Un'analoga serie di simulazioni di prove di rigidezza sono state fatte dal costruttore per l'assieme motore telaio, si riportano di seguito gli schemi equivalenti.

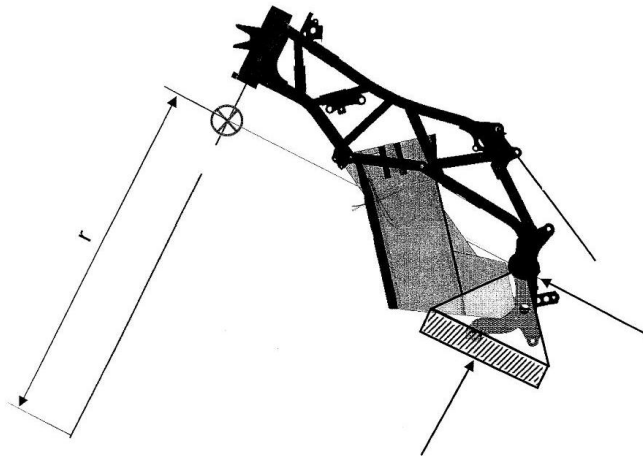


Figura 4.9 Prova di flessione laterale.

La prova di flessione laterale viene fatta bloccando virtualmente la struttura motore-telaio su di un predefinito punto del motore ed applicando una forza laterale ortogonale al piano medio longitudinale della struttura. Il costruttore riferisce di non essere stato in grado di individuare un asse neutro di torsione della struttura e di aver scelto di applicare la forza in corrispondenza dell'intersezione tra la linea dell'asse di sterzo e una linea ortogonale allo stesso e passante per il punto di vincolo (Figura 4.9).

Per valutare la flessione della struttura telaio-motore sul piano longitudinale medio della stessa vengono condotte due diverse prove: una applicando una forza lungo l'asse di sterzo ed una ortogonalmente allo stesso (Figura 4.10).

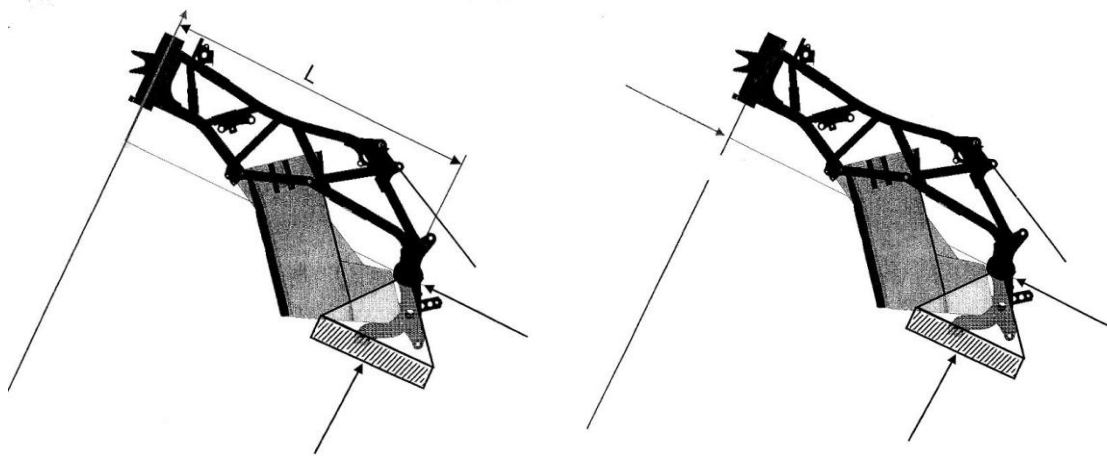


Figura 4.10 Prova di flessione nel piano.

La prova di torsione di questa struttura viene simulata applicando un carico ortogonale al piano medio longitudinale della struttura, applicata lungo la linea dell'asse dello sterzo ad una distanza prefissata dal punto di vincolo della struttura. Chiaramente una prova di questo tipo induce anche una flessione laterale sulla struttura.

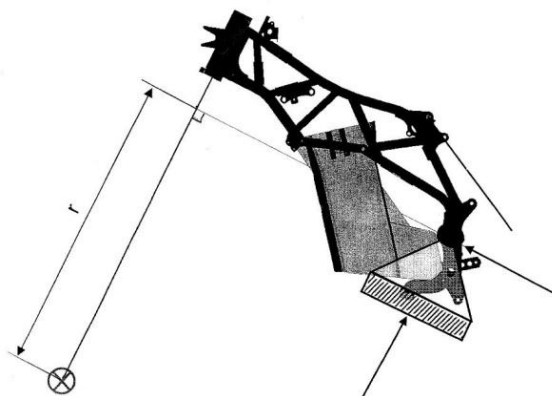


Figura 4.11 Prova di torsione.

Analoghe prove possono essere fatte su altre componenti del motociclo. Le componenti più importanti da modellare ai fini della stabilità sono quelle della catena di strutture che collegano la ruota anteriore a quella posteriore.

Si osserva come anche queste prove fatte al calcolatore forniscano solamente delle indicazioni legate alla rigidità della struttura in esame ma non rappresentino i coefficienti della matrice di rigidità. Sarebbe tuttavia possibile calcolare una matrice di rigidità per ciascuna di queste strutture a patto di stabilire un sistema di riferimento e seguire la procedura descritta nella precedente equazione (4.2).

## 4.2 Studio numerico sull'influenza delle rigidità sulla stabilità del motociclo.

Analizzate le problematiche relative alla misura ed alla definizione delle rigidità strutturali delle principali componenti che costituiscono il motociclo si va ora a tradurre i dati disponibili in valori utilizzabili all'interno del codice di calcolo, definendo il range di variazione dei parametri ai fini dell'analisi di sensibilità DOE. Si analizzano poi i risultati ottenuti.

### 4.2.1 Modellazione a parametri concentrati dei valori di rigidità.

Il codice di calcolo utilizzato presenta, come menzionato, la possibilità di inserire delle flessibilità strutturali all'interno dei vari corpi con cui viene modellato il sistema motociclo-pilota. Con riferimento ai parametri resi disponibili dal costruttore e la geometria del veicolo si devono tradurre i parametri di rigidità misurati in valori di rigidità concentrata da associare ai rispettivi centri di deformazione.

Nel codice FastBike è possibile definire dei punti (chiamati "Deformation Centers" in breve DC) sui quali posizionare una terna di assi secondo un'orientazione a piacere. Ad ognuno dei tre assi si può poi associare un valore di rigidità torsionale che ha, fisicamente, le dimensioni di (Nm/rad) ed un valore di smorzamento (Nms/rad).

Per quel che riguarda la flessione laterale della sospensione anteriore viene modellata con un asse di rotazione fissato al centro della coppia rotoidale che collega la leva oscillante del Telelever al motore. L'asse definisce il grado di libertà  $TL_{cc}$  segnato in Figura 4.12 al quale viene associata un valore di rigidità torsionale ( $TL_{cc,S}$ ) La rigidità torsionale dell'avantreno attorno all'asse di sterzo viene modellata per mezzo del grado di libertà  $FH_{zz}$  al quale si associano i corretti valori di rigidità e smorzamento ( $FH_{zz,S}$ ).

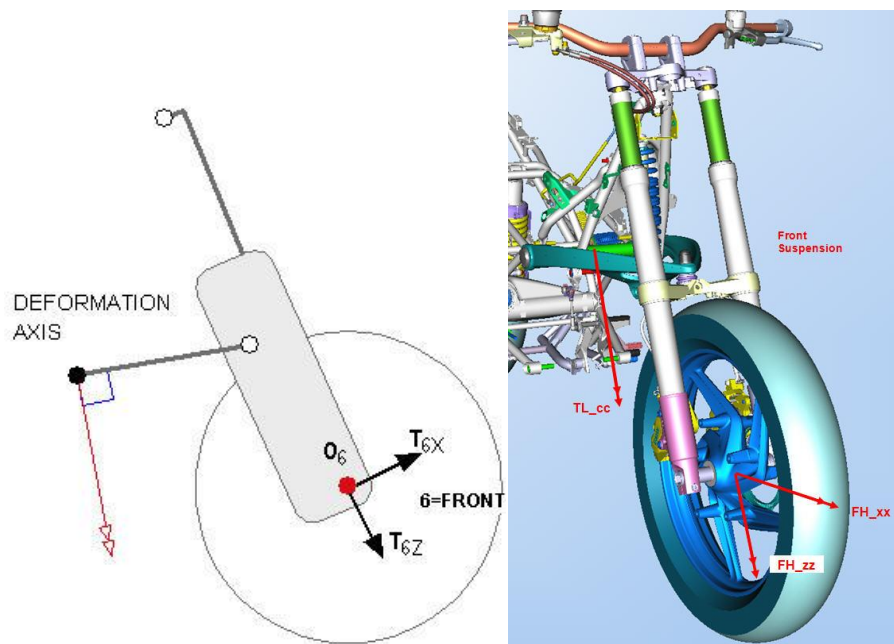


Figura 4.12 Rigidità concentrate: sospensione e ruota anteriori

Per tener conto del rollio della ruota anteriore a seguito delle deformazioni a flessione laterale della sospensione anteriore, si inserisce il grado di libertà  $FH_{xx}$  (con conseguente valore di rigidità  $FH_{xx_S}$ ).

Passando alla parte principale del motociclo, ossia il retrotreno, questi viene diviso in due parti una posteriore comprendente la maggior parte del retrotreno ed una appendice anteriore contenente la testa di sterzo. Le due parti sono interconnesse dal giunto cedevole avente tre gradi di libertà associati alle rotazioni attorno ad X, Y e Z. Anche in questo caso si riporta lo schema di FastBike ed una rappresentazione delle rigidità concentrate sullo schema del motociclo adottato.

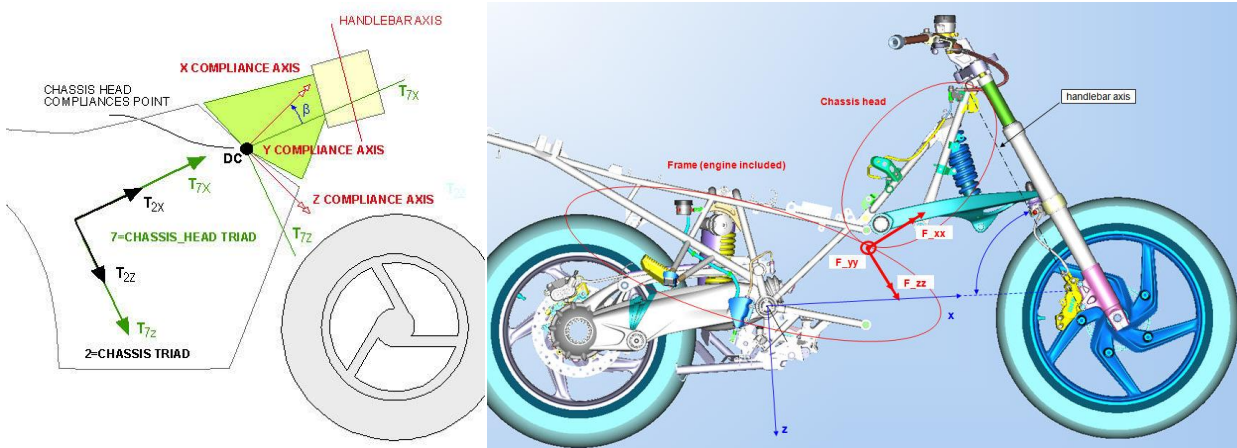


Figura 4.13 Rigidità concentrate: telaio del motociclo

La rigidità  $F_{xx_S}$  permette di modellare quella che usualmente viene definita rigidità torsionale del telaio,  $F_{yy_S}$  la rigidità a flessione sul piano longitudinale medio del telaio e  $F_{zz_S}$  la rigidità a flessione laterale del telaio.

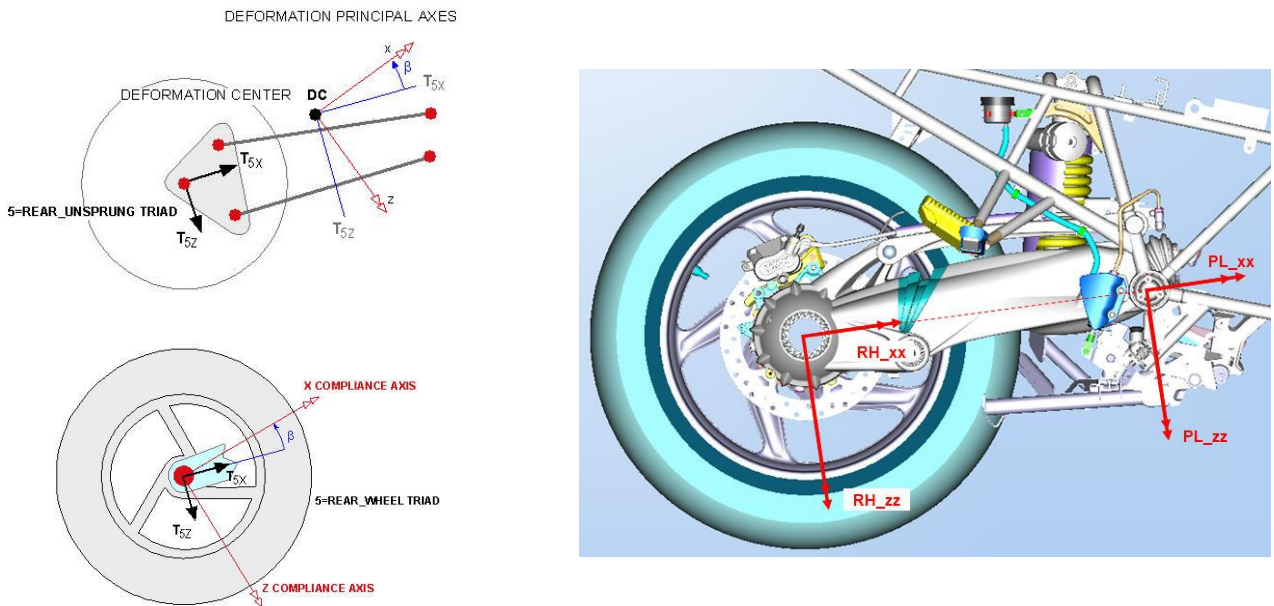


Figura 4.14 Rigidità concentrate: sospensione e ruota posteriori.

Infine passando alla sospensione posteriore a quadrilatero articolato essa viene modellata attraverso una rigidità torsionale ( $PL_{xx\_S}$ ) ed una flessionale laterale ( $PL_{zz\_S}$ ). Due ulteriori gradi di libertà vengono dati alla ruota posteriore associandovi le rigidità  $RH_{xx\_S}$  e  $RH_{zz\_S}$ .

Si possono seguire varie strade per definire i valori di rigidità da associare ai parametri concentrati, fondamentalmente si tratta di individuare un criterio di congruenza. A rigore, trattandosi di schematizzazioni volte ad effettuare simulazioni di dinamica del veicolo, si potrebbe pensare di dover modellare il veicolo rispettando i modi di vibrare, anche strutturali dello stesso. La cosa risulterebbe piuttosto complicata richiedendo tra l'altro misure di analisi modale via FEM o sperimentali. Tuttavia come rilevato in [12], la differenza tra la rigidità misurata staticamente o dinamicamente non è così rilevante ai fini del weave e del wobble purché le risonanze strutturali si manifestino a frequenze sufficientemente lontane rispetto a quelle delle oscillazioni tipiche del veicolo. Qualora queste si avvicinassero invece alle frequenze modali tipiche del motociclo, si potrebbe ottenere una sensibile modificazione sia degli autovalori che degli autovettori dei modi.

Stando quindi all'analisi delle rigidità in campo statico, si possono prevedere vari livelli di accuratezza andando ad esempio a garantire congruenza di spostamenti dei punti ruota e rotazioni delle ruote, ciò è spesso troppo complicato per la quantità di informazioni che si dovrebbero reperire e per la complessità di realizzare un modello del veicolo capace di ricalcare i dati sperimentali o FEM.

In questo studio il valore associato a ciascuna di queste rigidità concentrate viene stabilito a partire dai dati FEM già precedentemente descritti ed arrivando al valore finale imponendo una congruenza di spostamenti su alcuni punti caratteristici, tra FEM e modello a rigidità concentrate. Questa scelta include delle ipotesi semplificative che potrebbero avere una certa influenza sui risultati delle simulazioni dinamiche, in quanto il solo rispetto degli spostamenti potrebbe non essere sufficiente a riprodurre, ad esempio, l'azione degli effetti giroscopici delle ruote abbinata alle deflessioni strutturali in condizioni di weave e wobble.

I valori stabiliti, per ciascuno dei gradi di libertà descritti, vengono riportati in Tabella 4.1

Tabella 4.1 – Valori di rigidità e limiti di variazione per l'analisi di sensibilità.

Componente Motociclo	Descrizione	Simbolo	Valore nominale (Nm/rad)	Limite Inferiore	Limite Superiore
Ruota Ant.	Front Roll stiff.	$FH_{xx\_S}$	60000	42000	78000
	Front Torsional stiff.	$FH_{zz\_S}$	5930	4151	7709
Telaio Principale	Frame torsional stiff.	$F_{xx\_S}$	281000	196700	365300
	Frame In-plane Bending stiff.	$F_{yy\_S}$	129000	90300	167700
	Frame lateral Bending stiff.	$F_{zz\_S}$	291000	203700	378300
Paralever	Paralever torsional stiff.	$PL_{xx\_S}$	84000	58800	109200
	Paralever lateral bending stiff.	$PL_{zz\_S}$	340000	238000	442000
Ruota Post.	Rear Roll stiff.	$RH_{xx\_S}$	85800	60060	111540
Telelever	Telelever lateral bending stiff.	$TL_{cc\_S}$	527000	368900	685100

#### 4.2.2 Analisi multivariata.

Una prima simulazione di stabilità è stata fatta per verificare i valori di frequenza e

smorzamento dei due modi quando i parametri di rigidezza sono settati al loro valore nominale, i risultati vengono riportati in Tabella 4.2.

Tabella 4.2 Frequenza e smorzamento dei modi di vibrare considerati.

Weave		Wobble	
Frequenza (Hz)	Smorzamento (%)	Frequenza (Hz)	Smorzamento (%)
2.54	4.8%	6.9	12

Al fine di programmare correttamente le simulazioni seguendo le tecniche DOE illustrate al capitolo 2 occorre definire anzitutto i limiti inferiori e superiori di variazione dei parametri di cui si vuole investigare l'influenza. Il range di variazione delle variabili indipendenti riveste una certa importanza. Esso dovrebbe anzitutto essere correlato al campo tecnicamente esplorabile, ovvero, parlando di rigidezze i valori inferiori devono essere tali da garantire una ragionevole guidabilità del mezzo, mentre i limiti superiori non devono oltrepassare i limiti costruttivi. Per lo studio in questione si è scelto un range di variazione di  $\pm 30\%$  per ciascuna variabile indipendente. La scelta è stata fatta cercando di imporre la più grande variazione possibile, verificando che, associando alle rigidezze concentrate il valore limite inferiore previsto non si ottenessero valori di frequenza del modo strutturale paragonabili a quelle dei modi tipici del motociclo.

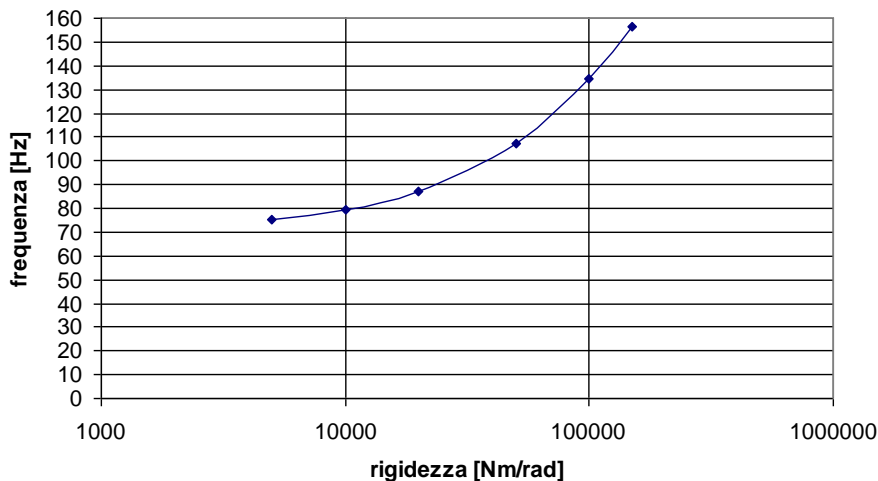


Figura 4.15 Andamento della frequenza del modo strutturale della ruota anteriore al variare della rigidezza concentrata  $FH_{xx,S}$ .

Alcuni studi preliminari hanno mostrato come le variazioni del 30% attorno al valore nominale permettessero di contenere le frequenze strutturali a valori sufficientemente elevati da non essere confrontabili con le frequenze modali tipiche del motociclo. In Figura 4.15 si riporta, a titolo di esempio, l'andamento della frequenza del modo di rollio della ruota anteriore identificato per mezzo del codice FastBike, un'analisi simile è stata ripetuta per tutte le nove variabili dipendenti. Inoltre, sempre attraverso questi studi preliminari si è potuta apprezzare una sufficiente variazione delle variabili dipendenti scelte (frequenze e smorzamenti dei modi di

weave e wobble). I limiti di variazione dei fattori sono riportati in Tabella 4.1.

Si è scelto di seguire la più classica delle pianificazioni DOE ossia un piano fattoriale completo a due livelli, per cui essendo nove le variabili indipendenti il numero di simulazioni previste dal piano è calcolabile come:

$$n_{tests} = 2^9 = 512 \quad (4.3)$$

Per quanto concerne le altre caratteristiche del veicolo necessarie alla definizione del modello all'interno del codice di simulazione essi sono stati in parte forniti dal costruttore (geometria e dati pneumatici), in parte ricavati da test di laboratorio (proprietà inerziali) presso il DIMEG; i parametri di modellazione del pilota sono stati individuati secondo quanto esposto nel precedente capitolo 2. Le simulazioni di stabilità sono state fatte ad alta velocità (220km/h).

Effettuate le simulazioni è possibile eseguire un'analisi di correlazione, volta ad individuare quali tra i parametri di rigidità modellati è maggiormente correlato alle frequenze e agli smorzamenti dei due modi vibranti (weave e wobble). Come già fatto nel capitolo 3, si sono calcolati i coefficienti di correlazione di *Bravais-Pearson*, i valori significativi vengono riportati in Tabella 4.3, mentre in si riporta un quadro sinottico per un'immediata lettura qualitativa degli effetti.

E' immediato osservare come, per quanto riguarda il wobble, sono essenzialmente le rigidità legate alla parte anteriore del veicolo ad essere influenti, con la sola aggiunta della rigidità torsionale del telaio.

Tabella 4.3 Valori dei coefficienti di correlazione significativi

Componente Motociclo	Descrizione	Simbolo	Weave		Wobble	
			Frequenza (we_f)	Damping (we_d)	Frequenza (wo_f)	Damping (wo_d)
Ruota Ant.	Front Roll stiff.	FH_xx_S	0.132	0.885	0.882	-0.803
	Front Torsional stiff.	FH_zz_S	-0.028	0.171	0.326	-0.352
Telaio Principale	Frame torsional stiff.	F_xx_S	-0.004	0.327	0.301	-0.298
	Frame In-plane Bending stiff.	F_yy_S	0.012	-0.023	0.032	-0.012
	Frame lateral Bending stiff.	F_zz_S	-0.029	0.005	-0.011	0.006
Paralever	Paralever torsional stiff.	PL_xx_S	-0.187	0.045	0.032	0.012
	Paralever lateral bending stiff.	PL_zz_S	0.903	-0.028	0.004	-0.018
Ruota Post.	Rear Roll stiff.	RH_xx_S	-0.262	0.017	0.016	0.019
Telelever	Telelever lateral bending stiff.	TL_cc_S	-0.038	0.239	0.098	-0.173

Ciò non solo è in accordo col fatto che il wobble, quanto a componenti modali, coinvolge essenzialmente l'avantreno del motociclo, ma anche con quanto evidenziato in [12] dove gli autori sottolineano come il wobble sia influenzato dalla rigidità delle strutture che collegano la ruota anteriore al telaio principale del veicolo.

Tabella 4.4 Tavola sinottica degli effetti

				Effetto elevato	
				Effetto significativo	
				Effetto sensibile	
				Effetto trascurabile	
Descrizione	Simbolo	we_f	we_d	wo_f	wo_d
Front Roll stiff.	FH_xx_S				
Front Torsional stiff.	FH_zz_S				
Frame torsional stiff.	F_xx_S				
Frame In-plane Bending stiff.	F_yy_S				
Frame lateral Bending stiff.	F_zz_S				
Paralever torsional stiff.	PL_xx_S				
Paralever lateral bending stiff.	PL_zz_S				
Rear Roll stiff.	RH_xx_S				
Telelever lateral bending stiff.	TL_cc_S				

La rigidità torsionale del telaio svolge un ruolo significativo sia nei riguardi dello smorzamento del weave che nei riguardi di frequenza e smorzamento del wobble; l'importanza di questo parametro era già stata sottolineata in [13]. Mentre in [10] gli autori evidenziavano come, alle alte velocità sia opportuna una certa cedevolezza torsionale per migliorare lo smorzamento del wobble, ciò è in perfetto accordo con quanto evidenziato dall'analisi di correlazione. Tendenzialmente lo smorzamento del wobble tende a diminuire quando diminuiscono le deflessioni dell'avantreno, che favoriscono l'insorgere di effetti giroscopici, (che ad alta velocità sono certamente rilevanti).

Sia in [6] che in [10],[13] viene evidenziato come siano i parametri di rigidità che governano la flessione laterale relativa tra ruota anteriore e posteriore ad influenzare maggiormente il modo oscillatorio di weave. Nella fattispecie, ricordando come sono state modellate le rigidità (cfr. 4.2.1), la flessione laterale passa attraverso la flessione del forcellone (PL\_zz\_S), del telaio (F\_zz\_S) e della forcella (TL\_cc\_S), inoltre gioca un ruolo simile la flessione a rollio delle due ruote (FH\_xx\_S e RH\_xx\_S), in particolare quella anteriore che sembra avere una grande influenza sullo smorzamento del weave. La flessione laterale del telaio non sembra essere molto influente, è bene notare che il valore di rigidità associato a questo grado di libertà è molto elevato, impedendo quindi grandi deflessioni, per questo il ruolo flessionale viene assolto da sospensione posteriore (PL\_zz\_S) ed anteriore (TL\_cc\_S).

E' interessante osservare come la rigidità flessionale del forcellone sia fortemente correlata alla frequenza del weave, incrementi della rigidità tendono ad aumentare la frequenza del modo. Questo effetto è molto simile a quello evidenziato nello studio dell'influenza dei parametri degli pneumatici sulla stabilità condotto nell'ambito di questi studi e descritto nel capitolo 3.

Un'analisi di interazione non ha evidenziato grandi interazioni di effetto tra i parametri di rigidità studiati verso le quattro variabili di risposta monitorate.

Ai fini del miglioramento delle prestazioni del veicolo nei riguardi della stabilità ad alta velocità è immediato notare come gli interventi che portano ad un aumento della stabilità del weave abbiano un'influenza negativa sulla stabilità del wobble ad alta velocità. Non esiste quindi un

criterio globale da seguire nella definizione delle rigidità per incrementare sia la stabilità di entrambi i modi. Va però precisato che lo smorzamento del modo di wobble, per il motociclo in questione, è già piuttosto elevato (12%) e molto maggiore di quello di weave (4.8%). Il progettista potrebbe quindi pensare di aumentare la rigidità delle varie strutture secondo quanto suggerito dall'analisi di correlazione al fine di incrementare la stabilità nei riguardi del weave accettando una diminuzione della stabilità del wobble.

### 4.3 Conclusioni.

L'analisi della letteratura e delle problematiche sperimentali e numeriche di definizione delle rigidità strutturali hanno dimostrato alcune criticità non sempre superabili nel campo dell'identificazione e successiva modellazione delle stesse.

Sfruttando la possibilità offerte dal codice di calcolo si sono eseguite delle simulazioni volte ad individuare l'effetto delle rigidità sulla stabilità del veicolo ad alta velocità.

Il modo di wobble è influenzato in particolare dalla rigidità delle strutture che legano l'avantreno del motociclo al retrotreno. Il modo di weave è influenzato da tutte le rigidità che regolano la flessione del motociclo ossia gli spostamenti relativi tra ruota anteriore e posteriore. E' stata evidenziata una netta tendenza dei due modi a rispondere in maniera opposta, in termini di smorzamento, ad eventuali variazioni delle rigidità strutturali. Per questo non è possibile massimizzare entrambi gli smorzamenti ma occorre determinare dei valori di compromesso legati anche alle caratteristiche inerziali e di utilizzo del motociclo.

## 4.4 Bibliografia

- [1] **Roe, G.E., Thorpe, T.E.**, “A solution of the low-speed wheel flutter instability in motorcycles”, *Journal Mechanical Engineering Science*, Vol 18, No 2, 1976, pp. 57-65
- [2] **Roe, G.E., Pickering, Zinober**, “The oscillations of a flexible castor, and the effect of front fork flexibility on the stability of motorcycle”, *Motorcycle Dynamics and Rider Control (SAE)*, 1978
- [3] **Sharp R.S.**, “The stability and control of motorcycles”, *Journal Mechanical Engineering Science*, Vol 13, No 5, 1971, pp. 316-329
- [4] **Sharp R.S.**, “Research note: the influence of frame flexibility on the lateral stability of motorcycles”, *Journal Mechanical Engineering Science*, Vol 16, No 2, 1974, pp. 117-120
- [5] **Kane, T.R.**, “The effect of frame flexibility on high speed weave of motorcycles”, *Motorcycle Dynamics and Rider Control (SAE)*, 1978
- [6] **Verma, Scott, Segel**, “Effect of frame compliance on the lateral dynamics of motorcycles”, *Vehicle System Dynamics*, 9, 1980, pp. 181-206
- [7] **Sharp R.S, Jones C.J.**, “A comparison of tyre representation in a simple wheel shimmy problem”, *Vehicle System Dynamics*, 9, 1980, pp. 45-57
- [8] **Sharp R.S., Alstead C.J.**, “The influence of structural flexibilities on the straight-running stability of motorcycles”, *Vehicle System Dynamics*, 9, 1980, pp. 327-357
- [9] **Spierings P.T.J.**, “The effect of lateral front fork flexibility on the vibrational modes of straight-running single-track vehicles”, *Vehicle System Dynamics*, 10, 1981, pp. 21-35
- [9]b **Sharp R.S.**, “A brief commentary on the paper “The effect of lateral front fork flexibility on the vibrational modes of straight-running single-track vehicles” by P.T.J Spierings”, *Vehicle System Dynamics*, 10, 1981, pp. 37-38
- [10] **Cossalter V., Lot R., Massaro M.**, “The influence of Frame Compliance and Rider Mobility on the Scooter Stability”, *Vehicle System Dynamics*, 45, 315-326, 2007.
- [11] **Lot, R., Cossalter, V. and Massaro, M.**, 2005, The significance of frame compliance and rider mobility on the motorcycle stability. Paper presented at the ECOMAS Thematic Conference, Madrid, Spain, 21–24 June.
- [12] **Giles C.G., Sharp R.S.**, “Static and dynamic stiffness and deflection mode measurement on a motorcycle, with particular reference to steering behaviour” *Mech E Conference Publications (Institution of Mechanical Engineers)*, p 185-192, 1983.
- [13] **Roe, G.E., Thorpe, T.E.**, “The Influence of Frame Structure on the Dynamics of Motorcycle Stability”, *SAE 1989 1319-1329 891772*.

## 4.5 Ringraziamenti.

Si ringrazia BMW Motorrad (D) in particolare nelle persone di: Ing. Gerrit Heyl, Dr. Ing. Nicolay Ruffo, Ing. Sigmund Peter per l'aver messo a disposizione i dati necessari alle simulazioni e per aver collaborato allo studio.



## 5 CONCLUSIONI

L'indagine sperimentale e numerica condotta per individuare la risposta del pilota in condizioni di weave ha fornito degli importanti ed inediti risultati.

In particolare, l'analisi dei risultati dell'indagine sperimentale su strada ha fornito alcune preziose indicazioni per lo sviluppo del modello di risposta passiva del pilota in condizioni di weave. Quando il weave è stabile il rollio relativo del rider rappresenta la componente modale più grande, mentre lo spostamento laterale del rider risulta difficile da misurare e sembrerebbe comunque trascurabile stando ai risultati delle prove. Per questo un modello ad un grado di libertà sembra essere sufficiente per descrivere il comportamento del pilota.

Il rollio relativo del pilota ha un ritardo di fase di circa  $130^\circ$  rispetto al rollio del motociclo. Questo suggerisce che il pilota, in maniera più o meno passiva, tende a rimanere in posizione eretta limitando i movimenti assoluti del corpo e della testa in particolare. La transizione tra weave stabile ed auto-eccitato mostra solamente piccole variazioni nelle forme modali.

Sono state poi fatte delle simulazioni numeriche con il codice di calcolo FastBike tenendo conto del movimento di rollio relativo dell'upper rider rispetto al motociclo, ed inserendo i dati biomeccanici suggeriti da un'identificazione fatta su dati sperimentali di laboratorio. I risultati di queste simulazioni hanno mostrato una buona corrispondenza in termini di componenti modali, frequenze e smorzamenti del modo di weave del sistema motociclo-pilota così modellato. Pertanto si è giunti alla conclusione che un modello di pilota ad un grado di libertà è sufficiente per modellare la risposta passiva del pilota al weave. La validazione del modello e della procedura di identificazione dei piloti rende possibile la corretta modellazione del pilota per future simulazioni numeriche di stabilità.

Nella seconda sessione di questo lavoro, si è identificato quali siano i parametri caratteristici degli pneumatici fondamentali nella stabilità dei veicoli. Una estesa campagna sperimentale su pista ha reso possibile un'analisi dell'influenza degli pneumatici sulla stabilità del motociclo utilizzato nei riguardi dei modi di vibrare di weave e wobble che si manifestano in rettilineo a diverse velocità. Nell'estesa campagna sperimentale svolta su pista variando i treni di pneumatici si sono osservate variazioni del 14% sulla frequenza del weave e del 47% sullo smorzamento dello stesso ad alta velocità. L'effetto sul modo di wobble è leggermente meno marcato, con variazioni del 10% in termini di frequenza e del 30% in termini di smorzamento.

Questo ha rimarcato l'importanza degli pneumatici nei riguardi della stabilità ad alta velocità dei motocicli. L'attività sperimentale svolta su pista non ha fornito la possibilità di analizzare i risultati ai fini di determinare l'influenza individuale di ciascuno dei parametri tipici degli pneumatici.

Pertanto si è ricorso alle simulazioni numeriche coadiuvate da tecniche DOE per l'analisi multivariata.

Nella maggior parte dei casi è stato possibile comparare i risultati numerici con quelli derivanti dalle prove sperimentali ottenendo una buona corrispondenza. Una discreta corrispondenza è stata rilevata anche nei confronti di altri studi in letteratura.

L'analisi parametrica ha mostrato come le rigidità di deriva anteriori e posteriori abbiano un grande influenza nella frequenza naturale sia di weave che di wobble. I rapporti di smorzamento

sono influenzati in modo diverso dai diversi parametri, solo le rigidità strutturali della carcassa del pneumatico anteriore (per il weave) e posteriore (per il wobble) sembrano avere un'influenza trascurabile.

Nell'ultima sessione, sfruttando la possibilità offerte dal codice di calcolo si sono eseguite delle simulazioni volte ad individuare l'effetto delle rigidità sulla stabilità del veicolo ad alta velocità. Nonostante alcune problematiche legate alla definizione delle rigidità con particolare attenzione agli aspetti di modellazione siano tutt'oggi un punto chiave su cui lavorare è stato possibile ottenere dei risultati significativi.

Si è osservato che il modo di wobble è influenzato in particolare dalla rigidità delle strutture che legano l'avantreno del motociclo al retrotreno. Il modo di weave è influenzato da tutte le rigidità che regolano la flessione del motociclo intesa come il grado di libertà che permette spostamenti laterali relativi tra ruota anteriore e posteriore. È stata evidenziata una netta tendenza dei due modi a rispondere in maniera opposta, in termini di smorzamento, ad eventuali variazioni delle rigidità strutturali. Per questo non è possibile massimizzare entrambi gli smorzamenti ma occorre determinare dei valori di compromesso legati anche alle caratteristiche inerziali e di utilizzo del motociclo.

Il largo utilizzo, all'interno di questi studi, di tecniche sperimentali ha permesso, inoltre, di individuare delle procedure e dei dati utilizzabili anche in futuro ai fini di modellazioni volte ad indagini numeriche di altro tipo.

## **RINGRAZIAMENTI**

Ringrazio il Prof. Cossalter, il Prof. Doria ed il Prof. Lot per le numerose e preziose opportunità di crescita professionale che mi hanno dato all'interno dell'esperienza di dottorato. Li ringrazio anche per il supporto e la disponibilità dimostratami, andando spesso ben oltre il loro compito istituzionale.

Ringrazio i miei colleghi per il prezioso supporto nelle attività di ricerca scientifica e di laboratorio, in particolare nelle persone di Dr. Ing. Martino Peretto, Dr. Ing. Matteo Massaro, Dr. Ing. Roberto Sartori, Ing. Roberto Pegoraro, Ing. Luca Trombetta, Ing. Stefano Rota, Ing. Mauro Tognazzo. Ringrazio infine tutte le altre persone che a vario titolo hanno reso ricca, stimolante e formativa questa esperienza.