



UNIVERSITÀ  
DEGLI STUDI  
DI PADOVA

Sede Amministrativa: Università degli Studi di Padova  
Dipartimento di Ingegneria Industriale

SCUOLA DI DOTTORATO DI RICERCA IN: Ingegneria Industriale

INDIRIZZO: Progettazione meccanica ed Ingegneria Motociclistica

CICLO: XXV

# MODELLI PER LA SIMULAZIONE DEL SISTEMA MOTOCICLO-UOMO E IDENTIFICAZIONE DELLE PROPRIETÀ BIOMECCANICHE DEL PILOTA

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

**Coordinatore d'indirizzo:** Ch.mo Prof. Alberto Doria.

**Supervisore :** Ch.mo Prof. Alberto Doria.

**Dottorando :** Mauro Tognazzo



# Indice

Abstract .....	5
Sommario .....	5
Introduzione .....	7
1 Stato dell' arte.....	8
1.1 Simulazione dinamica di veicoli a due ruote.....	8
1.1.1 Il modello di Whipple.....	9
1.1.2 Il modello di motociclo di Sharp.....	11
1.1.3 Il modello di motocicletta MDRG.....	13
1.2 Il problema della modellazione del pilota.....	17
1.2.1 Il comportamento attivo.....	17
1.2.2 Il comportamento passivo.....	18
2 Attrezzature sperimentali per lo studio della risposta del pilota alle oscillazioni della motocicletta..	24
2.1 Prove a rollio imposto.....	25
2.2 Prove ad imbardata imposta.....	29
2.3 Misura dell' impedenza al rollio del pilota.....	31
2.4 Il sistema di acquisizione dati.....	34
3 Risposta passiva del pilota al moto di rollio imposto.....	35
3.1 Risultati sperimentali.....	36
3.1.1 Prove in condizioni di riferimento.....	37
3.1.2 Prove in condizioni contratte.....	38
3.2 Modelli biomeccanici di pilota al rollio.....	40
3.2.1 Modello ad 1 g.d.l.....	40
3.2.2 Modello a 2 g.d.l.....	40
3.2.3 Modello a 3 g.d.l.....	41
3.2.4 Modello a 5 g.d.l.....	42
3.3 Risultati dell'identificazione biomeccanica.....	44
3.3.1 Metodologia di fitting dei risultati sperimentali.....	44
3.3.2 Risultati del fitting in condizioni di riferimento.....	45
3.3.3 Risultati del fitting in condizioni contratte.....	48
4 Risposta passiva del pilota al moto di imbardata imposto.....	51
4.1 Risultati sperimentali.....	52
4.1.1 Prove in condizioni di riferimento.....	52
4.1.2 Prove senza mani sul manubrio.....	54
4.2 Procedura di identificazione biomeccanica.....	56
4.2.1 Modelli biomeccanici di imbardata.....	56
4.2.2 Modello ad 1 g.d.l.....	56
4.2.3 Modello a 2 g.d.l.....	57
4.2.4 Metodologie di fitting dei dati sperimentali.....	58
4.2.5 Risultati del fitting in condizioni di mani sollevate dal manubrio.....	59
4.2.6 Risultati del fitting in condizioni di riferimento.....	61
4.2.7 Stima dell'inertanza di sterzo.....	62
5 Impedenza del pilota al moto di rollio.....	65
5.1 Risultati sperimentali.....	67
5.2 Modelli di identificazione.....	72
5.2.1 Il modello a 5 g.d.l.....	72
5.3 Risultati dell'identificazione biomeccanica.....	74
5.4 Metodologia alternativa per la modellazione del pilota.....	78
6 Validazione e confronto dei risultati: prove su strada.....	83
6.1 Strumentazione utilizzata e metodi di prova.....	84
6.2 Metodologia di fitting utilizzata.....	86

6.3	Analisi dei risultati.....	88
6.4	Analisi numerica: simulazione e risultati .....	90
7	Implementazione dei modelli di pilota ed analisi di stabilità .....	92
7.1	Modello di pilota rigido .....	94
7.2	Modelli biomeccanici di pilota.....	95
7.2.1	Modelli di pilota a rollio.....	95
7.2.2	Modelli di pilota ad imbardata .....	99
7.2.3	Modelli di pilota combinati rollio-imbardata.....	101
8	Sviluppo di un banco prova per l'identificazione delle rigidità di componenti motociclistici .....	105
8.1	Stato dell'arte .....	105
8.2	Specifiche e definizione del banco prova.....	109
8.2.1	Progettazione meccanica del banco prova .....	110
8.2.2	Il sistema di movimentazione e controllo.....	116
8.2.3	La strumentazione utilizzata e le metodologie di misura .....	117
8.3	Tipologia e caratteristiche delle prove .....	119
8.3.1	Prove statiche .....	119
8.3.2	Prove sperimentali: configurazione telaio .....	121
8.3.3	Prove sperimentali: configurazione avantreno.....	122
8.3.4	Prove dinamiche .....	124
8.3.5	Prove dinamiche: configurazione telaio .....	125
8.3.6	Prove dinamiche: configurazione avantreno .....	126
8.4	Metodologie di identificazione ed interpretazione dei risultati.....	127
9	Conclusioni .....	134
	Bibliografia .....	135
	Ringraziamenti.....	138

## **ABSTRACT**

Bicycle and motorcycle dynamics is a very complex issue, but nowadays with the modern computational tools we are able to implement and understand the equation of motion of the two wheeled vehicles.

Usually the bodies that compose the vehicle, including the rider, whose mass is a relevant share of the total mass in two wheeled vehicles are modeled as rigid.

Both vehicles part flexibility and rider mobility have a considerable influence on the dynamic of bicycle and motorcycle and in order to obtain reliable results it is necessary to take into account of them in the dynamic simulation.

The passive response of the rider's body to vibrations influences the dynamics and stability of the whole system, hence advanced models of two-wheeled vehicles have to include a passive biomechanical model of the rider.

While it is known that the presence of the rider could strongly influence the mode of vibrations and hence the safety of a motorcycle, very few studies was carried out to improve the knowledge on rider biomechanical properties and motorcycle rider interaction.

This work deals with the development of biomechanical models able to simulate the response of the rider to roll, yaw and steer oscillations.

The second chapter is an overview on the experimental equipment designed for these kind of tests and a description of the test method.

The chapters three and four deals with the development of biomechanical rider models for roll and yaw movement: the responses of the districts of the human body are measured by means of rate gyros and the frequency response functions (FRFs) between the measured angular velocity and the enforced angular velocity are calculated. Then biomechanical parameters are identified by means of best fitting techniques.

Chapter five deals with an improved identification technique: the calculation of the impedance of the whole rider to roll excitation; in this case the measurements of the reacting forces and torques are carried out, and the frequency response functions (FRFs) between the measured reaction forces and the enforced angular velocity are calculated.

In order to validate the theoretical rider models also some experimental road test were carried out: the methodology and the results are described in chapter six.

In chapter seven all the biomechanical rider models are implemented in a simple two wheeled vehicle, in order to well understand the differences between the models and them influence on the dynamic.

Chapter eight deals with the development of a special test bench for the measurement of motorcycle parts stiffness: the first part is a description of the design of the bench, while in the second part is presented the methodology to identify the stiffness of the main motorcycle parts.

## **SOMMARIO**

In questo lavoro vengono riassunti i principali risultati ottenuti nell'identificazione di modelli biomeccanici di pilota per veicoli a 2 ruote.

La presenza del pilota nei veicoli a due ruote influenza notevolmente la dinamica del sistema

poiché, contrariamente a quanto succede per i veicoli a quattro ruote, il pilota rappresenta una frazione di massa rilevante dell'intero sistema, e pertanto è fondamentale considerarlo nelle simulazioni per ottenere dei risultati affidabili.

Il pilota esercita due tipologie di azioni differenti sul veicolo:

- azioni di tipo volontario, cioè applicazione per esempio di una coppia di sterzo al fine di eseguire una particolare manovra
- azioni involontarie o passive, correlate alle proprietà dinamiche intrinseche del corpo umano

Mentre il primo campo, quello delle azioni volontarie, risulta importante per la simulazione di manovre eseguite da veicoli, come per esempio uno slalom oppure un giro di pista virtuale, il secondo, cioè quello delle azioni involontarie è determinante per lo studio della stabilità dei veicoli; è infatti noto che la dinamica del veicolo a due ruote è caratterizzata da modi di vibrare che possono diventare instabili e dare origine a condizioni di pericolo.

Diversi modelli biomeccanici di pilota sono stati sviluppati in questo lavoro: oltre al modello realizzato con moto imposto allo sterzo già realizzato dal nostro gruppo di ricerca [4][1], sono stati sviluppati diversi modelli con moto imposto di rollio ed imbardata.

La prima parte del lavoro svolto è stata dapprima la realizzazione dell'apparato sperimentale per la realizzazione di queste particolari tipologie di prove e la messa a punto del sistema di eccitazione e di misura, come descritto nel secondo capitolo della tesi.

I capitoli tre e quattro descrivono lo sviluppo dell'identificazione biomeccanica del pilota rispettivamente per il moto di rollio ed imbardata imposto mediante misure di spostamenti di punti caratteristici: in particolare sono stati sviluppati diversi modelli multibody di pilota, cioè composti da corpi rigidi e rigidezze e smorzamenti concentrati ed infine è stata implementata la procedura di interpolazione dei dati sperimentali con il modello teorico.

Il capitolo 5 descrive una procedura alternativa di identificazione, basata sul concetto di impedenza meccanica: in particolare è stata messa a punto un apparato sperimentale migliorato che consente la misura delle forze e coppie di interazione tra veicolo e pilota.

Nel capitolo 6 viene presentata un'analisi sperimentale dedicata all'influenza del pilota sul modo di weave della motocicletta, che consente un confronto con alcuni modelli teorici ricavati in laboratorio.

Sucessivamente, al capitolo 7 tutti i modelli di pilota biomeccanici identificati dalle prove sperimentali sono implementati in un modello di veicolo a 2 ruote piuttosto semplice, cioè non dotato di modello di pneumatico, in modo tale da evidenziare le differenze sulla stabilità del veicolo ottenute con i vari modelli.

Il capitolo 8 è dedicato invece allo sviluppo di un banco prova sperimentale per la caratterizzazione delle proprietà di rigidezza di componenti motociclistici, dalla progettazione alla messa a punto del sistema di misura alle metodologie di elaborazione di dati sperimentali.

## **INTRODUZIONE**

La dinamica della motocicletta è influenzata in modo consistente dalla presenza del pilota, non solo poiché quest'ultimo esercita le azioni di controllo volontarie che consentono al veicolo di eseguire le manovre desiderate, cioè il comportamento attivo, ma anche a causa delle proprietà intrinseche del corpo umano, quando non vengono applicate azioni di controllo vere e proprie: in questo caso si tratta di comportamento passivo.

La stabilità della motocicletta in moto rettilineo uniforme è fondamentale per la sicurezza di guida, poiché se un veicolo è intrinsecamente stabile esso a seguito di una perturbazione torna senza necessità di azioni correttive alla posizione di equilibrio, mentre qualora non lo sia è necessario applicare azioni volontarie al fine di evitare una possibile caduta.

Pertanto risulta necessario disporre, in fase di progettazione, di un modello di motociclo e pilota completo che sia in grado di fornire risultati affidabili integrando il modello di veicolo con opportuni modelli biomeccanici di pilota.

Un ulteriore aspetto che influenza la stabilità dei motocicli è la flessibilità strutturale dei componenti del veicolo, in particolare per quanto riguarda i modi di vibrare della motocicletta di weave e wobble, che ne sono influenzati.

Risulta necessario pertanto anche in questo caso realizzare dei modelli corretti di componenti deformabili al fine di potere predire correttamente il comportamento dinamico del veicolo e quindi la sua stabilità.

A tale fine è stato messo a punto e sviluppato in questo lavoro un banco prova per la misura sperimentale delle caratteristiche di rigidità dei principali componenti che compongono la motocicletta.

# **1 STATO DELL'ARTE**

## **1.1 Simulazione dinamica di veicoli a due ruote**

L'instabilità intrinseca dei veicoli a due ruote ha da sempre reso la comprensione della loro dinamica una tematica molto interessante e complessa allo stesso tempo.

I primi studi sulla dinamica dei veicoli a due ruote risalgono alla seconda metà del XIX secolo, in particolar modo nel 1897 il matematico francese Carvallo, e successivamente Whipple usarono le equazioni della dinamica dei corpi rigidi per dimostrare l'evidenza pratica, cioè che la bicicletta era stabile in certi campi di velocità, cioè potesse essere condotta senza applicare alcuna azione di controllo su di essa, e quindi senza le mani sul manubrio.

### 1.1.1 Il modello di Whipple

Data l'importanza che il modello di Whipple riveste poiché rappresenta la base per tutti i lavori successivamente effettuati nel campo dello studio dei veicoli a due ruote è bene soffermarsi descrivendolo più dettagliatamente.

La bicicletta di Whipple [1] è caratterizzata da quattro corpi rigidi: le due ruote anteriore e posteriore, il retrotreno, composto dal telaio con pilota rigidamente vincolato ad esso, ed infine dall'avantreno, che comprende l'assieme di forcella e manubrio; le ruote in questo modello sono considerate lenticolari, cioè di spessore nullo e rappresentano un vincolo ideale con il terreno poiché perfettamente rigide.

Recentemente il modello di Whipple è stato ripreso e sviluppato da Meijaard et al.[11], al fine di realizzare uno studio di riferimento che possa servire per futuri confronti e sviluppi; il modello di veicolo utilizzato fa riferimento ad una bicicletta, ed è visibile in Fig. 1.1: in essa è in evidenza il punto P di contatto della ruota posteriore con il suolo, il punto Q di contatto della ruota anteriore e la terna di riferimento fissa do origine O. Le rotazioni presenti nel modello sono 5, e sono schematizzate da cilindri in figura:

- $\Psi$ , imbardata del retrotreno, cioè rotazione rispetto ad un asse verticale
- $\phi$ , rollio del retrotreno, cioè rotazione rispetto ad un asse orizzontale
- $\theta_R$ , rotazione della ruota posteriore attorno al suo asse
- $\theta_F$ , rotazione della ruota anteriore attorno al suo asse
- $\delta$ , rotazione dello sterzo attorno al suo asse

Tale modello di bicicletta è definito da 25 parametri geometrici ed inerziali; i gradi di libertà del sistema meccanico non vincolato, composto da 4 corpi rigidi nello spazio tridimensionale è pari a 24; considerando le 3 coppie rotoidali presenti (sterzo e ruote) e il vincolo di contatto verticale (non compenetrazione) tra le ruote e il suolo il numero di gradi di libertà si riduce a 7.

Successivamente considerando i vincoli di non slittamento tra le ruote e il suolo i gradi di libertà si riducono a 3, che sono rappresentati dal rollio della bicicletta  $\phi$ , l'angolo di sterzo  $\delta$  e la rotazione della ruota posteriore  $\theta_R$ .

Per lo studio della stabilità della bicicletta, che si effettua a velocità costante i gradi di libertà si riducono a due, e si può eliminare la variabile  $\theta_R$  relativa all'avanzamento longitudinale.

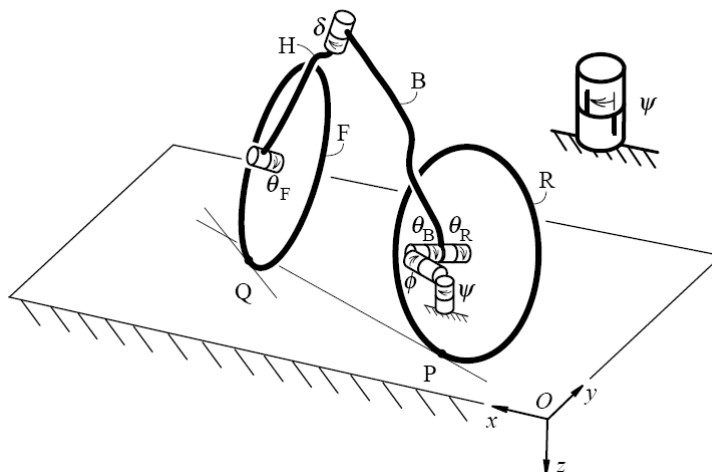


Fig. 1.1 Modello cinematico di bicicletta di Whipple

I risultati che si ottengono con lo studio della stabilità sono rappresentati in Fig. 1.2. In accordo con il criterio di Routh-Hurwitz gli autovalori caratterizzati da parte reale negativo corrispondono ad un'instabilità, mentre la parte immaginaria rappresenta un modo di vibrare oscillante [3]. I modi di vibrare più significativi per la stabilità sono il capsise e il weave: il capsise corrisponde ad un autovalore reale e relativo modo di vibrare caratterizzato principalmente dal rollio; se quest'ultimo è instabile la bicicletta rolla progressivamente percorrendo una traiettoria a spirale con angolo di rollio e sterzo che incrementano fino alla caduta [3].

Il modo di vibrare di weave è di tipo oscillante e può essere descritto qualitativamente come un serpeggiamento della bicicletta, con angolo di sterzo e rollio che variano sinusoidalmente con un certo ritardo di fase tra di loro [3].

Il terzo modo di vibrare è il cosiddetto castering, che è rappresentativo della tendenza fisica della ruota anteriore ad allinearsi alla direzione di avanzamento, come si può facilmente osservare praticamente nelle ruote dei carrelli della spesa; quest'ultimo modo di vibrare, come si può vedere in figura è sempre dotato di parte reale negativa ed è stabile di conseguenza: cioè dovuto all'avancorsa positiva, e quindi il punto di contatto con il terreno della ruota anteriore si trova dietro rispetto all'asse di rotazione dell'avantreno.[3]

Dal grafico si osserva che il modo weave, che inizialmente è reale e alla velocità  $v_a$  diventa complesso; tale modo di vibrare tende a stabilizzarsi all'aumentare della velocità, poiché la sua parte reale diminuisce.

Il modo di vibrare di capsise invece ha un andamento opposto ma, anche se la sua parte reale diventa positiva assume dei valori prossimi allo 0 e quindi praticamente non produce instabilità. Nel grafico viene evidenziata una zona di stabilità, all'interno della quale tutte le parti reali degli auto valori assumono valore negativo: in questo campo di velocità non è necessario applicare azioni di controllo al veicolo, ma quest'ultimo è intrinsecamente stabile.

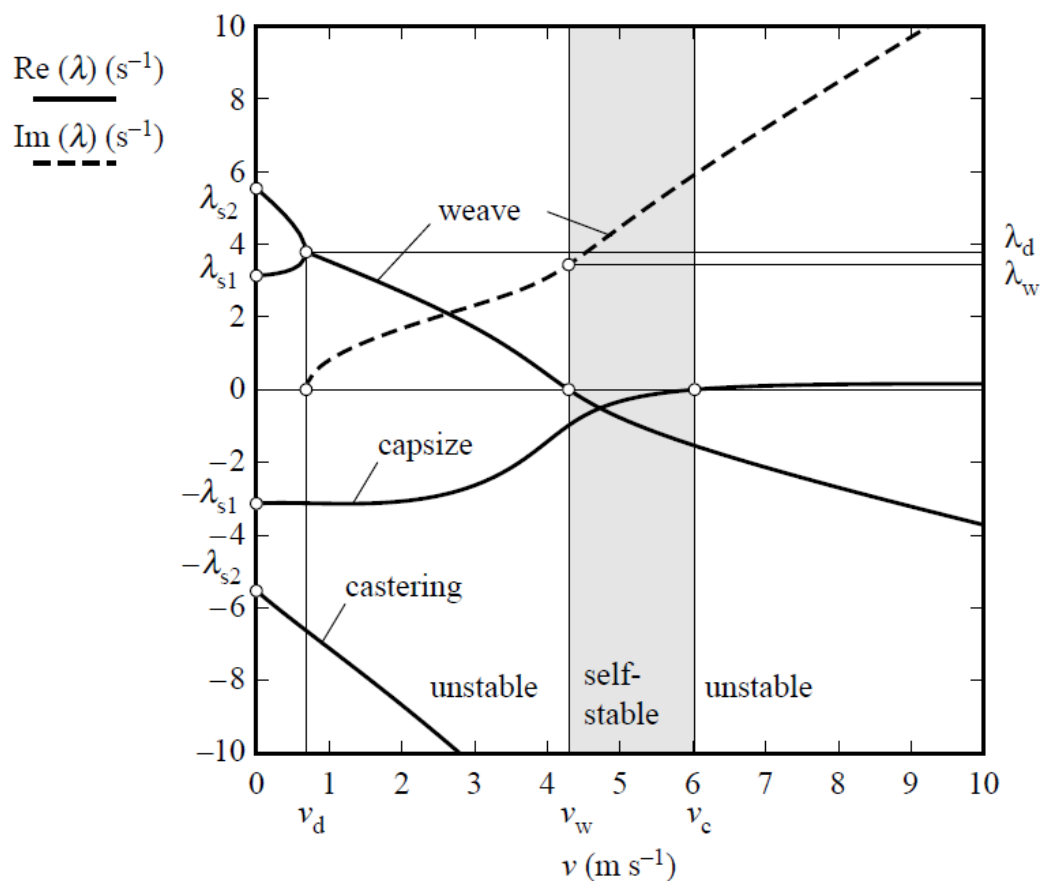


Fig. 1.2 Autovalori dell'analisi linearizzata del modello Whipple

Tale modello, nonostante le semplificazioni adottate, che comprendono l'assenza di un modello realistico di pneumatico e di deformabilità strutturale del veicolo, è in grado di mettere in luce le caratteristiche salienti del veicolo a due ruote, cioè i suoi principali modi di vibrare, ed inoltre fornisce un'interpretazione della realtà, poiché viene evidenziata una zona di stabilità intrinseca della bicicletta, che corrisponde a ciò che chiunque può provare: la bicicletta è guidabile senza mani in un determinato intervallo di velocità.

### 1.1.2 Il modello di motociclo di Sharp

Il modello proposto da Sharp [2], [5] è realizzato partendo dal modello di Whipple, introducendo la forcella ed il forcellone, le sospensioni, un modello multibody del pilota dotato di rotazione del busto e traslazione laterale, ed infine un modello di pneumatico deformabile, ed avente sezione toroidale.

Come visibile in Fig. 1.3, la motocicletta è costituita da 3 corpi rigidi, cioè il telaio (main frame) e i due cerchi anteriore e posteriore, mentre la forcella ed il forcellone sono deformabili, poiché dotati di rigidità torsionale; le sospensioni sono modellate mediante molle e smorzatori.

Il busto del pilota può traslare lateralmente e rollare rispetto alla motocicletta.

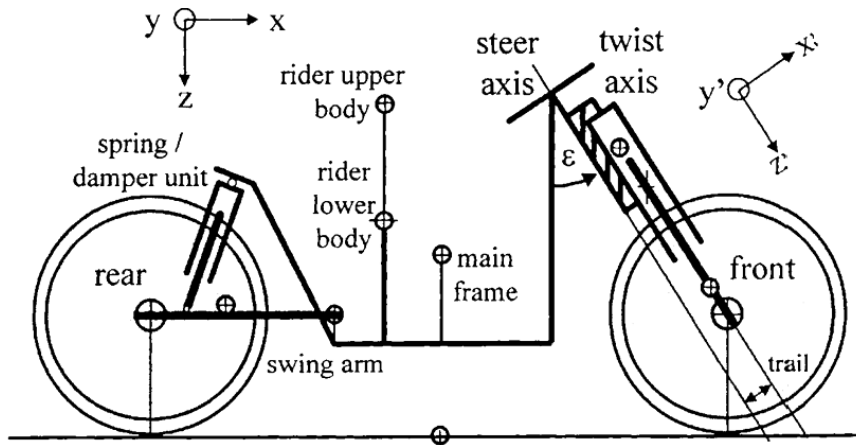


Fig. 1.3 Schematizzazione del modello utilizzato da Sharp [5]

Il pneumatico viene considerato deformabile radialmente e con il punto di contatto gomma-strada appartenente alla superficie del toroide e libero di muoversi lateralmente su tale superficie. Il pneumatico produce una forza laterale generata da un angolo di deriva e di rollio, un momento allineante e uno di "overturning" [8].

I risultati ottenuti in termini di luogo delle radici al variare della velocità (da 2 a 75 m/s) sono riportati in Fig. 1.4 Rappresentazione dei modi di vibrare da [5].Fig. 1.4; si possono notare i modi di weave e wobble e osservare la loro forte dipendenza dalla velocità; questi ultimi sono dei modi di vibrare fuori dal piano ,poiché coinvolgono la dinamica laterale della motocicletta.

In particolare il modo di weave, che è instabile alle basse velocità, poiché caratterizzato da parte reale positiva dell'autovalore ad esso associato, si stabilizza all'aumentare della velocità, per poi ritornare instabile alle massime velocità.

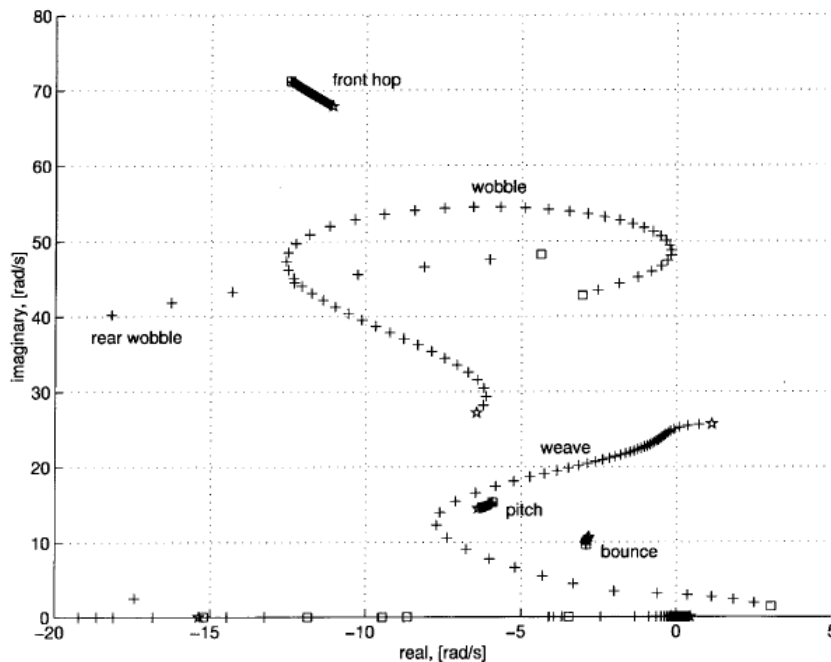


Fig. 1.4 Rappresentazione dei modi di vibrare da [5].

Il modo di wobble invece risulta stabile in tutto il campo di velocità considerate, ma risulta stabilizzarsi all'aumentare della velocità.

I modi di vibrare nel piano invece, non collegati alla dinamica laterale, sono piuttosto indipendenti dalla velocità del veicolo, ed in figura vengono rappresentati in Fig. 1.4 i modi front hop, pitch e bounce, che sono causati dalla presenza delle sospensioni nel veicolo.

Al fine di comprendere meglio la forma dei modo di vibrare di wobble, è utile rappresentare le componenti dell'autovettore relative ad esso, come riportato in Fig. 1.5.

Nella determinazione della forma di questo modo, assume particolare importanza la componente relativa alla rotazione dello sterzo, della velocità di rollio e di imbardata del veicolo.

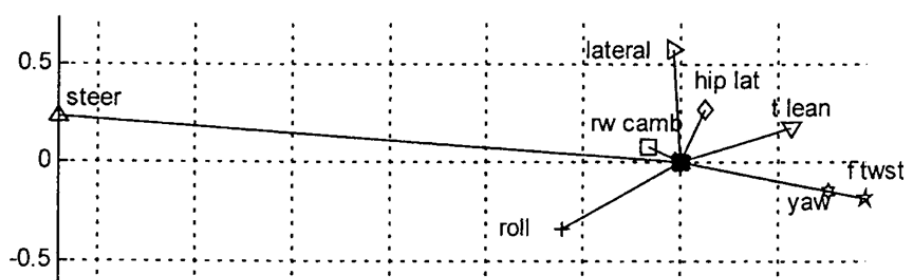


Fig. 1.5 Autovettore del modo wobble durante il moto stazionario in rettilineo a 20 m/s da[2].

Si può notare come la rotazione dello sterzo sia quasi in opposizione di fase rispetto al moto di imbardata della motocicletta, mentre le oscillazioni che interessano il rollio del mezzo, sono in leggero anticipo rispetto al movimento dello sterzo.

### 1.1.3 I modello di motocicletta MDRG

Il modello multibody di motocicletta sviluppato dal gruppo di ricerca MDRG è stato implementato in un codice di simulazione commerciale denominato FastBike [15].

Esso considera la deformabilità strutturale di telaio, forcella anteriore e forcellone e la presenza del pilota.

Tale modello è composto dalle seguenti parti [25]:

- il telaio, composto da due corpi rigidi elasticamente connessi tra di loro: la parte anteriore, cioè la zona del canotto di sterzo e quella inferiore, in prossimità del perno forcellone
- l'avantreno, composta dall'insieme del manubrio e dalla parte superiore della sospensione anteriore
- le ruote anteriore e posteriore
- la massa non sospesa anteriore, cioè la parte inferiore della sospensione anteriore, la pinza freno etc.
- il pilota, modellato con due corpi rigidi: la parte inferiore, (dalle anche ai piedi) e quella superiore (dalle anche alla testa)

Tale modello ha 11 g.d.l. correlati al moto macroscopico della motocicletta:

- 6 g.d.l. per identificare posizione ed orientazione del telaio
- 1 g.d.l. per rotazione dello sterzo
- 2 g.d.l. per il movimento delle sospensioni
- 2 g.d.l. corrispondenti alla rotazione delle ruote

Mentre l'introduzione delle deformazioni strutturali richiede l'introduzione di ulteriori g.d.l. correlati alle rigidità concentrate:

- 3 g.d.l. per le deformazioni del telaio
- 3 g.d.l. per i movimenti del pilota: spostamento laterale e rotazioni di rollio ed imbardata del busto
- 4 g.d.l. legati alle deformazioni dei cerchi anteriore e posteriore
- 1 g.d.l. per la deformabilità della trasmissione
- 2 g.d.l. le deformazioni del cinematismo della sospensione posteriore
- 1 g.d.l. per la deformazione della testa di sterzo
- da 1 a 4 g.d.l. per la deformabilità della sospensione anteriore a seconda della tipologia di quest'ultima

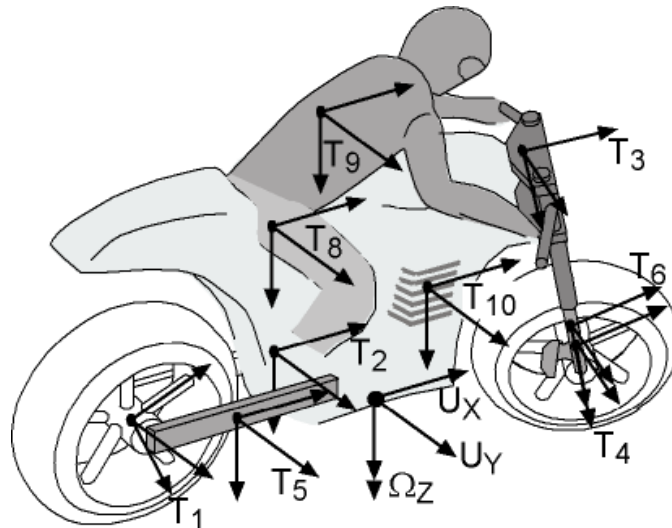


Fig. 1.6 Modello di motociclo a 11 gradi di libertà in FastBike.

Il modello di pneumatico utilizzato è basato sulla nota *Magic Formula* [21] [22] [23] per motocicli, ed è descritto dettagliatamente in [26], e ne vengono qui riportate solo le caratteristiche principali.

Le forze laterali vengono assunte linearmente dipendenti da angolo di deriva [3], e assumono la seguente espressione:

$$F = (k_{\lambda} \lambda + k_{\varphi} \varphi) N \quad (1.1)$$

dove i coefficienti  $C_{r1}$  e  $C_{r2}$  sono le rigidità di deriva e rollio rispettivamente.

La deformazione della carcassa  $\xi_R$  genera una forza laterale secondo la seguente equazione:

$$F = k_y \xi_R + N\varphi \quad (1.2)$$

Il modello di pilota utilizzato è descritto in [10] per il rollio e [4] per lo sterzo: esso è dotato di 3 gradi di libertà, una traslazione laterale del busto, una rotazione di rollio ed una di imbardata. Il busto del pilota è collegato tramite molle e smorzatori al retrotreno e al manubrio della motocicletta.

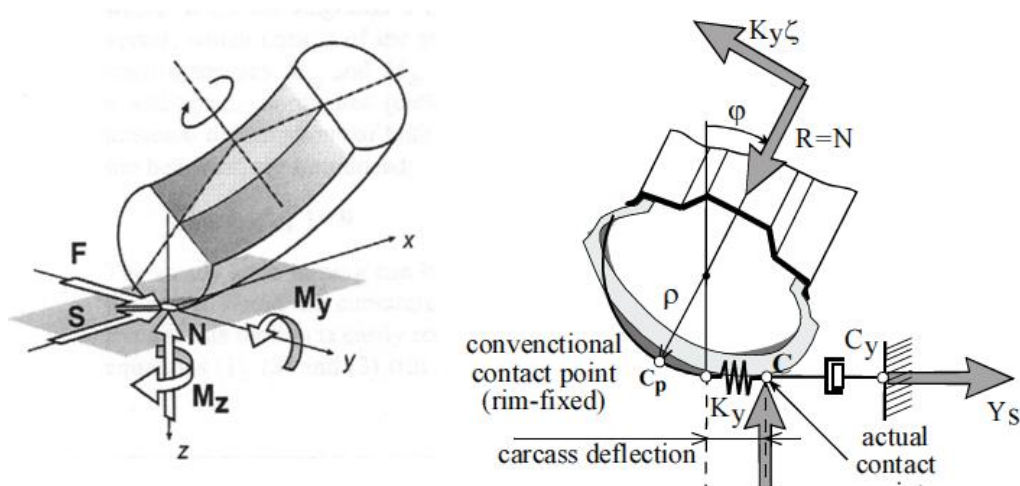


Fig. 1.7 Schematizzazione del pneumatico da [5].

L'analisi nel dominio della frequenza, cioè l'analisi di stabilità del sistema evidenzia come sia il pilota che le flessibilità strutturali della motocicletta hanno una notevole influenza sulla dinamica del motociclo; in particolare il modo di wobble viene stabilizzato notevolmente dalla presenza del pilota. mentre il modo di weave risulta essere influenzato in minore misura da quest'ultimo come visibile in Fig. 1.8.

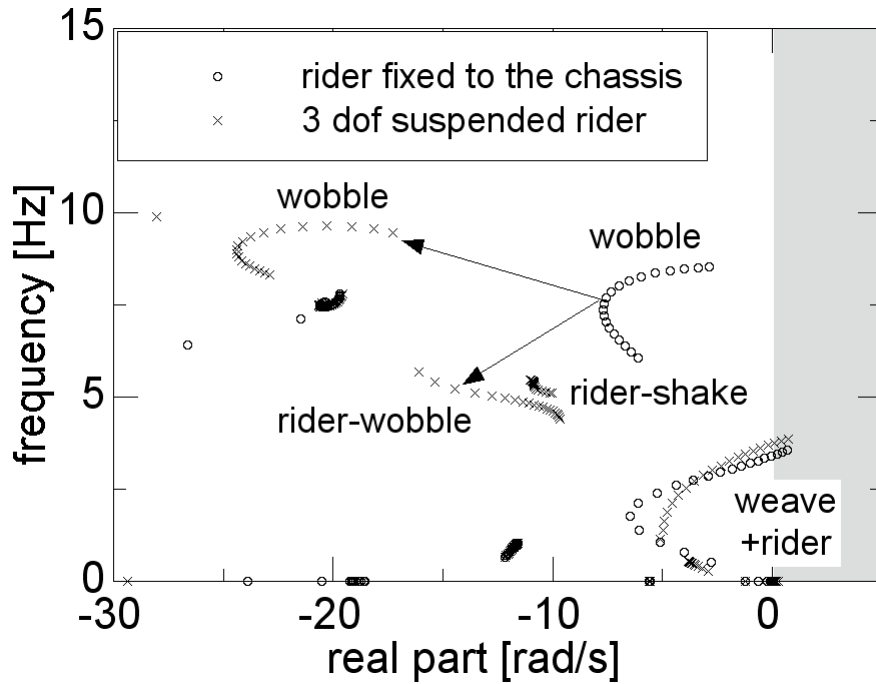


Fig. 1.8 Luogo delle radici di una motocicletta turistica da [25]

Per quanto riguarda le flessibilità strutturali della motocicletta, come visibile in Fig. 1.9 a sinistra, si nota che il modo di wobble con forcella anteriore deformabile flessionalmente risulta meno stabile alle basse velocità mentre viene stabilizzato molto alle velocità più elevate. Sempre in Fig. 1.9 a destra si può osservare come le flessibilità flessionale e torsionale del forcellone abbiano una influenza più contenuta sulla stabilità del modo di weave.

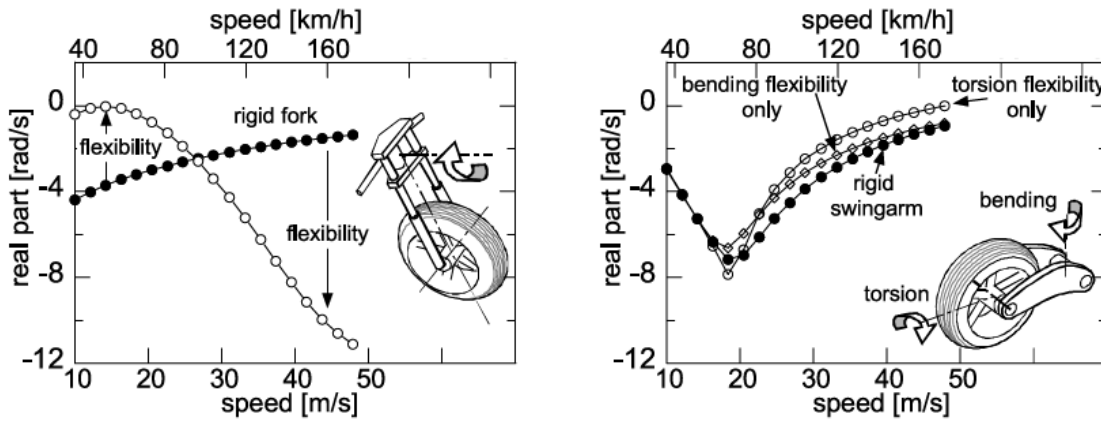


Fig. 1.9 Effetto della flessibilità sui modi di wobble (sinistra) e weave (destra) da [25]

## 1.2 Il problema della modellazione del pilota

Il pilota nei veicoli due ruote è di fondamentale importanza, poiché esso tipicamente rappresenta una frazione di massa considerevole del sistema dinamico uomo-veicolo e pertanto ha una notevole influenza sulla dinamica del sistema stesso; in riferimento alla motocicletta il rapporto tra peso del pilota e peso dell'intero sistema può variare tra 0.2 e 0.4, nel caso di una bicicletta esso si attesta tra 0.8 e 0.9, ovvero in termini di massa il sistema è composto quasi esclusivamente dal pilota.

L'implementazione di un modello corretto di pilota per lo studio della dinamica del sistema pertanto è molto rilevante non solo per lo studio di manovre particolari, durante le quali il pilota applica particolari azioni al veicolo, come per esempio la coppia allo sterzo o lo spostamento del corpo, al fine di eseguire traiettorie desiderate (comportamento attivo) ma anche per comprendere come le sue caratteristiche dinamiche intrinseche (comportamento passivo) possano influenzare la stabilità e quindi la sicurezza del sistema veicolo-pilota.

### 1.2.1 Il comportamento attivo

In questo paragrafo verrà fornito solo un accenno alla tematica del comportamento attivo del pilota motociclistico e alle principali metodologie ad essa correlate, rimandando il lettore ai riferimenti per maggiori informazioni.

Per simulare la dinamica della motocicletta è necessario introdurre, oltre al modello di motocicletta, anche un modello virtuale di pilota [27], poiché i veicoli a due ruote sono intrinsecamente instabili, ed è impossibile simulare delle manovre ad anello aperto, come per esempio nel caso delle automobili.

In contrasto con la estesa letteratura reperibile per i piloti virtuali di automobili [30] e di aeroplani [32], quella relativa alle motociclette è molto limitata.

L'approccio del controllo ottimo è stato sviluppato dal gruppo di ricerca MDRG ed è chiamato metodo della Manovra Ottima; tale metodo è molto utile per la valutazione oggettiva delle caratteristiche di manovrabilità [3] di una motocicletta, poiché indipendente dal giudizio dei collaudatori [3].

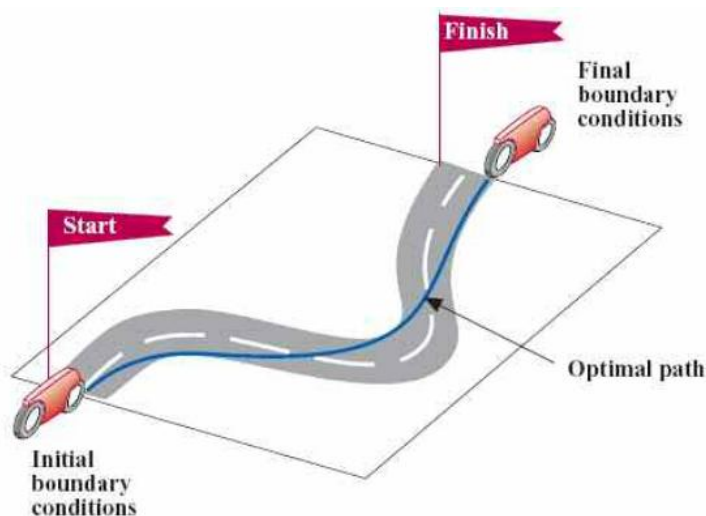


Fig. 1.10 Il metodo della manovra ottima

Il metodo della manovra ottima [28], [29] consiste nella soluzione di un problema di controllo ottimo al fine di minimizzare una funzione obiettivo integrale (il tempo su giro) soggetta ad un insieme di vincoli; questi ultimi includono le equazioni del moto del sistema pilota-motociclo, le condizioni iniziale e finale e delle disequazioni (come per esempio i limiti del tracciato, la saturazione dei pneumatici etc.).

Quindi le equazioni e disequazioni implementano il modello del veicolo, dello scenario e la funzione obbiettivo, e le necessarie condizioni di ottimo riguardano i controlli ottimi. Il risultato della formulazione del controllo ottimo è l'intera manovra del sistema moto-pilota a minimo tempo sul giro (includendo la traiettoria), e le azioni di controllo del pilota che producono tale traiettoria, come l'apertura del comando del gas, l'utilizzo dei freni etc.

Uno dei principali vantaggi di questo metodo è che non devono essere predefinite "regole di guida" (a differenza di altri metodi come la fuzzy logic o l'approccio a reti neurali): esse sorgono naturalmente dal criterio di ottimo e dalla soluzione del problema stesso del controllo ottimo.

### 1.2.2 Il comportamento passivo

Nonostante la rilevanza pratica e teorica del problema in letteratura sono presenti poche pubblicazioni riguardanti lo studio delle caratteristiche del pilota in campo motociclistico.

Storicamente il primo lavoro che si è occupato dello studio della realizzazione di un modello biomeccanico di pilota motociclistico è [10].

In questo lavoro gli autori caratterizzano in primo luogo in termini inerziali diversi soggetti, mediante misurazione dei centri di massa e dei momenti d'inerzia in diverse posture tipiche della guida motociclistica.

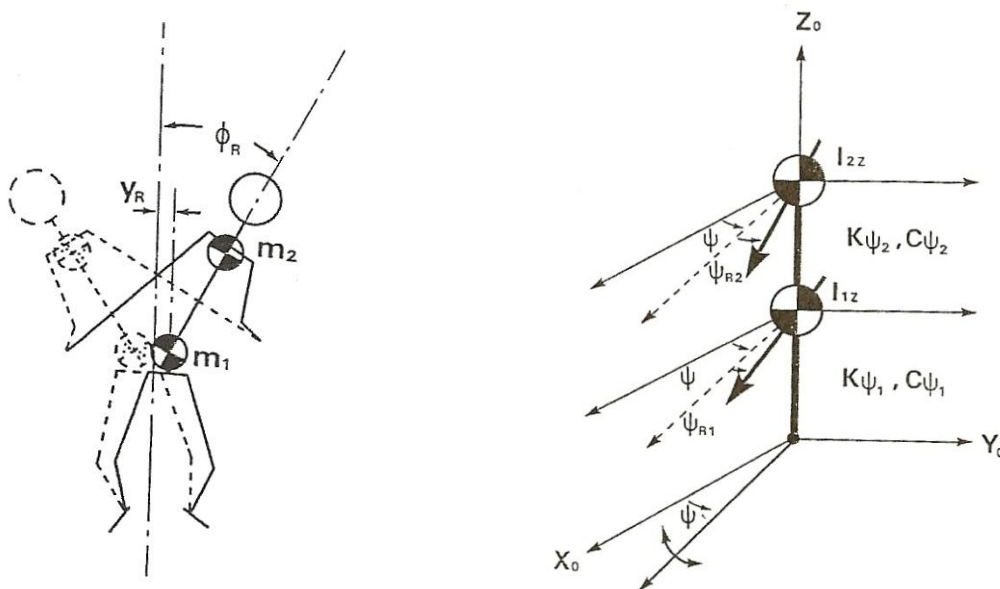


Fig. 1.11 Modelli di pilota per rollio (sinistra) e imbardata (destra) da [10]

Nella seconda parte invece vengono esposti i risultati di una serie di prove sperimentali volte all'identificazione di modelli biomeccanici di piloti motociclistici, relativamente al moto imposto

di rollio ed imbardata: in particolare gli autori utilizzano una motocicletta di prova attrezzata con un particolare dispositivo per la misura dell'inclinazione di rollio ed imbardata del busto del pilota.

La motocicletta viene invece movimentata mediante un attuatore idraulico con uno sweep in frequenza da 0.3 a 10 Hz per il moto imposto di rollio e da 0.3 a 10 Hz per il moto imposto di imbardata. Successivamente vengono proposti due modelli biomeccanici di pilota per rollio ed imbardata.

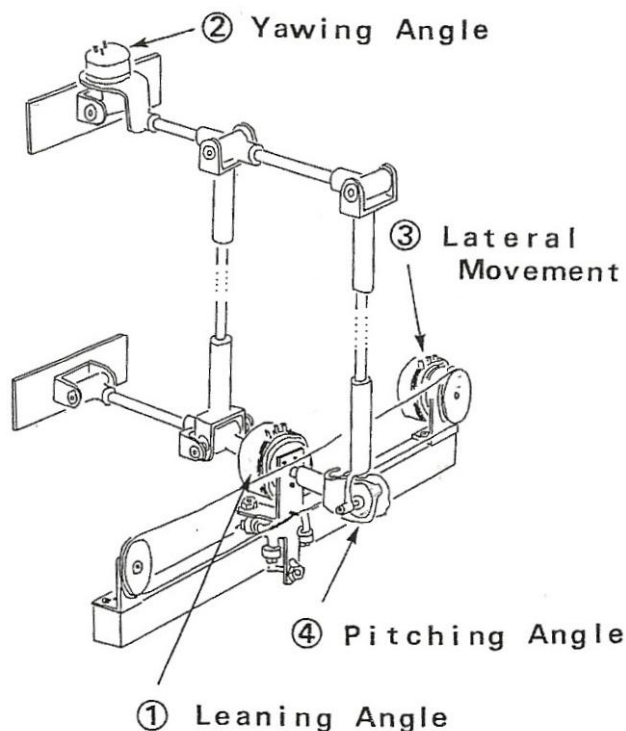


Fig. 1.12 Schema di misura utilizzato in [10]

Il modello per il rollio è caratterizzato da due gradi di libertà, cioè lo spostamento laterale del busto e la sua rotazione di rollio: il busto del pilota è collegato alla motocicletta mediante una molla (smorzatore) torsionale di rollio e una molla (smorzatore) lineare per il movimento laterale.

Il modello per l'imbardata è caratterizzato da due rotazioni relative alla parte inferiore e superiore del corpo del pilota: la parte inferiore è collegata alla motocicletta tramite una molla (smorzatore) torsionale mentre la parte superiore è collegata tramite molla (smorzatore) torsionale alla parte inferiore.

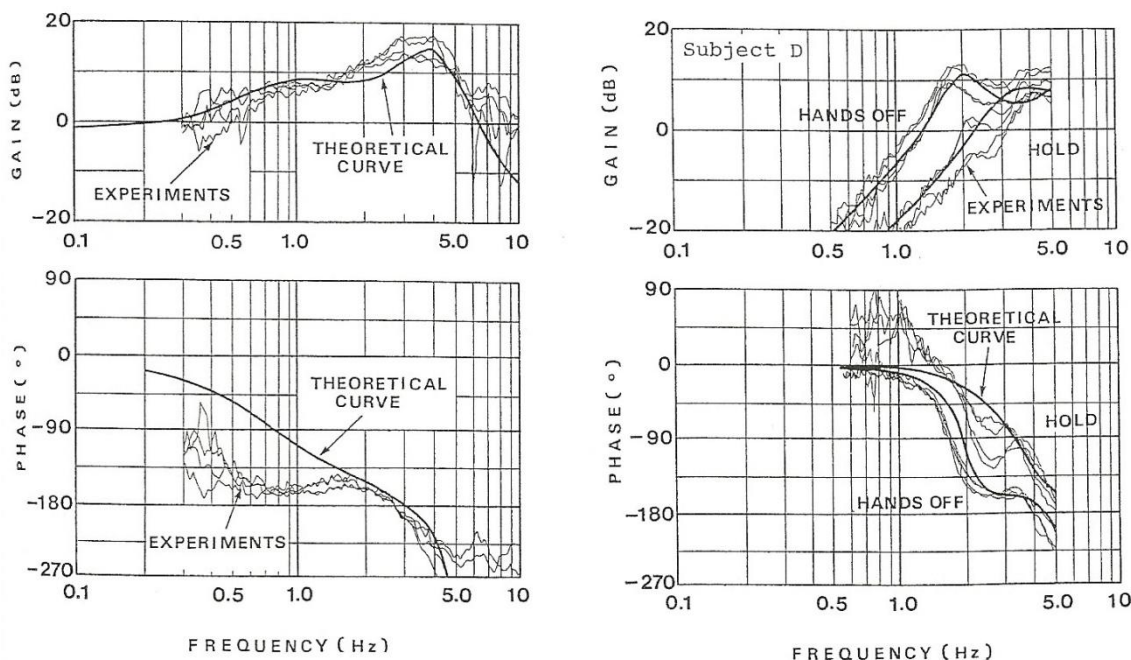


Fig. 1.13 Curve sperimentali e teoriche per rollio (sinistra) e imbardata (destra) da [10]

In [10] il pilota motociclistico viene modellato limitatamente al moto imposto di rollio ed imbardata, mentre il movimento dello sterzo non viene preso in considerazione.

Più recentemente questa tematica è stata analizzata ed il principale lavoro reperibile in letteratura è rappresentato da [4].

L'obiettivo di questo lavoro è l'analisi dell'interazione delle mani e braccia del pilota con il manubrio della motocicletta quando viene applicato un movimento imposto allo sterzo.

Le prove effettuate in questo lavoro sono state realizzate utilizzando il simulatore di guida motociclistico sviluppato dal gruppo MDRG: quest'ultimo è dotato di numerosi gradi di libertà, ed in particolare la rotazione dello sterzo, lo spostamento laterale e le rotazioni di rollio, beccheggio ed imbardata.

Per questa serie di prove è stata utilizzata solo la rotazione dello sterzo, che viene realizzata mediante l'utilizzo di un servomotore brushless controllato in anello chiuso; la rotazione dello sterzo è misurata da un potenziometro rotativo mentre la coppia applicata allo sterzo da un torsionmetro montato tra il servomotore ed il manubrio.

La legge di movimentazione dello sterzo è uno sweep sinusoidale con ampiezza media di  $2^\circ$ , e intervallo di frequenza da 0.5 a 12 Hz.

I dati misurati vengono successivamente analizzati nel dominio della frequenza, e vengono analizzate le risposte in frequenza (FRF) tra la coppia di sterzo misurata e la rotazione del manubrio, che rappresenta l'ingresso in questa tipologia di prova, come visibile in Fig. 1.15.

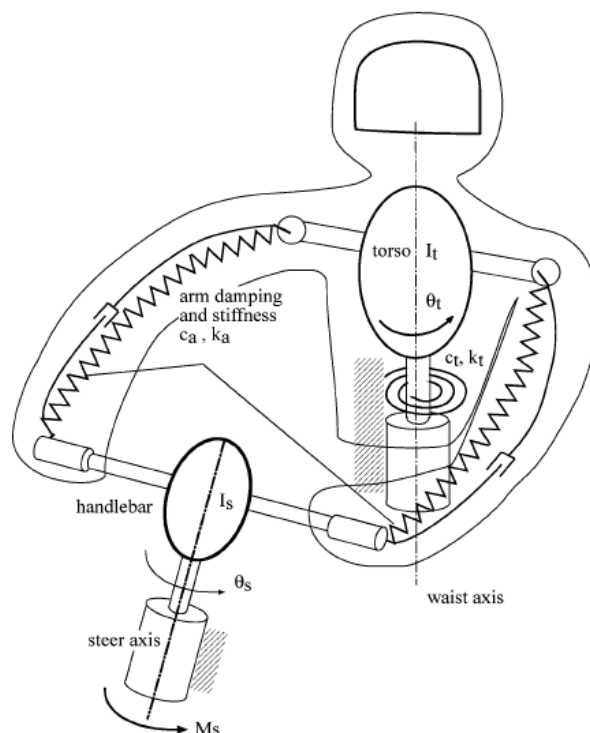


Fig. 1.14 Modello di pilota per lo sterzo a 2 g.d.l. [4]

I moduli delle FRF sperimentali sono caratterizzate da un picco tra 1.5 e 2.5 Hz, un minimo a circa 5 Hz e una tendenza ad aumentare alle alte frequenze.

L'identificazione delle proprietà biomeccaniche del corpo del pilota è stata realizzata con un modello a 2 gradi di libertà, illustrato in Fig. 1.14, composto da 2 corpi rigidi che possono ruotare attorno all'asse definito waist axis in figura, cioè l'asse verticale del busto del pilota e l'asse di rotazione dello sterzo della motocicletta, indicato come steer axis in figura.

Molle e smorzatori concentrati connettono i corpi rigidi e la motocicletta; il corpo rigido che ruota attorno all'asse di sterzo indicato con  $I_s$  rappresenta il manubrio con un eventuale contributo da parte di mani e avambracci del pilota stesso. Il corpo rigido indicato con  $I_t$  rappresenta il busto del pilota con una frazione di inerzia dovuta anche alle braccia.

La rigidità e lo smorzamento  $k_a$  e  $c_a$  rappresentano la rigidità e lo smorzamento equivalente delle braccia, mentre  $k_t$  e  $c_t$  corrispondono all'azione dei fianchi e delle gambe (che stringono il serbatoio) del pilota sulla sella della motocicletta.

Una volta assegnate le proprietà geometriche ed inerziali ai vari corpi del modello di pilota, è stata ricavata l'espressione teorica della FRF e successivamente calcolata la distanza tra i risultati sperimentali ed il modello teorico, e mediante tecniche di fitting (lsqcurvefit in MATLAB) sono stati ricavati i valori ottimali di rigidità e smorzamenti  $k_a$ ,  $c_a$  e  $k_t$ ,  $c_t$ .

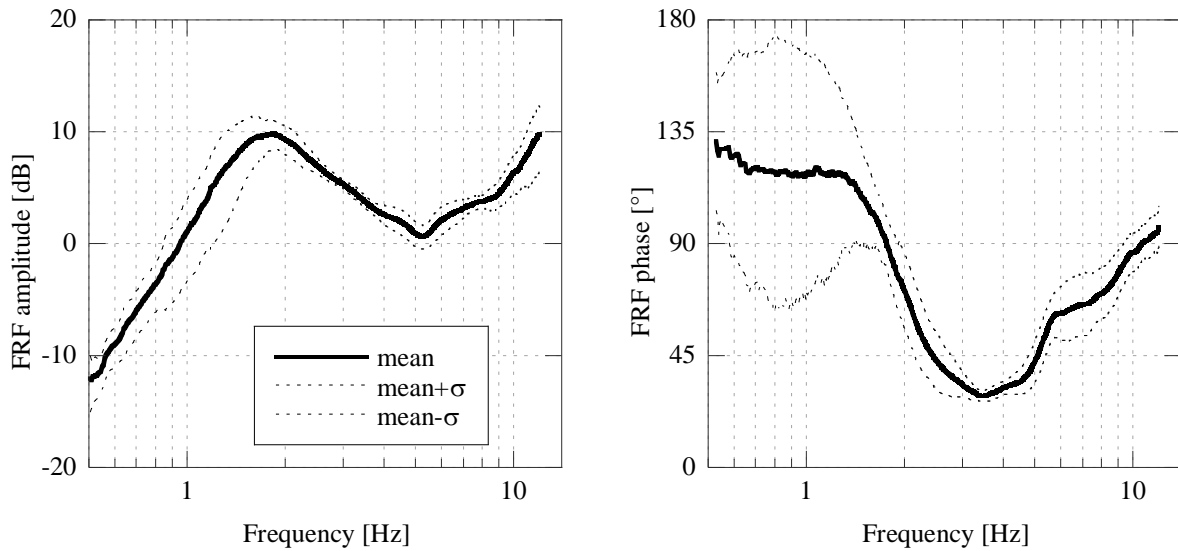


Fig. 1.15 Moduli e fasi di 5 piloti con media e deviazione standard [4]

I valori medi ottenuti dalla procedura di fitting per i parametri precedentemente elencati sono stati poi utilizzati per l'analisi di stabilità della motocicletta e modello di pilota allo sterzo. Il modello pilota-motociclo utilizzato è rappresentato in Fig. 1.16, ed è simile a quello presentato in [2], ma aggiornato grazie all'introduzione della rotazione di imbardata del busto del pilota indicata con  $\theta_t$ , parallela all'asse di sterzo del veicolo, e pertanto il sistema sarà caratterizzato da un modo di vibrare aggiuntivo.

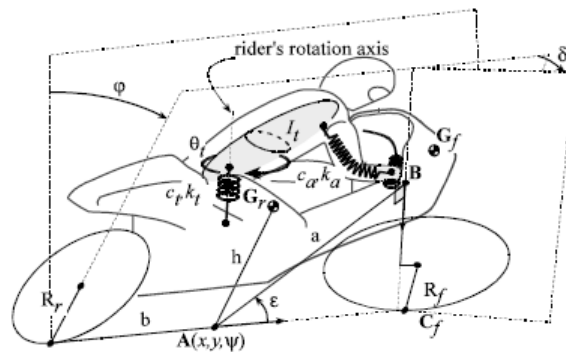


Fig. 1.16 Modello pilota-motociclo utilizzato in [4]

L'analisi nel dominio della frequenza è stata successivamente realizzata, come viene illustrato in Fig. 1.17 in un intervallo di velocità da 1 a 60 m/s; in particolare in figura è stato riportato il confronto tra il modello di riferimento, che non comprende il pilota e quest'ultimo con in più il modello di pilota, con i valori medi dei parametri di rigidità e smorzamento trovati come spiegato precedentemente.

Si può notare come il modo di weave sia influenzato negativamente dalla presenza del pilota così modellato, poiché la sua stabilità risulta diminuita alle alte velocità rispetto al modello di riferimento.

Per quanto riguarda il modo di capsize, che nel modello di riferimento risulta stabile da 10 m/s

in su, se si considera il pilota esso risulta leggermente instabile in tutto il campo di velocità considerato.

Limitatamente al modo di wobble nel modello di riferimento, esso risulta stabile fino a 58 m/s per il modello di riferimento, ed è caratterizzato da un andamento della stabilità (modulo della parte reale negativa) che prima aumenta e poi decresce all'aumentare della velocità; inoltre la frequenza di tale modo non varia molto con la velocità, mantenendosi intorno ai 9 Hz.

L'introduzione del modello di pilota invece comporta una significativa stabilizzazione del modo di wobble, che trasla verso sinistra nel grafico, mentre la sua frequenza caratteristica non subisce variazioni importanti; inoltre si può notare come in questo caso sia presente un ulteriore modo di vibrare collegato alla movimento di imbardata del busto del pilota.

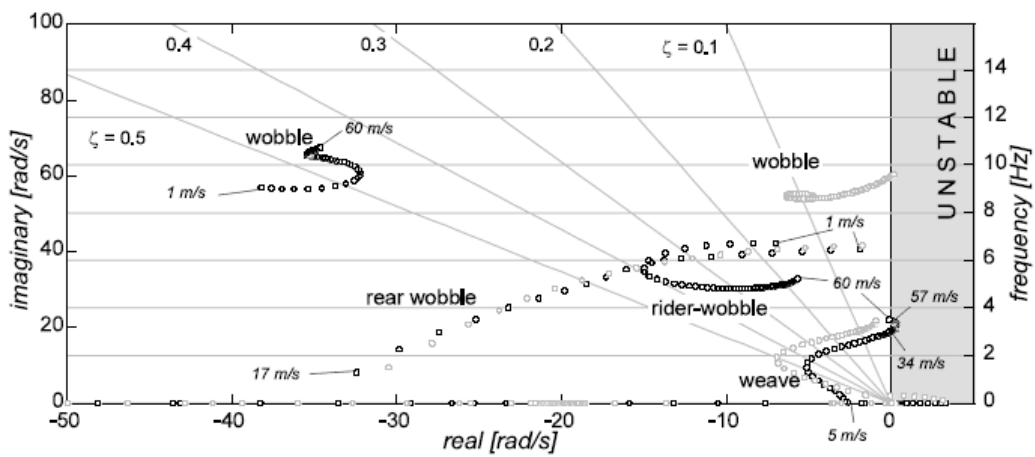


Fig. 1.17 Luogo delle radici del modello pilota-motociclo [4]

## **2 ATTREZZATURE SPERIMENTALI PER LO STUDIO DELLA RISPOSTA DEL PILOTA ALLE OSCILLAZIONI DELLA MOTOCICLETTA**

In questo capitolo viene presentata l'attrezzatura sperimentale messa a punto per la realizzazione delle prove sperimentali per lo studio della risposta del pilota alle oscillazioni tipiche della motocicletta.

Tipicamente questa tipologia di prove prevede l'eccitazione di un grado di libertà singolo che caratterizza il moto della motocicletta (rollio, sterzo, imbardata) in frequenza, e la misura di movimenti di alcune parti caratteristiche del pilota (tipicamente il busto) o forze di reazione da esso applicate sulla motocicletta o parti di essa.

Questo consente di valutare delle FRF, cioè funzioni di risposta in frequenza tra il moto imposto alla motocicletta (ingresso del sistema in questo caso) e l'azione eseguita dal pilota (movimento del busto o forze di reazione) al variare della frequenza; le FRF in un secondo momento verranno utilizzate per l'interpolazione mediante modelli biomeccanici teorici di pilota, come descritto nei capitoli 3,4.

## 2.1 Prove a rollio imposto

L'identificazione in laboratorio delle proprietà biomeccaniche del pilota di veicoli a due ruote richiede lo sviluppo di una speciale attrezzatura di prova in grado di generare delle oscillazioni simili a quelle della motocicletta su strada e di garantire la corretta postura del pilota stesso; quest' ultimo aspetto è molto importante poiché delle prove con postura diversa da quella tipica della motocicletta possono comportare risultati fuorvianti.

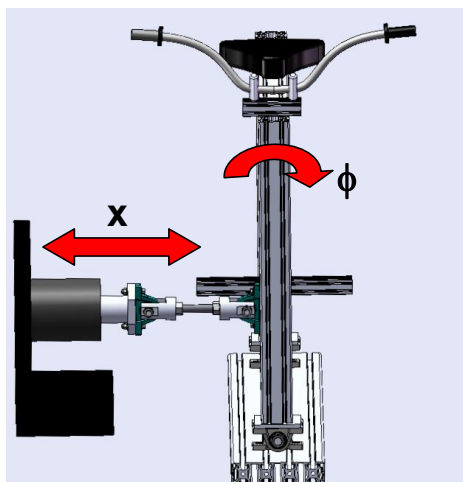


Fig. 2.1 Apparato sperimentale per i test a moto imposto di rollio: schema cinematico

Al fine di soddisfare i requisiti sopra menzionati è stato realizzato un banco prova modulare, composto da:

- un attuatore idraulico ad alte prestazioni
- un simulacro di motocicletta che replica la postura tipica di un motociclo sport touring
- un sistema di sensori e strumenti
- un sistema di acquisizione dei dati sperimentali

Come illustrato in Fig. 2.2 il simulacro di motocicletta è un telaio realizzato in profilati estrusi di alluminio caratterizzato dalla possibilità di ruotare unicamente intorno ad un asse orizzontale posto in corrispondenza del terreno, in modo da simulare le oscillazioni di rollio di un veicolo a due ruote.

Sono presenti il manubrio, che è rigidamente collegato al telaio sottostante e non può ruotare attorno all'asse di sterzo, la sella e le pedane.

L'attuatore idraulico è equipaggiato con una servovalvola a due stadi, in grado di raggiungere frequenze di movimentazione superiori ai 50 Hz, e controllata in retroazione in posizione mediante un trasduttore di posizione di tipo Lvdt.

Il segnale di riferimento per il comando dell'attuatore idraulico viene generato mediante un programma realizzato in ambiente LabView [51].

Le frequenze di interesse per questa tipologia di prove va da 0.5 a 10 Hz, intervallo che include le tipiche frequenze dei modi di vibrare principali della motocicletta.



Fig. 2.2 Apparato sperimentale per i test con moto di rollio imposto

La risposta del corpo del pilota nell'intervallo di frequenze considerato viene studiata realizzando uno sweep sinusoidale di durata pari a 115 s.



Fig. 2.3 Posizionamento del girometro sul petto del pilota

Lo sweep implementato è del tipo a frequenza ed ampiezza variabile, in accordo con la seguente equazione:

$$x(t) = A_0 \frac{1.77}{\sqrt{0.52t + 3.14}} \sin(3.14t + 0.26t^2) \quad (2.1)$$

in cui  $A_0$  è l'ampiezza iniziale,  $t$  è il tempo e la derivata rispetto al tempo dell'argomento del seno

la frequenza istantanea.

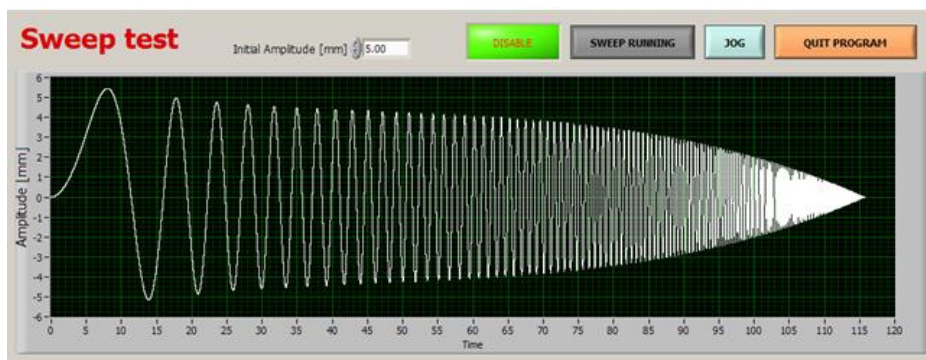


Fig. 2.4 Schermata del programma di comando dell'attuatore

Mentre la frequenza aumenta con il passare del tempo, l'ampiezza diminuisce: ciò è necessario, poiché se l'ampiezza fosse mantenuta costante l'accelerazione alle alte frequenze sarebbe troppo elevata e fastidiosa per il tester.

In generale la risposta del corpo del pilota alle oscillazioni di rollio della motocicletta è molto complessa, ma alcune ricerche preliminari [10], [16] mostrano come il busto possa essere considerato come un corpo rigido elasticamente connesso alla motocicletta tramite il bacino e le braccia; in particolare è ragionevole pensare che alcune parti del tronco siano approssimabili mediante corpi rigidi, come per esempio la cassa toracica.

Un moto rigido piano è caratterizzato da una velocità angolare e da una velocità lineare di un punto di riferimento; dal punto di vista delle misure la velocità angolare presenta il vantaggio di essere una proprietà globale del segmento rigido, e quindi scarsamente influenzata da vibrazioni locali, contrariamente alla misura di velocità lineare, che richiede la definizione di un punto di riferimento, operazione potenzialmente complessa e fonte di errori.

Un ulteriore vantaggio della misura di velocità angolare è che il sistema di misura non impone alcun vincolo al movimento del corpo del pilota.

L'apparato di misura realizzato in [10], e riportato in Fig. 1.12 richiede la presenza di un meccanismo che collega il corpo del pilota alla motocicletta, e che vincola il movimento del busto del pilota; inoltre la misura della rotazione del busto del pilota così realizzata risulta essere influenzata dal sistema di misura stesso, poiché dipendente dalla posizione delle placche di fissaggio sul busto del pilota.

Pertanto, per le ragioni sopra citate, si è scelto di utilizzare un sistema di misura che comprende solo 2 girometri (range  $\pm 200$  °/s e sensibilità 25 mVs/°) ed un sensore di coppia appositamente realizzato

Un girometro viene fissato al simulacro di motocicletta per la misura dell'ampiezza dell'eccitazione, mentre il secondo è vincolato ad una piastra di alluminio opportunamente sagomata, come illustrato in Fig. 2.3; quest'ultimo viene fissato tramite alcune cinghie al petto del pilota a livello dello sterno come illustrato in Fig. 2.2.

Il sensore di coppia viene utilizzato per la misura della coppia esercitata dalle braccia del pilota sul manubrio secondo un asse parallelo a quello di rollio, cioè del moto imposto.

Tale torsionometro è stato realizzato montando il manubrio su un supporto dotato di cuscinetto

volvente e libero di ruotare su attorno ad un asse orizzontale e vincolandone quindi la rotazione mediante una cella di carico inserita tra il manubrio e una piastra fissata alla colonna anteriore del simulacro di motocicletta, come visibile in Fig. 2.2.

Poiché l'asse passante per le manopole del manubrio è posto a distanza  $h_{hb}$  dal centro del cuscinetto del torsionmetro la coppia misurata, indicata con  $M_{hb}$  dipende sia dalla forza laterale  $F_y$  e dal momento puro  $M_x$  applicato dal pilota sul manubrio.

La coppia misurata  $M_{hb}$  si può considerare un buon indice di quanto il pilota tenda ad aggrapparsi al manubrio della motocicletta, e pertanto è utile per effettuare prove in diverse configurazioni di tensione, cioè con una forza di afferraggio incrementata per simulare una eventuale contrazione indotta da una situazione di pericolo.

## 2.2 Prove ad imbardata imposta

L'attrezzatura sperimentale utilizzata per questa tipologia di prove, illustrata in Fig. 2.5 e Fig. 2.6 è sostanzialmente abbastanza simile a quella descritto al paragrafo 2.1 per le prove a moto imposto di rollo, poiché il simulacro di motocicletta utilizzato è lo stesso.

In questo caso, a differenza del moto imposto di rollo, l'obiettivo è replicare il moto di imbardata, cioè una rotazione attorno ad un asse verticale: in questo caso infatti il simulacro di motocicletta è libero solamente di ruotare attorno ad un'asse verticale passante per la sella del motociclo.

La metodologia di prova utilizzata prevede anche in questo caso l'eccitazione mediante una legge di tipo sweep simile a quella indicata in (2.1).

Come per le prove con moto di rollo imposto anche in questo caso la strumentazione utilizzata è costituita da due girometri ed un sensore di coppia appositamente realizzato.

In questo caso, come illustrato in Fig. 2.6, il girometro vincolato al simulacro di motocicletta misura la velocità angolare secondo un'asse verticale, e lo stesso vale anche per quello collocato sul busto del pilota; come visibile in figura gli assi di misura dei due girometri non sono paralleli ma è presente un angolo relativo tra di essi dovuto all'inclinazione del busto del pilota.

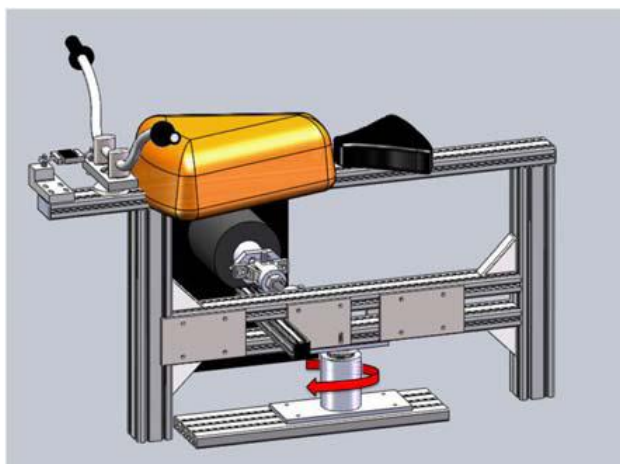


Fig. 2.5 Apparato sperimentale per i test a moto imposto di imbardata: schema cinematico

Nelle successive elaborazioni si terrà conto di questo aspetto.

Il sensore di coppia è realizzato con un principio molto simile a quello descritto nel paragrafo precedente, però l'asse di misura in questo caso è verticale invece che orizzontale.



*Fig. 2.6 Apparato sperimentale per i test a moto imposto di imbardata con strumentazione*

## 2.3 Misura dell' impedenza al rollio del pilota

Le metodologie finora presentate nei paragrafi 2.1 e 2.2 sono volte a caratterizzare il comportamento del pilota principalmente mediante misure di velocità angolari, e utilizzano misure di forza di interazione solo di alcune parti del pilota, come per esempio le braccia per completezza.

Il punto di vista proposto in questo capitolo è invece sostanzialmente differente: in questo caso infatti si considera il pilota intero e non solo il suo busto e si misurano l'insieme delle forze d'interazione che quest'ultimo scambia con la motocicletta.

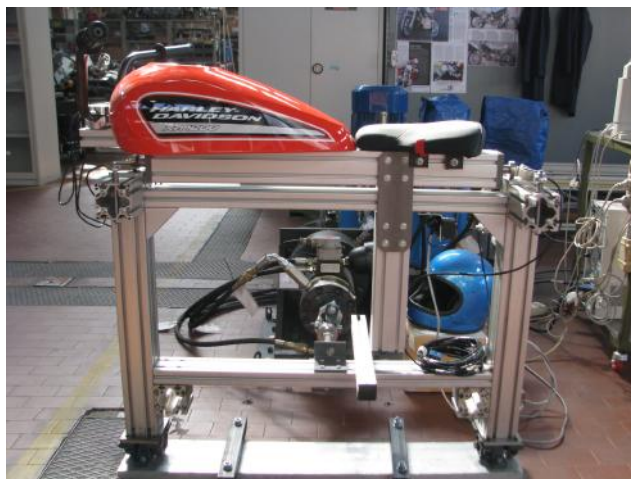


Fig. 2.7 Apparato sperimentale per i test a moto imposto di rollio con misura di forze

Storicamente infatti si è ritenuto che l'influenza maggiore derivasse dal busto, trascurando la parte inferiore del corpo oppure considerandola rigidamente vincolata alla motocicletta. In particolare, per quanto riguarda il moto di rollio, le forze di interazione tra veicolo e pilota sono costituite da una forza laterale e da un momento applicato in direzione parallela a quella del moto di rollio.

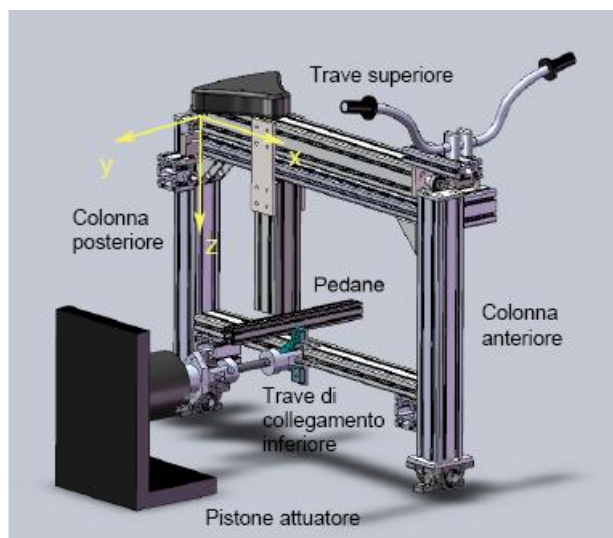


Fig. 2.8 Apparato sperimentale per la misura delle forze: modello CAD

Questa metodologia di analisi risulta a priori più completa della precedente, e consente di creare un modello di pilota che comprenda, come precedentemente anticipato, anche l'effetto della parte inferiore del corpo, e non solo di quella superiore.

In Fig. 2.8 è riportato il modello CAD del banco prova che consente di misurare le forze di reazione, come descritto precedentemente.

Il simulacro di motocicletta è realizzato similmente a quanto descritto al paragrafo 2.1, ma è dotato di diversi componenti aggiuntivi che consentono la misura delle forze di reazione: il concetto di base è l'aggiunta di una trave superiore alla struttura già realizzata, alla quale sono rigidamente collegati il manubrio, la sella, il serbatoio e le pedane (mediante delle piastre laterali).

Tale trave è libera di traslare lateralmente e ruotare contemporaneamente e questi due gradi di libertà vengono vincolati mediante delle celle di carico che consentono la misura delle forze di reazione.

Secondo il sistema di riferimento di Fig. 2.8 le forze laterali avranno direzione parallela all'asse  $y$ , mentre la coppia di reazione agirà lungo l'asse  $x$ .

Il sistema di misura è realizzato con 3 celle di carico, due delle quali per la misura della forza laterale e la rimanente per la misura del momento di reazione; in Fig. 2.9 viene rappresentato un ingrandimento della parte posteriore della trave superiore, e come si può vedere essa è collegata mediante un perno ad un cuscinetto a sfere, che a sua volta poggia su di una piastra: in questo modo la trave può sia ruotare attorno all'asse del cuscinetto che traslare lateralmente grazie al moto di rotolamento dei cuscinetti sulle piastre.

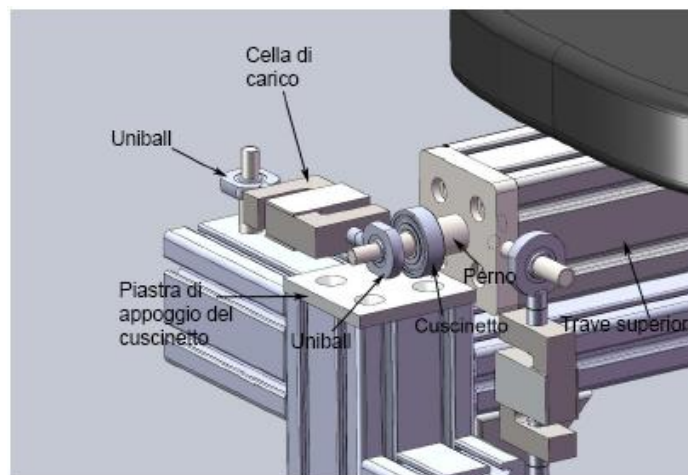


Fig. 2.9 Dettaglio della parte posteriore della trave superiore

Sempre in riferimento alla Fig. 2.9, grazie alla cella di carico verticale è possibile vincolare la rotazione della trave superiore e pertanto misurare il momento secondo l'asse  $x$  applicato su di essa; in Fig. 2.10 è rappresentato lo schema cinematico per l'equilibrio del sistema alla rotazione: dato un momento  $M$  applicato in direzione  $x$  attorno all'asse della trave superiore e la forza di reazione verticale  $F$  alla cella di carico è possibile ricavare la seguente relazione:

$$M_x = F y_m \quad (2.2)$$

dove  $y_m$  rappresenta la distanza in direzione  $y$  tra l'asse della trave superiore e l'asse verticale della cella di carico.

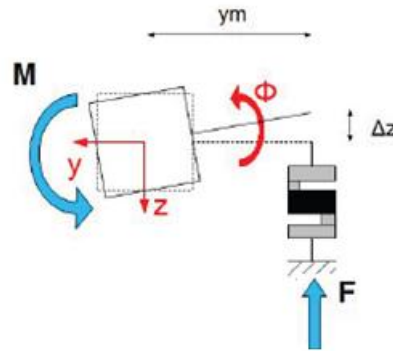


Fig. 2.10 Schema di misura del momento di reazione  $M$

Il sistema di misura prevede due celle laterali per la misura della forza risultante laterale e del suo punto di applicazione; in Fig. 2.11 infatti è schematizzato il sistema di misura: le forze indicate con  $F_{yf}$  e  $F_{yr}$  rappresentano le reazioni vincolari misurate dalle celle di carico, mentre  $F$  è la forza laterale applicata dal pilota sulla trave superiore.

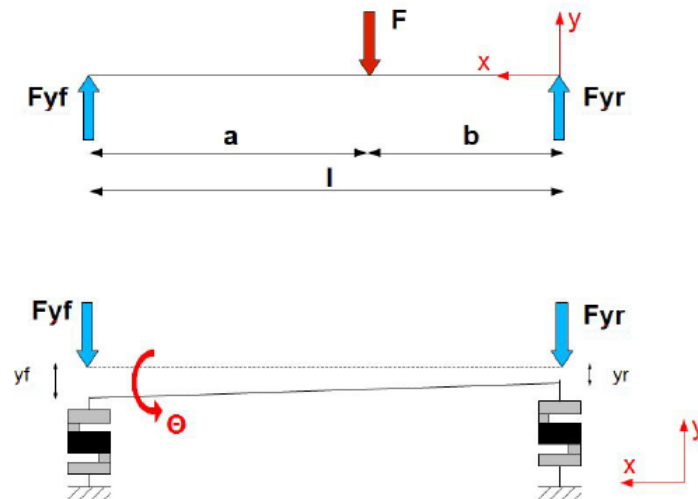


Fig. 2.11 Schema di misura della forza laterale di reazione  $F$

L'equilibrio statico del sistema fornisce le seguenti relazioni:

$$F_y = F_{yf} + F_{yr} \quad a = \frac{F_{yr}}{F} \quad b = \frac{F_{yf}}{F} \quad (2.3)$$

## 2.4 Il sistema di acquisizione dati

In questo paragrafo si vuole fornire per completezza una descrizione sommaria del sistema di acquisizione dati hardware e software utilizzato; il lettore interessato può approfondire la tematica con i riferimenti consigliati nel testo, tutti reperibili online.

La strumentazione di acquisizione dati è fornita dalla National Instruments [51], ed in particolare sono stati utilizzati i moduli NI 9205 [52] e NI 9237 [53] collegati alla piattaforma NI cDAQ-9174 [54].



Fig. 2.12 Il sistema di acquisizione National Instruments

Il software di acquisizione dati utilizzato è Labview Signal Express [55] della National Instruments.

In Fig. 2.13 è possibile vedere una schermata del programma di acquisizione con in evidenza le principali parti come i blocchi di operazioni da eseguire durante l'acquisizione, a sinistra oppure i grafici di segnali acquisiti ed elaborati.

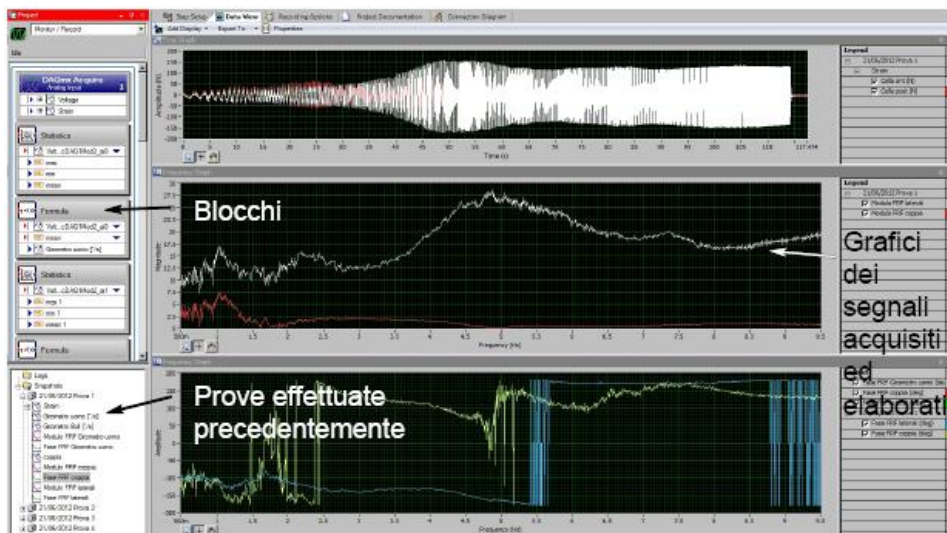


Fig. 2.13 Schermata del programma di acquisizione dati

Il programma realizzato consente oltre all'acquisizione dei dati sperimentali anche di eseguire operazioni di elaborazione, come per esempio il filtraggio, l'applicazione di formule ai segnali acquisiti e il calcolo di funzioni di risposta in frequenza tra due o più segnali.

### 3 RISPOSTA PASSIVA DEL PILOTA AL MOTO DI ROLLIO IMPOSTO

In questo capitolo vengono descritti i risultati delle prove effettuate con moto di rollio imposto. Ciò che verrà descritto in seguito è la sintesi di una cospicua e laboriosa campagna di prove sperimentali che ha richiesto notevoli tempi per la realizzazione e verifica della qualità delle misure effettuate.

Per l'attrezzatura di prova utilizzata, l'acquisizione dati e le modalità di prova si faccia riferimento al paragrafo 2.1

Le prove sono state effettuate con un'eccitazione di tipo sweep sinusoidale con frequenza variabile da 0.5 a 10 Hz intervallo di frequenza che comprende i tipici fenomeni vibratorii che caratterizzano la dinamica della motocicletta, con riferimento in particolare ai modi di vibrare di weave e wobble [35],[36].

Innanzitutto vengono presentati i risultati di uno studio effettuato su un campione di 5 tester di differente corporatura ed esperienza di guida; i dati misurati durante le prove sono analizzati nel dominio della frequenza e sono state calcolate le funzioni di risposta in frequenza (FRF) tra il moto di rollio imposto e le grandezze considerate di output, cioè quelle relative al corpo del pilota: velocità angolare del busto del pilota e coppia applicata al manubrio.

Le FRF di movimento sono definite come il rapporto tra la velocità angolare del torso del pilota (vedere Fig. 2.3), e la velocità angolare di rollio del simulacro di motocicletta, e pertanto sono adimensionali.

Le FRF di coppia sono definite come il rapporto tra la coppia di reazione al manubrio e la velocità di rollio del simulacro di motocicletta. e sono espresse in  $Nms/^\circ$ .

Le FRF misurate dipendono dai poli e gli zeri del sistema ad esse associato, ed possono essere interpolate utilizzando modelli multibody di pilota similmente a quanto si usa fare nel settore dell'analisi modale.

Le FRF misurate infatti sono state in un secondo momento utilizzate per l'identificazione di parametri biomeccanici a parametri concentrati, che sono adatti ad essere integrati con modelli multibody di motocicletta.

La procedura per l'identificazione dei parametri biomeccanici viene denominata fitting ed è descritta successivamente in questo capitolo.

I risultati ottenuti sono stati in seguito pubblicati in [34].

### 3.1 Risultati sperimentali

Tutti le prove realizzate sono state effettuate con ampiezza iniziale  $A_0$  (con riferimento all'equazione (2.1)) è stata posta pari a 4 mm, che corrispondono ad una ampiezza angolare di  $1.5^\circ$ .

Innanzitutto, data la complessità del sistema uomo veicolo è stata valutata la ripetibilità delle prove sperimentali effettuate in termini di funzioni di trasferimento.

In Fig. 3.1 sono rappresentati i moduli e le fasi delle FRF di movimento per un tester nelle stesse condizioni, con valore medio e deviazione standard; si può osservare che la ripetibilità è buona e la massima dispersione si verifica nell'intervallo tra 4-7 Hz e 0.5-1 Hz per modulo e fase rispettivamente.

La Fig. 3.2 mostra le FRF di coppia riferite alle stesse prove, e anche in questo caso si può osservare una buona ripetibilità, con massima dispersione intorno a 5 e 4 Hz rispettivamente per modulo e fase. La ripetibilità risulta buona per tutti i tester coinvolti nella campagna di prove, e pertanto nella trattazione successiva il comportamento di ciascun tester verrà rappresentato solo da FRF medie ricavate da test nella stessa condizione.

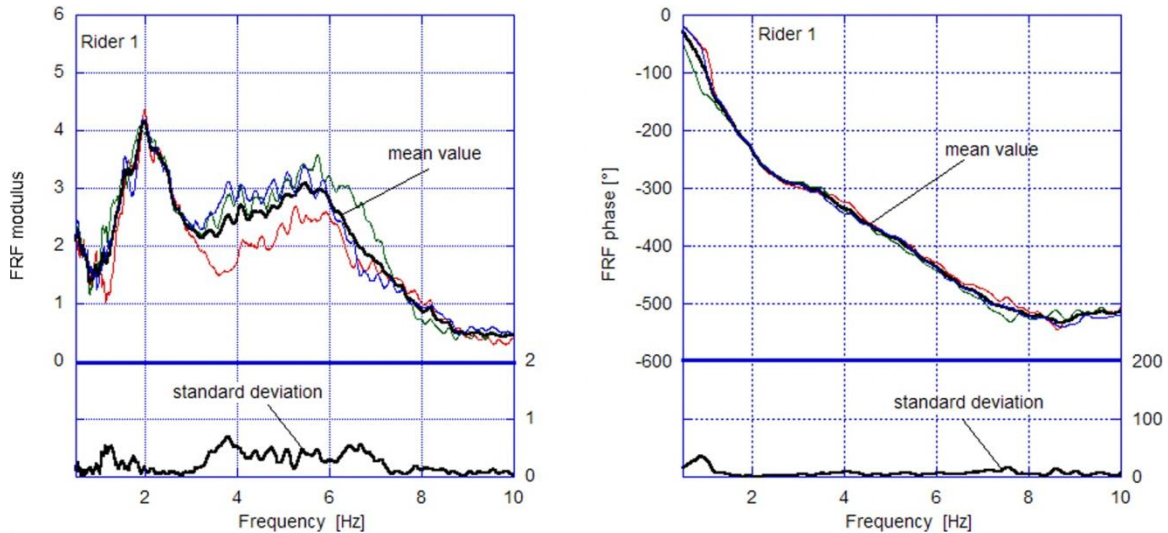


Fig. 3.1 Ripetibilità della FRF di movimento per un tester

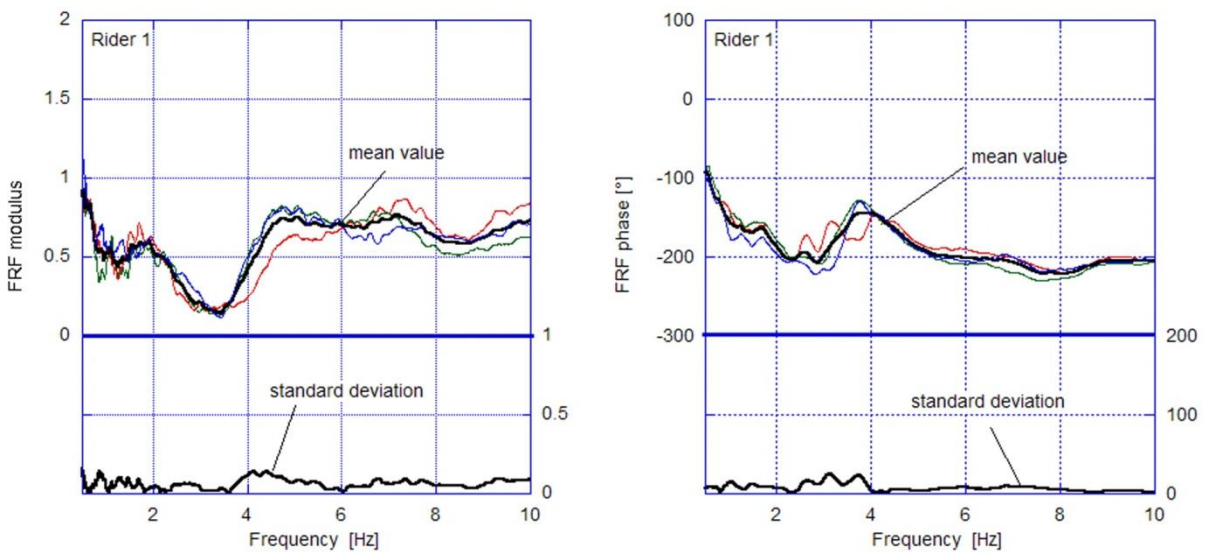


Fig. 3.2 Ripetibilità della FRF di coppia per un tester

### 3.1.1 Prove in condizioni di riferimento

Queste prove sono realizzate indicando ai tester di impugnare il manubrio con una forza moderata, in modo più naturale possibile, e senza esercitare forze volontarie sulla motocicletta, in modo da rendere il comportamento totalmente passivo.

In Fig. 3.3 sono riportate le FRF di movimento medie dei 5 tester che hanno partecipato alla campagna di prove e si possono evidenziare delle caratteristiche comuni nonostante sia presente una notevole dispersione soprattutto per quanto riguarda il modulo.

Nonostante a frequenza molto bassa i segnali nel tempo sono piuttosto irregolari, è evidente che il modulo tende a circa 2 mentre la fase a 0°; questo risultato è in accordo con il fatto che a frequenze molto basse il pilota si muove quasi in fase con il simulacro di motocicletta, mentre la rotazione del busto del pilota è maggiore a causa dell'effetto della gravità su di esso.

Il modulo delle FRF cresce rapidamente e raggiunge un primo picco di risonanza a circa 2 Hz, assumendo valori che variano tra 3.5 e 5.5; in corrispondenza della risonanza la fase è maggiore di 200° mentre al crescere della frequenza il modulo mantiene valori elevati e presenta in qualche caso un secondo picco minore nell'intervallo tra i 4.5 e i 6 Hz. Sopra tale valore il modulo decresce rapidamente e si attesta al valore di 1 circa, mentre la fase presenta un andamento monotono decrescente raggiungendo i 500° circa alle massime frequenze considerate.

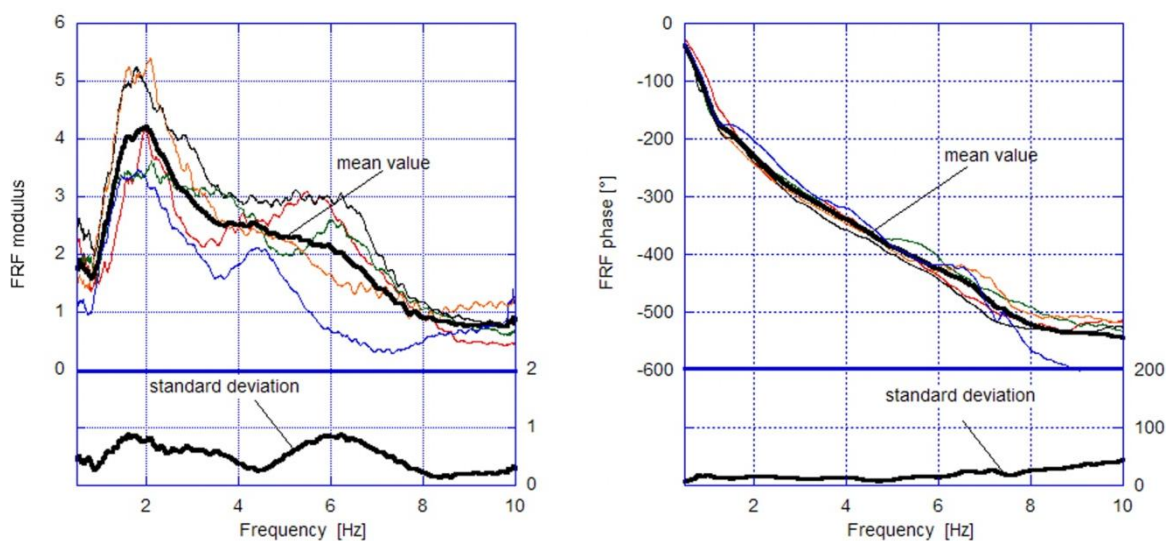


Fig. 3.3 FRF medie di movimento di 5 tester

In Fig. 3.4 sono rappresentate le FRF medie relative alla coppia.

A frequenze molto basse il modulo è piuttosto irregolare e varia in un intervallo tra 0.5 e 1.5, probabilmente a causa del controllo volontario della postura, più influente a queste frequenze.

A frequenze maggiori risulta evidente la presenza di due minimi a circa 2 e 8 Hz ed un massimo a 5 Hz, che non corrispondono ai minimi e massimi delle FRF di movimento; ciò è causato dal fatto che solo una parte della coppia di reazione esercitata dal pilota passa per il manubrio.

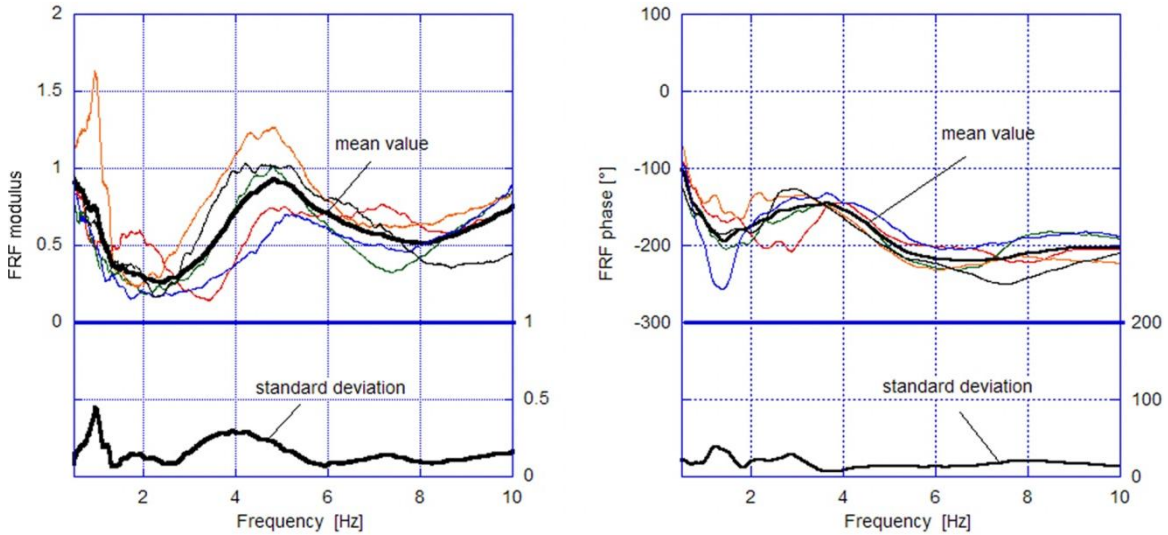


Fig. 3.4 FRF medie di coppia di 5 tester

### 3.1.2 Prove in condizioni contratte

Studi effettuati nel campo delle automobili dimostrano un diverso comportamento in condizioni contratte del guidatore [33]; pertanto anche nel caso di un pilota motociclistico è interessante valutare questo aspetto.

Per questa ragione sono stati realizzati delle prove indicando ai tester di afferrare il manubrio con una forza maggiore.

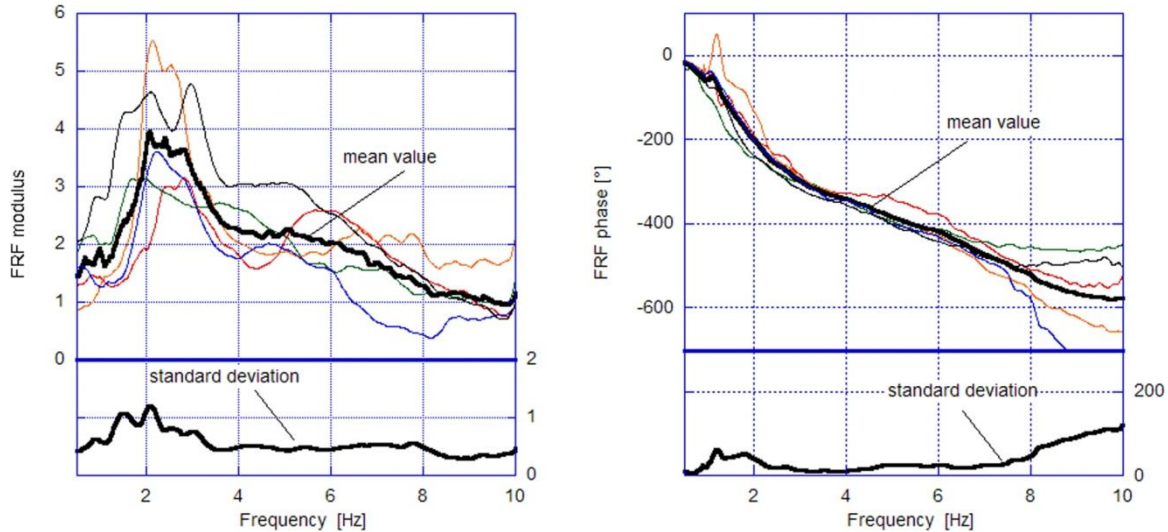


Fig. 3.5 FRF di movimento medie afferrando il manubrio con maggiore forza

In Fig. 3.5 sono rappresentati moduli e fasi medie dei 5 tester; si può osservare come il primo picco, che rappresenta la risonanza principale, e si trova ad una frequenza superiore ai 2 Hz in questo caso.

Con la forza di afferraggio incrementata l'ampiezza dal picco risulta diminuire del 15 % circa rispetto al caso in condizioni normali per 2 tester, mentre per i rimanenti non si notano variazioni rilevanti; tale fenomeno è in accordo con un aumento di rigidezza causato dalla contrattura volontaria dei muscoli delle braccia. Il grafico della fase mette in evidenza un valore

più contenuto alle basse frequenze rispetto al caso precedente.

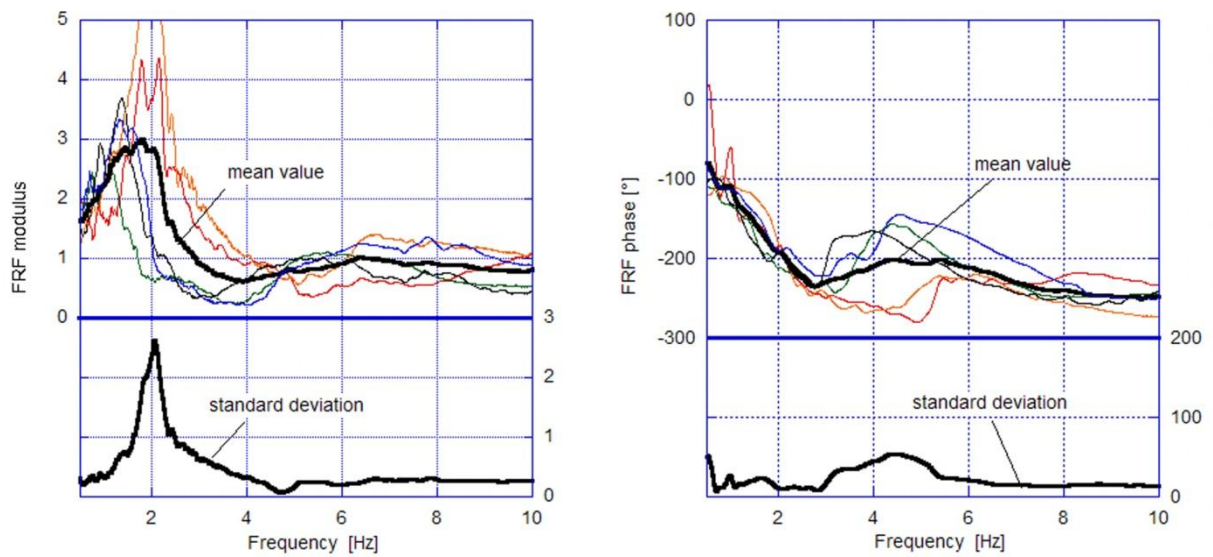


Fig. 3.6 FRF di coppia medie afferrando il manubrio con maggiore forza

In Fig. 3.6 sono riportate le FRF di coppia; in questo caso le differenze sono ancora più evidenti rispetto al caso precedente e sono caratterizzate da valori più elevati in tutto il campo di frequenze considerato.

Inoltre è presente un massimo a circa 2 Hz, in luogo del minimo delle stesse curve relative alla configurazione precedente.

### 3.2 Modelli biomeccanici di pilota al rollio

In questo paragrafo vengono descritti i modelli biomeccanici utilizzati per il fitting dei dati sperimentali. Le equazioni del moto sono state sviluppate con approccio di tipo Lagrangiano in ipotesi di piccole oscillazioni causate dalla rotazione di rollio del simulacro di motocicletta. Per il calcolo è stato utilizzato il software di algebra simbolica LiveMath.

#### 3.2.1 Modello ad 1 g.d.l.

Questo modello è dotato di un solo grado di libertà (movimento pilota) più la rotazione di rollio della motocicletta ed è una semplificazione del modello a rollio proposto in [10], riconducibile a quello illustrato in Fig. 3.7, con  $y_R=0$ .

La parte inferiore del corpo del pilota è assunta fissata al simulacro di motocicletta, mentre la parte superiore (composta da busto testa e braccia) è considerata come un unico corpo rigido, che può ruotare di un angolo  $\varphi_R$  relativo al simulacro di motociclo attorno ad un asse perpendicolare al busto del pilota, che è inclinato in avanti di un angolo  $\alpha$  rispetto all'orizzontale. Tale corpo è connesso al telaio mediante una coppia rotoidale, in corrispondenza della quale agiscono una molla ed uno smorzatore torsionale, indicati con  $k_\varphi$  e  $c_\varphi$  rispettivamente.

Questi ultimi rappresentano le proprietà di rigidità e smorzamento del bacino e delle braccia che sono assunte in parallelo.

Le velocità angolari di rollio del busto del pilota  $\dot{\varphi}_T$  e del simulacro di motocicletta  $\dot{\varphi}$  sono state misurate durante i test sperimentali grazie ai giometri. La velocità angolare del busto del pilota è fornita dalla seguente equazione:

$$\dot{\varphi}_T = \dot{\varphi}_R + \dot{\varphi} \cos(\alpha) \quad (3.1)$$

La FRF di movimento calcolata tra la velocità di rotazione assoluta del busto del pilota e quella imposta del simulacro di motocicletta assume la seguente forma:

$$FRF(\omega) = \frac{gh_{g2}m_2 + \omega^2 \left( (h_1h_{g2} + h_{g2}^2 \cos(\alpha))m_2 + J_{xx2} \cos(\alpha) \right)}{-\omega^2 (J_{xx2} + h_{g2}^2 m_2) - gh_{g2}m_2 (\cos(\alpha)) + k_\varphi + \omega c_\varphi i} + \cos(\alpha) \quad (3.2)$$

Dall'analisi dell'equazione (3.2) risulta che la FRF è caratterizzata da due poli e due zeri, mentre i parametri geometrici ed inerziali che compaiono in essa sono la massa della parte superiore del pilota  $m_2$ , relativo momento di inerzia baricentrico  $I_{g2}$ , mentre  $h_1$  e  $h_{g2}$  rappresentano l'altezza della coppia rotoidale e quella del centro di massa rispettivamente.

#### 3.2.2 Modello a 2 g.d.l.

Il modello a 2 g.d.l. è rappresentato in Fig. 3.7 e rispetto a quello ad 1 g.d.l. presenta un'ulteriore possibilità di movimento laterale del busto del pilota; esso è simile a quello presentato in [10] ma in questo caso non è presente la massa traslante relativa alla parte superiore del corpo.

Il movimento laterale  $y_R$  è collegato alla presenza di una molla e smorzatore lineare indicati con  $k_y$  e  $c_y$  rispettivamente.

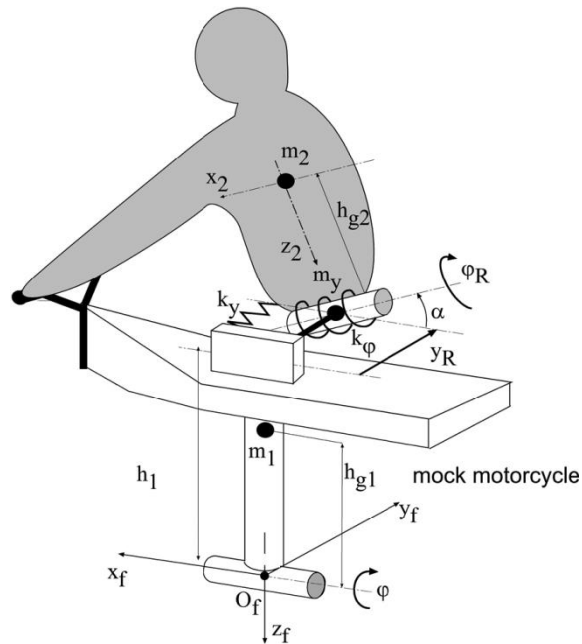


Fig. 3.7 Modello di pilota a 2 g.d.l.

La funzione di trasferimento in questo caso assume la seguente espressione:

$$FRF(\omega) = \frac{\omega^2 (\omega^2 h_1 m_2 + g m_2 + \omega^2 h_{g2} m_2 \cos(\alpha)) h_{g2} m_2}{(-\omega^2 J_{xx2} - \omega^2 h_{g2}^2 m_2 - g h_{g2} m_2 \cos(\alpha) + k_\phi + \omega c_\phi i) (-\omega^2 m_2 + k_y + \omega c_y i) - \omega^4 (h_{g2} m_2)^2} + \frac{(-\omega^2 m_2 + k_y + \omega c_y i) (\omega^2 h_{g2} h_1 m_2 + g h_{g2} m_2 + \omega^2 J_{xx2} \cos(\alpha) + \omega^2 h_{g2}^2 m_2 \cos(\alpha))}{(-\omega^2 J_{xx2} - \omega^2 h_{g2}^2 m_2 - g h_{g2} m_2 \cos(\alpha) + k_\phi + \omega c_\phi i) (-\omega^2 m_2 + k_y + \omega c_y i) - \omega^4 (h_{g2} m_2)^2} + \cos(\alpha) \quad (3.3)$$

### 3.2.3 Modello a 3 g.d.l.

Osservazioni sperimentali durante le prove hanno suggerito di non considerare il busto come un unico corpo rigido ma di aggiungere una possibilità di movimento relativa tra la sua parte superiore ed inferiore; inoltre l'andamento sperimentale della fase delle FRF di movimento, che assume valori molto elevati in valore assoluto, può essere spiegato con la presenza di più di due modi di vibrare.

Pertanto in questo modello proposto il busto del pilota viene diviso in due parti mediante una coppia rotoidale, introducendo una rotazione relativa ulteriore indicata con  $\psi_R$ , come visibile in Fig. 3.8 A; alla rotazione aggiuntiva introdotta sono correlate una molla ed uno smorzatore torsionali, indicati con  $k_\psi$  e  $c_\psi$  rispettivamente.

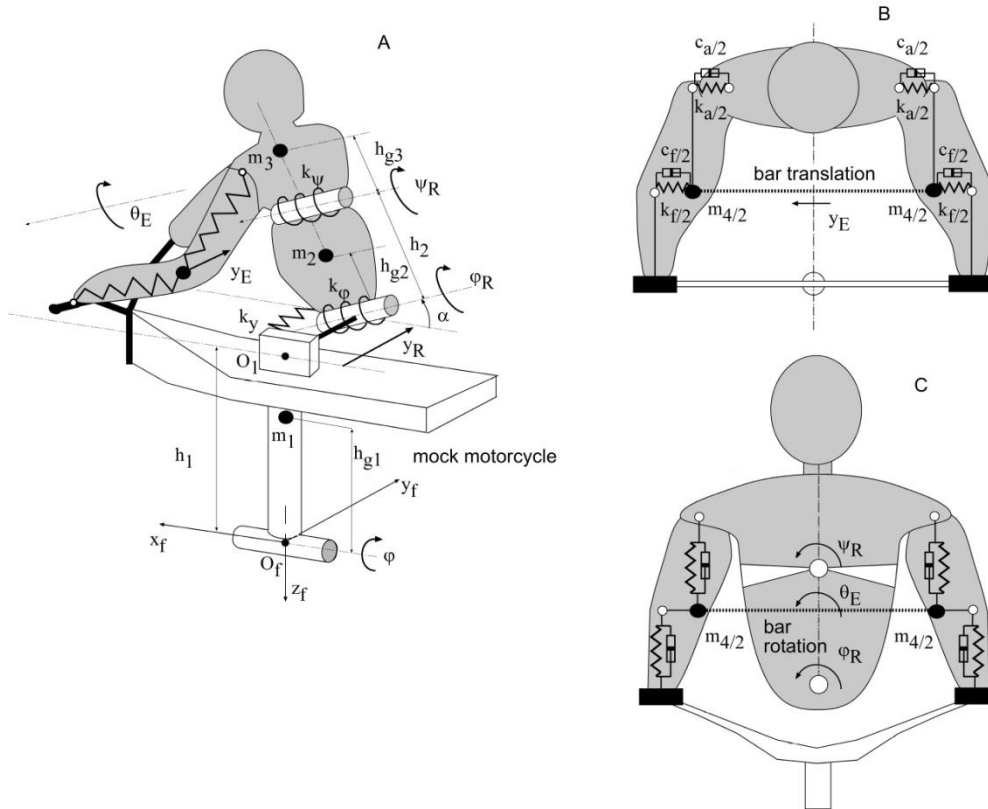


Fig. 3.8 Modelli di pilota a 3 e 5 g.d.l.

Per l'attribuzione delle caratteristiche inerziali del busto del pilota si è suddivisa la massa in due parti uguali ponendo  $m_2=m_3$  e la posizione della coppia rotoidale aggiuntiva è stata fissata in corrispondenza del centro di massa dell'intero busto.

Le equazioni del moto del sistema considerato possono essere scritte come segue:

$$[M] \begin{Bmatrix} \ddot{\psi}_R \\ \ddot{\phi}_R \\ \ddot{y}_R \end{Bmatrix} + [C] \begin{Bmatrix} \dot{\psi}_R \\ \dot{\phi}_R \\ \dot{y}_R \end{Bmatrix} + [K] \begin{Bmatrix} \psi_R \\ \phi_R \\ y_R \end{Bmatrix} = \{V\} \quad (3.4)$$

in cui  $[M], [C], [K]$  sono le matrici di massa, smorzamento e rigidezza del sistema e  $\{V\}$  rappresenta il vettore forzante che dipende dal rollio del simulacro di motociclo.

La velocità angolare assoluta della parte superiore del busto di pilota, che corrisponde a quella misurata sperimentalmente risulta:

$$\dot{\psi}_T = \dot{\phi}_R + \dot{\psi}_R + \dot{\phi} \cos(\alpha) \quad (3.5)$$

La FRF di movimento del sistema è costituita da 5 zeri e 6 poli.

### 3.2.4 Modello a 5 g.d.l.

Da osservazioni sperimentali e dall'analisi di video delle prove si è ritenuto necessario implementare un modello più dettagliato per tenere conto delle braccia del pilota, invece di considerare quest'ultime semplici elementi dotati di rigidezza e smorzamento che connettono il busto con il manubrio del veicolo.

Per questo motivo, partendo dal modello a 3 g.d.l. precedentemente descritto è stato sviluppato un modello di pilota più complesso dotato di braccia, rappresentato in Fig. 3.8.

Le proprietà inerziali delle braccia sono rappresentate da due masse concentrate collocate in corrispondenza dei gomiti, e la loro massa totale è pari a  $m_4$ , mentre le parti inferiore e superiore delle braccia sono rappresentate da molle e smorzatori.

Tale sistema è caratterizzato da 9 g.d.l., ma tale numero può essere ridotto considerando solo i movimenti principali delle braccia, valutati mediante osservazione di video delle prove sperimentali.

I principali movimenti sono una traslazione laterale con i gomiti che si muovono in fase tra di loro e una torsione delle braccia con i gomiti che si muovono in opposizione di fase tra di loro.

Il modello pertanto può essere semplificato considerando i gomiti connessi da un'asta priva di massa che può traslare lateralmente e ruotare attorno ad un asse parallelo a quello di rollio.

Le rigidità e gli smorzamenti lineari aggiunti al modello sono  $k_a, c_a$  relativi alla traslazione della parte superiore delle braccia,  $k_f, c_f$  per la traslazione degli avambracci ed il grado di libertà associato è indicato con  $y_E$  che rappresenta la traslazione laterale dei gomiti (Fig. 3.8 B).

Per quanto riguarda la torsione dell'asta che connette i gomiti, indicata con  $\theta_E$  (relativa al rollio del simulacro di motociclo) la rigidità e lo smorzamento sono  $k_{\theta_f}, c_{\theta_f}$ .

Le equazioni del moto del sistema assumono la forma seguente:

$$[M] \begin{Bmatrix} \ddot{\theta}_E \\ \ddot{\psi}_R \\ \ddot{\phi}_R \\ \ddot{y}_R \\ \ddot{y}_E \end{Bmatrix} + [C] \begin{Bmatrix} \dot{\theta}_E \\ \dot{\psi}_R \\ \dot{\phi}_R \\ \dot{y}_R \\ \dot{y}_E \end{Bmatrix} + [K] \begin{Bmatrix} \theta_E \\ \psi_R \\ \phi_R \\ y_R \\ y_E \end{Bmatrix} = \{V\} \quad (3.6)$$

Dall'analisi delle matrici del sistema risulta che i gradi di libertà relativi alle coordinate  $y_E$  e  $\theta_E$  sono accoppiati a quelli del busto solo tramite le matrici di rigidità e smorzamento.

La coppia generata dalle braccia sul manubrio risulta:

$$M_{hb0} = (k_f + c_f i \omega) h_{hb} y_{E0} + (k_{\theta_f} + c_{\theta_f} i \omega) \theta_{E0} \cos(\alpha) \quad (3.7)$$

In cui si fa riferimento alle ampiezze complesse delle grandezze considerate.

Il primo termine tiene conto della forza laterale generata dal grado di libertà di traslazione delle braccia, mentre il secondo è causato dalla rotazione di torsione applicata dagli avambracci sul manubrio.

### 3.3 Risultati dell'identificazione biomeccanica

#### 3.3.1 Metodologia di fitting dei risultati sperimentali

Le caratteristiche inerziali e di massa dei vari segmenti che compongono il corpo sono state calcolate a partire dai risultati di Dempster, presentati in [13], che sono in accordo con quanto presentato da Hanavan [14] e Damavandi [17].

Per il calcolo della posizione del centro di massa del busto del pilota ed i relativi momenti di inerzia è stato sviluppato uno specifico modello geometrico (visibile in Fig. 3.9) implementato in un codice di calcolo tenendo conto dei contributi forniti da busto, testa e braccia.

Data la posizione di spalle, gomiti, braccia e sella, che consentono di definire la postura del pilota, è possibile calcolare i parametri inerziali e geometrici da inserire nei modelli biomeccanici.

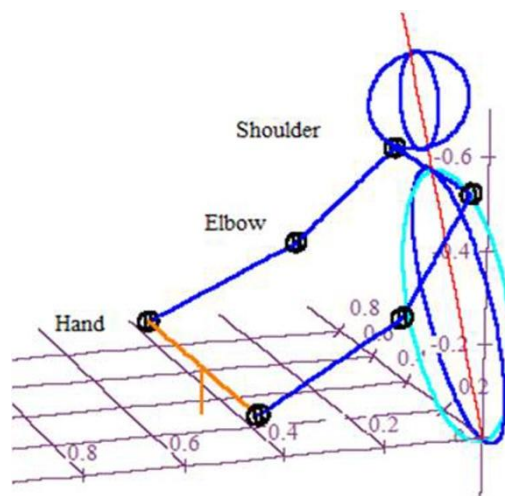


Fig. 3.9 Modello per il calcolo delle proprietà inerziali del pilota

Una volta assegnate le proprietà inerziali e geometriche dei vari modelli di pilota considerati le rigidità e gli smorzamenti sono stati trovati tramite una procedura di ottimizzazione sviluppata con il software MATLAB, ed in particolare utilizzando la funzione "lsqcurvefit".

La funzione obiettivo, che deve essere minimizzata dall' algoritmo, è composta da due termini, il primo dei quali relativo alla FRF di movimento ( $FRF$ ) ed il secondo a quella di coppia ( $FRF_\tau$ ), secondo la relazione:

$$P(x) = w_m P_m(x) + w_\tau P_\tau(x) \quad (3.8)$$

In cui i pesi  $w_m$  e  $w_\tau$  sono utilizzati per modulare l'importanza dei due termini, e  $x$  è il vettore dei parametri di rigidità e smorzamento del sistema, oggetto dell'ottimizzazione.

I due termini della funzione penalità in equazione (3.8) sono forniti dalle seguenti relazioni:

$$P_m(x) = \sum_{i=1}^n \left( \left| FRF^m(f_i) \right| - \left| FRF(f_i, x) \right| \right)^2 + w_{m\phi} \sum_{i=1}^n \left( \angle FRF^m(f_i) - \angle FRF(f_i, x) \right)^2 \quad (3.9)$$

$$P_{\tau}(x) = \sum_{i=1}^n \left( \left| FRF_{\tau}^m(f_i) \right| - \left| FRF_{\tau}(f_i, x) \right| \right)^2 + w_{\tau\varphi} \sum_{i=1}^n \left( \angle FRF_{\tau}^m(f_i) - \angle FRF_{\tau}(f_i, x) \right)^2$$

Dove  $FRF^m(f_i)$ ,  $FRF_{\tau}^m(f_i)$  fanno riferimento alla FRF sperimentali di movimento e coppia ad una data frequenza  $f_i$  rispettivamente, mentre  $FRF(f_i, x)$  e  $FRF_{\tau}(f_i, x)$  sono le FRF di movimento e coppia teoriche (calcolate dai modelli) ad una determinata frequenza  $f_i$ , e funzione del vettore di rigidezze e smorzamenti incogniti.

Dalle relazioni (3.9) è evidente l'utilizzo come funzione obiettivo della somma dell'errore al quadrato delle FRF in termini di modulo e fase, mentre i pesi  $w_{m\varphi}$  e  $w_{\tau\varphi}$  sono utilizzati per modulare l'importanza dei vari termini.

Quando si utilizzano i modelli ad 1,2 e 3 g.d.l. il peso  $w_{\tau}$  è stato posto pari a zero, mentre risulta diverso da zero nel modello a 5 g.d.l.

Per valutare la qualità del fitting sono stati definiti degli errori in termini di modulo e fase come segue:

$$e_m = \frac{\sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left( \left| FRF^m(f_i) \right| - \left| FRF(f_i, x) \right| \right)^2}}{\sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left( \left| FRF^m(f_i) \right| \right)^2}} \quad (3.10)$$

$$e_{\varphi} = \frac{\sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left( \angle FRF^m(f_i) - \angle FRF(f_i, x) \right)^2}}{\sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left( \angle FRF^m(f_i) \right)^2}} \quad (3.11)$$

Poiché la finalità di questa ricerca è la definizione di un modello di pilota al rollio che rappresenti tutta l'intera popolazione la procedura di fitting è stata svolta sulla media dei 5 tester delle FRF sperimentali, definendo in questo modo un tester medio.

Le caratteristiche inerziali del tester medio sono state definite a partire dal peso medio e dalle posizioni medie di spalle e gomiti dei 5 tester che hanno partecipato alle prove.

### 3.3.2 Risultati del fitting in condizioni di riferimento

I risultati ottenuti dalla procedura di fitting dei dati sperimentali, con i modelli descritti nel paragrafo 3.2 sono riportati in Fig. 3.10 (FRF di movimento: modulo e fase).

Se si considera il modello ad 1 g.d.l. i parametri incogniti oggetto dell'ottimizzazione sono  $k_{\varphi}$  e  $c_{\varphi}$ ; come si può osservare in figura il modello ad 1 g.d.l. riproduce discretamente l'andamento del modulo sperimentale nell'intervallo di frequenze tra 0.5 e 3 Hz, che include il principale picco di risonanza, mentre oltre i 3 Hz le due curve si discostano in modo significativo, e quella teorica assume valore finito per frequenze molto elevate, mentre quella sperimentale tende a zero. In termini di fase della FRF di movimento il modello ad 1 g.d.l. presenta notevoli errori in tutto il

range di frequenze considerato invece.

Procedendo con il modello a 2 g.d.l. i parametri oggetto dell'ottimizzazione sono  $k_\phi$ ,  $c_\phi$ ,  $k_y$  e  $c_y$ , mentre le proprietà inerziali sono le stesse considerate per il modello ad 1 g.d.l.

I risultati ottenuti con il modello a 2 g.d.l. mostrano un discreto fitting del modulo in tutto il range di frequenze considerate, mentre il fitting della fase è sufficiente a basse frequenze, mentre ad alte frequenze presenta un errore di circa 150°; i risultati presentati sono stati ottenuti fissando  $w_{m\phi}$  pari a 0.25, valore con cui sono stati ottenuti i migliori risultati in termini globali.

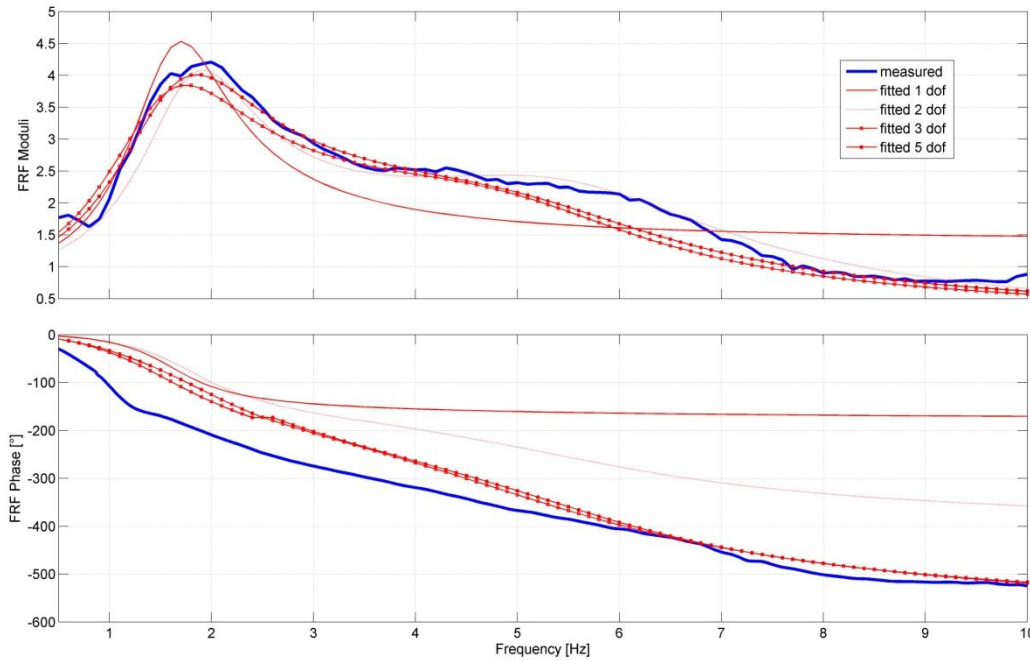


Fig. 3.10 Risultati del fitting: FRF di movimento

Il modello a 3 g.d.l. è caratterizzato da 6 parametri oggetto di ottimizzazione, cioè  $k_\psi$ ,  $c_\psi$ ,  $k_\phi$ ,  $c_\phi$ ,  $k_y$  e  $c_y$ . I risultati ottenuti con quest'ultimo, come si può vedere in Fig. 3.10, sono buoni in termini di modulo che risulta ben approssimato (tanto quanto il modello a 2 g.d.l.) e un fitting della fase discreto, che presenta il maggiore scostamento dalla curva sperimentale soprattutto nell'intervallo di frequenze da 0.5 a 3.5 Hz; inoltre in questo caso non è presente un errore ad alte frequenze, tipico dei modelli con un numero inferiore di g.d.l.

I risultati presentati sono stati ottenuti fissando  $w_{m\phi}$  pari a 0.25, valore con cui sono stati ottenuti i migliori risultati in termini globali (modulo e fase).

Pertanto è evidente che l'introduzione di un ulteriore g.d.l. nel modello di pilota rende possibile ottenere un buon fitting sia in termini di modulo che di fase della FRF di movimento.

Le differenze riscontrate in termini di fase alle basse frequenze potrebbero essere dovute ai riflessi volontari, infatti questo fenomeno risulta potenzialmente rilevante nel caso di prove a moto imposto di rollio poiché l'equilibrio del pilota è influenzato dalla presenza della gravità.

Infine si è eseguito il fitting sulle FRF di movimento e di coppia insieme con il modello a 5 g.d.l., usando la funzione penalità introdotta nelle equazioni (3.8) e (3.9); in questo caso i parametri oggetto dell'ottimizzazione sono 14:  $k_\psi, c_\psi, k_\phi, c_\phi, k_y, c_y, k_a, c_a, k_f, c_f, k_{\theta a}, c_{\theta a}, k_{\theta f}$  e  $c_{\theta f}$ .

I risultati ottenuti in termini di FRF di movimento sono buoni e piuttosto simili a quelli ottenuti con il modello a 3 g.d.l., come ci si aspetta, poiché il modello a 5 g.d.l. è basato su quello a 3 g.d.l.

In Fig. 3.11 sono riportati i risultati del fitting per quanto riguarda la FRF di coppia ottenuta con il modello a 5 g.d.l.; come si può osservare il fitting è buono nell'intervallo di frequenza da 2 a 8 Hz per quanto riguarda il modulo, che include il primo minimo, il massimo ed il secondo minimo. Alle basse frequenze invece la FRF di coppia misurata assume dei valori piuttosto elevati, mentre quella teorica si discosta sensibilmente; probabilmente il controllo volontario, maggiormente influente alle basse frequenze influenza in modo consistente i dati sperimentali.

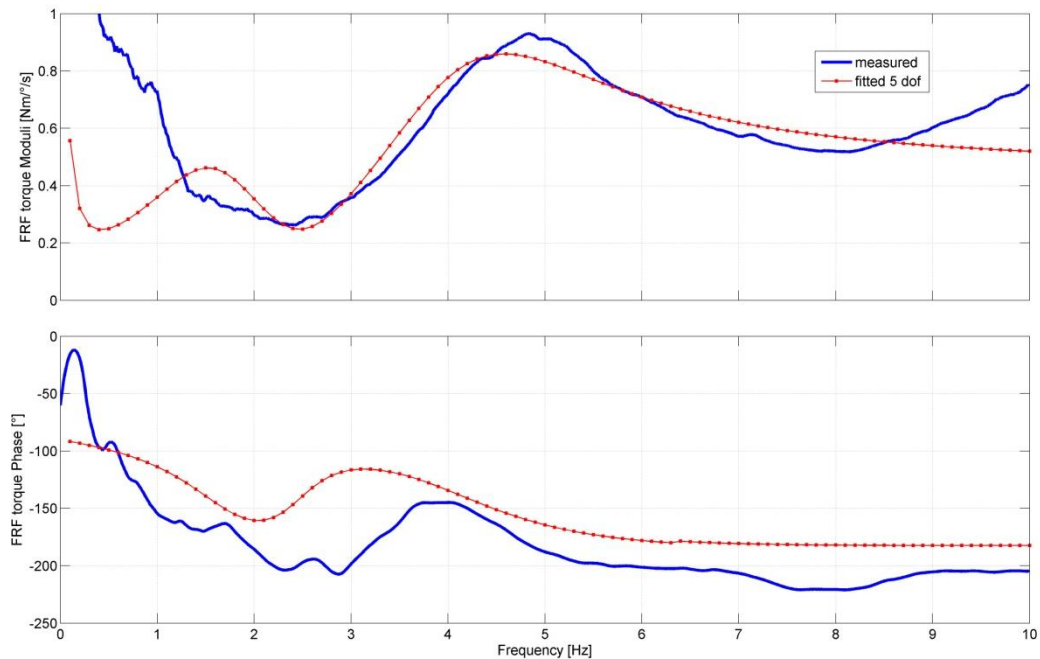


Fig. 3.11 Risultati del fitting: FRF di coppia

I risultati in termini di fase della FRF di coppia sono invece discreti in tutto il range di frequenze considerato e le principali differenze si riscontrano nell'intervallo di frequenze tra 2 e 3 Hz.

La Tabella 3.1 riporta i risultati della procedura di fitting applicata ai vari modelli considerati includendo gli errori in termini di modulo e fase ed i parametri inerziali fissati.

Per i modelli ad 1 e 2 g.d.l. sono stati ricavati valori simili di rigidità e smorzamento alla rotazione di rollio  $k_\phi$  e  $c_\phi$ .

I parametri geometrici  $h_1 = 0.82 \text{ m}$ ,  $l_E = 0.235 \text{ m}$ ,  $\alpha = -0.24 \text{ rad}$ ,  $h_{hb} = 0.23 \text{ m}$ ,  $h_{hb} = 0.23 \text{ m}$  sono stati fissati.

Modello	condizioni di riferimento				condizioni contratte			
	1 g.d.l.	2 g.d.l.	3 g.d.l.	5 g.d.l.	1 g.d.l.	2 g.d.l.	3 g.d.l.	5 g.d.l.
$m_2$ [kg]	47.05	47.05	23.52	21.325	47.05	47.05	23.525	21.325
$h_{g2}$ [m]	0.32	0.32	0.16	0.16	0.32	0.32	0.16	0.16
$J_{xx2}$ [kgm <sup>2</sup> ]	2.94	2.94	0.867	0.68	2.94	2.94	0.867	0.68
$k_\varphi$ [Nm/rad]	1289	1335	859.81	874.90	1523	1648	861	861.11
$c_\varphi$ [Nms/rad]	60.94	78.64	105.54	105.83	64.29	89.75	142.64	103.39
$k_y$ [N/m]	-	21886	10104.6	10782	-	25001	11438	11088
$c_y$ [Ns/m]	-	60.19	10.00	8	-	150	10.4	7.2
$h_2$ [m]	-	-	0.32	0.32	-	-	0.32	0.32
$h_{g3}$ [m]	-	-	0.16	0.16	-	-	0.16	0.16
$m_3$ [kg]	-	-	23.52	21.325	-	-	23.525	21.325
$J_{xx3}$ [kgm <sup>2</sup> ]	-	-	0.867	0.68	-	-	0.867	0.68
$k_\psi$ [Nm/rad]	-	-	1556.48	1663.6	-	-	1574.6	1457.1
$c_\psi$ [Nms/rad]	-	-	0.01	0.008	-	-	0.03	0.033
$m_4$ [kg]	-	-	-	4.4	-	-	-	4.4
$J_{xx4}$ [kgm <sup>2</sup> ]	-	-	-	0.37	-	-	-	0.37
$k_{\theta a}$ [Nm/rad]	-	-	-	14.104	-	-	-	314.17
$c_{\theta a}$ [Nms/rad]	-	-	-	0.16	-	-	-	9.2135
$k_{\theta f}$ [Nm/rad]	-	-	-	134.45	-	-	-	715.08
$c_{\theta f}$ [Nms/rad]	-	-	-	11.834	-	-	-	1.64
$k_a$ [N/m]	-	-	-	269.31	-	-	-	1002.1
$c_a$ [Ns/m]	-	-	-	0.16	-	-	-	40.300
$k_f$ [N/m]	-	-	-	2875.6	-	-	-	4015.66
$c_f$ [Ns/m]	-	-	-	69.192	-	-	-	12.747
$e_m$	0.2088	0.0743	0.1113	0.0791	0.1824	0.0901	0.114	0.1276
$e_\varphi$	0.6098	0.3597	0.1281	0.1471	0.6318	0.4058	0.1307	0.1602

Tabella 3.1 Parametri calcolati ed identificati mediante fitting

L'identificazione con il modello a 3 g.d.l. la rigidezza  $k_\varphi$  diminuisce mentre lo smorzamento corrispondente  $c_\varphi$  aumenta; il terzo grado di libertà ha una influenza considerevole sulla rigidezza e smorzamento laterale  $k_y$  e  $c_y$  che decrescono in modo netto.

Per quanto riguarda il modello a 5 g.d.l. i valori relativi alla rigidezza e smorzamento del tronco sono simili a quelli ottenuti con il modello a 3 g.d.l.

### 3.3.3 Risultati del fitting in condizioni contratte

L'andamento della FRF di movimento misurata in condizioni contratte del rider è simile a quella misurata in condizioni di riferimento, ma è evidente uno spostamento del principale picco di risonanza verso frequenze più elevate, e pertanto il fitting dovrà essere in grado di riprodurre tale fenomeno sperimentale.

I risultati del fitting della FRF di movimento sono rappresentati in Fig. 3.12.

Limitatamente alla FRF di movimento, per i modelli ad 1 g.d.l. e 2 g.d.l. si possono trarre delle conclusioni simili a quelle del caso di condizioni di riferimento, mentre il modello a 3 g.d.l.

fornisce un risultato migliore in termini di fase.

Tutti i modelli considerati riescono a riprodurre lo spostamento verso alte frequenze del principale picco di risonanza causate dall'incremento della tensione muscolare del tester.

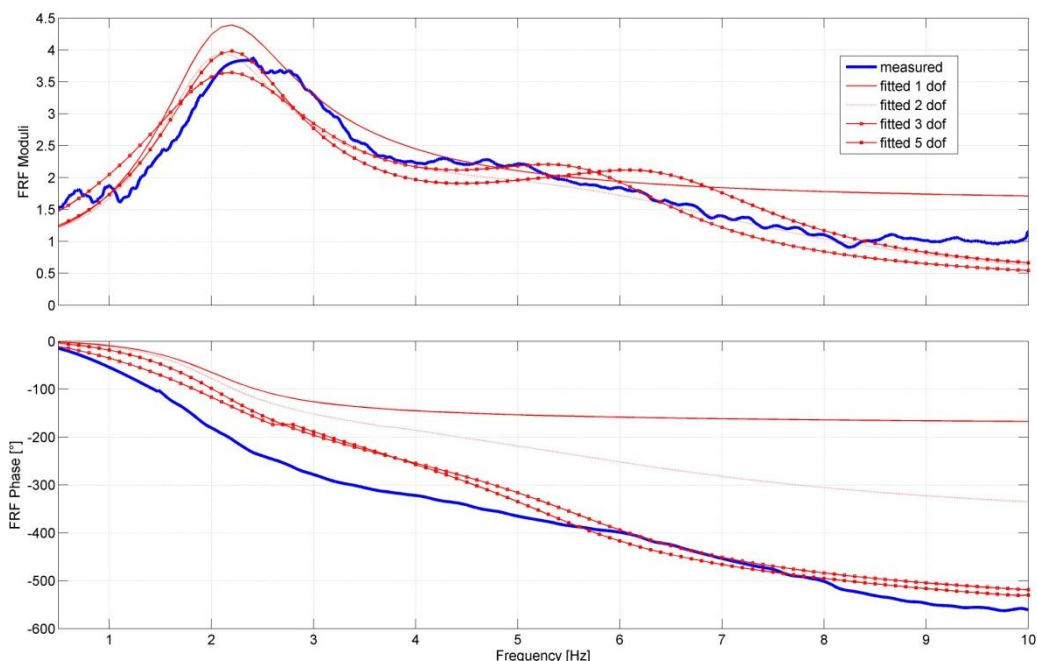


Fig. 3.12 Risultati del fitting in condizioni contratte: FRF di movimento

Il modello a 5 g.d.l. anche in questo caso consente di ottenere buoni risultati sia per quanto riguarda la FRF di movimento che quella di coppia, come visibile in Fig. 3.13.

L'analisi dei parametri oggetto dell'ottimizzazione, riportati in Tabella 3.1 mostrano un comportamento molto diverso del corpo del pilota in questa condizione; molti dei parametri del tronco non variano molto, mentre i parametri di rigidità delle braccia aumentano considerevolmente, come atteso.

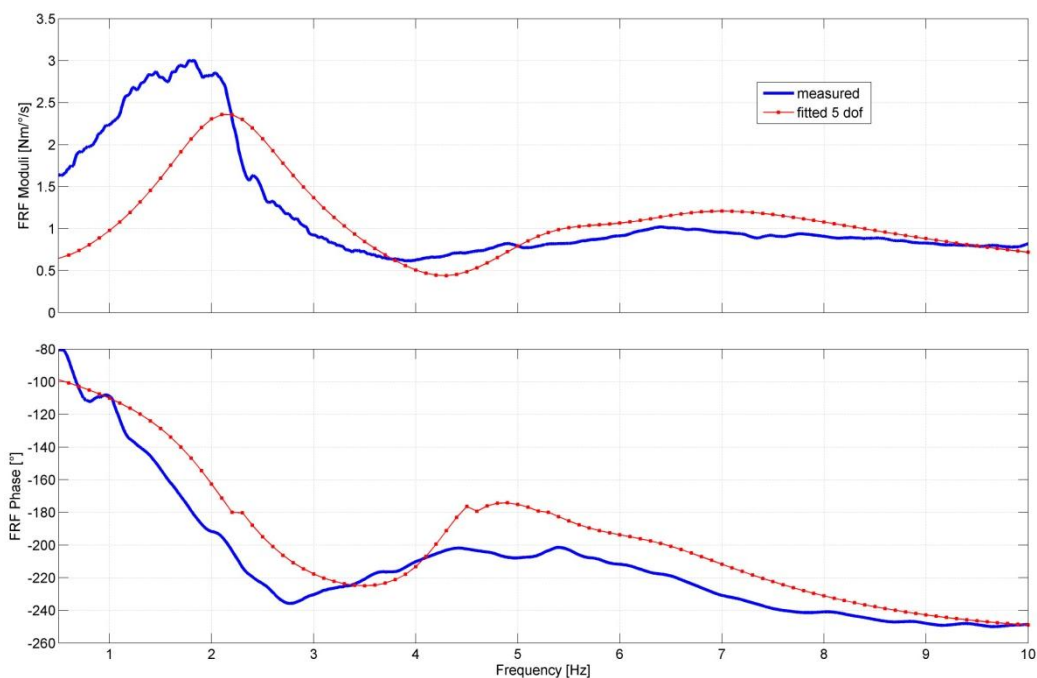


Fig. 3.13 Risultati del fitting in condizioni contratte: FRF di coppia

Concludendo sono stati utilizzati svariati modelli di pilota per eseguire il fitting delle FRF sperimentali con moto imposto di rollio.

Il modello ad 1 g.d.l. è molto semplice, richiede la conoscenza delle proprietà inerziali di busto, testa e braccia del pilota, ed è in grado di fittare il modulo della FRF di movimento misurata nell'intervallo di frequenze del maggiore picco di risonanza.

Il modello a 2 g.d.l. richiede le medesime conoscenze per quanto riguarda le proprietà inerziali del modello ad 1 g.d.l., ed in accordo con il modulo della FRF di movimento fino a 10 Hz, mentre il modello a 3 g.d.l. risulta è in grado di approssimare i dati sperimentali in termini di modulo e fase in tutto il range di frequenze considerato.

Infine il modello a 5 g.d.l., che necessita della conoscenza dei parametri inerziali delle braccia è in grado di approssimare sia la FRF di movimento che quella di coppia.

## **4 RISPOSTA PASSIVA DEL PILOTA AL MOTO DI IMBARDATA IMPOSTO**

In questo capitolo vengono descritti i risultati delle prove effettuate con moto di imbardata imposto, in modo simile a quanto esposto nel capitolo precedente per le prove di rollio.

Per l'attrezzatura di prova utilizzata, l'acquisizione dati e le modalità di prova si faccia riferimento al paragrafo 2.2.

In primo luogo sono presentati i risultati sperimentali ottenuti su un campione di 5 tester di differente corporatura ed esperienza di guida.

Analogamente alla metodologia utilizzata per il rollio i dati acquisiti nel dominio del tempo sono stati poi analizzati in termini di frequenza calcolando le FRF tra il moto imposto di imbardata del simulacro di motocicletta e le grandezze relative al corpo del pilota, in particolare velocità angolare di imbardata del corpo del pilota e coppia di reazione al manubrio.

Le FRF di movimento sono definite come il rapporto tra la velocità angolare del torso del pilota (vedere Fig. 2.3), e la velocità angolare di rollio del simulacro di motocicletta, e pertanto sono adimensionali.

Le FRF di coppia sono definite come il rapporto tra la coppia di reazione al manubrio e la velocità di rollio del simulacro di motocicletta. e sono espresse in  $Nms/^\circ$ .

Anche in questo caso le FRF misurate infatti sono state in un secondo momento utilizzate per l'identificazione di parametri biomeccanici a parametri concentrati, che sono adatti ad essere integrati con modelli multibody di motocicletta.

La procedura per l'identificazione dei parametri biomeccanici è simile a quella descritta al paragrafo precedente per quanto riguarda le prove a moto di rollio imposto ed è descritta successivamente in questo capitolo.

I risultati ottenuti sono stati in seguito pubblicati in [31].

## 4.1 Risultati sperimentali

L'attrezzatura di prova utilizzata per questa serie di prove è quella riportata in Fig. 2.5 e Fig. 2.6, in cui è visibile l'attuatore idraulico di comando, il simulacro di motocicletta ed il sistema di misura utilizzato, composto da due girometri per le velocità angolari del simulacro di motociclo e busto del pilota ed un torsiometro che misura la coppia di reazione del pilota sul manubrio lungo un asse verticale, parallelo a quello di imbardata.

La legge di comando dell'attuatore idraulico e l'intervallo di frequenze di eccitazione sono simili a quelle utilizzate durante le prove di rollio descritte nel capitolo precedente, cioè uno sweep sinusoidale modulato sia in ampiezza che in frequenza.

L'ampiezza iniziale di spostamento in questo caso è stata fissata pari a 4 mm, che corrispondono a  $1.6^\circ$  in termini di angolo di imbardata.

Il campione di tester è formato anche in questo caso da 5 persone, e prima delle prove è stato indicato ai tester stessi di mantenere una postura più naturale possibile, evitando per quanto possibile di applicare azioni di controllo volontarie, in modo da rendere il comportamento totalmente passivo.

Data l'interazione del pilota con il manubrio tipica dei veicoli a due ruote si è scelto di eseguire le prove anche senza mani sul manubrio, in modo da potere meglio valutare e comprendere le differenze che ciò comporta.

### 4.1.1 Prove in condizioni di riferimento

Innanzitutto, data la complessità del sistema uomo veicolo è stata valutata la ripetibilità delle prove sperimentali effettuate in termini di funzioni di trasferimento.

La Fig. 4.1 mostra la ripetibilità del modulo e della fase delle FRF di movimento di un tester nelle stesse condizioni di prova, in termini di valore medio e deviazione standard; è evidente che la ripetibilità risulta buona in tutto l'intervallo di frequenze considerato.

Poiché per ciascun tester la ripetibilità risulta discreta nella successiva trattazione si considererà per ogni tester solo il valore medio di diverse FRF misurate in prove svolte nella stessa considerazione.

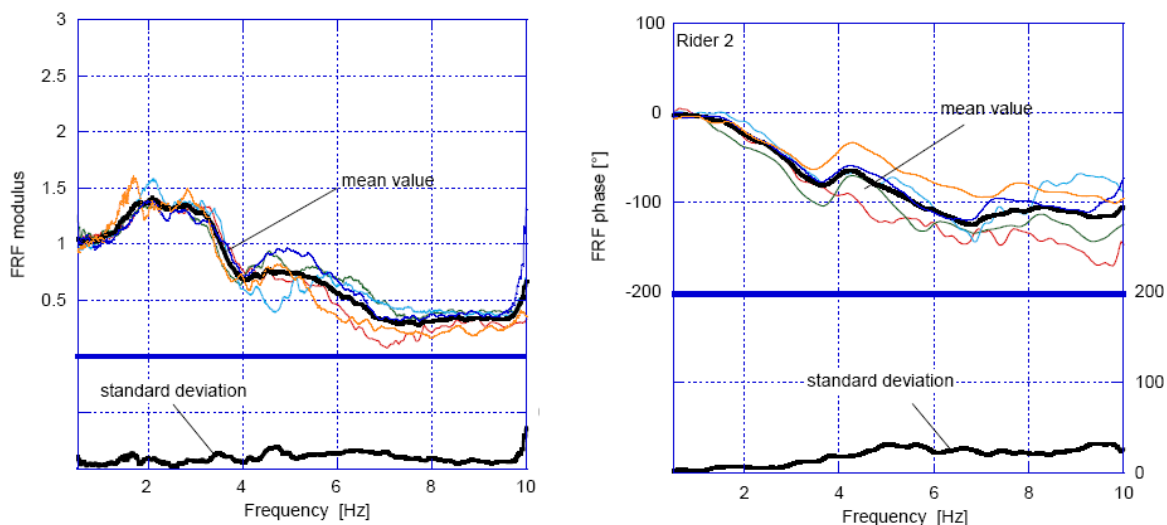


Fig. 4.1 Ripetibilità della FRF di movimento per un tester

In Fig. 4.2 sono riportati i risultati delle prove realizzate con le mani sul manubrio per i 5 tester

partecipanti; a frequenze molto basse, cioè minori di 1 Hz si può osservare che il valore assunto dal modulo della FRF di movimento è prossimo all'unità, mentre la fase si attesta a circa  $0^\circ$ , e ciò significa che il pilota si muove in modo solidale al simulacro di motociclo, cioè come se fossero un unico corpo rigido.

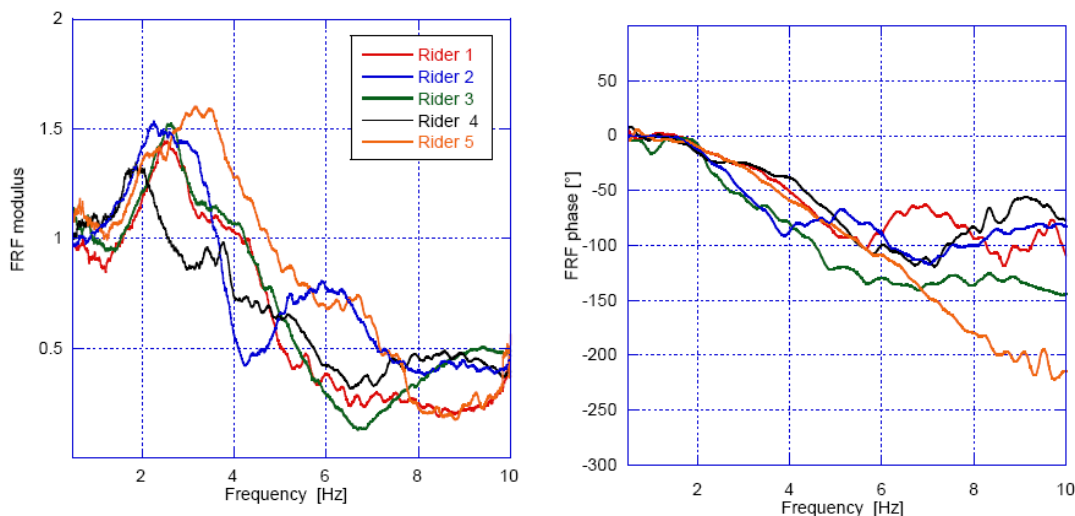


Fig. 4.2 Risultati sperimentali delle prove a moto imposto di imbardata: mani sul manubrio

All'aumentare della frequenza, a 2 Hz circa, l'ampiezza della risposta aumenta in modo evidente, mostrando un primo picco di risonanza per tutti i tester, in un intervallo di frequenze che va da 2 a 3 Hz; il modulo mantiene valori elevati fino a 4 Hz circa e poi decresce lentamente fino alle frequenze più alte, mentre due tester presentano un incremento del modulo a circa 6 Hz, possibile frequenza del secondo picco di risonanza.

La fase diminuisce in modo monotono fino a 6 Hz circa, e poi assume un andamento asintotico attestandosi ad un valore compreso tra  $-100$  e  $-200^\circ$  a seconda del tester; l'andamento delle FRF riportate in Fig. 4.2 sono in accordo con quelle riportate in [10], che mostrano elevati valori del modulo tra 2 e 5 Hz.

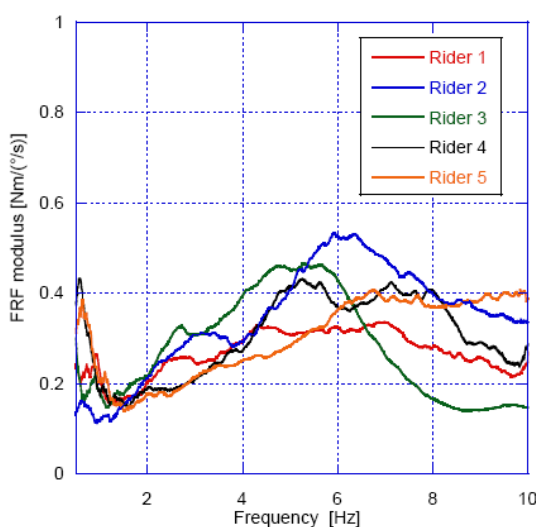


Fig. 4.3 FRF di coppia sperimentali: mani sul manubrio

La Fig. 4.3 rappresenta le FRF di coppia sperimentali, che sono definite come il rapporto tra la

coppia esercitata dal pilota sul manubrio e la velocità di imbardata del simulacro di motociclo ed è utile per confrontare il comportamento tra le due diverse condizioni di prova considerate. Per tutti i tester il modulo della FRF di coppia mostra un minimo a circa 1.5 Hz e valori elevati nell'intervallo di frequenze tra 4 e 8 Hz.

#### 4.1.2 Prove senza mani sul manubrio

Queste prove sono state eseguite con i tester senza mani sul manubrio, con le braccia conserte e con posizione del busto verticale; i risultati ottenuti sono riportati in Fig. 4.4.

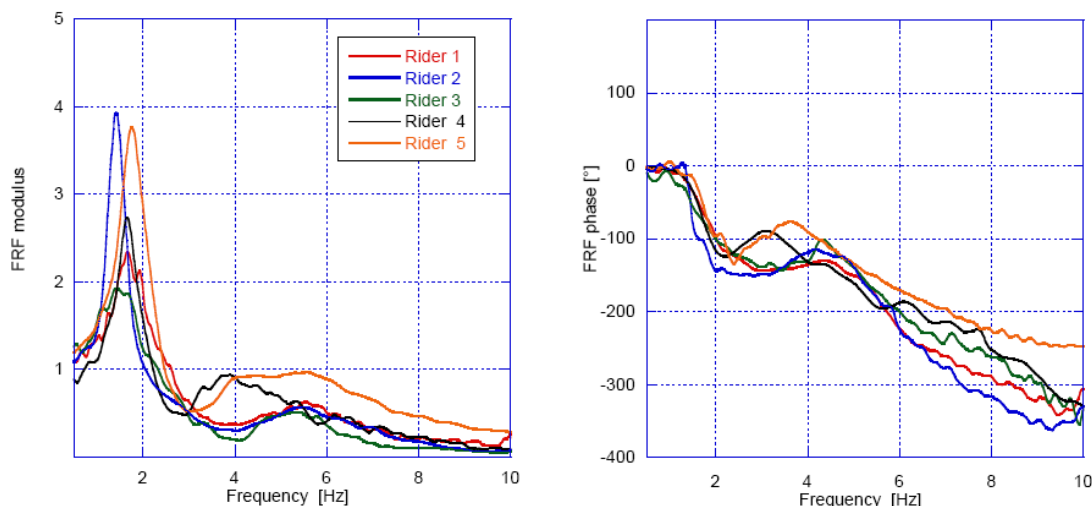


Fig. 4.4 Risultati sperimentali delle prove a moto imposto di imbardata: mani sollevate

Anche in questo caso, come nella condizione di riferimento, con mani sul manubrio, a frequenze molto basse il pilota si muove insieme alla motocicletta (fase assume il valore  $0^\circ$ ).

Si può poi riscontrare all'aumentare della frequenza un netto incremento del valore del modulo che assume un massimo in corrispondenza del primo picco di risonanza ad una frequenza compresa tra 1.5 e 2 Hz, mentre la fase presenta nello stesso intervallo di frequenza una caduta netta di circa  $150^\circ$ .

A frequenze più elevate il modulo è caratterizzato da un secondo massimo a circa 5 Hz, mentre la fase aumenta prima del secondo picco per poi decrescere ancora.

In ottica di interpretazione dal punto di vista di modelli biomeccanici è opportuno osservare che un modello ad 1 g.d.l. del corpo del pilota è sufficiente solo per approssimare la zona a basse frequenze e il principale picco di risonanza, pertanto sarà necessario un modello più complesso per approssimare bene i dati sperimentali in tutto il campo di frequenze considerato.

Le frequenze tipiche di risonanza trovate in questo lavoro sono in accordo con quanto presentato in [10], dove il primo picco era posto a circa 2 Hz, mentre il secondo nell'intervallo tra 3 e 5 Hz.

Il confronto con i risultati ottenuti dalle prove con mani sul manubrio riportati in Fig. 4.2 e quelli senza mani di Fig. 4.4 mettono in evidenza la maggiore dispersione delle prove effettuate con le mani sul manubrio, e ciò può essere correlato al maggiore numero di punti di contatto tra il simulacro di motocicletta e il corpo del pilota e da una maggiore influenza della postura del pilota stesso.

Tale dispersione riscontrata per le FRF di movimento viene infatti confermata dalla Fig. 4.3, in cui si possono osservare notevoli differenze tra i vari tester partecipanti alle prove.

## 4.2 Procedura di identificazione biomeccanica

In questo paragrafo vengono descritti i modelli biomeccanici utilizzati per il fitting dei dati sperimentali. Le equazioni del moto sono state sviluppate con approccio di tipo Lagrangiano in ipotesi di piccole oscillazioni causate dalla rotazione di imbardata del simulacro di motocicletta. Per il calcolo è stato utilizzato il software di calcolo simbolico LiveMath.

### 4.2.1 Modelli biomeccanici di imbardata

#### 4.2.2 Modello ad 1 g.d.l.

Parallelamente a quanto svolto per il moto imposto di rollio, il più semplice modello utilizzabile è ad 1 g.d.l. ed è rappresentato in Fig. 4.5.

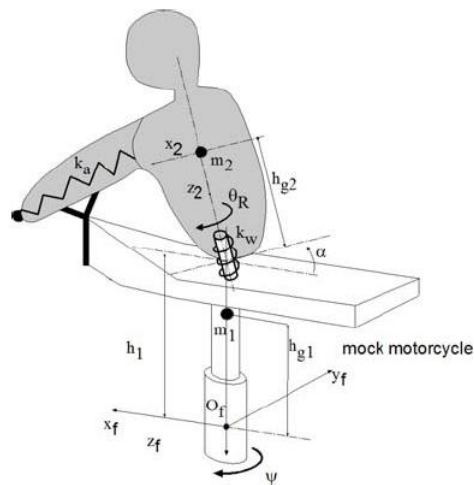


Fig. 4.5 Modello ad 1 g.d.l. di pilota ad imbardata

Esso è composto da un unico corpo rigido libero di ruotare (rotazione relativa al simulacro indicata in figura con  $\theta_R$ ) attorno ad un'asse inclinato di  $\alpha$  rispetto alla verticale

Il centro di massa del corpo rigido viene assunto in corrispondenza dell'asse del corpo stesso ed il momento di inerzia  $J_{zz0}$  è comprensivo di busto e testa del corpo del pilota ed è stato definito in base a [18], partendo dalle caratteristiche geometriche e di massa dei 5 tester coinvolti.

Il valore medio trovato per  $J_{zz0}$  è pari a  $1.07 \text{ kgm}^2$ . In Fig. 4.6 è rappresentato il modello utilizzato per la valutazione delle caratteristiche inerziali del pilota, attribuite utilizzando una procedura analoga a quella esposta nel caso di rollio al capitolo precedente.

Il corpo rigido è connesso alla sella del veicolo mediante una molla ed uno smorzatore torsionali indicati con  $k_w$  e  $c_w$  rispettivamente, che rappresentano le proprietà viscoelastiche del bacino e della parte di gambe del pilota in contatto con il veicolo.

Le braccia sono rappresentate dagli elementi torsionali di rigidezza e smorzamento indicati con  $k_a$  e  $c_a$  rispettivamente; per la riproduzione della condizione senza mani sul manubrio i parametri  $k_a$  e  $c_a$  sono posti pari a 0, poiché le braccia non interagiscono con il simulacro in questo caso, mentre per simulare la condizione di riferimento la molla e lo smorzatore che rappresentano le braccia sono considerati in parallelo con i corrispettivi del bacino: entrambi infatti effettuano un'azione resistente al movimento del busto del pilota.

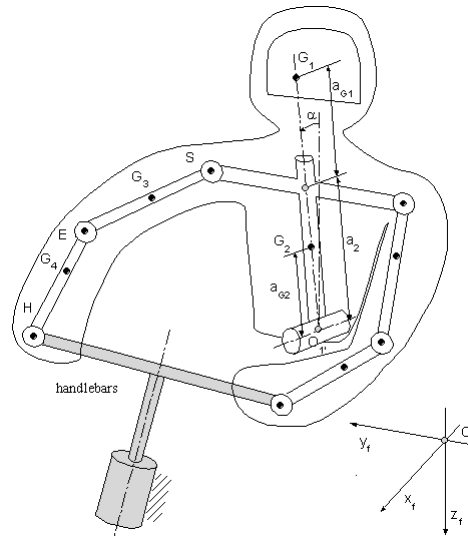


Fig. 4.6 Modello per la definizione delle proprietà inerziali del pilota

Inoltre il momento di inerzia  $J_{zz0}$  viene opportunamente diminuito per la condizione senza mani sul manubrio poiché le braccia in questo caso sono più vicine al busto.

La velocità angolare assoluta del busto del pilota, corrispondente a quella sperimentale misurata dai girometri, risulta:

$$\dot{\theta} = \dot{\theta}_R + \dot{\psi} \cos(\alpha) \quad (4.1)$$

Mentre la FRF di movimento assume la seguente espressione:

$$FRF_{\theta} = \frac{(k_{\theta} + i\omega c_{\theta}) \cos(\alpha)}{(-\omega^2 J_{zz0} + k_{\theta} + i\omega c_{\theta})} \quad (4.2)$$

Essa è molto semplice ed è caratterizzata da due poli ed uno zero.

L'analisi delle prove

### 4.2.3 Modello a 2 g.d.l.

Le analisi visive e video delle prove effettuate in condizioni di riferimento mettono in luce che alle basse frequenze il corpo del pilota si comporta similmente ad un unico corpo rigido, mentre all'aumentare della frequenza è possibile individuare dei movimenti relativi aggiuntivi; in particolare il movimento di spalle, braccia e testa risulta indipendente da quello della parte inferiore del busto e del bacino del pilota.

Per le suddette motivazioni è stato sviluppato un modello a 2 g.d.l., raffigurato in Fig. 4.7.

La parte superiore del pilota in questo caso è diviso in due parti mediante una coppia rotoidale, che consente la rotazione relativa  $\gamma_R$  della parte superiore rispetto a quella inferiore; le rotazioni  $\gamma_R$  e  $\theta_R$  sono considerate parallele. Come per la parte inferiore anche in questo caso sono presenti una molla ed uno smorzatore torsionali indicati con  $k_{\gamma}$  e  $c_{\gamma}$ .

La rigidità del bacino e delle braccia sono schematizzate come nel modello ad 1 g.d.l. però in questo caso la rigidità delle braccia agisce tra la parte superiore del busto ed il manubrio.

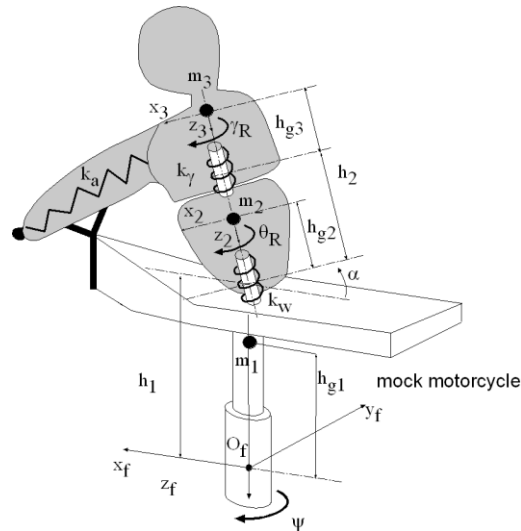


Fig. 4.7 Modello a 2 g.d.l. di pilota ad imbardata

Il centro di massa delle due parti che compongono il modello è assunto sull'asse di rotazione anche in questo caso, mentre la distribuzione dei momenti d'inerzia è definita in modo tale che la somma della parte inferiore  $J_{zz2}$  e superiore  $J_{zz3}$  fornisce il valore  $J_{zz0}$  precedentemente introdotto.

Il modello appena introdotto è sostanzialmente diverso da quello proposto in [10], caratterizzato da una differente divisione dei corpi e dall'assenza di alcuna rigidità associata alle braccia.

La velocità di rotazione assoluta della parte superiore, che viene confrontata con quella acquisita sperimentalmente visto il posizionamento del girometro assume il seguente valore:

$$\dot{\gamma} = \dot{\gamma}_R + \dot{\theta}_R + \dot{\psi} \cos(\alpha) \quad (4.3)$$

La corrispettiva FRF tra  $\dot{\gamma}$  e  $\dot{\psi}$  risulta invece:

$$\begin{aligned} FRF_{\dot{\gamma}} &= \frac{N}{D} \\ N &= \left( -(k_a + i\omega c_a) (\omega^2 J_{zz2} + k_a + i\omega c_a) + \right. \\ &\quad \left. (k_a + k_\gamma + i\omega c_a + i\omega c_\gamma) (k_a + k_\theta + i\omega c_a + i\omega c_\theta) \right) \cos(\alpha) \\ D &= -\left( -\omega^2 J_{zz3} + k_a + i\omega c_a \right)^2 + \left( -\omega^2 J_{zz3} + k_\gamma + k_a + i\omega c_\gamma + i\omega c_a \right) \times \\ &\quad \left( -\omega^2 J_{zz3} - \omega^2 J_{zz2} + k_a + k_\theta + i\omega c_\theta + i\omega c_a \right) \end{aligned} \quad (4.4)$$

Quest'ultima è caratterizzata da quattro poli e tre zeri.

#### 4.2.4 Metodologie di fitting dei dati sperimentali

La procedura utilizzata per eseguire il fitting dei dati sperimentali è la stessa descritta nel paragrafo 3.3.1 per il caso a rollio imposto; in questo caso la funzione penalità considerata non comprende la FRF di coppia, e pertanto si farà riferimento alle equazioni (3.8) e (3.9), ponendo

$$w_{\tau} = 0.$$

#### 4.2.5 Risultati del fitting in condizioni di mani sollevate dal manubrio

Per il più semplice modello ad 1 g.d.l., in condizioni di mani sollevate dal manubrio, la rigidità alla torsione globale del corpo rigido che rappresenta il busto del pilota coincide con quella del bacino, cioè  $k_{\theta} \equiv k_w$  e  $c_{\theta} \equiv c_w$ .

In Fig. 4.8 sono illustrati i risultati ottenuti con il modello ad 1 g.d.l.; si nota che quest'ultimo è in grado di riprodurre discretamente l'andamento sperimentale nell'intervallo di frequenze tra 0.5 e 4 Hz, che contiene il principale picco di risonanza. I parametri identificati con il fitting dei dati sperimentali sono riportati in Tabella 4.1; in questo caso il valore medio della rigidità  $k_w$  risulta pari a 76.1 Nm/rad.

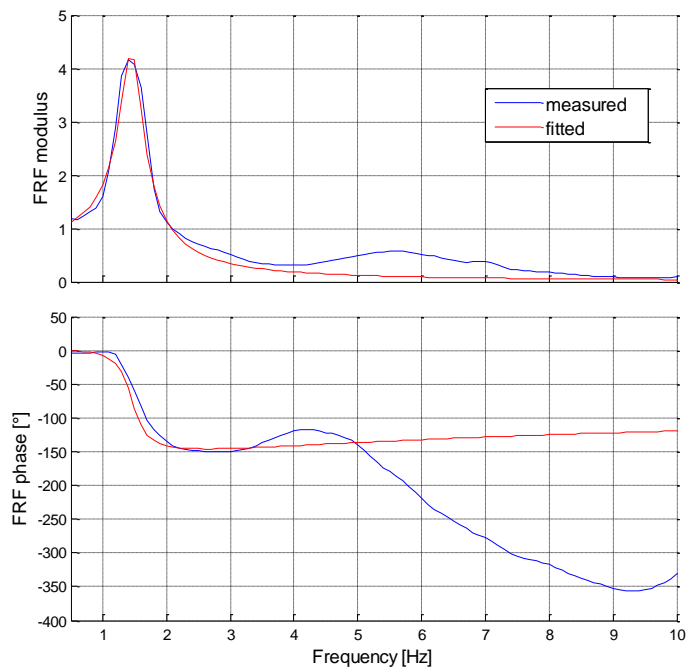


Fig. 4.8 Risultati del fitting in condizioni di riferimento: modello 1 g.d.l.

Successivamente è stato utilizzato il modello a 2 g.d.l. presentato in Fig. 4.7, ed in questo caso i parametri correlati ai collegamenti viscoelastici sono 4, cioè  $k_w, k_{\gamma}$  e  $c_w, c_{\gamma}$  mentre il parametro  $r$  è definito nel modo seguente:

$$r = \frac{J_{zz3}}{J_{zz0}} \quad (4.5)$$

Esso rappresenta pertanto un rapporto inerziale ed è incluso nei parametri da ottimizzare poiché l'analisi dei video effettuati durante le prove non consente di separare con precisione le due parti del busto del pilota.

Pertanto i momenti di inerzia dei due corpi che costituiscono il modello di pilota risultano:

$$J_{zz3} = rJ_{zz0} \quad J_{zz2} = (1-r)J_{zz0} \quad (4.6)$$

In Fig. 4.9 sono presentati i risultati ottenuti con il modello a 2 g.d.l., che è in grado di rappresentare l'andamento dei dati sperimentali nell'intero intervallo di frequenze considerato;

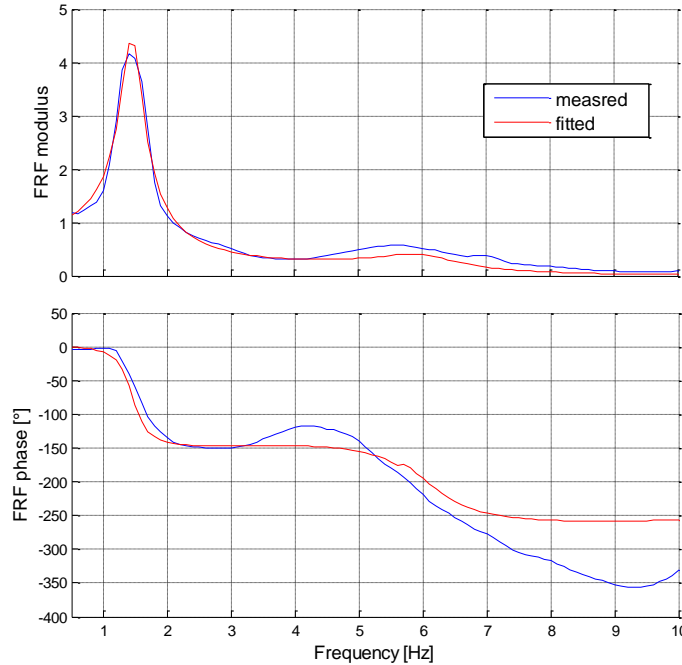


Fig. 4.9 Risultati del fitting in condizioni di mani sollevate: modello 2 g.d.l.

in particolare il fitting del modulo risulta molto buono poiché segue il principale picco di risonanza ed il secondario posto a circa 5.5 Hz.

Il valore medio della rigidità  $k_w$  è pari a 67.4 Nm/rad mentre il relativo smorzamento risulta 3.64 Nms/rad e questi valori sono molto simili a quelli ottenuti con il modello ad 1 g.d.l.

Il valore del paramero  $r$  identificato risulta ragionevole, e la parte superiore può rappresentare l'inerzia di spalle, testa e braccia.

Modello	Con mani		Senza mani	
	1 g.d.l.	2 g.d.l.	1 g.d.l.	2 g.d.l.
$k_w$ [Nm/rad]	-	137	76.1	67.4
$c_w$ [Nms/rad]	-	7.55	3.36	3.64
$k_\theta$ [Nm/rad]	333	-	-	-
$c_\theta$ [Nms/rad]	16.2	-	-	-
$k_\gamma$ [Nm/rad]	-	224	-	194
$c_\gamma$ [Nms/rad]	-	2.78	-	1.31
$k_a$ [Nm/rad]	-	223	-	-
$c_a$ [Nms/rad]	-	6.85	-	-
$r$	-	0.40	-	0.37
$e_m$	0.17	0.15	0.26	0.20
$e_\varphi$	0.35	0.22	0.51	0.21

Tabella 4.1 Parametri calcolati ed identificati mediante fitting

#### 4.2.6 Risultati del fitting in condizioni di riferimento

Quando si utilizza il modello ad 1 g.d.l. per il fitting dei risultati sperimentali in condizioni di riferimento, cioè con le mani sul manubrio, i parametri di rigidità e smorzamento  $k_\theta$  e  $c_\theta$  rappresentano il contributo di bacino e braccia considerate in parallelo.

In Fig. 4.10 sono riportati i risultati ottenuti, e si può osservare come il modello ad 1 g.d.l. fornisca un buon fitting nel campo di frequenze che contiene il principale picco di risonanza (0.5-4 Hz) sia in termini di modulo che di fase della FRF di movimento.

Il confronto con quanto ottenuto con lo stesso modello in condizioni senza mani sul manubrio evidenzia che i parametri di rigidità e smorzamento relativi al busto sono aumentati: la presenza delle braccia è pertanto rilevante.

In particolare è possibile stimare l'azione delle braccia in termini di rigidità e smorzamento equivalente per differenza nel modo seguente:

$$k_a = k_\theta - k_w, \quad c_a = c_\theta - c_w \quad (4.7)$$

Dove i pedici  $\theta$  e  $w$  fanno riferimento rispettivamente ai modelli ad 1 g.d.l. con mani e senza mani mentre  $a$  è correlato all'azione delle braccia.

Il valori di  $k_a$  e  $c_a$  appena definiti risultano pertanto pari a 257 Nm/rad e 12.8 Nms/rad rispettivamente.

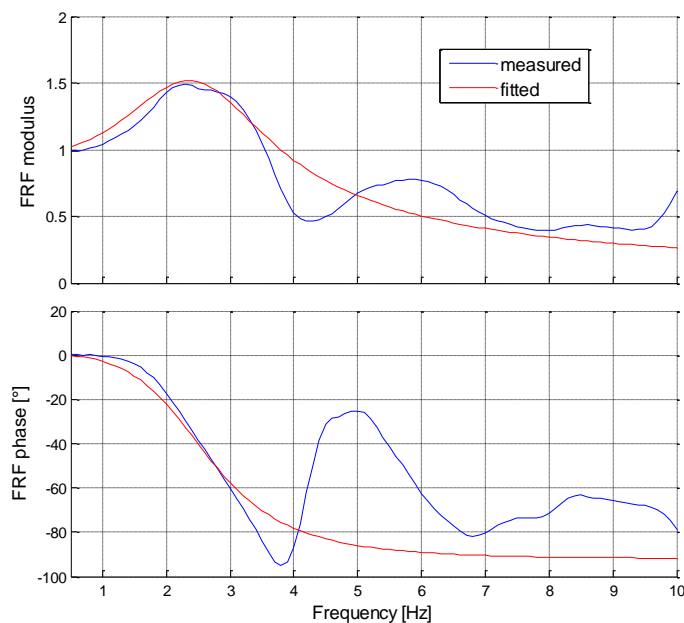


Fig. 4.10 Risultati del fitting in condizioni di riferimento: modello 1 g.d.l.

Se si utilizza il modello a 2 g.d.l. per il fitting dei dati sperimentali misurati con le mani sul manubrio si può valutare l'azione delle braccia mediante i parametri  $k_a$  e  $c_a$ .

In figura Fig. 4.11 sono riportati i risultati ottenuti con il modello a 2 g.d.l.: sia il modulo che la fase rappresentano bene l'andamento della FRF sperimentale nell'intero intervallo di frequenze considerato.

L'analisi dei parametri identificati evidenzia che il valore di rigidità associato alle braccia  $k_a$  in

questo caso è pari a 223 Nm/rad che è simile a quello identificato per differenza con il modello ad 1 g.d.l. secondo la relazione (4.7), mentre lo smorzamento identificato in questo caso risulta inferiore.

L'effetto della condizione di prova può essere valutato per confronto dei parametri biomeccanici, ed in particolare si ottiene che con le mani sul manubrio la rigidità e smorzamento del busto tendono ad aumentare, la rigidità  $k_y$  mostra delle piccole variazioni, mentre il relativo smorzamento  $c_y$  decresce; queste differenze sono probabilmente causate dalla postura differente assunta dal pilota con e senza mani.

Il confronto del parametro inerziale  $r$  risulta maggiore nella configurazione mani sul manubrio come ci si aspetta, poiché le braccia sono più distanti dal corpo in questo caso e pertanto producono un maggiore momento di inerzia rispetto all'asse del busto.

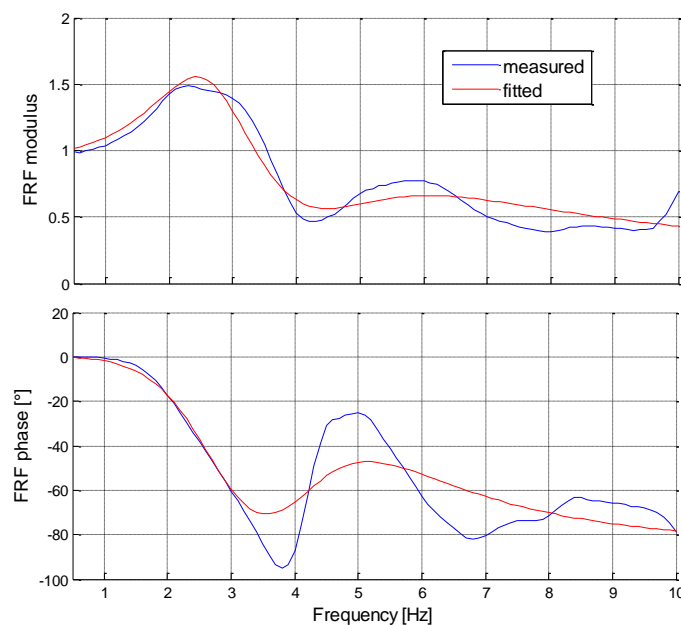


Fig. 4.11 Risultati del fitting in condizioni di riferimento: modello 2 g.d.l.

#### 4.2.7 Stima dell'inertanza di sterzo

La valutazione dell'impedenza di sterzo è importante poiché modifica stabilità del modo di vibrare di wobble, come descritto al paragrafo 1.2.2 ed in [4].

I modelli biomeccanici utilizzati per il moto imposto di imbardata considerati in questo capitolo possono essere modificati in termini di grandezze di ingresso al fine di calcolarne la risposta alle oscillazioni di sterzo imposte in luogo di quelle di imbardata: in particolare in Fig. 4.12 è riportato il modello ad 1 g.d.l.

Al fine di effettuare un confronto con [4] verrà in seguito considerato il parametro inerzia di sterzo, definito come il rapporto tra l'accelerazione angolare dello sterzo e il momento ad esso applicato.

L'eccitazione del sistema in questo caso è rappresentata dall'oscillazione del manubrio, indicata in figura con  $\sigma$ , mentre la dinamica del busto del pilota è descritta tramite l'angolo di rotazione relativo  $\theta_R$  in linea con quanto proposto per il moto imposto di imbardata.

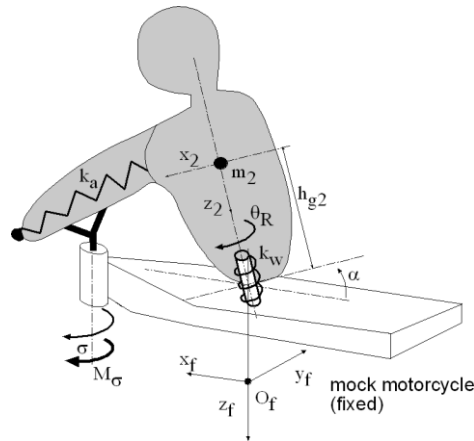


Fig. 4.12 Modello ad 1 g.d.l. per la stima dell'impedenza di sterzo

La coppia applicata allo sterzo  $M_\sigma$  dipende sia dal moto imposto allo sterzo che dalla risposta del busto del pilota, e consente di calcolare l'inertanza di sterzo definita nel modo seguente:

$$\frac{\ddot{\sigma}}{M_\sigma} = \frac{\omega^2 \left( -\omega^2 J_{zz2} + k_a + k_\theta + i\omega c_a + i\omega c_\theta \right) / \left( -\left( (-k_a - i\omega c_a) \cos(\alpha) \right)^2 + \left( -\omega^2 J_s + (k_a + i\omega c_a) \cos(\alpha) \right)^2 \right) \left( -\omega^2 J_{zz2} + k_a + k_\theta + i\omega c_a + i\omega c_\theta \right)}{\quad} \quad (4.8)$$

In cui  $J_s$  è il momento d'inertzia del manubrio comprensivo del contributo delle mani, ed è posto pari a 0.125 kgm<sup>2</sup> in accordo con [4].

In Fig. 4.12 viene riportata l'inertanza sperimentale da [4] (linea blu) e quella ottenuta con i parametri biomeccanici identificati nel con le prove di imbardata per lo stesso tester.

Il modulo è caratterizzato da un picco principale a circa 1.7 Hz con un'ampiezza pari a 3.8 rad/kgm<sup>2</sup>, un minimo a 3.5 Hz e successiva tendenza all'aumento

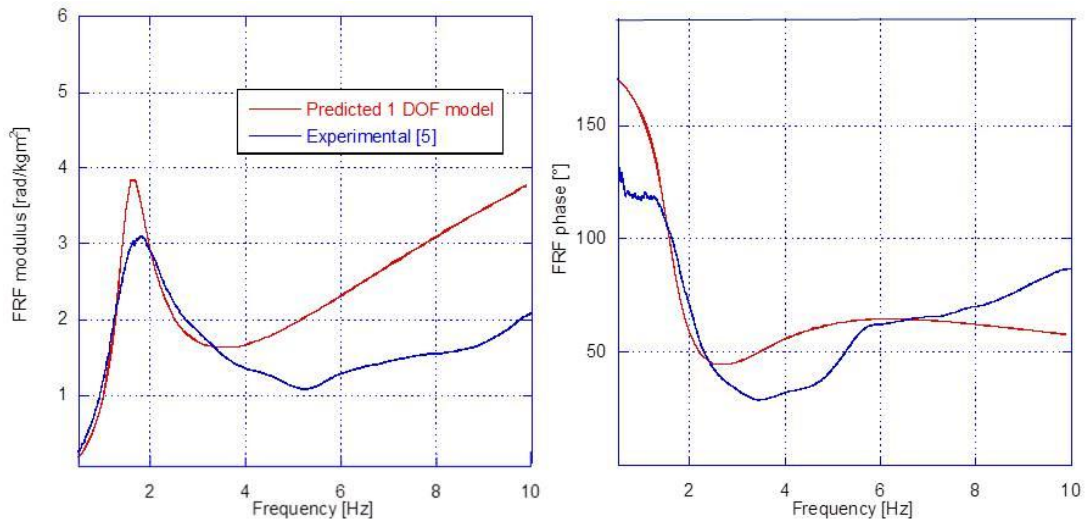


Fig. 4.13 Inertanza di strzo sperimentale e stimata

In Fig. 4.13 si può osservare come il modulo dell'inertanza stimata con le prove ad imbardata sia in accordo con il valore sperimentale msurato in [4], soprattutto nella zona della risonanza

errmente la fase presenta una buona corrispondenza nell'intero campo di frequenze considerato.

Sono stati quindi provati diversi modelli per le prove di imbardata realizzate in differenti condizioni; i modelli biomeccanici considerati forniscono dei risultati discreti ed il confronto con [10] e [4] risulta buono.

## 5 IMPEDENZA DEL PILOTA AL MOTO DI ROLLIO

La metodologia di analisi fino a qui proposta per l'identificazione delle caratteristiche biomeccaniche del pilota di veicoli a due ruote è basata su misure di spostamento di alcune parti del corpo approssimabili come corpi rigidi, in particolare il busto.

Nelle attività descritte precedentemente ai capitoli 3 e 4 inoltre sono state misurate una parte delle forze di interazione tra pilota e veicolo, in particolare quelle dovute alle braccia del pilota trasmesse al veicolo tramite il manubrio.

Tale approccio è la prima strafa che storicamente si è seguita per lo studio di queste problematiche; un approccio alternativo, volto a verificare i risultati ottenuti e a migliorarli è la misura di tutte le forze di interazione che il pilota scambia con il motociclo.

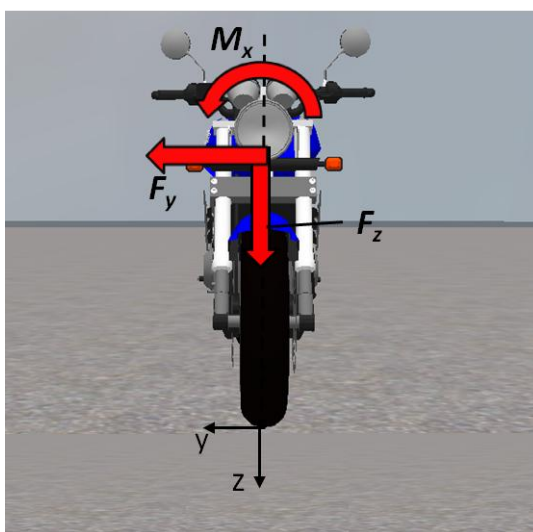


Fig. 5.1 Schema delle forze di interazione tra pilota e veicolo: moto di rollio

Limitatamente al moto di rollio, con riferimento a Fig. 5.1, le forze di interazione considerate sono la forza laterale complessiva scambiata dal pilota con il veicolo  $F_y$  e il momento complessivo parallelo all'asse di rollio indicato con  $M_x$ ; la forza verticale indicata con  $F_z$  è dovuta alla gravità e quindi alla forza peso, e pertanto assume valore costante.

L'attrezzatura sperimentale e il sistema di acquisizione dati utilizzati per eseguire questa tipologia di prove sperimentali sono quelli descritti ai paragrafi 2.3 e 2.4 rispettivamente e la loro finalità è la misura della forza e momento di reazione indicati con  $F_y$  e  $M_x$  rispettivamente.



*Fig. 5.2 Prova di rollio con misurazione delle forze di reazione.*

## 5.1 Risultati sperimentali

Le prove sono state effettuate con una legge di controllo dell'attuatore idraulico di tipo sweep analoga a quella presentata in equazione (2.1); in particolare l'ampiezza iniziale  $A_0$  è stata posta pari a 4 mm, che corrispondono ad una ampiezza angolare di  $1.5^\circ$ , mentre la durata dello sweep è stata fissata a 115 s.

L'obiettivo della metodologia di prova sperimentale appena introdotta è il calcolo delle funzioni di trasferimento tra le forze di reazione  $F_y$  ed  $M_x$  e l'ingresso del sistema che è rappresentato sempre dalla velocità di rollio analogamente a quanto definito nei capitoli 3 e 4.

Per completezza durante le prove eseguite sono state misurate anche le FRF di spostamento del busto del pilota definite come al capitolo 3, che verranno indicate nella trattazione seguente con FRF per semplicità.

Indicando con  $\dot{\phi}$  la velocità angolare misurata del simulacro di motocicletta le funzioni di trasferimento di forza introdotte sono definite nel modo seguente:

$$FRF_{F_y} = \frac{F_y}{\dot{\phi}} \quad FRF_{M_x} = \frac{M_x}{\dot{\phi}} \quad (5.1)$$

Per il calcolo delle forze di reazione sperimentali a partire dai dati misurati si faccia riferimento allo schema di misura riportato in Fig. 2.10 e Fig. 2.11 e alle equazioni (2.2) e (2.3).

La messa a punto del sistema di misura e la relativa taratura sono state operazioni laboriose e sono descritte più in dettaglio in [37], mentre in questo lavoro si vuole realizzare un riassunto di quanto svolto mettendone in luce i principali punti salienti.

In primo luogo vi è la necessità di verificare la ripetibilità delle misure effettuate confrontando diverse prove effettuate da un singolo tester nella stessa configurazione.

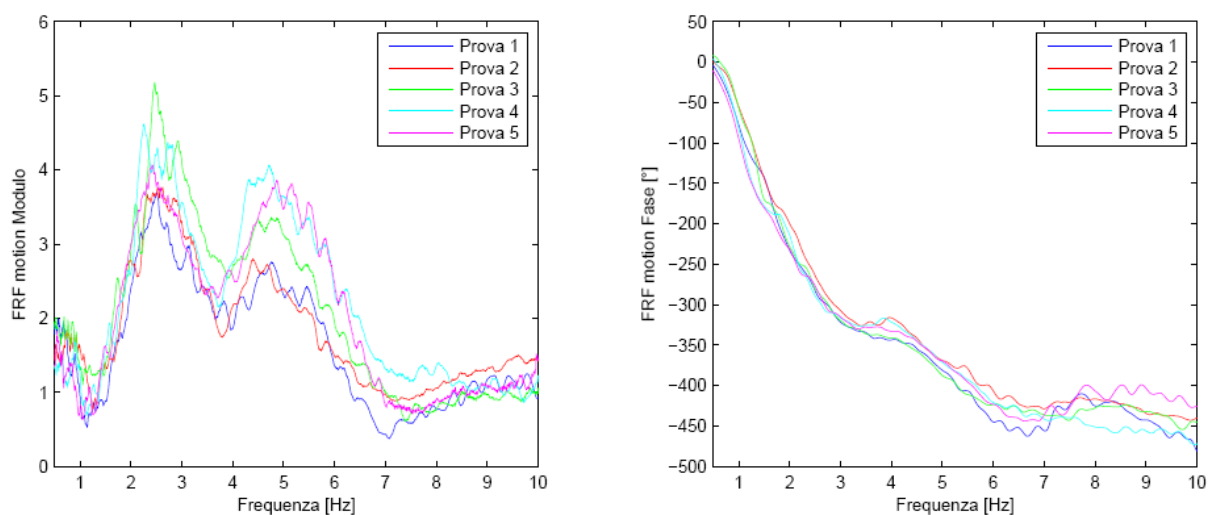


Fig. 5.3 Ripetibilità della FRF di movimento per un tester

In questo caso le FRF da analizzare risultano pertanto 3 e le Fig. 5.3, Fig. 5.4Fig. 5.5 rappresentano la ripetibilità di 5 prove effettuate dallo stesso tester nelle stesse condizioni in termini di FRF di movimento, di forza laterale  $F_y$  e di momento  $M_x$  rispettivamente.

Le FRF di movimento rappresentate in Fig. 5.3 sono simili a quelle presentate al paragrafo 3.1.1 e pertanto sono validi gli stessi commenti.

In Fig. 5.4 sono rappresentate le  $FRF_{F_y}$  che sono collegate alla forza laterale misurata; la ripetibilità delle prove effettuate risulta discreta sia in termini di modulo che di fase.

Il modulo presenta un andamento caratterizzato da due picchi: il primo di minore entità è alla frequenza di circa 2 Hz, ad una frequenza leggermente inferiore del primo picco del modulo della FRF di movimento ed il secondo picco, che è il principale, si trova a 5 Hz circa, in corrispondenza del secondo picco della FRF di movimento.

Sono presenti inoltre due minimi a 3 e 7 Hz ed un tratto finale (intervallo 7-10 Hz) monotono crescente.

La fase invece presenta due brusche cadute in corrispondenza delle frequenze di picco, raggiunge un minimo assoluto a circa 6 Hz e poi ha un andamento crescente fino a 10 Hz.

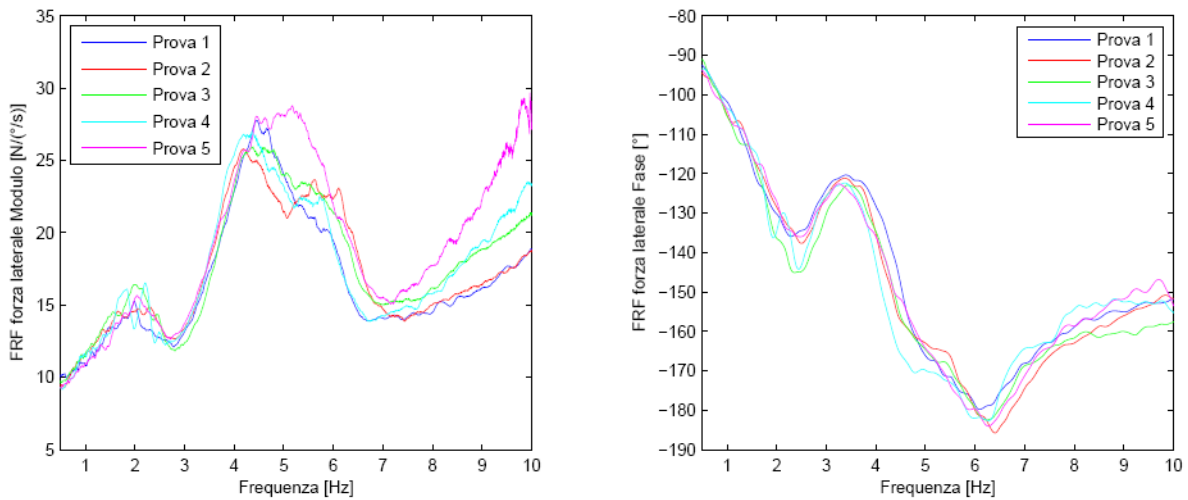


Fig. 5.4 Ripetibilità della  $FRF_{F_y}$  per un tester

Infine in Fig. 5.5 sono rappresentate le FRF di coppia  $FRF_{M_x}$ ; la ripetibilità è buona anche in questo caso in termini di modulo e fase.

Il modulo della  $FRF_{M_x}$  presenta il picco principale a 2 Hz, in corrispondenza del picco secondario della  $FRF_{F_y}$  ed il picco secondario a 5.5 Hz circa; inoltre sono presenti due minimi relativi a 4.5 e 6.5 Hz circa.

La fase è caratterizzata da una caduta decisa a circa  $-250^\circ$ , da due successivi aumenti e diminuzioni.

Una volta verificata la ripetibilità dei risultati sperimentali per tutti i tester che hanno partecipato alle prove, si è proceduto al calcolo delle medie, cioè per ciascuna tipologia di FRF considerata ( $FRF$ ,  $FRF_{F_y}$ ,  $FRF_{M_x}$ ) è stata calcolata la media sia in termini di modulo che di fase.

In Fig. 5.6 sono rappresentati il modulo e la fase della FRF media; dal confronto con i risultati ottenuti per la stessa FRF (di movimento) in condizioni di riferimento al paragrafo 3.1.1 (Fig. 3.5) si può osservare che sia il modulo che la fase presentano le stesse caratteristiche, in termini di picchi di risonanza, andamento e valore asintotico, in linea con quanto ci si attende.

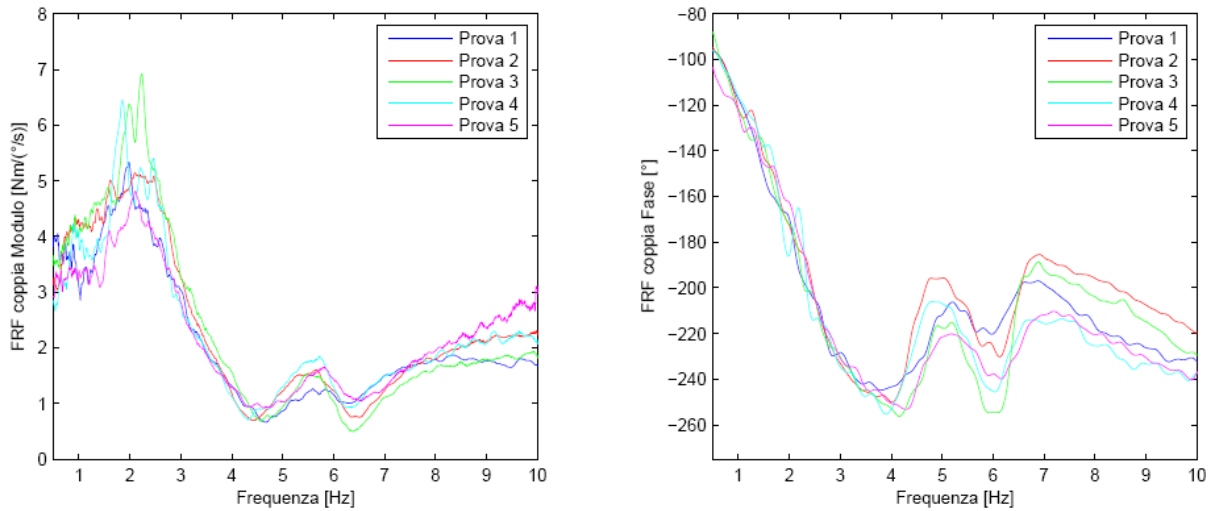


Fig. 5.5 Ripetibilità della  $FRF_{Mx}$  per un tester

Pertanto le considerazioni sono le medesime riportate precedentemente al paragrafo 3.1.1.

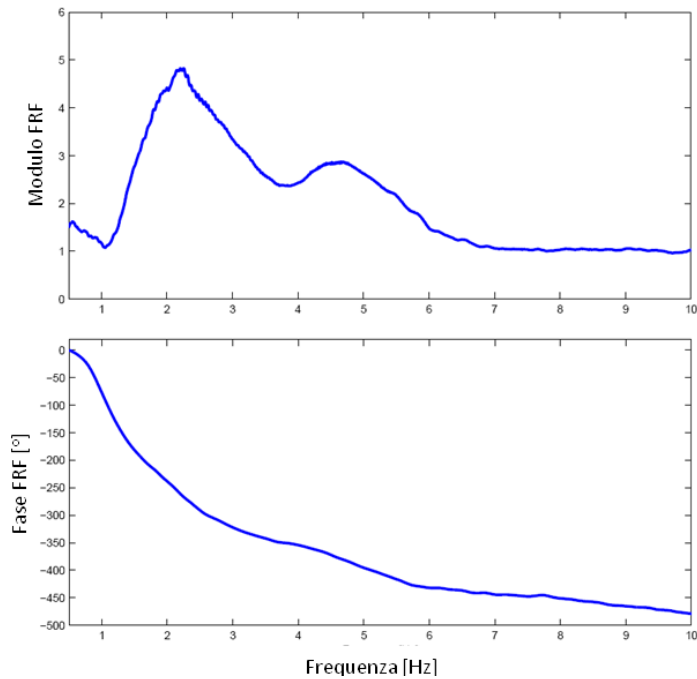


Fig. 5.6 Risultati sperimentali prove a rollio imposto:  $FRF$  media

Si procede analizzando la  $FRF_{Fy}$  media, che viene riportata in Fig. 5.7.

Il modulo è caratterizzato da due picchi principali: il primo, minore dei due, è collocato ad una frequenza di poco inferiore ai 2 Hz mentre il principale si trova a circa 4.5 Hz; sono presenti due minimi alle frequenze di 2.5 e 7 Hz circa, mentre alle alte frequenze il modulo tende a crescere linearmente.

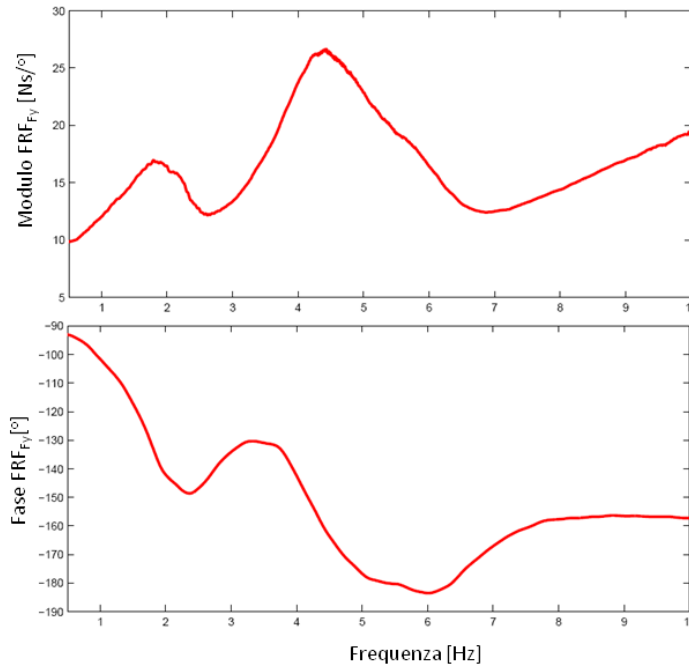


Fig. 5.7 Risultati sperimentali prove a rollio imposto:  $FRF_{F_y}$  media

Per quanto riguarda la fase delle FRF relative alle forze ( $FRF_{F_y}$  e  $FRF_{M_x}$ ) è opportuno osservare che il loro valore iniziale (a frequenza nulla) è diverso da 0 in questo caso poiché non si considera il rapporto tra grandezze omogenee, come nel caso della FRF, ma diverse tra di loro. La fase della  $FRF_{F_y}$  presenta due grandi variazioni in corrispondenza dei picchi di risonanza e si attesta a circa  $-160^\circ$  alle alte frequenze.

Infine in Fig. 5.8 viene riportata la  $FRF_{M_x}$  media in termini di modulo e fase; dall'analisi del modulo si può osservare la presenza di due picchi netti: il primo, di maggiore entità è a circa 2 Hz, mentre il secondo è posto a 5.5 Hz.

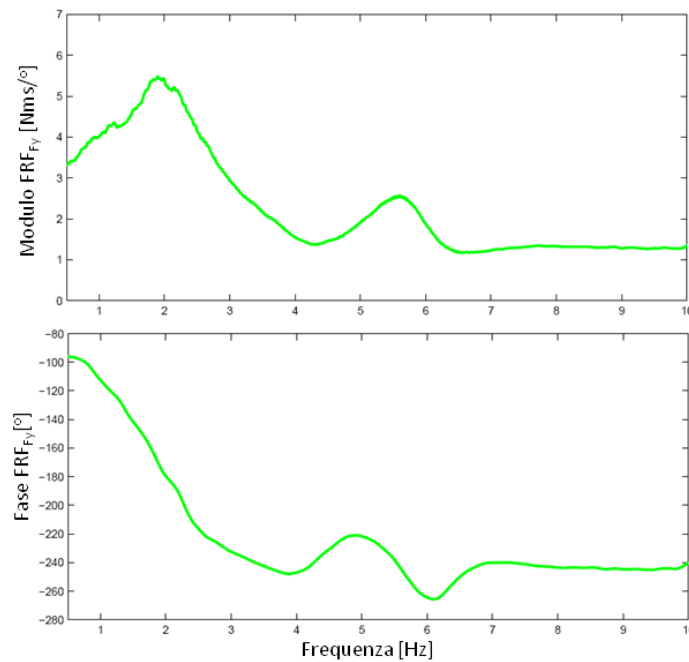


Fig. 5.8 Risultati sperimentali prove a rollio imposto:  $FRF_{M_x}$  media

Tra i due picchi principali, a circa 4 Hz è presente un minimo relativo, mentre si può osservare un andamento asintotico del modulo che tende al valore unitario.

La fase presenta un calo di circa  $140^\circ$  in corrispondenza del primo picco di risonanza, mentre ad alte frequenze tende al valore asintotico di  $-240^\circ$  circa.

## 5.2 Modelli di identificazione

La principale differenza tra questa tipologia di prove e quella proposta al capitolo 3 consiste nelle diverse grandezze considerate, cioè le forze in luogo degli spostamenti.

Inoltre, per la metodologia proposta in questo capitolo è opportuno osservare che in questo caso la misura delle forze comprende quelle scambiate da tutto il corpo con il simulacro di motocicletta, e pertanto sarà necessario realizzare un modello biomeccanico di pilota che comprenda tutto il corpo, e non solo la parte superiore (busto, bacino, testa e braccia).

Ciò aumenta pertanto la complessità dei modelli biomeccanici e richiede un grosso lavoro di messa a punto e sviluppo, riportato dettagliatamente in [37].

Il concetto di base utilizzato nello sviluppo di modelli biomeccanici più completi è utilizzare come base di partenza il modello a 3 g.d.l. proposto al paragrafo 3.2.3, poiché con quest'ultimo si sono ottenuti i migliori risultati in termini di interpolazione dei dati sperimentali derivanti da FRF di movimento.

In questo caso non si considera il contributo delle braccia, poiché le prove sperimentali e l'interpretazione dei risultati proposti nel capitolo 3 hanno messo in luce che il loro contributo risulta importante solo in condizioni contratte, e non in condizioni di riferimento.

Al modello a 3 g.d.l. pertanto sono state aggiunte delle masse ed inerzie e rispettive connessioni viscoelastiche volte a modellare la parte inferiore del corpo del pilota; sono stati provati diversi modelli e quello che ha fornito i migliori risultati è caratterizzato da 5 g.d.l.

In seguito verrà descritto solo quest'ultimo mentre il lettore interessato può fare riferimento a [37], capitolo 5 per maggiori informazioni e dettagli sugli altri modelli considerati.

### 5.2.1 Il modello a 5 g.d.l.

In Fig. 5.9 è rappresentato il modello a 5 g.d.l. proposto per l'interpretazione dei risultati sperimentali.

Quest'ultimo rappresenta un'evoluzione del modello a 3 g.d.l. proposto in 3.2.3, ed in particolare è stato aggiunto un corpo rigido di massa  $m_1$  e momento di inerzia al rollio  $J_{xx1}$  libero di ruotare attorno all'asse indicato con  $x$  in figura ed una massa concentrata traslante  $m_4$  posta alla stessa altezza della coppia rotoidale.



$$\begin{Bmatrix} \psi_R \\ \varphi_R \\ y_R \\ \gamma_R \\ t_R \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \psi_{R0} \\ \varphi_{R0} \\ y_{R0} \\ \gamma_{R0} \\ t_{R0} \end{Bmatrix} e^{i\omega t} \quad (5.3)$$

La (5.2) si può riscrivere nella forma:

$$-\omega^2 [M] \begin{Bmatrix} \psi_{R0} \\ \varphi_{R0} \\ y_{R0} \\ \gamma_{R0} \\ t_{R0} \end{Bmatrix} + i\omega [C] \begin{Bmatrix} \psi_{R0} \\ \varphi_{R0} \\ y_{R0} \\ \gamma_{R0} \\ t_{R0} \end{Bmatrix} + [K] \begin{Bmatrix} \psi_{R0} \\ \varphi_{R0} \\ y_{R0} \\ \gamma_{R0} \\ t_{R0} \end{Bmatrix} = \{V_0\} \quad (5.4)$$

Il sistema che descrive la parte inferiore del corpo del pilota è completamente disaccoppiato dalla parte superiore.

Ciò può essere formalizzato in termini matematici riportando la matrice del sistema, che assume la seguente forma:

$$Mat = [K] + i\omega [C] - \omega^2 [M] = \begin{bmatrix} Mat_{11} & Mat_{12} & Mat_{13} & 0 & 0 \\ Mat_{21} & Mat_{22} & Mat_{23} & 0 & 0 \\ Mat_{31} & Mat_{32} & Mat_{33} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & Mat_{44} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & Mat_{55} \end{bmatrix} \quad (5.5)$$

Dalla matrice di equazione (5.5) si può osservare che la sottomatrice 2x2 che descrive il comportamento della parte inferiore del corpo (righe e colonne 4,5) è completamente disaccoppiata dalla matrice 3x3 (righe e colonne 1,2,3) rappresentativa della parte superiore del corpo.

Inoltre i gradi di libertà relativi alla parte inferiore sono indipendenti anche tra di loro, infatti sono presenti solo i termini diagonali  $Mat_{44}$  e  $Mat_{55}$ .

Per calcolare le  $FRF_{Fy}$  e  $FRF_{Mx}$  teoriche è necessario disporre delle espressioni analitiche di forza laterale e momento di reazione applicato dal pilota al veicolo; utilizzando l'approccio Lagrangiano ciò non è immediato e richiede l'introduzione di nuove coordinate libere del sistema, ciò gli spostamenti del punto di applicazione delle forze e momenti di reazione. La trattazione viene omessa in questo lavoro ma si può fare riferimento a [37] capitolo 5.

### 5.3 Risultati dell'identificazione biomeccanica

Una volta assegnate le proprietà inerziali e geometriche relative alla parte superiore del modello di corpo di pilota i rimanenti parametri sono stati trovati tramite procedura di ottimizzazione, in modo simile a quanto descritto al paragrafo 3.3.1 per i modelli di rollio più semplici.

La funzione obiettivo considerata in questo caso è composta da 3 parti, relative rispettivamente alla  $FRF$ ,  $FRF_{Fy}$  e  $FRF_{Mx}$ , pertanto l'operazione di fitting in questo caso è notevolmente più complessa.

L'espressione assunta dalla funzione obiettivo in questo caso risulta:

$$P(x) = wP(x) + w_{F_y}P_{F_y}(x) + w_{M_x}P_{M_x}(x) \quad (5.6)$$

In cui i pesi  $w$ ,  $w_{F_y}$  e  $w_{M_x}$  sono utilizzati per modulare l'importanza dei tre termini, e  $x$  è il vettore dei parametri oggetto dell'ottimizzazione.

I due termini della funzione penalità in equazione (5.6) sono forniti dalla seguenti relazione:

$$P(x) = \sum_{i=1}^n \left( \left| FRF^m(f_i) \right| - \left| FRF(f_i, x) \right| \right)^2 + w_\varphi \sum_{i=1}^n \left( \angle FRF^m(f_i) - \angle FRF(f_i, x) \right)^2$$

$$P_{F_y}(x) = \sum_{i=1}^n \left( \left| FRF_{F_y}^m(f_i) \right| - \left| FRF_{F_y}(f_i, x) \right| \right)^2 + w_{F_y\varphi} \sum_{i=1}^n \left( \angle FRF_{F_y}^m(f_i) - \angle FRF_{F_y}(f_i, x) \right)^2 \quad (5.7)$$

$$P_{M_x}(x) = \sum_{i=1}^n \left( \left| FRF_{M_x}^m(f_i) \right| - \left| FRF_{M_x}(f_i, x) \right| \right)^2 + w_{M_x\varphi} \sum_{i=1}^n \left( \angle FRF_{M_x}^m(f_i) - \angle FRF_{M_x}(f_i, x) \right)^2$$

Dove  $FRF^m(f_i)$ ,  $FRF_{F_y}^m(f_i)$ ,  $FRF_{M_x}^m(f_i)$  fanno riferimento alla FRF sperimentali ad una data frequenza  $f_i$ , mentre  $FRF(f_i, x)$ ,  $FRF_{F_y}(f_i, x)$  e  $FRF_{M_x}(f_i, x)$  sono le FRF teoriche ad una determinata frequenza  $f_i$  e funzione del vettore di parametri incogniti  $x$ .

Per valutare la qualità del fitting effettuato vengono calcolati degli errori per i moduli e le fasi analogamente a quanto proposto nelle equazioni (3.10) e (3.11).

Il fitting viene effettuato sul pilota medio anche in questo caso, in accordo con quanto svolto nei capitoli precedenti.

In generale nella procedura di fitting si è attribuito uguale peso a ciascuna FRF tarando in modo opportuno i vari pesi delle equazioni (5.6) e (5.7).

I parametri oggetto dell'ottimizzazione in questo caso sono 13:  $k_\psi$ ,  $c_\psi$ ,  $k_\phi$ ,  $c_\phi$ ,  $k_y$ ,  $c_y$ ,  $k_\gamma$ ,  $c_\gamma$ ,  $k_t$ ,  $c_t$ ,  $m_1$ ,  $h_{g1}$ ,  $m_4$ .

I risultati ottenuti in termini di FRF sono rappresentati in Fig. 5.10, Fig. 5.11, Fig. 5.12, mentre i valori ottenuti sono riportati in Tabella 5.1.

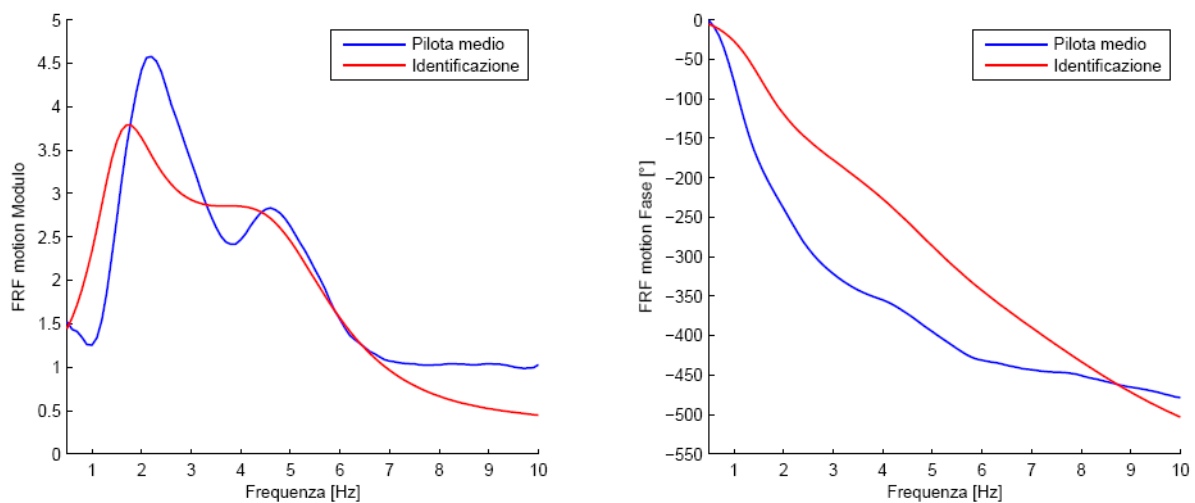


Fig. 5.10 Risultati del fitting dei dati sperimentali: FRFI

Prima di commentare i risultati dei grafici è opportuno ricordare che in questo caso la funzione

obiettivo è composta da 3 FRF diverse, e pertanto data la complessità del sistema in questione, cioè il corpo umano, l'obiettivo è ottenere delle curve teoriche che approssimino e replichino l'andamento di massima dei dati sperimentali.

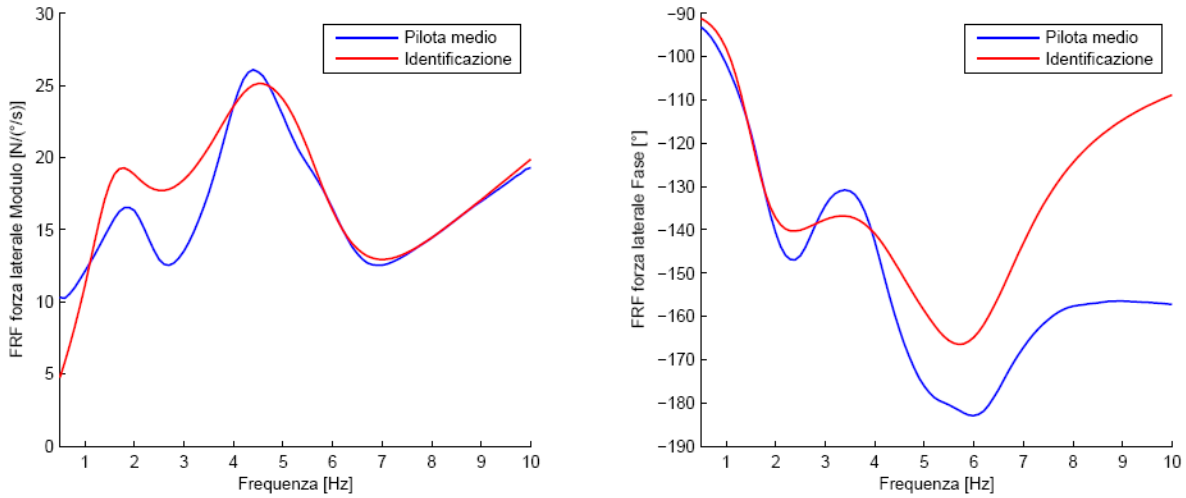


Fig. 5.11 Risultati del fitting dei dati sperimentali:  $FRF_{Fy}$

Tutte e 3 le FRF considerate sono discretamente rappresentate dal modello teorico, in particolare il modulo e la fase della  $FRF_{Fy}$ , mentre per quanto riguarda la  $FRF$  e la  $FRF_{Mx}$  si può osservare una discreta approssimazione, soprattutto in termini di andamento, anche se non sempre congruente come valori.

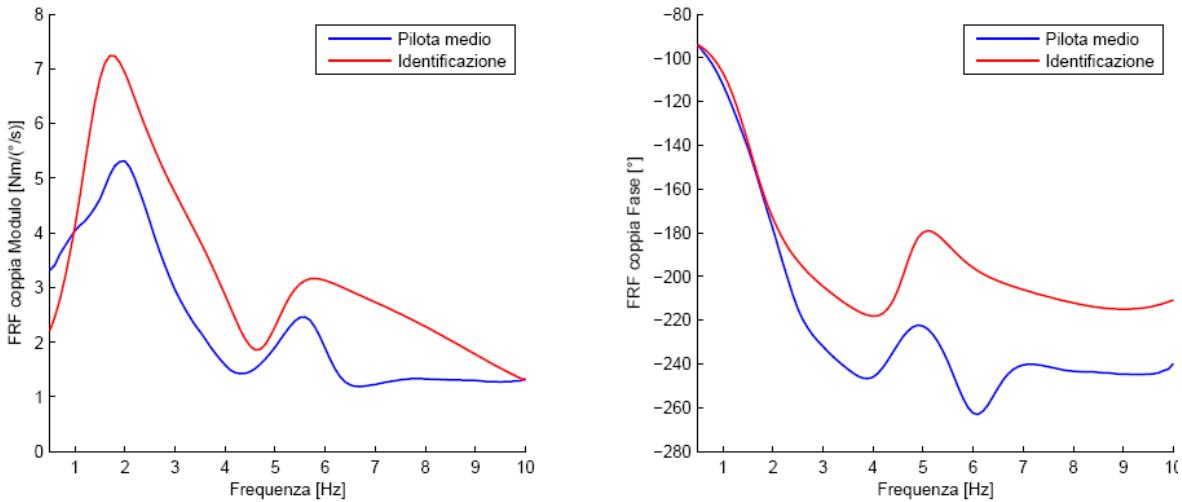


Fig. 5.12 Risultati del fitting dei dati sperimentali:  $FRF_{Mx}$

Pertanto i risultati si possono considerare soddisfacenti poiché si è trovato un compromesso tra una discreta capacità di approssimare i dati sperimentali e la semplicità del modello biomeccanico utilizzato; infatti un modello di pilota caratterizzato da un maggiore numero di gradi di libertà potrebbe portare a dei risultati migliori ma la relativa interpretazione fisica sarebbe impossibile, e la sua implementazione in modelli multibody di motocicletta risulterebbe difficile da realizzare.

Pertanto al fine di ottenere dei modelli di pilota più precisi si deve procedere in altro modo, e cioè

verrà proposto nel paragrafo successivo.

Modello 5 g.d.l.	
$k_\varphi$ [Nm/rad]	853.82
$c_\varphi$ [Nms/rad]	78.45
$k_y$ [N/m]	11935.63
$c_y$ [Ns/m]	60.61
$k_\psi$ [Nm/rad]	1825.52
$c_\psi$ [Nms/rad]	1.05
$k_\gamma$ [Nm/rad]	882.00
$c_\gamma$ [Nms/rad]	10.13
$k_t$ [N/m]	8777.93
$c_t$ [Ns/m]	151.49
$m_2$ [kg]	18.82
$m_3$ [kg]	18.82
$m_1$ [kg]	10.50
$h_{g1}$ [m]	0.17
$m_4$ [kg]	10.61

Tabella 5.1 Risultati del fitting: modello a 5 g.d.l.

In tabella Tabella 5.2 sono riportati gli errori del fitting definiti secondo le equazioni (3.9) e (3.10), valutati per tutte le FRF considerate nella procedura di fitting.

	$e_m$	$e_\varphi$
$FRF$	0.21	0.26
$FRF_{F_y}$	0.13	0.13
$FRF_{M_x}$	0.49	0.15

Tabella 5.2 Errori del fitting

## 5.4 Metodologia alternativa per la modellazione del pilota

Finora per realizzare un modello di pilota motociclistico si è seguita una procedura di tipo biomeccanico, cioè al fine di interpretare i dati sperimentali sono stati realizzati dei modelli dinamici di pilota coerenti con le caratteristiche anatomiche del corpo umano, utilizzando procedure di ottimizzazione per trovare i parametri tali da approssimare in modo migliore i dati sperimentali.

Tuttavia la procedura proposta finora in quest'ultimo capitolo ha messo in luce alcune complessità per realizzare un modello che sia coerente con la misura delle forze di reazione sperimentali nel caso di rollo; infatti il modello risulta non banale da realizzare ed implementare poiché caratterizzato da 5 g.d.l., inoltre il fitting dei dati sperimentali è solo discreto.

Pertanto è stata messa a punto una procedura alternativa a quelle proposte precedentemente.

L'idea di base è quella di non utilizzare modelli biomeccanici di identificazione, ma sostituire il pilota con tutte le forze ed i momenti di reazione che esso esercita con il motociclo, che verranno poi applicate al modello multibody di veicolo a 2 ruote.

Il pilota è connesso alla motocicletta in diversi punti rappresentati da pedane, sella, serbatoio, e manubrio.

Pertanto in tali punti vi sarà un'interazione tra il veicolo ed il pilota che darà origine a delle forze di interazione; in particolare se consideriamo un veicolo a due ruote esso può essere diviso in avantreno e retrotreno (come descritto al paragrafo 1.1.1), che sono due corpi separati; in particolare sul retrotreno agiranno le forze trasmesse tramite sella, pedane e serbatoio mentre all'avantreno quelle trasmesse attraverso il manubrio.

In Fig. 5.13 è raffigurato uno schema concettuale per la sostituzione del pilota con tutte le forze di interazione che esso scambia con la motocicletta: il sistema di riferimento è posto nel centro di contatto con il suolo della ruota posteriore ed il piano x-z rappresenta il piano di simmetria della motocicletta.

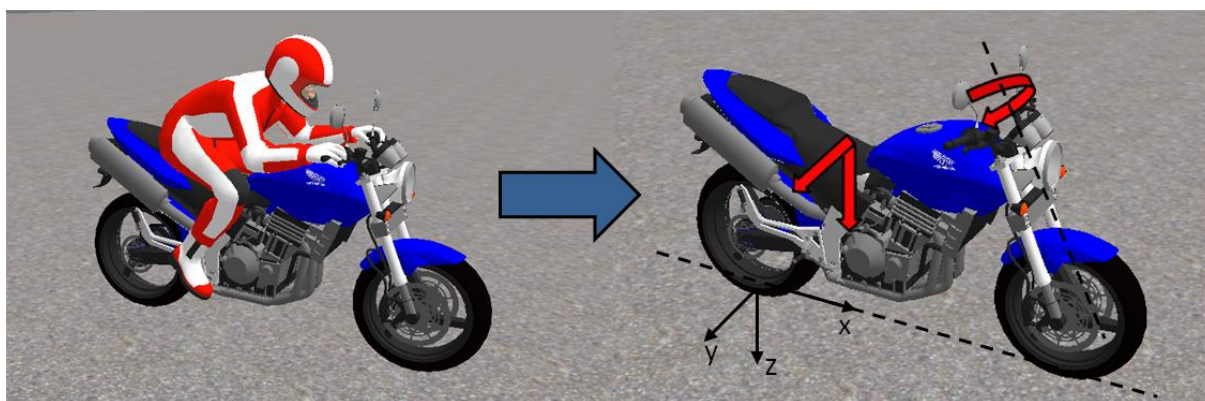


Fig. 5.13 Schematizzazione della metodologia di sostituzione del pilota

Nello specifico, in Fig. 5.14 sono rappresentate tutte le forze di interazione tra pilota e motociclo che vengono applicate sul retrotreno ed avantreno della motocicletta.

Come si può vedere l'interazione tra pilota e retrotreno viene schematizzata con 3 forze e 3 momenti risultanti di assi mutuamente perpendicolari tra di loro indicati rispettivamente con  $F_x$ ,  $F_y$ ,  $F_z$ ,  $M_x$ ,  $M_y$ ,  $M_z$ .

Sull'avantreno invece agisce solo il momento attorno all'asse di sterzo indicato con  $M_s$ , visibile

nella vista dall'alto.

Si procede analizzando la natura delle varie forze e momenti di interazione e la loro causa.

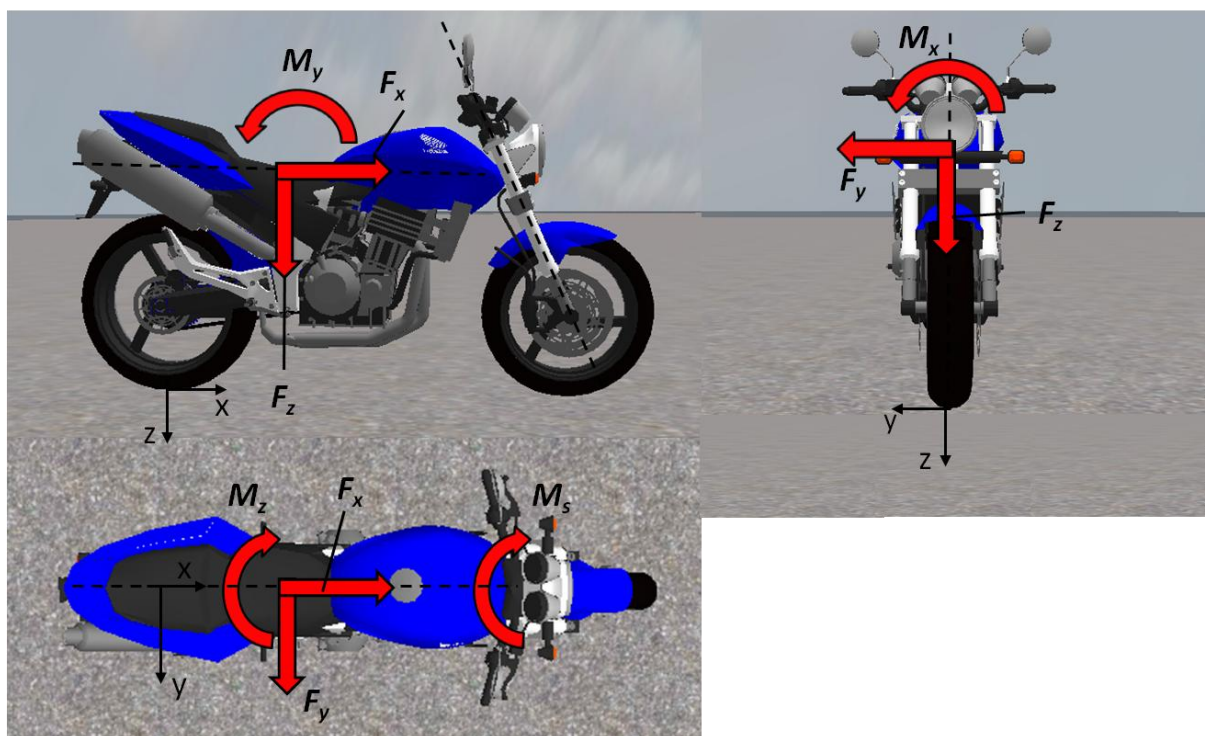


Fig. 5.14 Forze di interazione agenti sulla motocicletta

La forza  $F_x$  in questa analisi volta allo studio della stabilità, e quindi in condizioni tipiche di moto rettilineo uniforme, è ritenuta nulla poiché il pilota potrebbe applicare forze in questa direzione solo spingendo o tirando il manubrio oppure spingendo sulle pedane, azioni tipiche della guida sportiva e quindi non pertinenti nell'ambito di questa analisi.

Proseguendo la forza  $F_z$  è la reazione vincolare che la motocicletta esercita per bilanciare la forza peso del pilota, e pertanto è facilmente determinabile; essa avrà direzione verticale e sarà passante per il baricentro del pilota con postura assunta in sella alla motocicletta; la coordinata  $x$  del punto di applicazione della forza  $F_z$  è pertanto determinata, quella  $y$  risulta 0 per simmetria del pilota, mentre la coordinata  $z$  dipende dalla frazione di peso del pilota che si scarica su sella, manubrio e pedane. In prima approssimazione si può porre alla stessa coordinata  $z$  della sella poiché si ipotizza che la maggior parte del peso sia bilanciato da quest'ultima, approssimazione corretta soprattutto nel caso di motociclette turistiche che non costringono il pilota ad elevate inclinazioni del busto in avanti.

La forza  $F_y$  non è di tipo statico, ma essa nasce qualora vi siano delle oscillazioni di rollio o imbardata della motocicletta, e pertanto si deve valutare mediante prove di laboratorio come effettuato in questo capitolo per il moto di rollio.

Le stesse considerazioni si possono effettuare anche per i momenti di interazioni indicati con  $M_x$  ed  $M_z$ , mentre il momento  $M_y$  si può ritenere nullo.

Per caratterizzare le forze  $F_y$  ed i momenti  $M_x$  e  $M_z$  è necessario considerare le oscillazioni tipiche di un veicolo a due ruote, cioè rollio del retrotreno indicato con  $\varphi$ , imbardata del retrotreno indicata con  $\psi$ , rotazione dello sterzo indicata con  $\delta$ ; a rigore si deve considerare anche lo

spostamento laterale  $y$  del retrotreno, ma il suo effetto è riconducibile a quello del rollio nell'ipotesi di piccole oscillazioni, tipicamente adottata nello studio della stabilità dei veicoli a due ruote.

Pertanto, similmente a quanto è stato proposto in questo capitolo al paragrafo 5.1 per il moto imposto di rollio, con l'attrezzatura descritta al paragrafo 2.3, è necessario realizzare delle prove sperimentali in cui si applica il movimento imposto (rollio, imbardata o sterzo) e si misurano le forze di interazione scambiate tra il pilota ed il simulacro di motocicletta, e ricavare in modo del tutto analogo a quanto già illustrato delle FRF tra il moto imposto (in questo caso si considera la velocità di rotazione) e le forze/momenti di interazione.

È possibile formalizzare questo procedimento (nel dominio della frequenza) nel modo seguente:

$$\begin{Bmatrix} F_y \\ M_x \\ M_z \\ M_s \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} FRF_{Fy\phi} & FRF_{Fy\psi} & FRF_{Fy\delta} \\ FRF_{Mx\phi} & FRF_{Mx\psi} & FRF_{Mx\delta} \\ FRF_{Mz\phi} & FRF_{Mz\psi} & FRF_{Mz\delta} \\ FRF_{Ms\phi} & FRF_{Ms\psi} & FRF_{Ms\delta} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\phi} \\ \dot{\psi} \\ \dot{\delta} \end{Bmatrix} \quad (5.8)$$

Dove gli elementi della matrice rappresentano le varie FRF; in particolare le  $FRF_{Fy\phi}$  e  $FRF_{Mx\phi}$  coincidono rispettivamente con  $FRF_{Fy}$  e  $FRF_{Mx}$  definite al paragrafo 5.1.

Poiché il moto di rollio è un'oscillazione attorno all'asse  $x$  è opportuno ritenere che tale movimento non provochi una reazione del pilota in termini di  $M_z$  e  $M_s$ , pertanto si può dedurre che  $FRF_{Mz\phi}=0$  e  $FRF_{Ms\phi}=0$ ; per quanto riguarda le altre componenti non si possono effettuare semplificazioni a priori, ma si può ipotizzare con una certa semplificazione che l'oscillazione dello sterzo non provochi forza laterale  $F_y$  e momento  $M_x$ .

Per il moto di imbardata invece ci si aspetta che tutte e tre le FRF siano non nulle poiché si utilizza il sistema di riferimento di Fig. 5.12 e Fig. 5.13, con l'asse  $z$  di imbardata passante per il punto di contatto della ruota posteriore (scelta tipica per la scrittura delle equazioni del moto del veicolo, [11]).

Sotto queste ipotesi semplificative la (5.8) pertanto si semplifica come segue:

$$\begin{Bmatrix} F_y \\ M_x \\ M_z \\ M_s \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} FRF_{Fy\phi} & FRF_{Fy\psi} & 0 \\ FRF_{Mx\phi} & FRF_{Mx\psi} & 0 \\ 0 & FRF_{Mz\psi} & FRF_{Mz\delta} \\ 0 & FRF_{Ms\psi} & FRF_{Ms\delta} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\phi} \\ \dot{\psi} \\ \dot{\delta} \end{Bmatrix} \quad (5.9)$$

Dal punto di vista sperimentale pertanto l'apparato utilizzato per le prove di rollio descritte in questo capitolo, dotato di un'ulteriore sensore di coppia applicata allo sterzo, analogo a quello descritto al paragrafo (2.2) è sufficiente per la valutazione di tutti gli elementi della matrice di equazione (5.8).

Infatti, con riferimento alla Fig. 5.15, una volta scelto un polo di riferimento  $P$  è possibile calcolare il momento  $M_{zp}$  come segue:

$$M_z = F_{yf}a - F_{yr}b \quad (5.10)$$

Dal punto di vista dell'implementazione nel modello multibody di veicolo a 2, poiché le varie FRF sono dei numeri complessi è necessaria ottenere un'equazione rappresentativa di quest'ultime, e ciò può essere realizzato mediante un'interpolazione di tipo polinomiale per esempio.

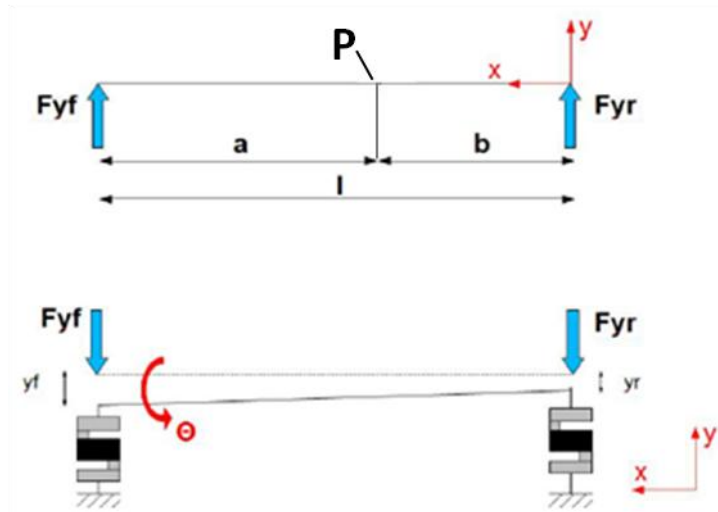


Fig. 5.15 Schema per il calcolo di  $M_z$

In altre parole in questo caso si effettua un fitting del modulo e della fase delle varie FRF sperimentali ma non con un espressione derivante da un modello biomeccanico ma del tutto arbitraria.

A titolo di esempio in sono riportati i risultati ottenuti con un polinomio di undicesimo grado per le  $FRF_{Fy\varphi}$  e  $FRF_{Mx\varphi}$ .

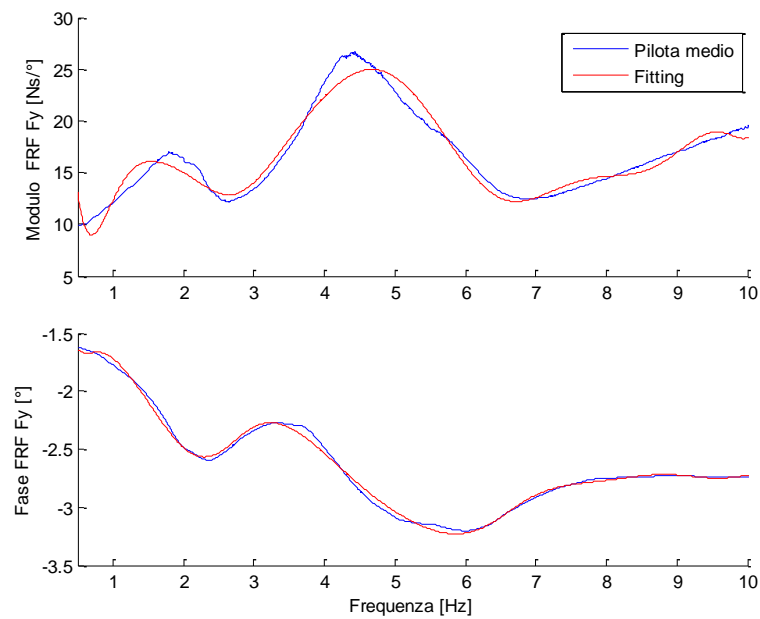


Fig. 5.16  $FRF_{Fy\varphi}$  sperimentale e fitting

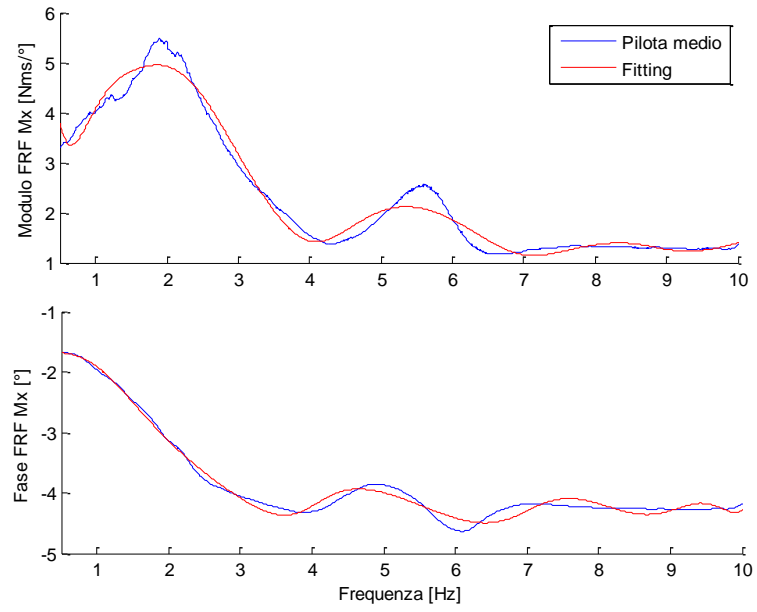


Fig. 5.17  $FRF_{Mx\phi}$  sperimentale e fitting

## **6 VALIDAZIONE E CONFRONTO DEI RISULTATI: PROVE SU STRADA**

Per valutare il reale comportamento in condizioni reali di weave della motocicletta si è ritenuto opportuno effettuare delle prove sperimentali su strada.

In particolare è stata messa a punto una strumentazione realizzata in modo tale da caratterizzare i movimenti principali del busto del pilota senza interferire nella guida, mentre il motociclo è stato dotato di opportuni sensori per al fine di valutarne la dinamica.

Le prove sono state eseguite in rettilineo a velocità costante, ed i risultati ottenuti sono stati pubblicati successivamente in [9].

## 6.1 Strumentazione utilizzata e metodi di prova

La motocicletta utilizzata per questa campagna di prove sperimentali su strada è stata scelta in modo tale da esaltare il fenomeno del weave, comportamento ottenibile con un veicolo sufficientemente instabile, e dotata di una buona protezione aerodinamica del pilota in modo da non influenzarne il comportamento alle alte velocità.

Per le suddette ragioni è stata utilizzata una motocicletta di tipo turistico equipaggiata con un motore di 1300 cc, peso in ordine di marcia di 302 Kg e passo di 1.6 m.

Le prove sono state effettuate da un pilota professionista di altezza pari a 1.7 m e peso di 82 kg comprensivo di casco tuta e stivali.

Poiché le prove sono volte alla determinazione della risposta passiva del pilota, è stato indicato a quest'ultimo di rimanere in condizioni rilassate, minimizzando il controllo volontario per quanto possibile.

La strumentazione impiegata per la motocicletta è composta dai seguenti elementi:

- un potenziometro angolare per la misura dell'angolo di sterzo
- una piattaforma inerziale dotata di tre accelerometri e tre girometri,
- un'unità GPS per la ricostruzione della traiettoria

La piattaforma inerziale è stata posizionata nel telaio del motociclo, vicino al canotto di sterzo, con un'orientazione tale da rispettare la convenzione SAE per il sistema di riferimento.

Per la ricostruzione dei movimenti del busto del pilota è stato considerato un modello a 2 g.d.l. come rappresentato in Fig. 6.1: il grado di libertà relativo allo spostamento laterale del bacino è indicato con  $y_r$  mentre il rimanente è rappresentato dalla rotazione di rollio del busto del pilota, indicata con  $\theta_m$ .

La misura sperimentale di  $y_r$  viene effettuata da un potenziometro lineare collegato alla motocicletta mediante un'apposita piastra, mentre la rotazione  $\theta_r$  è stata rilevata tramite una leva oscillante connessa alla motocicletta mediante un potenziometro rotativo.



Fig. 6.1 Il sistema di misura

Le prove sono state effettuate in rettilineo a velocità costante a quattro differenti velocità; 160,

180, 200, 210 Km/h; il pilota durante le prove, eccita le vibrazioni della motocicletta con un impulso allo sterzo e successivamente lascia oscillare la motocicletta liberamente (maggiori informazioni sulle modalità di prova sono descritte in [9], pp 3-5).

Alle velocità di 160 e 180 Km/h le oscillazioni di weave della motocicletta risultano stabili, pertanto tendono a decrescere nel tempo, mentre alle alte velocità (200 e 210 Km/h) lo stesso modo di vibrare risulta auto eccitato, cioè tende a mantenere la stessa ampiezza.

In Fig. 6.2 sono riportati i segnali misurati durante le prove sperimentali a 160 Km/h, in particolare l'angolo di sterzata della motocicletta  $\delta$ , la velocità di rollio della motocicletta  $G_x$ , quella di imbardata  $G_z$ , l'accelerazione laterale  $a_y$  e la rotazione della leva oscillante collegata al busto del pilota  $\theta_m$ .

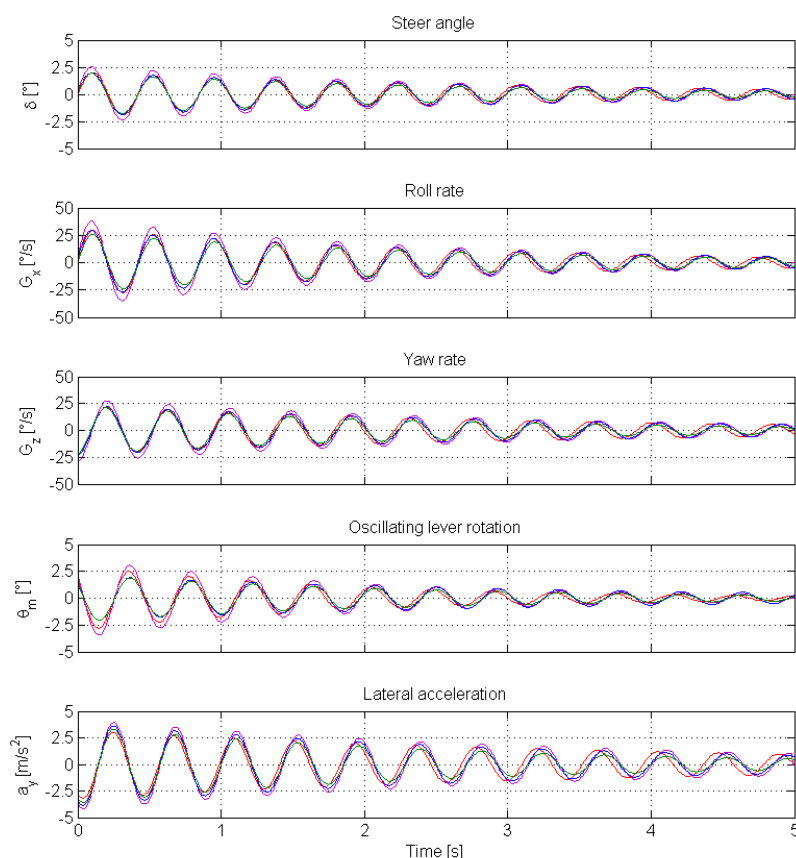


Fig. 6.2 Ripetibilità delle misure effettuate a 160 km/h

Tutti i segnali analizzati sono caratterizzati da un andamento sinusoidale con ampiezza decrescente e frequenza media pari a 2.3 Hz, e la ripetibilità risulta buona per tutte le grandezze considerate; l'ampiezza dello spostamento laterale del pilota  $y_r$  misurata in tutte le prove è piccola (circa 1.9mm) e probabilmente dovuta a movimenti casuali del pilota, pertanto questa grandezza verrà trascurata nelle successive analisi; ciò consente di effettuare l'approssimazione  $\theta_r = \theta_m$ , cioè la rotazione del busto del pilota è considerata uguale a quella della leva oscillante di misura.

## 6.2 Metodologia di fitting utilizzata

Per caratterizzare un modo di vibrare è necessario fornire una frequenza ed un rapporto di smorzamento [38]. In particolare quando si eccita un sistema meccanico complesso tipicamente si manifestano più modi di vibrare contemporaneamente; in questo specifico caso invece, come visibile in Fig. 6.2, la frequenza di tutti i segnali rilevati ed il loro rapporto di smorzamento risultano circa uguali e ciò significa che il modo di weave è predominante rispetto a tutti gli altri. Pertanto è possibile utilizzare una metodologia di fitting dei dati sperimentali semplice e nel dominio del tempo.

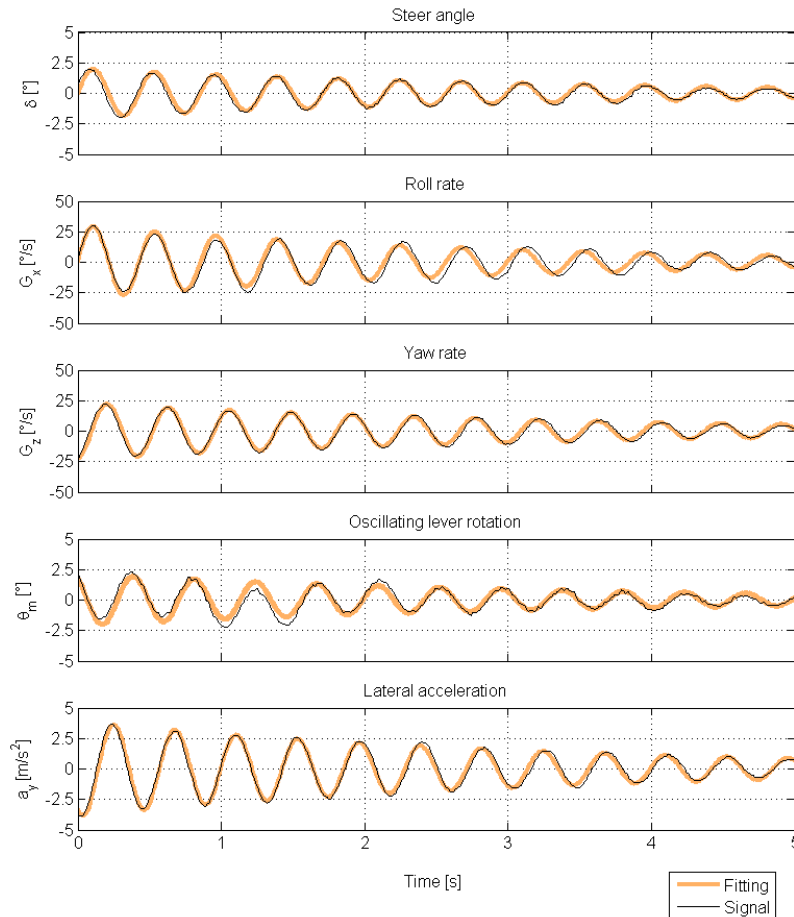


Fig. 6.3 Segnali misurati e fitting a 160 Km/h

Per le prove svolte a 160 e 180 Km/h, poiché il modo di weave risulta stabile e quindi smorzato, è stata utilizzata un'espressione di tipo sinusoidale con smorzamento esponenziale:

$$S(t) = S_0 e^{-2\pi f_n \zeta t} \cdot \sin \left[ \left( \sqrt{1 - \zeta^2} \cdot 2\pi f_n \right) t - \phi \right] \quad (6.1)$$

In cui  $S(t)$  è il segnale nel tempo oggetto del fitting,  $S_0$  l'ampiezza iniziale del segnale,  $f_n$  la frequenza naturale non smorzata,  $\zeta$  il rapporto di smorzamento e  $\phi$  la fase.

La frequenza naturale  $f_n$  e il rapporto di smorzamento,  $\zeta$  sono caratteristiche globali del modo di vibrare, mentre l'ampiezza  $S_0$  e la fase  $\phi$  sono proprietà di ciascuna componente modale.

Poiché il segnale misurato della rotazione dello sterzo  $\delta$  risultava particolarmente chiaro è stato il primo ad essere utilizzato per l'operazione di fitting per identificare le caratteristiche globali, e

successivamente il fitting è stato effettuato su tutti gli altri segnali con i parametri  $f_n$  e  $\zeta$  ricavati dal fitting di  $\delta$ .

Per i segnali delle prove a 200 e 210 Km/h, velocità a cui il weave è auto eccitato la procedura di fitting è stata realizzata con l'equazione (6.1) in cui  $\zeta = 0$ .

Signal	$\delta$	$G_x$	$G_z$	$\theta_m$	$a_y$
rms/ $S_0$ %	5.20	5.22	6.00	12.56	6.47

Tabella 6.1 Risultati del fitting a 160 Km/h

In Fig. 6.3 sono riportati esempi di risultati ottenuti con la procedura per le prove svolte a 160 Km/h, mentre in Tabella 6.1 e Tabella 6.2 sono riportati i residui del fitting in termini di rapporto tra l'RMS dell'errore e l'ampiezza  $S_0$ .

Signal	$\delta$	$G_x$	$G_z$	$\theta_m$	$a_y$
rms/ $S_0$ %	5.20	5.22	6.00	12.56	6.47

Tabella 6.2 Risultati del fitting a 210 Km/h

I segnali misurati in termini di velocità ed accelerazione ( $G_x, G_z, a_y$ ) sono poi stati integrati per ottenere i corrispettivi valori in termini di spostamenti, secondo le relazioni seguenti:

$$\begin{aligned} \varphi(t) &= \int G_x(t) dt = \frac{(G_x)_0}{2\pi f_n} e^{-2\pi f_n \zeta t} \cdot \sin \left[ \left( \sqrt{1-\zeta^2} \cdot 2\pi f_n \right) t - \left( \arcsin(\zeta) + \frac{\pi}{2} + \phi \right) \right] \\ \psi(t) &= \int G_z(t) dt = \frac{(G_z)_0}{2\pi f_n} e^{-2\pi f_n \zeta t} \cdot \sin \left[ \left( \sqrt{1-\zeta^2} \cdot 2\pi f_n \right) t - \left( \arcsin(\zeta) + \frac{\pi}{2} + \phi \right) \right] \\ y(t) &= \iint a_y(t) dt = \frac{(a_y)_0}{(2\pi f_n)^2} e^{-\omega_n \zeta t} \cdot \sin \left[ \left( \sqrt{1-\zeta^2} \cdot 2\pi f_n \right) t - \left( 2 \arcsin(\zeta) + \pi + \phi \right) \right] \end{aligned} \quad (6.2)$$

### 6.3 Analisi dei risultati

I parametri identificati con le procedure descritte al paragrafo precedente vengono ora analizzati e commentati.

In Fig. 6.4 e Fig. 6.5 sono rappresentati rispettivamente i valori medi del parametro  $f_n$  e  $\zeta$  rispettivamente con le relative bande d'errore ( $\pm\sigma$ , deviazione standard); si può osservare che la frequenza naturale del modo di weave tende ad aumentare leggermente con la velocità, mentre il rapporto di smorzamento ha un comportamento opposto.

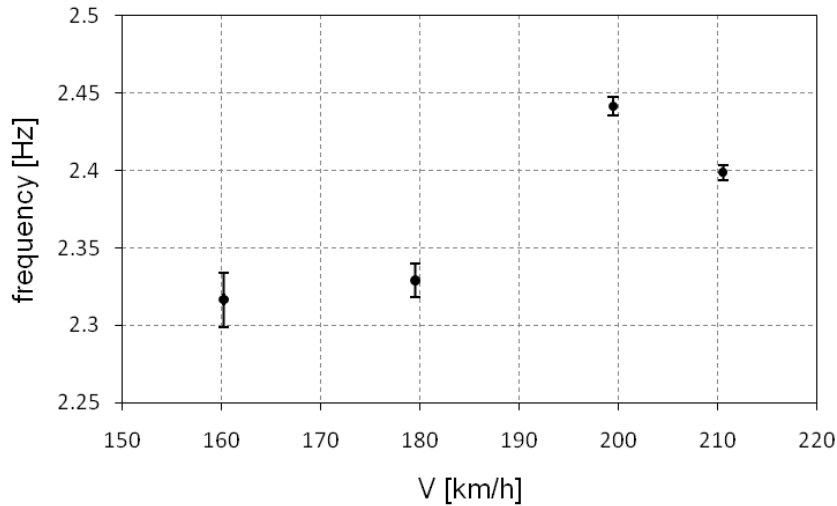


Fig. 6.4 Frequenze identificate al variare della velocità

Il vettore modale del weave è rappresentato tramite un grafico definito "compass plot", riportato in Fig. 6.6 e Fig. 6.7.

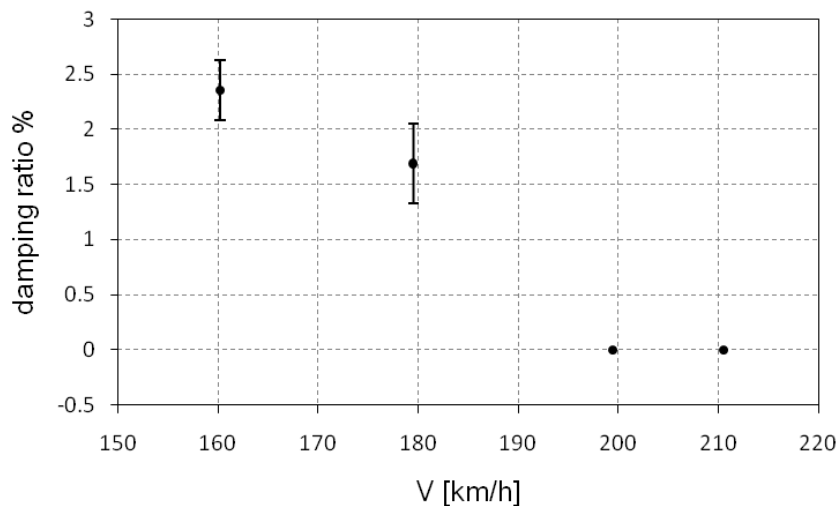


Fig. 6.5 Rapporti di smorzamento identificati al variare della velocità

Le grandezze sono rappresentate in termini di ampiezza, normalizzata rispetto alla più grande; lo spostamento laterale  $y$  è assunto di ampiezza unitaria per poterlo confrontare con le altre grandezze di rotazione.

I vettori rappresentanti le varie grandezze considerate sono ruotati di un angolo  $\Delta\phi$  rispetto alla rotazione di sterzo  $\delta$  che è il riferimento (con fase nulla).

La rotazione del busto del pilota  $\theta_r$  è la più elevata, ed è sfasata di  $230^\circ$  circa rispetto alla rotazione di rollio.

Analizzando la rotazione del busto del pilota  $\theta_r$  relativamente all'angolo di rollio della motocicletta  $\varphi$  è possibile effettuare un confronto con le FRF sperimentali ricavate in laboratorio durante le prove a rollio imposto; se si considerano le FRF di movimento riportate in Fig. 3.3 definite al paragrafo 3.1.1, considerando la frequenza di circa 2 Hz si osserva che la fase assume il valore di circa  $240^\circ$ , valore molto vicino alla differenza allo sfasamento relativo tra  $\theta_r$  e  $\varphi$  riscontrabile nei "compass plot" di Fig. 6.6 e Fig. 6.7.

Da questo punto di vista vi è pertanto buon accordo tra i risultati di laboratorio e quelli derivanti da prove su strada.

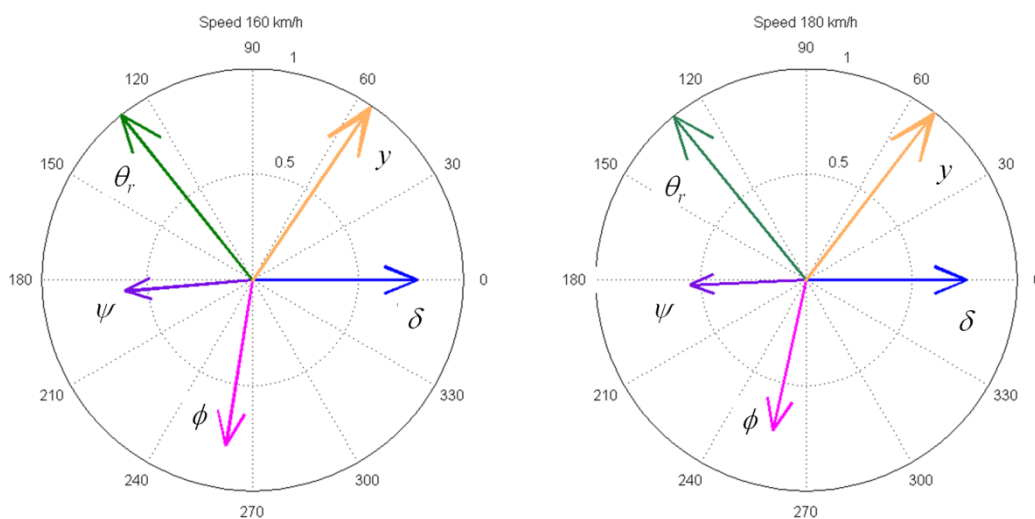


Fig. 6.6 Forma modale sperimentale del modo di weave stabile

In Fig. 6.7 sono rappresentati i risultati ottenuti nel caso di weave auto eccitato; in questo caso la componente maggiore risulta la rotazione dello sterzo, seguita dalla rotazione del busto del pilota.

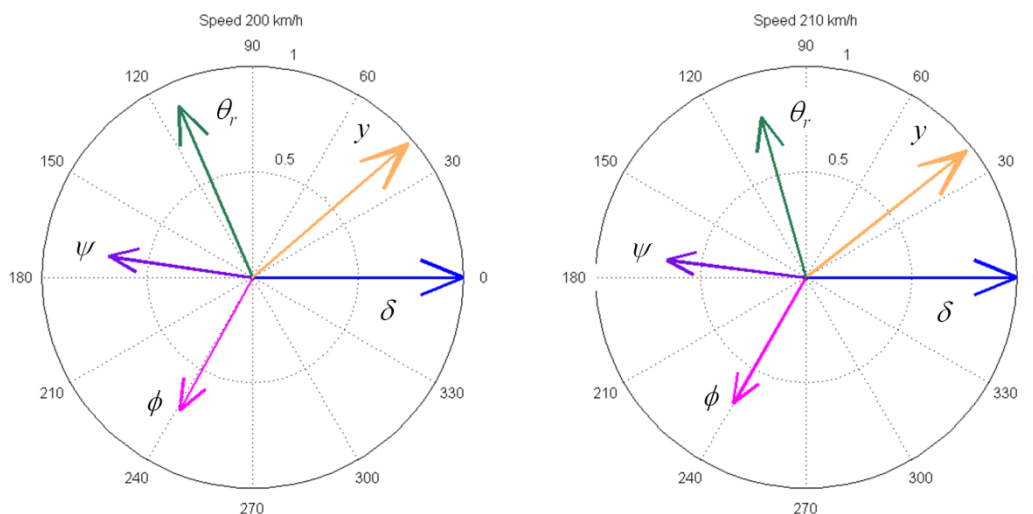


Fig. 6.7 Forma modale sperimentale del modo di weave auto eccitato

### 6.4 Analisi numerica: simulazione e risultati

Le simulazioni proposte in questo paragrafo sono state realizzate utilizzando il software commerciale FastBike [15], che utilizza il modello di motocicletta descritto al paragrafo 1.1.3; le flessibilità strutturali del telaio e dell'avantreno sono state considerate nell'analisi in seguito proposta.

Speed [km/h]	160		180		200		210	
	Freq. (Hz)	Damp. %	Freq. (Hz)	Damp. %	Freq. (Hz)	Damp. %	Freq. (Hz)	Damp. %
Road tests	2.32	2.35	2.33	1.69	2.44	0	2.4	0
Num. 1 dof rider	2.22	2.3	2.32	1	2.42	-0.3	2.46	-0.8
Num. rigid rider	2.17	-3	2.27	-5	2.36	-6	2.4	-7

Tabella 6.3 Parametri identificati sperimentali e numerici

Per quanto riguarda il modello di pilota è stato utilizzato il modello ad un g.d.l. descritto al paragrafo 3.2.1; tale modello deriva da un procedimento di identificazione biomeccanica con moto di rollio imposto, e pertanto non comprende l'eventuale azione dovuta allo sterzo, poiché era stato espressamente richiesto al pilota di minimizzare l'azione di controllo del manubrio della motocicletta.

Inoltre sono state effettuate le simulazioni anche con un pilota rigido per mettere in luce l'influenza di un corretto modello di pilota sull'intero sistema uomo-veicolo.

In Fig. 6.8 e Fig. 6.9 sono rappresentati i "compass plot" relativi alle simulazioni numeriche, normalizzati in modo analogo a quelli sperimentali rispettivamente per il weave stabile ed auto eccitato.

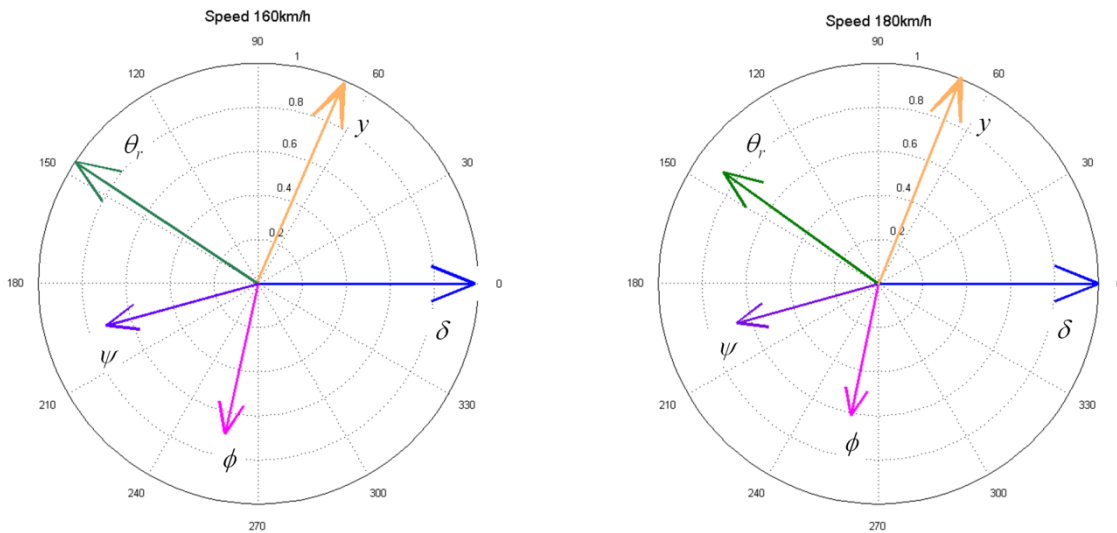


Fig. 6.8 Forma modale numerica del modo di weave stabile

Si può osservare che vi è una buona corrispondenza tra i risultati sperimentali e quelli numerici. I risultati ottenuti sono riportati in Tabella 6.3: in essa sono riportati i risultati sperimentali, numerici con pilota ad 1 g.d.l. e numerici con pilota rigido.

Si osserva un buon accordo tra risultati sperimentali e numerici con modello di pilota ad 1 g.d.l.,

con valori di rapporto di smorzamento leggermente negativi alle alte velocità, mentre quelli sperimentali assumono valore nullo.

Se si confrontano invece i risultati sperimentali con quelli numerici ottenuti con il pilota rigido si osservano variazioni dei valori della frequenza naturale del weave e grandi differenze dei rapporti di smorzamento: con il pilota rigido infatti il modo di weave risulta instabile a 160 e 180 Km/h.

Questo risultato evidenzia l'importanza del ruolo del pilota per la stabilizzazione del modo di weave alle alte velocità.

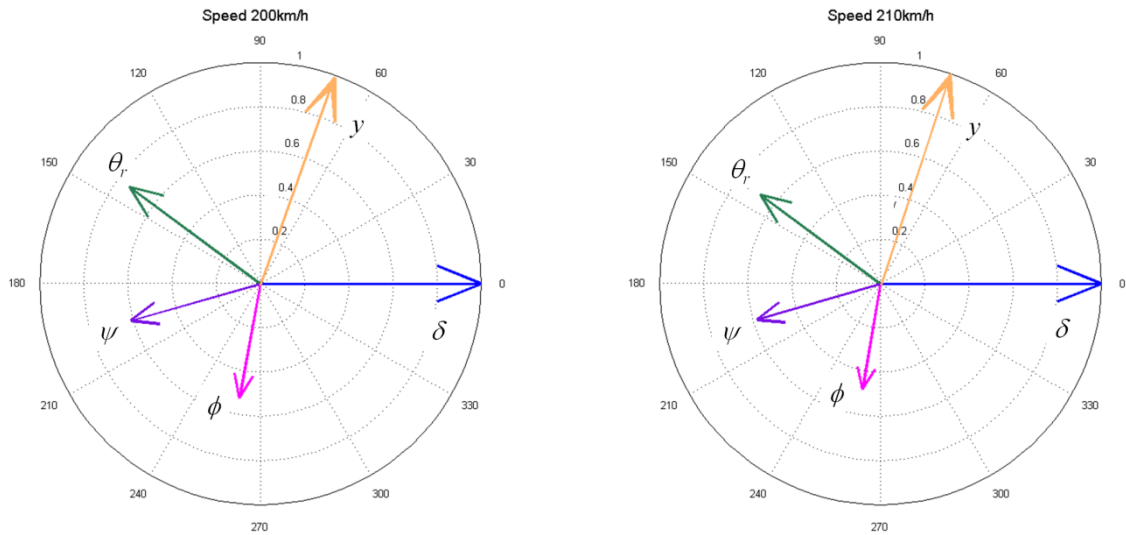


Fig. 6.9 Forma modale numerica del modo di weave auto eccitato

## 7 IMPLEMENTAZIONE DEI MODELLI DI PILOTA ED ANALISI DI STABILITÀ

Nei capitoli 3, 4 e 5 sono state descritte le metodologie di identificazione di modelli biomeccanici di pilota, mentre al capitolo 6 è stato eseguito un confronto tra prove sperimentali e simulazioni con un veicolo tipo motocicletta ed un modello di pilota ad 1 g.d.l.

In questo capitolo gran parte dei modelli di pilota identificati verranno implementati in un modello di veicolo a due ruote volutamente semplice (descritto al paragrafo 1.1.1); tale modello risulta una buona approssimazione di un veicolo a due ruote in cui l'influenza dei pneumatici e delle flessibilità strutturali è trascurabile, e quindi adatto alla descrizione di una bicicletta.

Questa scelta è stata effettuata poiché data la semplicità del veicolo è possibile analizzare in modo più semplice gli effetti che il modello biomeccanico di pilota implementato ha sulla dinamica dell'intero sistema, contrariamente ad un modello di veicolo complesso, che renderebbe difficile l'interpretare e l'analisi dei risultati ottenuti.

In particolare i dati utilizzati per il veicolo sono quelli riportati in [12], tabella 2 (caso bicicletta Browser).

Le equazioni del moto sono state sviluppate in forma simbolica mediante la libreria MBSymba utilizzata con il software Maple; ulteriori informazioni a riguardo sono reperibili in [47] e [48].

Innanzitutto il primo modello di pilota implementato è completamente rigido, e costituisce il riferimento per il confronto con i successivi modelli multibody; ciò permette di valutare le differenze tra i vari modelli biomeccanici di pilota, e soprattutto comprendere quale sia il modello più performante da utilizzare, cioè quello che consente una migliore approssimazione con la minore complicazione.

Esso è caratterizzato da un corpo rigido vincolato al retrotreno del veicolo, indicato con B in Fig. 7.1. I parametri geometrici ed inerziali che lo caratterizzano sono stati ricavati da studi di tipo anatomico, in particolare [11], [14], [17] e [18].

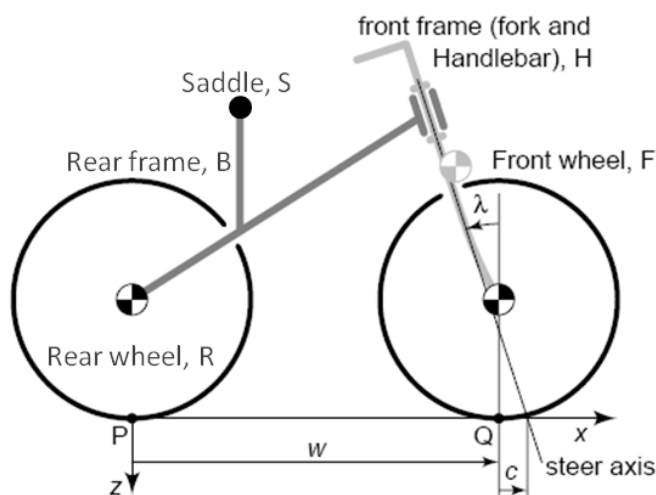


Fig. 7.1 Modello di veicolo a due ruote utilizzato

In Tabella 7.1 sono riportati i parametri geometrici ed inerziali relativi al pilota e le coordinate del punto corrispondente alla sella.

<b>Whole rider</b>		
Center of mass [m]	$(x_{gR}, z_{gR})$	(0.299, -1.020)
Mass [Kg]	$m_R$	70.00
Inertia [Kgm <sup>2</sup> ]	$\begin{bmatrix} I_{Rxx} & I_{Rxy} & I_{Rxz} \\ I_{Rxy} & I_{Ryy} & I_{Ryz} \\ I_{Rxz} & I_{Ryz} & I_{Rzz} \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 8.220 & 0 & 0.627 \\ 0 & 8.530 & 0 \\ 0.627 & 0 & 1.900 \end{bmatrix}$
<b>Upper rider</b>		
Center of mass [m]	$(x_{gUR}, z_{gUR})$	(0.274, -1.187)
Mass [Kg]	$m_{UR}$	47.05
Inertia [Kgm <sup>2</sup> ]	$\begin{bmatrix} I_{URxx} & I_{URxy} & I_{URxz} \\ I_{URxy} & I_{URyy} & I_{URyz} \\ I_{URxz} & I_{URyz} & I_{URzz} \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 2.940 & 0 & 0.0237 \\ 0 & 3.222 & 0 \\ 0.0237 & 0 & 1.094 \end{bmatrix}$
<b>Lower rider</b>		
Center of mass [m]	$(x_{gLR}, z_{gLR})$	(0.348, -0.677)
Mass [Kg]	$m_{LR}$	22.93
Inertia [Kgm <sup>2</sup> ]	$\begin{bmatrix} I_{LRxx} & I_{LRxy} & I_{LRxz} \\ I_{LRxy} & I_{LRyy} & I_{LRyz} \\ I_{LRxz} & I_{LRyz} & I_{LRzz} \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 1.200 & 0 & 0.04 \\ 0 & 0.963 & 0 \\ 0.035 & 0 & 0.718 \end{bmatrix}$
<b>Saddle</b>		
Position [m]	$(x_{gLR}, z_{gLR})$	(0.174, -0.677)

Tabella 7.1 Parametri geometrici ed inerziali del sistema

### 7.1 Modello di pilota rigido

In questo caso il pilota viene considerato come un corpo rigido collegato al retrotreno del veicolo in corrispondenza del punto sella; le caratteristiche geometriche ed inerziali del pilota intero sono riportate in Tabella 7.1, (Whole rider); è bene sottolineare che il pilota in questo caso non è connesso in alcun modo al manubrio, e pertanto su quest'ultimo non viene applicata coppia di sterzo: questa condizione equivale alla guida senza mani.

I risultati ottenuti sono riportati in Fig. 7.2, dove è rappresentato l'andamento della parte reale ed immaginaria degli autovalori del sistema.

In accordo con il criterio di Routh-Hurwitz gli autovalori caratterizzati da parte reale negativo corrispondono ad un'instabilità, mentre la parte immaginaria rappresenta un modo di vibrare oscillante [3].

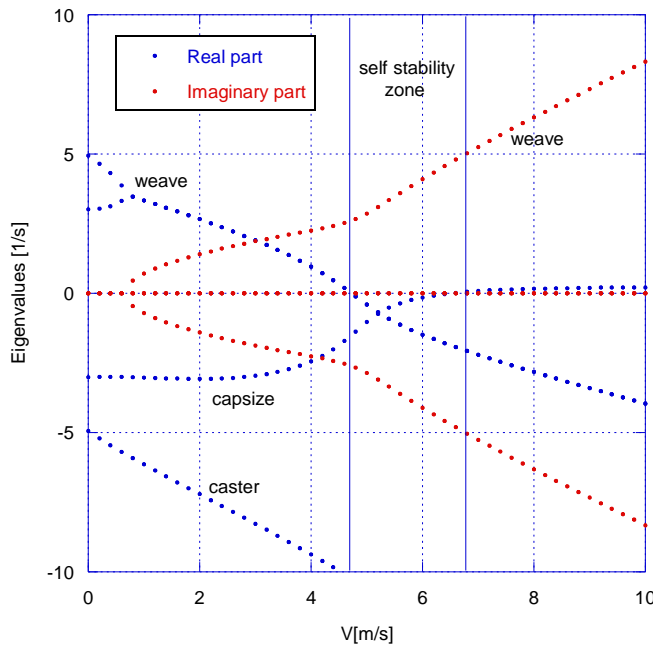


Fig. 7.2 Autovalori con modello di pilota rigido

I risultati ottenuti sono in accordo con quelli presentati in [11] e [12]; i modi di vibrare sono quelli descritti al paragrafo 1.1.1 ed in particolare si osserva la presenza di un campo di velocità in cui tutti gli autovalori sono caratterizzati da parte reale negativa, e tale zona è definita self-stable: il sistema risulta pertanto stabile senza la necessità di applicare azioni volontarie da parte del pilota.

In realtà la zona di stabilità si estende fino alle alte velocità poiché la parte reale relativa all'autovalore del capsizing assume valori prossimi allo zero.

## 7.2 Modelli biomeccanici di pilota

### 7.2.1 Modelli di pilota a rollio

Per prima cosa si è implementato il modello biomeccanico di pilota a rollio ad 1 g.d.l., descritto al paragrafo 3.2.1, con i relativi dati ottenuti dall'identificazione biomeccanica.

I valori inerziali e geometrici attribuiti al modello di pilota sono quelli riportati in Tabella 7.1 caso upper rider, poiché il modello di pilota ad 1 g.d.l. prevede il movimento della sola parte superiore del corpo del pilota; la parte inferiore invece (lower rider) viene considerata rigidamente vincolata al retrotreno del veicolo.

Anche in questo caso il manubrio è libero, cioè non viene applicata nessuna coppia di sterzo.

I risultati ottenuti in questo caso sono rappresentati in Fig. 7.3: essi sono in linea con quanto presentato nel caso di pilota rigido (Fig. 7.2), ma si nota la comparsa di un ulteriore autovalore, caratterizzato da parte reale negativa e visibile in basso a destra nel grafico.

Quest'ultimo è correlato al movimento di pendolamento del corpo del pilota di massa  $m_2$  e inerzia  $J_{xx2}$  rappresentato in Fig. 3.7 (caso  $y_r=0$ ).

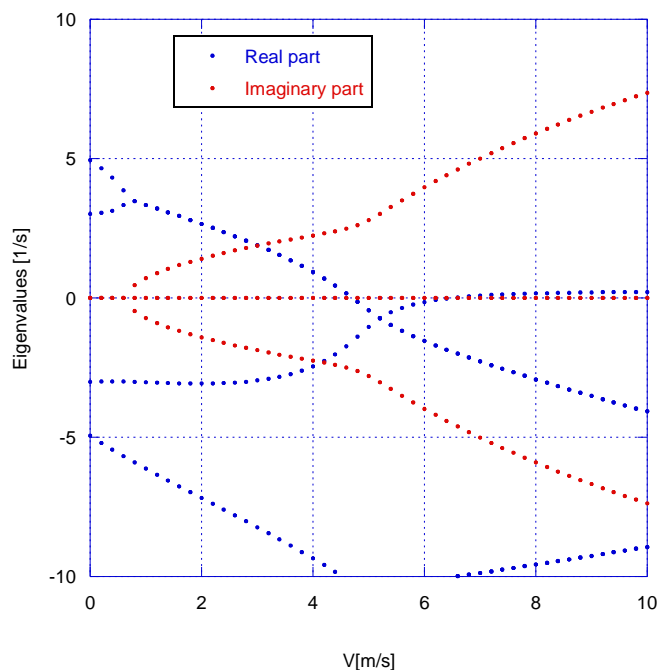


Fig. 7.3 Autovalori, modello ad 1 g.d.l.

Il modello ad 1 g.d.l. a rollio è caratterizzato da rigidità e smorzamento di rotazione  $k_\varphi$  e  $c_\varphi$ ; al fine di comprendere meglio l'influenza di questi due parametri sulla stabilità del sistema è possibile variare il loro valore rispetto a quello nominale.

In particolare viene ora analizzati, definiti nel modo seguente:

- Caso 1:  $k_{\varphi 1} = 0.1k_\varphi$  e  $c_{\varphi 1} = \sqrt{0.1}c_\varphi$
- Caso 2:  $k_{\varphi 2} = 0.01k_\varphi$  e  $c_{\varphi 2} = \sqrt{0.01}c_\varphi$

In Fig. 7.4 vengono riportati la parte reale degli autovalori ottenuti per i 2 casi definiti e per

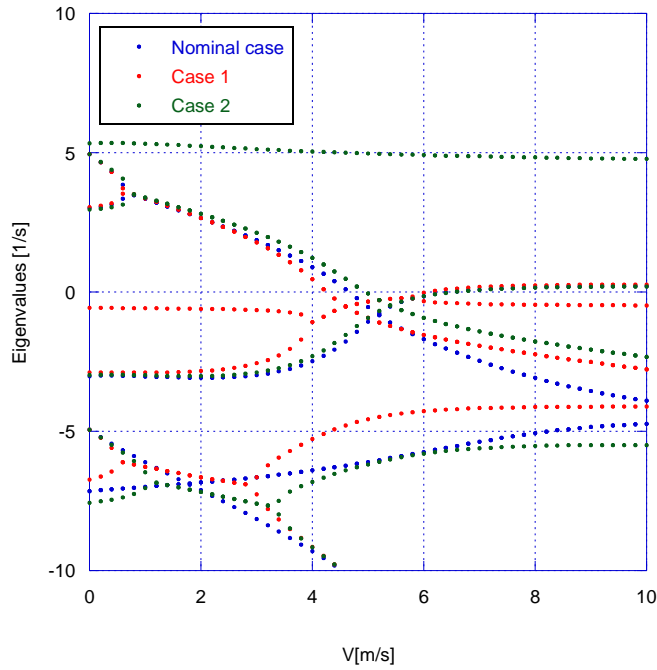


Fig. 7.4 Autovalori reali, modello ad 1 g.d.l., casi 1,2

quello di riferimento, cioè con i valori nominali; si osserva che vi sono delle differenze consistenti nel passaggio dal caso nominale al caso 1 in tutto il campo di velocità considerato, ma permane la zona di auto-stabilità del sistema; il caso 2 invece risulta instabile in tutto il campo di velocità, poiché un autovalore presenta parte reale positiva.

Questo è dovuto al modello di pilota utilizzato: infatti il busto in questo caso è equivalente ad un pendolo inverso, che viene richiamato dalla forza di gravità verso terra, e qualora la molla torsionale e lo smorzatore ad esso collegati assumono valori caratteristici particolarmente contenuti (caso 2) il sistema diventa instabile.

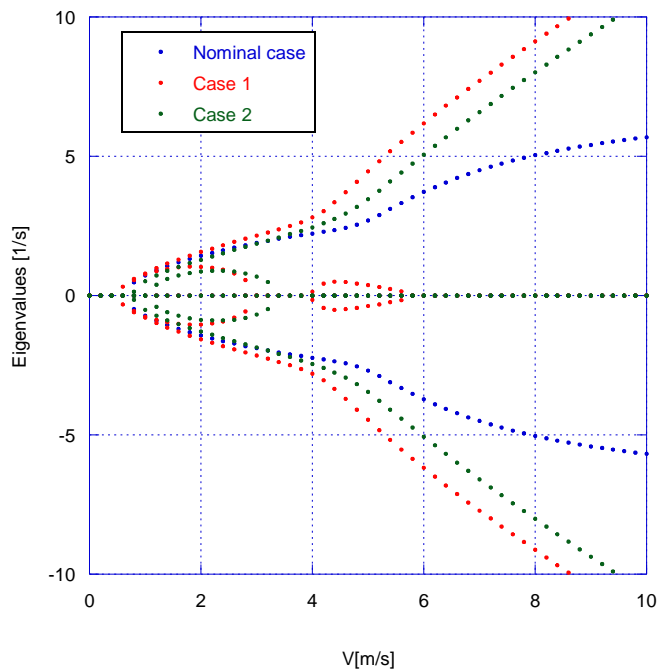


Fig. 7.5 Autovalori immaginari, modello ad 1 g.d.l., casi 1,2

In Fig. 7.5 sono rappresentati le parti immaginarie degli autovalori per i casi definiti precedentemente; l'interpretazione fisica in questo caso non è immediata come per le parti reali, ma si possono apprezzare sostanziali differenze tra i 3 casi considerati.

In particolare si evidenziano differenze tra il caso nominale e gli altri due, con variazioni nella zona tra 1 e 3 m/s e tra 4 e 6 m/s.

Si prosegue ora l'analisi del sistema implementando il modello a 2 g.d.l. a rollio descritto al paragrafo 3.2.2 con i relativi parametri biomeccanici identificati, rappresentato in Fig. 3.7; i risultati ottenuti sono riportati in Fig. 7.6.

Si nota che non vi sono differenze degne di nota rispetto al caso di riferimento per quanto riguarda i modi di vibrare di weave, capsized e caster rispetto al caso di riferimento con pilota rigido (Fig. 7.2), però è interessante notare la comparsa di un ulteriore autovalore di parte reale negativa in tutto il campo di velocità considerato, e quindi stabile; quest'ultimo è dovuto al modo di vibrare ulteriore che nasce a causa dell'aumento di un grado di libertà del modello di pilota considerato, ed è correlato alla traslazione del busto del pilota indicata con  $y_r$ .

Confrontando la Fig. 7.6 con la Fig. 7.3, relativa al modello di pilota ad 1 g.d.l. si nota che l'autovalore di parte reale negativa visibile in basso a destra in Fig. 7.3, attribuito al moto di pendolamento del busto del pilota, si sposta in Fig. 7.6 al di fuori del campo di ordinate considerate verso valori minori, e quindi vi è una stabilizzazione di quest'ultimo modo di vibrare.

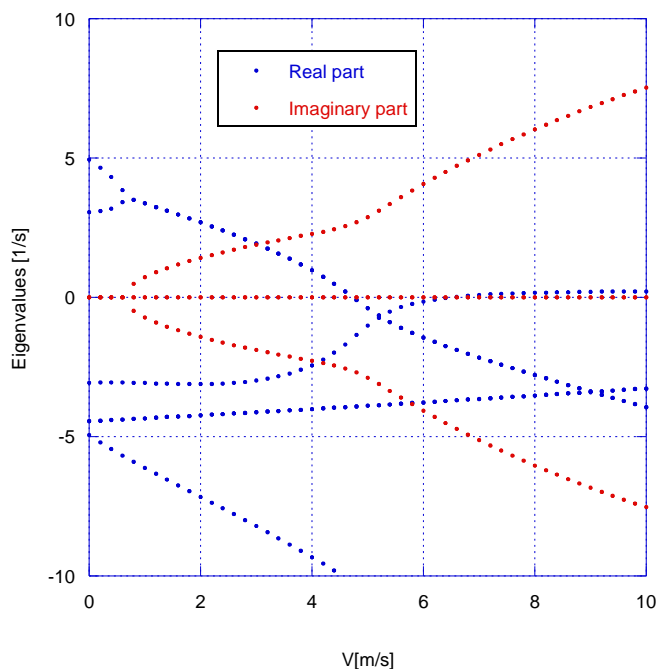


Fig. 7.6 Autovalori, modello a 2 gdl rollio

Proseguendo con l'analisi dei vari modelli si considera ora quello a 3 g.d.l. di rollio descritto al paragrafo 3.2.3 e rappresentato in Fig. 3.8; anche in questo caso l'andamento degli autovalori relativi ai modi di vibrare di weave e capsized risultano in accordo con quanto ricavato per il modello di riferimento, mentre il modo di caster risulta sensibilmente variato.

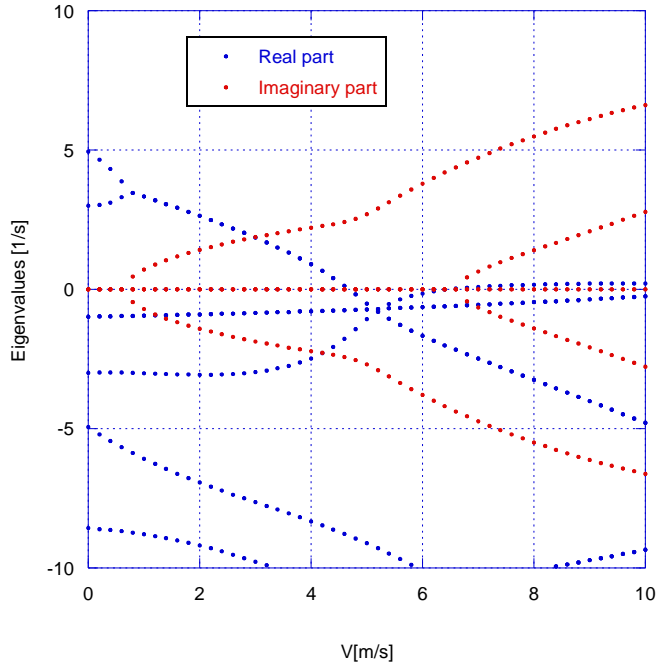


Fig. 7.7 Autovalori, modello a 3 gdl rollio

L'interpretazione fisica risulta complessa in questo caso, poiché il numero di modi di vibrare del sistema risulta incrementato; è possibile comunque osservare delle affinità con il modello ad 1 g.d.l. per quanto riguarda il modo di pendolamento, visibile in basso a destra, e il modo di traslazione laterale in comune con il modello a 2 g.d.l.

Per concludere viene analizzato il modello a 5 g.d.l. presentato al paragrafo 5.2.1, e rappresentato in Fig. 5.9, con i relativi parametri biomeccanici identificati.

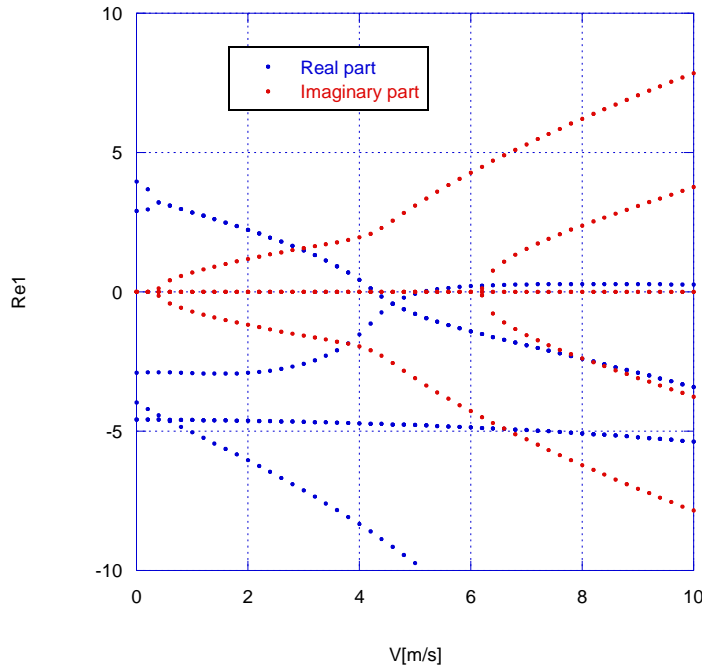


Fig. 7.8 Autovalori, modello a 5 gdl rollio

In questo caso è possibile osservare una variazione sensibile per quanto riguarda i modi di

vibrare di weave, capsize e caster rispetto al caso di riferimento, unitamente alla presenza di ulteriori modi di vibrare dovuti al maggior numero di g.d.l. del modello di pilota ora considerato.

### 7.2.2 Modelli di pilota ad imbardata

Nel seguito verranno implementati al modello di veicolo i modelli di pilota relativi al moto di imbardata descritti ai paragrafi 4.2.2 e 4.2.3 con i relativi parametri biomeccanici identificati, nelle condizioni con e senza mani sul manubrio.

In Fig. 7.9 e Fig. 7.10 sono rappresentati i risultati ottenuti per il modello ad 1 g.d.l. di imbardata nei casi senza e con mani sul manubrio rispettivamente.

Il sistema con pilota senza mani sul manubrio risulta piuttosto simile dal punto di vista dinamico a quello di riferimento con pilota rigido, rappresentato in Fig. 7.2.

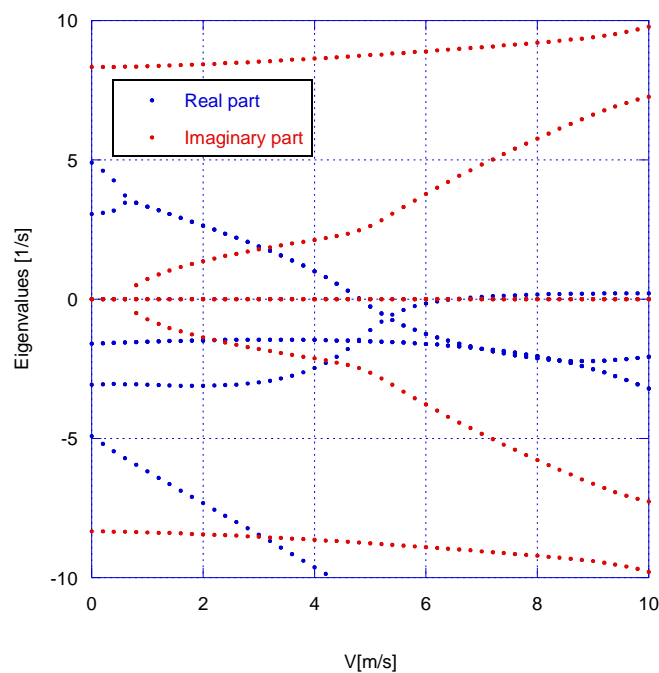


Fig. 7.9 Autovalori, modello ad 1 g.d.l. di imbardata, senza mani sul manubrio

Analizzando invece i risultati ottenuti nel caso di pilota con mani sul manubrio risulta evidente l'instabilità del sistema, poiché una parte reale assume valore positivo in tutto il campo di velocità considerato.

Questo è dovuto all'interferenza che le molle torsionali che rappresentano le braccia del pilota creano tra avantreno e retrotreno del veicolo, causando effetti di destabilizzante.

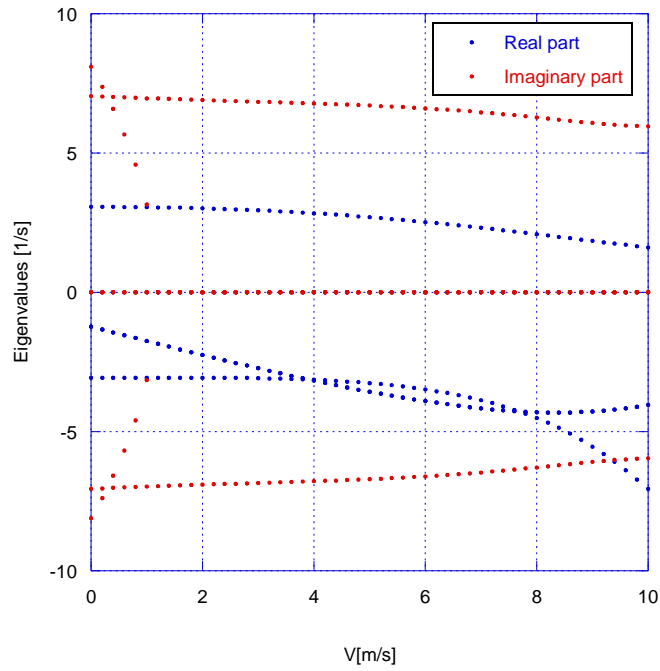


Fig. 7.10 Autovalori, modello ad 1 g.d.l. di imbardata, con mani sul manubrio

Risultati analoghi si possono ottenere anche considerando il modello ad imbardata a 2 g.d.l. di Fig. 4.7.

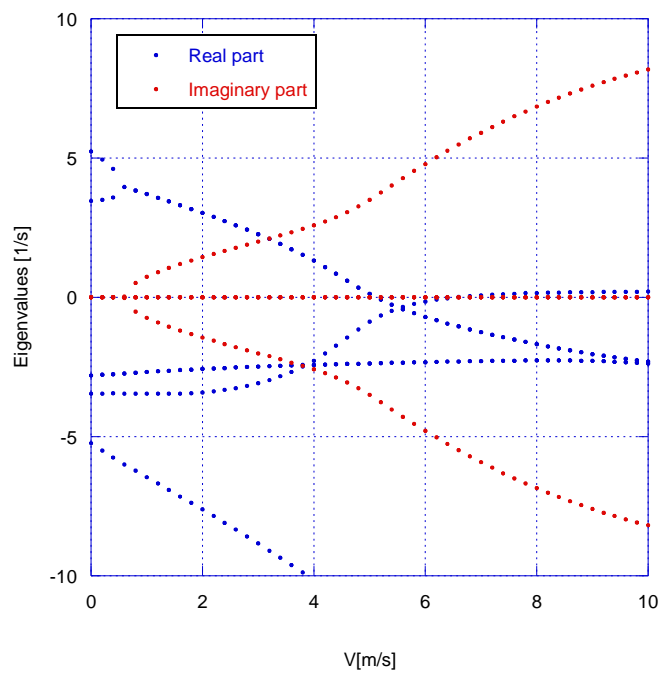


Fig. 7.11 Autovalori, modello a 2 g.d.l. di imbardata, senza mani sul manubrio

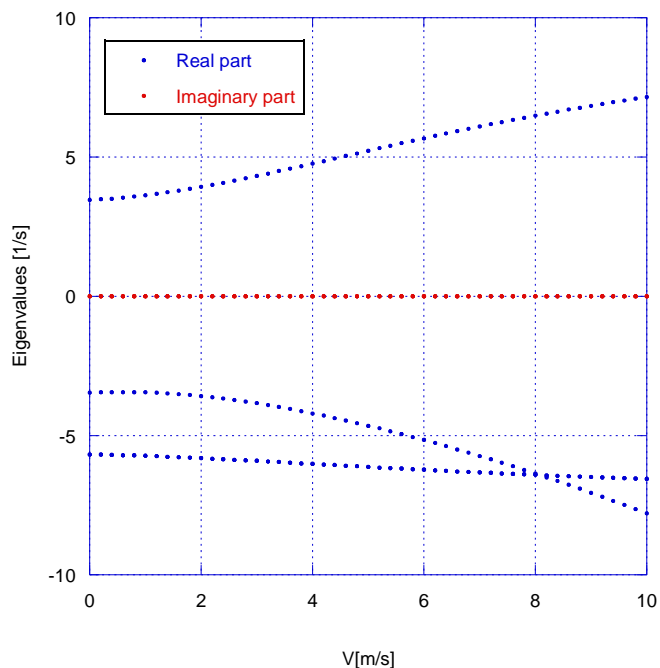


Fig. 7.12 Autovalori, modello a 2 g.d.l. di imbardata, con mani sul manubrio

### 7.2.3 Modelli di pilota combinati rollio-imbardata

Finora i modelli biomeccanici di pilota al rollio ed all'imbardata sono stati analizzati singolarmente, cioè sono stati aggiunti da soli al modello di veicolo a 2 ruote considerato.

In seguito verranno analizzati dei modelli definiti "combinati", cioè realizzati unendo i modelli a rollio ed imbardata in un unico modello biomeccanico completo di pilota.

In Fig. 7.13 è rappresentato il modello combinato a rollio ed imbardata realizzato unendo il modello a rollio ad 1 g.d.l. e quello di imbardata ad 1 g.d.l., caratterizzato pertanto da 2 g.d.l. complessivi.

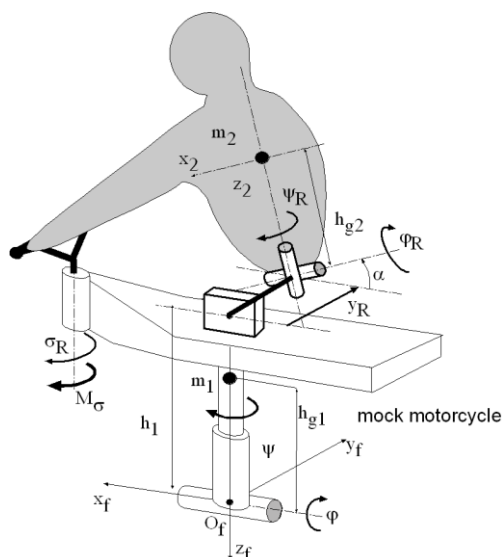


Fig. 7.13 Modello combinato ad 1 g.d.l. rollio ed 1 g.d.l. imbardata

I risultati con il modello combinato appena introdotto sono riportati in Fig. 7.14 e Fig. 7.15 rispettivamente per i casi senza e con le mani sul manubrio.

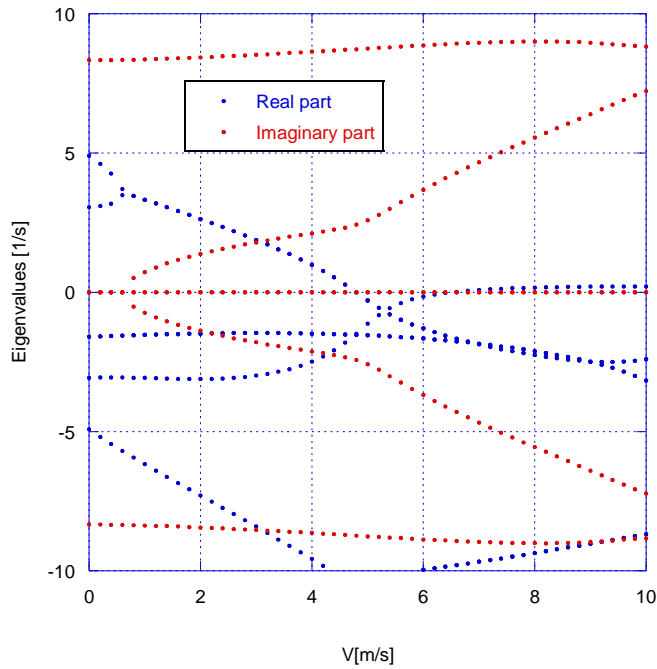


Fig. 7.14 Autovalori, modello combinato ad 1 g.d.l. rollio ed 1 g.d.l. di imbardata, senza mani sul manubrio

I risultati sono in linea con quanto ottenuto precedentemente, cioè con i modelli di pilota solo a rollio ed imbardata e al caso di riferimento con pilota rigido riportato in Fig. 7.2. Sono visibili ulteriori autovalori in figura relativi ai gradi di libertà aggiuntivi di questo modello.

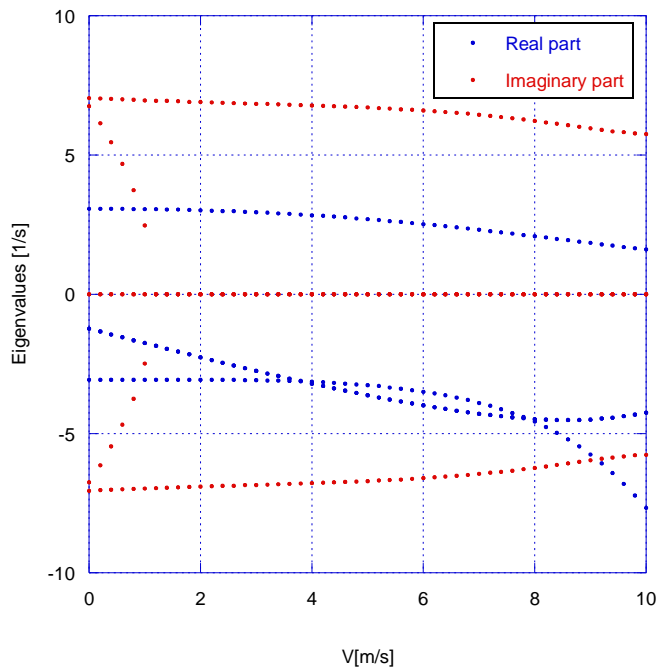


Fig. 7.15 Autovalori, modello combinato ad 1 g.d.l. rollio ed 1 g.d.l. di imbardata, senza mani sul manubrio

Limitatamente al caso con mani sul manubrio, rappresentato in Fig. 7.15 è evidente l'instabilità in tutto il campo di velocità considerate, analogamente a quanto ottenuto con i modelli di pilota ad imbardata precedentemente. Risultati sostanzialmente analoghi si ottengono con l'implementazione del modello combinato a

2 g.d.l. di rollio ed 1 g.d.l di imbardata di Fig. 4.5.

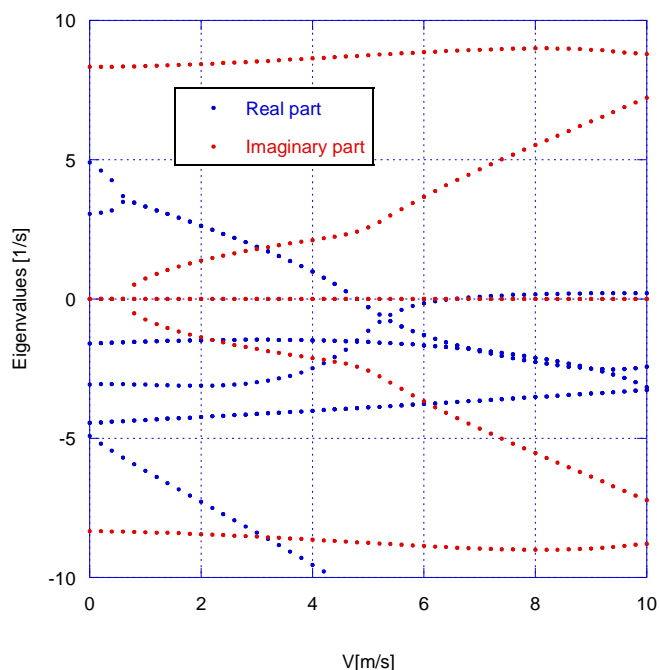


Fig. 7.16 Autovalori, modello combinato a 2 g.d.l. di rollio ed 1 g.d.l. di imbardata, senza mani sul manubrio

In Fig. 7.16 e Fig. 7.17 sono rappresentati i casi rispettivamente senza e con mani sul manubrio. I risultati ottenuti sono analoghi al caso precedente.

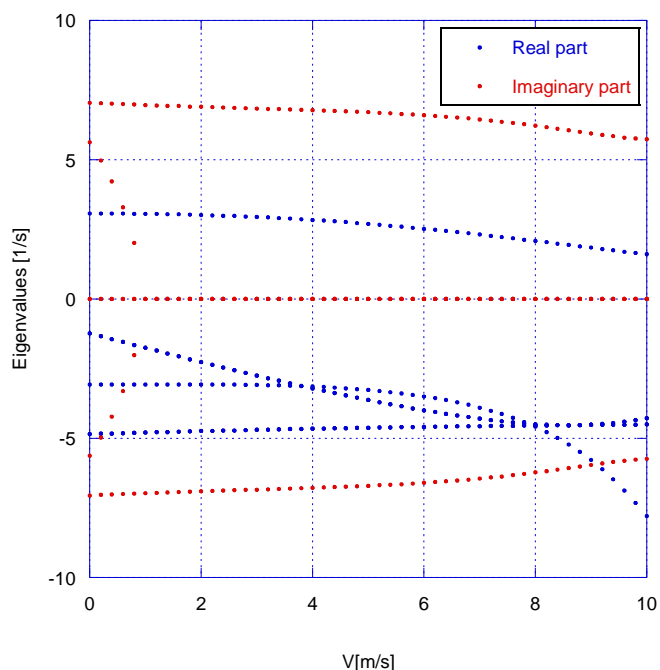


Fig. 7.17 Autovalori, modello combinato a 2 g.d.l. di rollio ed 1 g.d.l. di imbardata, con mani sul manubrio

Pertanto dall'analisi effettuata si evince che il pilota ha una notevole influenza sui modi di vibrare e quindi sulla stabilità del veicolo considerato: in particolar modo risulta evidente l'influenza della rigidità delle braccia nel modello ad imbardata sulla stabilità del veicolo, e la

scarsa influenza del modello di rollio utilizzato sul comportamento del sistema veicolo pilota. Infatti dall'analisi dei casi precedentemente introdotti per quanto riguarda i modelli relativi al rollio si osserva che la tipologia di modello considerato ha una scarsa influenza sui modi di vibrare; ciò significa che anche utilizzando i modelli più semplici (1 e 2 g.d.l.) si possono ottenere dei risultati affidabili dalle simulazioni.

## 8 SVILUPPO DI UN BANCO PROVA PER L'IDENTIFICAZIONE DELLE RIGIDENZE DI COMPONENTI MOTOCICLISTICI

Le equazioni della dinamica applicate ai veicoli a due ruote sono state sviluppate in principio adottando l'ipotesi semplificativa che tutte le parti che compongono il veicolo (come avantreno e retrotreno) siano dei corpi rigidi.

L'evidenza sperimentale ha messo in luce fenomeni dinamici diversi da quelli previsti con dei modelli composti da soli corpi rigidi, e pertanto si è prima intuito e poi compreso che le rigidità strutturali dei vari componenti del veicolo hanno delle notevoli influenze sulla dinamica e quindi sulla stabilità e sicurezza del veicolo.

A partire dalla fine degli anni '70 si iniziò ad indagare sull'influenza della flessibilità dei vari componenti della motocicletta sulla dinamica del sistema: per esempio in [41] viene messo in luce un effetto della flessibilità strutturale sul modo di vibrare di wobble, mentre in [42] si evidenzia la possibilità di ottenere un'instabilità del modo di wobble con un modello dotato di flessibilità strutturale.

Successivamente l'argomento è stato sviluppato e in tempi più recenti meglio compreso, come per esempio in [43], dove grazie a dei modelli flessibili di avantreno, retrotreno e telaio vengono messi in luce i principali effetti delle flessibilità strutturali dei componenti sulla dinamica del veicolo.

### 8.1 Stato dell'arte

In questo paragrafo verranno descritti i principali lavori riguardanti la definizione delle rigidità strutturali nel campo dei veicoli a due ruote e alcuni esempi di metodologie adottate dai costruttori per la valutazione delle caratteristiche di rigidità dei componenti della motocicletta.

Per un approfondimento relativamente al concetto di rigidità applicato ai componenti di veicoli a due ruote è opportuno riferirsi a [50].

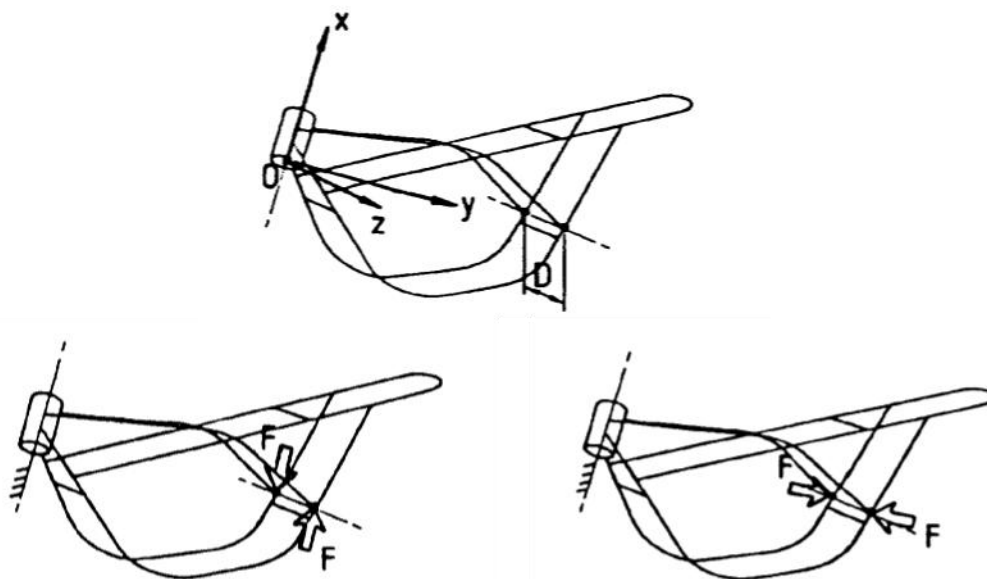


Fig. 8.1 Schema di carico del telaio proposto in [39]

In [39] viene analizzata l'influenza di alcuni parametri di progetto del telaio, come il materiale, la

tipologia di telaio e la sezione dei tubi di cui esso è composto, sull'instabilità dei modi di vibrare di weave e wobble.

Gli autori utilizzano sia delle simulazioni ad elementi finiti che delle prove sperimentali per il calcolo delle rigidità torsionale e laterale del telaio.

Per il calcolo delle rigidità il telaio è completamente vincolato in corrispondenza del canotto di sterzo eccetto per quanto riguarda la rotazione attorno a quest'ultimo, come rappresentato in Fig. 8.1.

Successivamente per il calcolo della rigidità torsionale viene applicata una coppia di forze in corrispondenza del perno del forcellone e misurata la relativa rotazione ottenuta; per il calcolo della rigidità laterale invece si procede in modo simile applicando una coppia di forze che produce un momento di asse z.

Vengono poi valutati gli effetti delle rigidità considerate mediante prove sperimentali trovando una correlazione tra quest'ultime e il rapporto di smorzamento dei modi di weave e wobble al variare della velocità.

Un lavoro molto interessante è rappresentato da [44], nel quale sono definite e realizzate prove di rigidità di tipo statico e dinamico; in entrambi i casi il telaio della motocicletta (con il motore collegato) viene fissato ad un basamento e il carico viene applicato in corrispondenza dei cerchi anteriore e posteriore.

Per le prove di tipo statico il carico è applicato utilizzando dei pesi, e sono misurate le rotazioni attorno ad un asse perpendicolare all'asse di sterzo per quanto riguarda l'avantreno, mentre la rotazione del retrotreno viene rilevata con una tecnica di triangolazione che verrà in seguito descritta. I carichi applicati arrivano a 700 N e le conseguenti deformazioni fino a 10 mm.

Le prove dinamiche invece sono realizzate mediante un attuatore movimentato con legge di tipo sweep sinusoidale impostata, mentre le misure di deformazione sono effettuate con degli accelerometri in corrispondenza dei punti di applicazione delle forze; l'intervallo di frequenze indagato è compreso tra 0 e 17 Hz per l'avantreno e tra 19 e 29 Hz per il retrotreno.

In seguito i risultati ottenuti nel dominio della frequenza sono stati fittati con un modello di telaio deformabile ad 1 g.d.l. e successivamente si sono confrontati i valori di rigidità ottenuti con il metodo statico e quest'ultimo (metodo dinamico).

Proseguendo con l'analisi dei lavori presenti in letteratura, è opportuno soffermarsi su [45].

Questo articolo di carattere teorico illustra la determinazione della posizione del twist axis utilizzando l'analisi ad elementi finiti.

Considerando una trave di sezione aperta, il twist axis (o centro di taglio) è un concetto piuttosto familiare e trattato nei libri di testo, come [49], l'applicazione di tale concetto a sistemi più complessi è meno studiata e ci sono meno lavori a riguardo.

Innanzitutto viene definito il concetto di twist axis, cioè asse di torsione: se si fa riferimento ad un tubo di sezione circolare il twist axis risulta coincidente con l'asse longitudinale del tubo stesso, mentre considerando geometrie molto più complesse, come per esempio il telaio e altri vari componenti della motocicletta, risulta complesso determinare la posizione del twist axis.

Esso può essere definito come l'asse tale per cui l'applicazione di una coppia attorno ad esso provoca uno spostamento laterale nullo oppure alternativamente come il luogo dei punti di applicazione di una forza laterale che produce solo flessione senza torsione.

Per geometrie complesse (composte da sezioni non uniformi o da insiemi di tubi per esempio) il twist axis varia a seconda della sezione considerata, e pertanto quest'ultimo non coincide con

una retta nello spazio, ma risulta una linea curva generica; nel caso di applicazione a componenti di motociclette si fa riferimento al twist axis della sezione di applicazione del carico (metodologia adottata in [44] e [45]) per motivi di praticità e utilità.

Il metodo per la definizione del twist axis, applicato ad un telaio e retrotreno di motocicletta prevede uno schema di carico analogo a quello proposto in [39] e riportato in Fig. 8.7, che consente mediante interpolazione di trovare il luogo dei punti che compongono il twist axis.

Delle procedure tecniche per la determinazione delle rigidità sono state messe a punto dalle case motociclistiche; in particolare verranno descritte in seguito quelle relative a due costruttori. La metodologia del primo costruttore è caratterizzata da 5 diverse misure: si rilevano le rigidità torsionale, di imbardata e flessionale del telaio con e senza motore collegato, e quelle torsionale e di imbardata del forcellone.

Per la misura della rigidità torsionale del telaio quest'ultimo viene bloccato in corrispondenza del perno del forcellone applicando una coppia in corrispondenza del canotto di sterzo in direzione ortogonale all'asse di sterzo, come illustrato in Fig. 8.2.

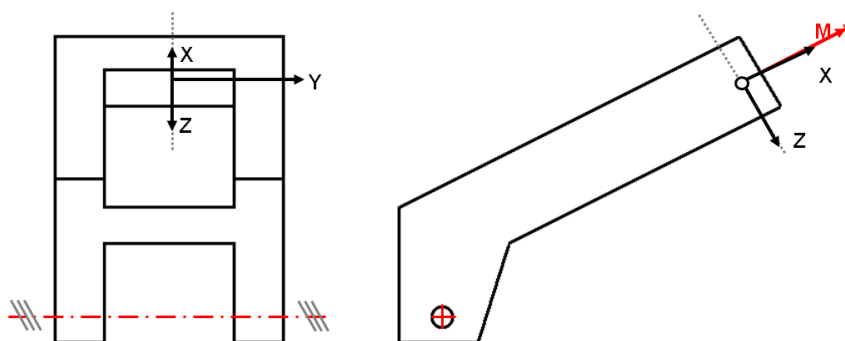


Fig. 8.2 Metodologia costruttore 1 per la misura della rigidità torsionale del telaio

La rigidità di imbardata del telaio prevede lo stesso schema di vincolo di quella torsionale, mentre il carico viene applicato in direzione laterale, come illustrato in Fig. 8.3; per evitare che lo spostamento del telaio nel punto di applicazione della forza sia generato sia da torsione che flessione è necessario conoscere la posizione dell'asse di torsione. Il carico  $F$  viene applicato a diverse coordinate  $z$  e viene misurata la rotazione di sterzo corrispondente attorno all'asse  $x$ ; successivamente mediante interpolazione è possibile determinare la coordinata  $z_{scr}$  per cui non vi è rotazione attorno all'asse  $x$ .

Sarà pertanto sufficiente applicare una forza nel punto così calcolato e misurare lo spostamento laterale  $y$  per calcolare la rigidità di imbardata del telaio.

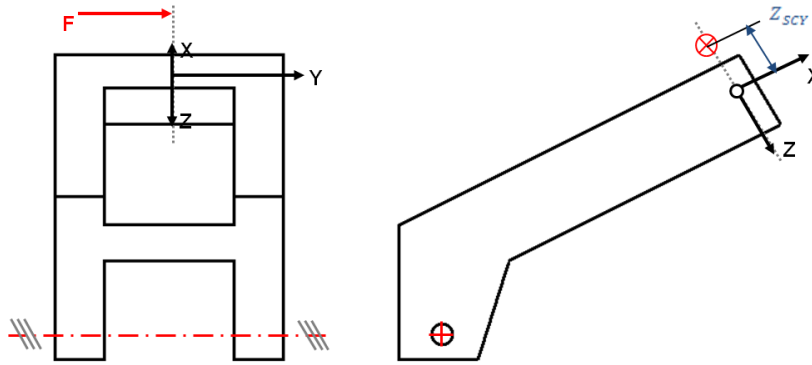


Fig. 8.3 Metodologia costruttore 1 per la misura della rigidità di imbardata del telaio

In Fig. 8.4 è illustrata lo schema per il calcolo della rigidità flessionale del telaio; la condizione di vincolo è la medesima dei casi precedente descritti, ed il metodo per il calcolo è simile a quello del caso di imbardata, con la forza applicata parallela all'asse z. Utilizzando anche in questo caso tecniche di interpolazione è possibile trovare la coordinata  $Y_{SCF}$  per cui si ottiene rotazione attorno all'asse x nulla; successivamente la forza per il calcolo della rigidità viene applicata al punto calcolato e si misura lo spostamento verticale z di tale punto.

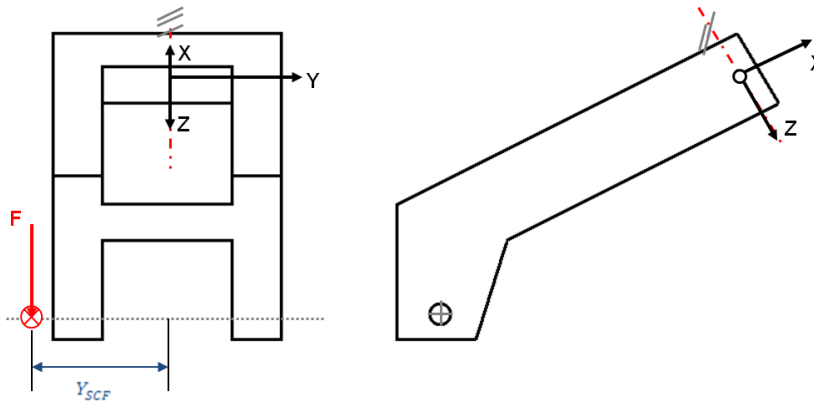


Fig. 8.4 Metodologia costruttore 1 per la misura della rigidità flessionale del telaio

Metodologie simili sono utilizzate per il calcolo delle rigidità torsionale e di imbardata del forcellone, come illustrato in Fig. 8.5 e Fig. 8.6.

La condizione di vincolo prevede il bloccaggio del forcellone in corrispondenza del suo perno e le procedure per il calcolo sono analoghe a quelle descritte nel caso del telaio.

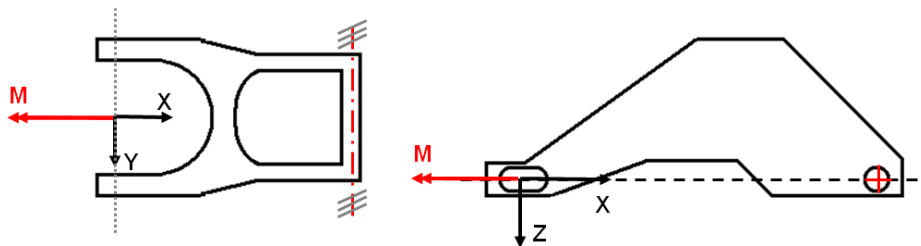


Fig. 8.5 Metodologia costruttore 1 per la misura della rigidità torsionale del forcellone

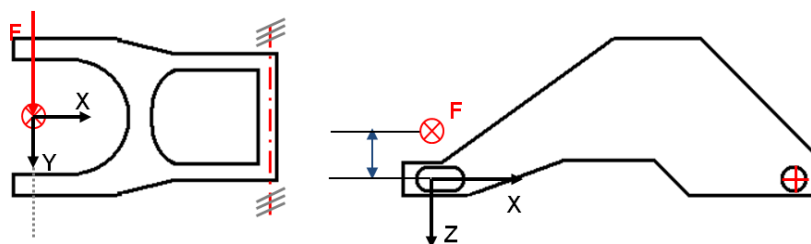


Fig. 8.6 Metodologia costruttore 1 per la misura della rigidità di imbardata del forcellone

Passiamo ora alla descrizione della metodologia utilizzata dal secondo costruttore; in questo caso si valutano le caratteristiche di rigidità dell'insieme composto da telaio e forcellone.

Il telaio è completamente vincolato in corrispondenza del canotto di sterzo e viene applicata una forza ortogonale al piano longitudinale della motocicletta al cerchio posteriore, come visibile in Fig. 8.7.

Si utilizza successivamente una tecnica di triangolazione: dati 3 punti di controllo collocati su di una piastra molto rigida si misurano i loro spostamenti laterali (in direzione  $y$ ) e per interpolazione si può definire il piano che passa per i 3 punti considerati.

Se si considera il piano contenente i tre punti in condizioni scariche e cariche è possibile determinare l'intersezione tra i due piani che corrisponde al twist axis; questa metodologia è analoga a quanto proposto in [45].

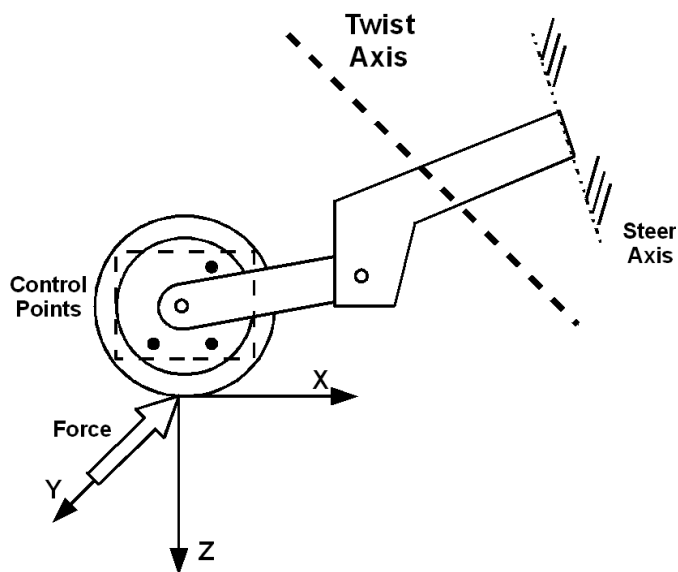


Fig. 8.7 Metodologia del costruttore due per il calcolo della rigidità

Dall'angolo compreso tra i due piani è possibile calcolare la rigidità della struttura; è possibile inoltre scomporre la rigidità in direzione  $x$  e  $z$ .

I dati forniti dal costruttore forniscono valori di forze applicate tra 400 e 500 N e spostamenti corrispondenti da 2.5 a 7.5 mm; la metodologia così definita può essere applicata sia in campo statico che dinamico.

## 8.2 Specifiche e definizione del banco prova

La scelta della tipologia di prova da realizzare è in accordo con quanto proposto in [44], [45] dal

punto di vista teorico, e con la procedura prevista dal costruttore 2 per quanto riguarda le prove definite di tipo statico, cioè con applicazione del carico costante nel tempo.

La metodologia per le prove di tipo dinamico sono definite invece in accordo con quanto proposto in [44].

I requisiti di base per la realizzazione del banco prova sono i seguenti:

- possibilità di adattarsi a diversi componenti di motocicletta (telaio, avantreno, telaio e retrotreno, retrotreno)
- possibilità di eseguire prove di tipo statico e dinamico
- sistema di misura e attuazione flessibile e affidabile

Per quanto riguarda le prove sul telaio si è deciso di utilizzare uno schema di vincolo concorde con la metodologia del secondo costruttore, cioè bloccare il canotto di sterzo.

Pertanto alla luce di questi requisiti, si è proceduto alla definizione del lavoro da svolgere, riassumibile come segue:

- definizione e progettazione della parte meccanica, come sostegni per la motocicletta etc..
- definizione del sistema di movimentazione e di controllo
- definizione del sistema di misura ed acquisizione dati

Tutti i punti del precedente elenco verranno in seguito sviluppati e descritti.

### 8.2.1 Progettazione meccanica del banco prova

La fase di progettazione del banco prova ha riguardato principalmente la definizione del sistema di fissaggio della motocicletta e dell'attuatore.

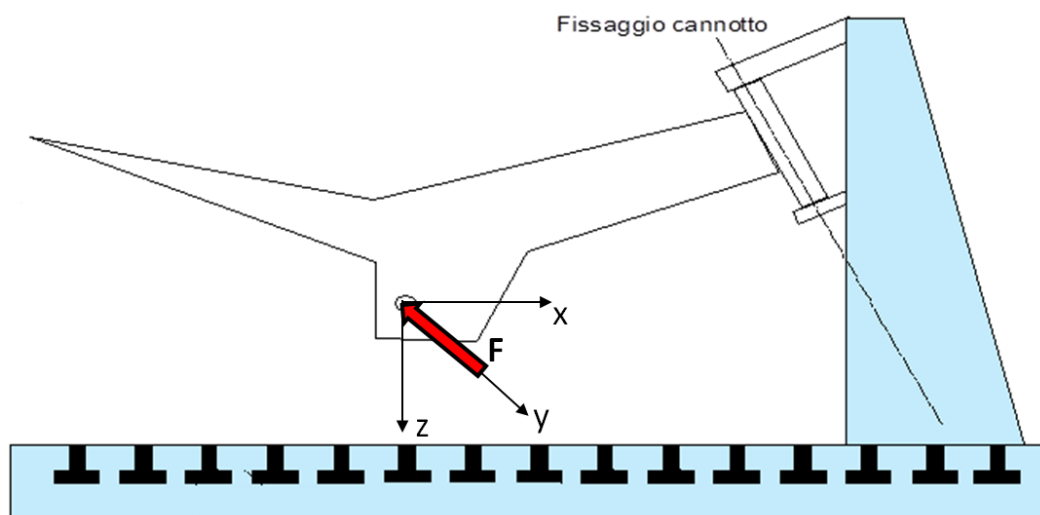


Fig. 8.8 Schema concettuale del banco prova

Uno schema concettuale del banco prova con telaio vincolato è illustrato in Fig. 8.8; esso è composto da un banco di base dotato di scanalature che consentono il fissaggio di elementi su di esso, una staffa anteriore per il sostegno della motocicletta e un sistema di sostegno dell'attuatore (non rappresentato in figura); la forza in questo caso è applicata in corrispondenza del perno del forcellone.

Nello schema di figura Fig. 8.8 il telaio è vincolato alla staffa anteriore attraverso il canotto di

sterzo.

Questa condizione è piuttosto gravosa dal punto di vista della tenuta, poiché il momento prodotto da  $F$  rispetto all'asse di sterzo risulta elevato anche con forze modeste dato il braccio piuttosto elevato; questo comporta la necessità di curare molto dal punto di vista progettuale il sistema di bloccaggio del canotto di sterzo al fine di garantire l'assenza di rotazione (scorrimento) e la tenuta del sistema durante le prove effettuate.

Il sistema di fissaggio è stato sviluppato, passando dall'idea concettuale proposta in Fig. 8.8 al disegno costruttivo di Fig. 8.9; esso è composto da una robusta colonna di sezione quadrata opportunamente irrigidita con delle piastre di acciaio saldate sui lati, e dotata di base collegata con fazzoletti di rinforzo al tubo centrale.

Inoltre sono stati realizzati dei fori passanti su tutte le facce della colonna per consentire il fissaggio di eventuali elementi su tutti i lati di essa, in modo da ottenere la massima flessibilità di utilizzo.

Procedendo Il sistema è composto dai due assiemi di fissaggio inferiore e superiore, entrambi vincolati alla colonna mediante due perni filettati e dotati di boccole coniche per il bloccaggio del canotto di sterzo.

Il sistema può assumere infinite configurazioni, poiché se si fissa la distanza tra le boccole di fissaggio canotto (delimitata dalla lunghezza del canotto di sterzo) è possibile mantenere la concentricità tra le boccole variando l'angolo relativo tra l'asse delle boccole e la colonna.

Tutti i componenti sono stati concepiti in modo tale da garantire il corretto funzionamento con gli intervalli caratteristici di altezza del canotto di sterzo riscontrabili per le motociclette di serie.

L'assieme inferiore e posteriore sono stati concepiti in modo tale da ottenere una elevata rigidità complessiva con un peso ridotto poiché realizzati interamente di piastra di acciaio di spessore pari a 12 mm. Tutti i collegamenti sono stati opportunamente dimensionati e verificati prima di proseguire con la realizzazione.

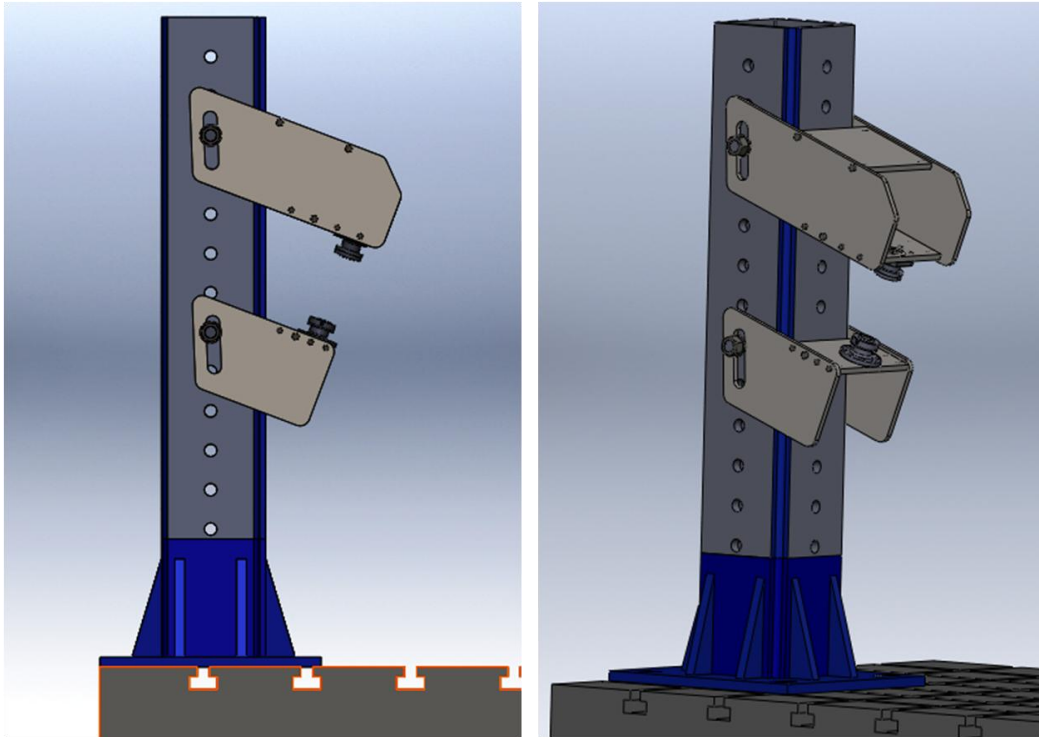


Fig. 8.9 Assieme colonna e piastre di afferraggio canotto di sterzo

In Fig. 8.10 è rappresentato l'assieme di bloccaggio del canotto di sterzo: esso è composto da due boccole interne e due esterne; le boccole interne sono caratterizzate dalla superficie esterna, che si accoppia al canotto di sterzo cilindrica, mentre internamente sono coniche e si accoppiano alle boccole esterne, caratterizzate dalla stessa conicità e collegate mediante bulloni alle piastre inferiore e posteriore.

Una volta assemblato il sistema viene applicato un carico assiale mandando "a pacco" tutte le boccole coniche mediante un perno con estremità filettate M 20, come visibile in figura.

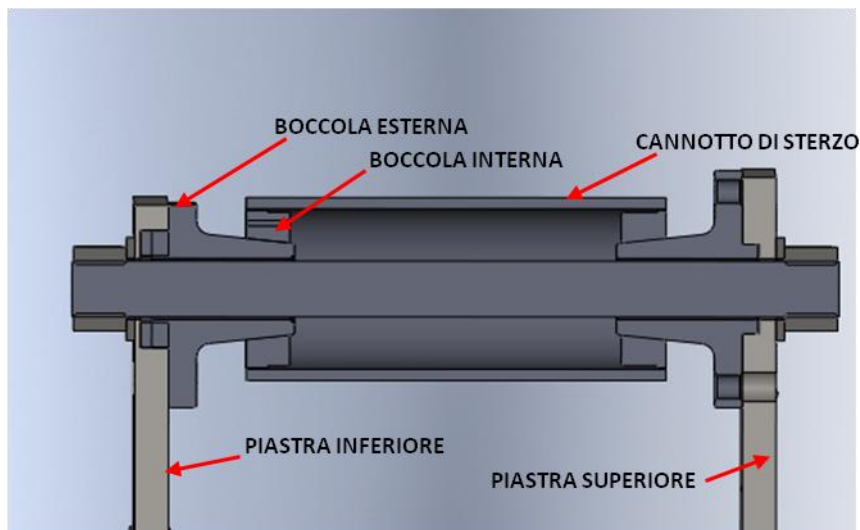


Fig. 8.10 Sistema di fissaggio del canotto di sterzo

Il sistema di fissaggio con telaio comprensivo di motore è rappresentato in Fig. 8.11, mentre in Fig. 8.12 è possibile vedere il banco in condizioni di prova per il telaio, compreso l'attuatore

idraulico con relativo sistema di supporto ed il sistema di misura che verrà in seguito descritto.

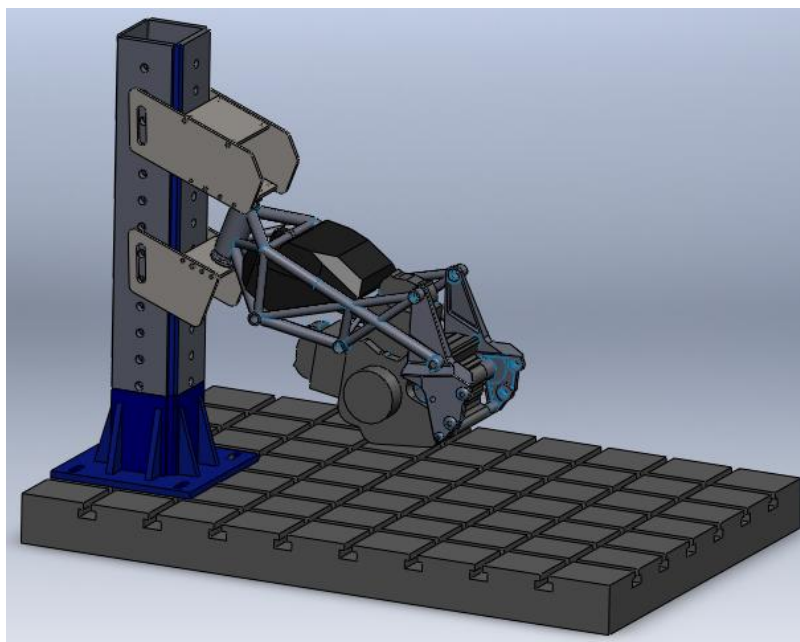


Fig. 8.11 Disegno 3D del banco prova: assieme fissaggio e telaio

Il sistema di supporto dell'attuatore idraulico è stato realizzato mediante dei profilati di alluminio e delle piastre di acciaio, sistema semplice e facilmente regolabile.

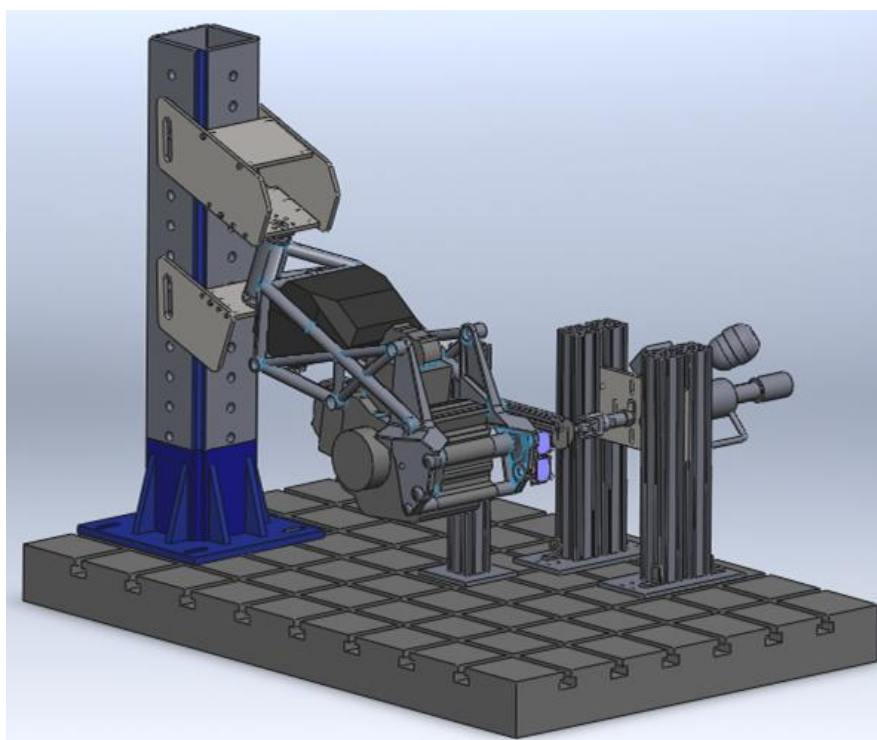


Fig. 8.12 Disegno 3D del banco prova: assieme fissaggio, sistemi di attuazione e misura

Poiché la finalità del banco prova è la valutazione della rigidità risulta fondamentale avere una corretta misura dello spostamento e pertanto il sistema di fissaggio del telaio dovrà essere dimensionato con particolare attenzione: si dovrà seguire un dimensionamento a rigidità, in

modo tale da minimizzare la deformazione della struttura in condizioni di esercizio.

Inoltre poiché si prevede anche la realizzazione di prove di tipo dinamico con frequenze di applicazione del carico fino a 50 Hz è necessario che la struttura non presenti modi di vibrare propri in tale intervallo di frequenze.

Per valutare la deformabilità della struttura si è proceduto come segue: è stato implementato un telaio motociclistico infinitamente rigido schematizzato come una trave piena a sezione quadrata caratterizzato da dimensioni coerenti con quelle reali, ed è stato applicato il carico massimo realizzabile dall'attuatore idraulico in corrispondenza del punto di sollecitazione; tali condizioni sono certamente cautelative poiché le lunghezze e il carico applicato risultano maggiori di quelli tipici di prova.

In questo modo è possibile valutare lo spostamento causato solo dalla rigidità della struttura in corrispondenza del punto di applicazione della forza; nell'analisi il carico applicato è pari a 5000.

Nell'analisi sono stati considerati i collegamenti tramite bulloni (con forza di serraggio nominale), e gli accoppiamenti con attrito tra le varie superfici a contatto, mentre il sistema di vincoli consiste nell'incastro della superficie di base della colonna.

Lo spostamento massimo risultante in direzione di applicazione del carico risulta in corrispondenza del punto di applicazione della forza ed è pari a 1.3 mm circa, come visibile in Fig. 8.13; l'analisi delle tensioni non viene qui riportata poiché non presenta particolari criticità.

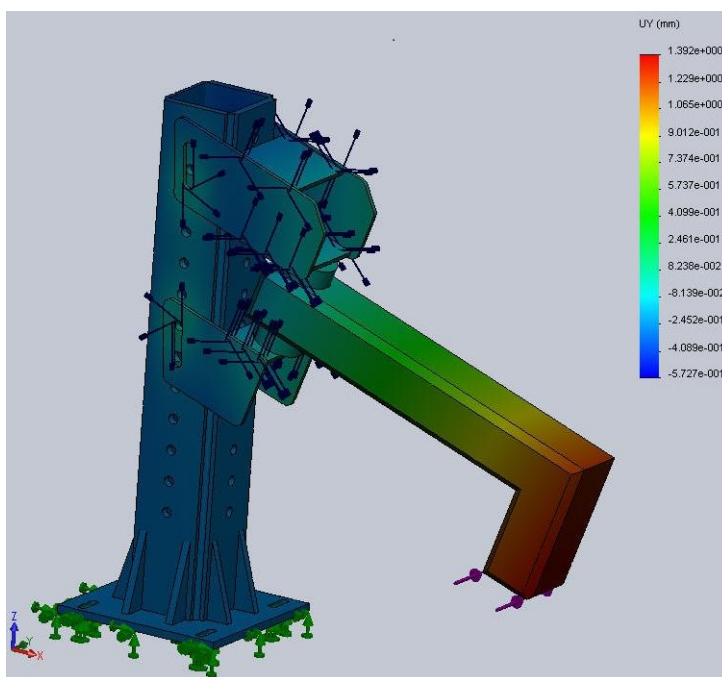


Fig. 8.13 Analisi FEM statica assieme colonna e piastre di fissaggio

Se si confronta la deformazione ottenuta con il valore relativo ad un telaio motociclistico, che con la stessa condizione di vincolo e carico assume valori tipici intorno a 15-18 mm si comprende come l'errore relativo percentuale sulla misura di spostamento nel punto di applicazione della forza risulti nell'intervallo tra 7 e 8 %.

Il calcolo ad elementi finiti è stato poi applicato all'assieme colonna e piastre di fissaggio per la valutazione delle frequenze proprie della struttura, ovvero si è simulata l'analisi modale.

In questo caso le piastre di fissaggio sono considerate unite alla colonna, che è vincolata analogamente all'analisi statica; il peso del telaio della motocicletta, che è collegato a sbalzo alla colonna è stato considerato come una massa concentrata posta ad una distanza scelta cautelativamente, ovvero maggiore di quella realmente riscontrabile tra colonna e baricentro del componente ad essa collegato.

Anche la massa è stata opportunamente maggiorata sempre per ottenere dei risultati in favore di sicurezza.

Le piastre inferiori e posteriori sono collegate tra di loro con un perno virtuale (non visibile in figura) che replica la reale condizione di esercizio.

La prima frequenza propria della struttura, cioè quella più critica poiché a più bassa frequenza, risulta 103 Hz circa e, come rappresentato in Fig. 8.14 è rappresentativa di un modo di vibrare flessionale avanti e indietro della colonna, in direzione pertanto non tipicamente eccitata da forze applicate in condizioni di prova.

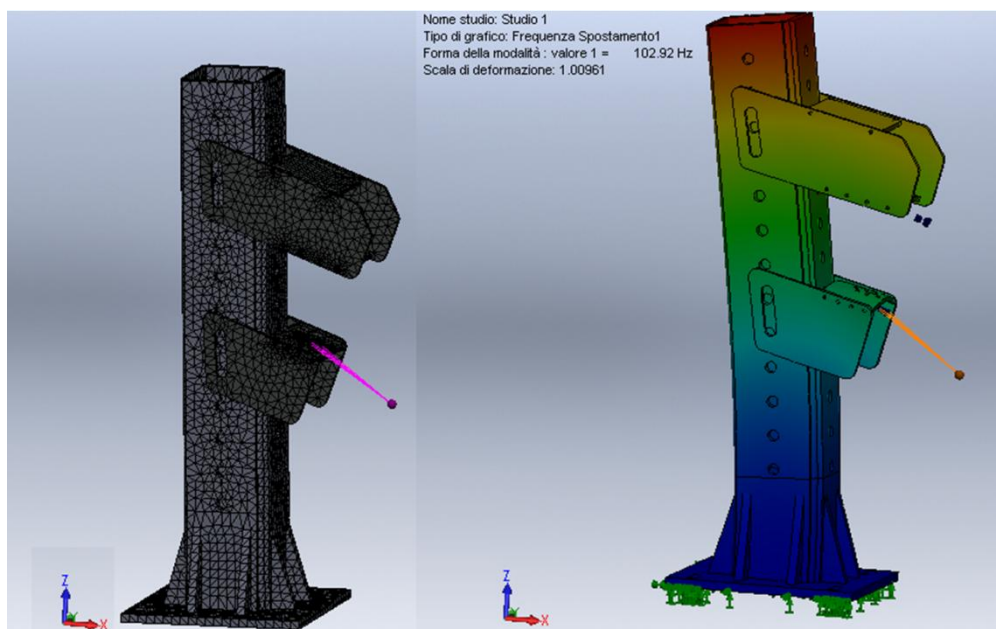


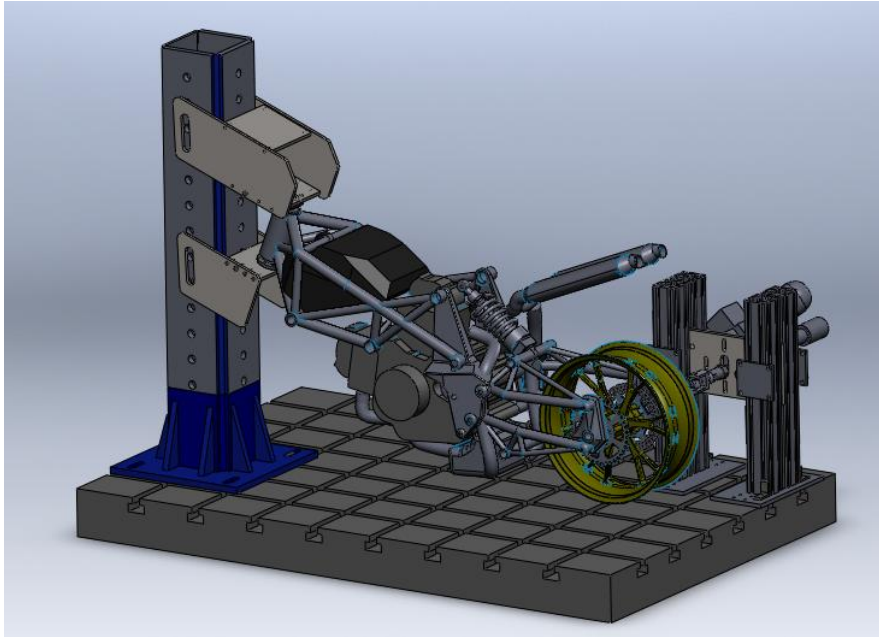
Fig. 8.14 Analisi FEM dinamica assieme colonna e piastre di fissaggio

Pertanto poiché la frequenza massima di prova è 50 Hz il comportamento dinamico del sistema risulta idoneo.

In Fig. 8.15 è rappresentata la configurazione per la misura dell'intera motocicletta senza avantreno, ulteriore tipologia di prova realizzabile con il banco prova.

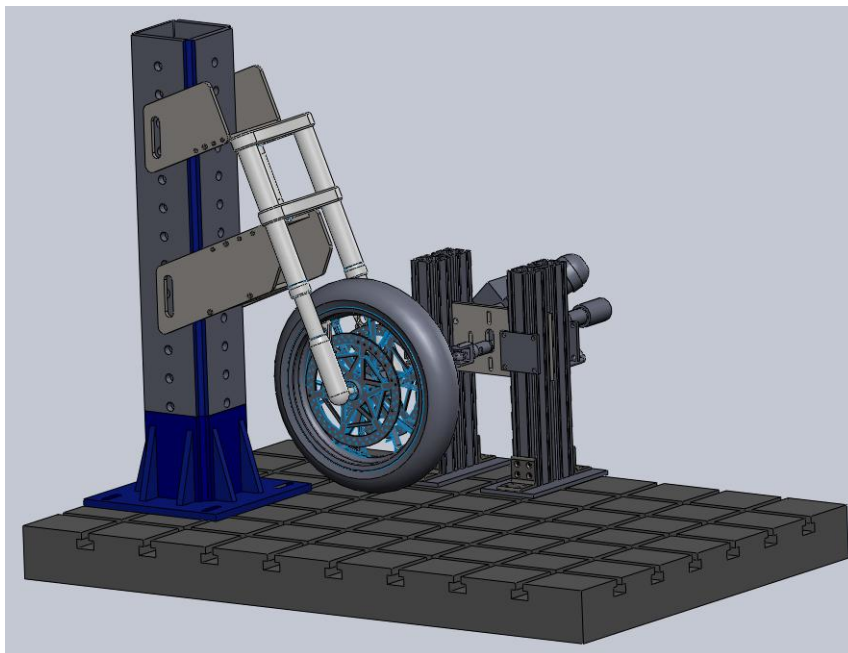
Per completezza vengono riportate anche le configurazioni relative alle prove con telaio più retrotreno e solo avantreno in Fig. 8.15 e Fig. 8.16 rispettivamente.

La configurazione di prova telaio e retrotreno prevede il supporto dell'assieme telaio con motore e retrotreno della motocicletta e l'applicazione del carico laterale in corrispondenza del perno ruota posteriore (caso di Fig. 8.15) o in un punto in periferia del cerchio posteriore qualora si voglia simulare l'azione delle forze di contatto laterali pneumatico piano stradale; quest'ultima tipologia di prova è in accordo con quanto previsto dal costruttore 2 e descritto precedentemente.



*Fig. 8.15 Banco prova: configurazione di prova telaio e retrotreno*

La configurazione di prova avantreno viene invece rappresentata in Fig. 8.16: come si può osservare gli assiemi di piastre di supporto inferiore e superiore sono stati in questo caso ruotati rispetto alle precedenti tipologie di prova, in modo tale da potere ottenere un'inclinazione dell'angolo di sterzo opposta e consentire il corretto fissaggio dell'avantreno.



*Fig. 8.16 Banco prova: configurazione di prova avantreno*

### **8.2.2 Il sistema di movimentazione e controllo**

Viste le specifiche di funzionamento del banco prova sia in campo statico che dinamico (con frequenze fino a 50 Hz) la scelta del sistema di movimentazione, dopo una prima fase di ricerca e valutazione delle varie alternative presenti sul mercato, è ricaduta su un attuatore di tipo

oleodinamico con servovalvola controllata in posizione (per maggiori informazioni sul sistema di controllo si veda [46], paragrafo 2.2).

Le principali specifiche dell'attuatore idraulico sono forza massima di 5000 N e frequenza massima di lavoro della servovalvola pari a 100 Hz.

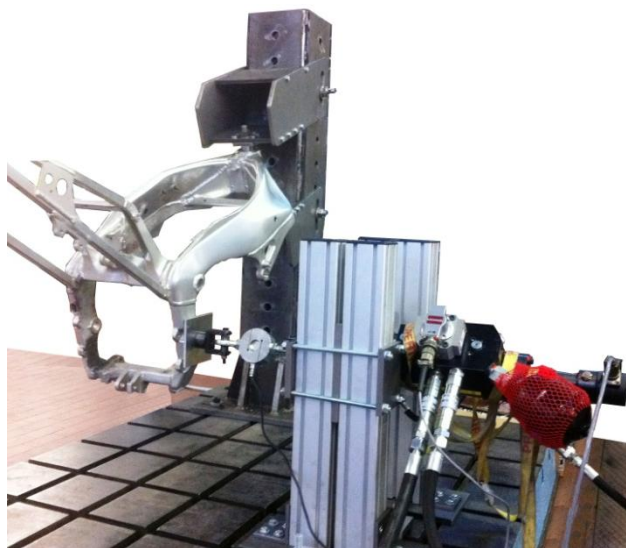


Fig. 8.17 Immagine del banco prova

In Fig. 8.18 è visibile il banco in modalità di prova solo telaio con in evidenza l'attuatore e la cella di carico; quest'ultima infatti è collegata allo stello dell'attuatore ed al telaio mediante due snodi sferici (Fig. 8.18), in questo modo è possibile limitare le sollecitazioni radiali sullo stelo dell'attuatore ed assecondare gli spostamenti del punto di applicazione del carico sul telaio.

È possibile comandare l'attuatore sia in spostamento che in forza a seconda delle esigenze e della tipologia di prova effettuata.

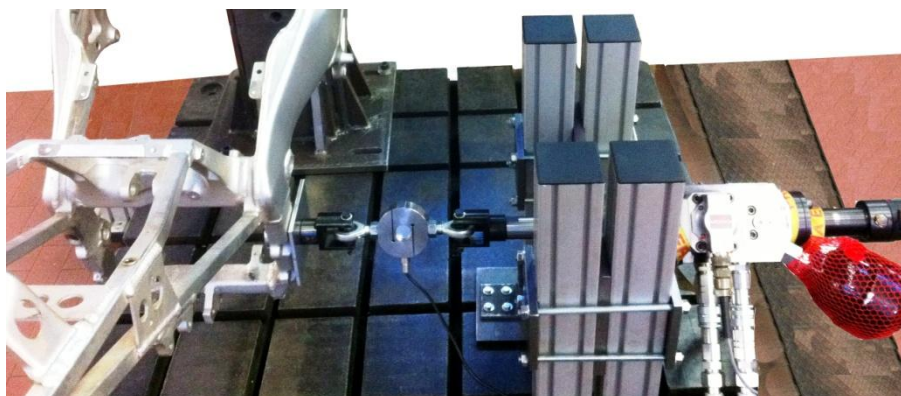


Fig. 8.18 Il sistema di collegamento tra attuatore e telaio

### 8.2.3 La strumentazione utilizzata e le metodologie di misura

La strumentazione impiegata per il banco prova è composta da 3 sensori laser di posizione ed una cella di carico per la misura della forza per le prove di tipo statico, cioè con carico applicato costante nel tempo; è presente un ulteriore sensore di posizione interno all'attuatore di tipo LVDT.

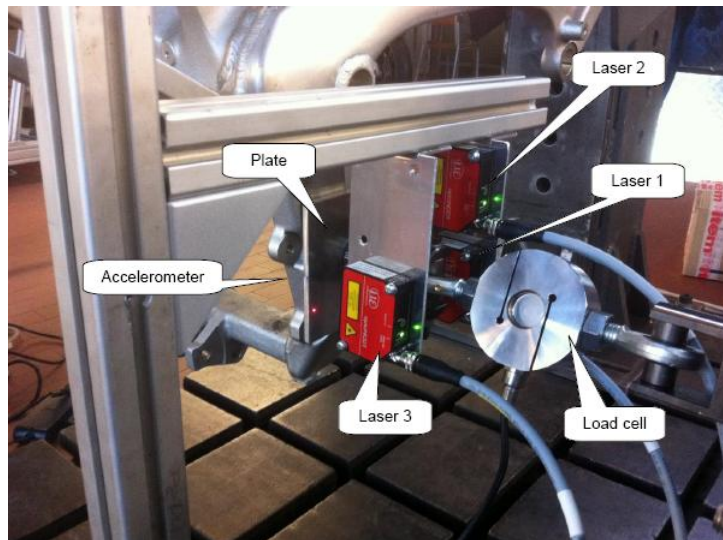


Fig. 8.19 La strumentazione del banco prova

Per le prove di tipo dinamico si utilizza inoltre un accelerometro.

Il sistema è raffigurato in Fig. 8.19; esso è composto da cella di carico, sensori laser e relative piastrine di supporto, e piastra di misura; quest'ultima fissata al telaio in corrispondenza del punto di applicazione del carico.

Lo schema di Fig. 8.20 permette di comprendere la tecnica di triangolazione impiegata per le misure, in accordo con il procedimento proposto in [45]: si misurano le coordinate di tre punti sul piano di riferimento collegato al telaio, e si ricava il piano passante per questi ultimi in condizioni scariche e cariche; in questo modo è possibile ricavare la retta di intersezione tra i due piani che rappresenta il twist axis.

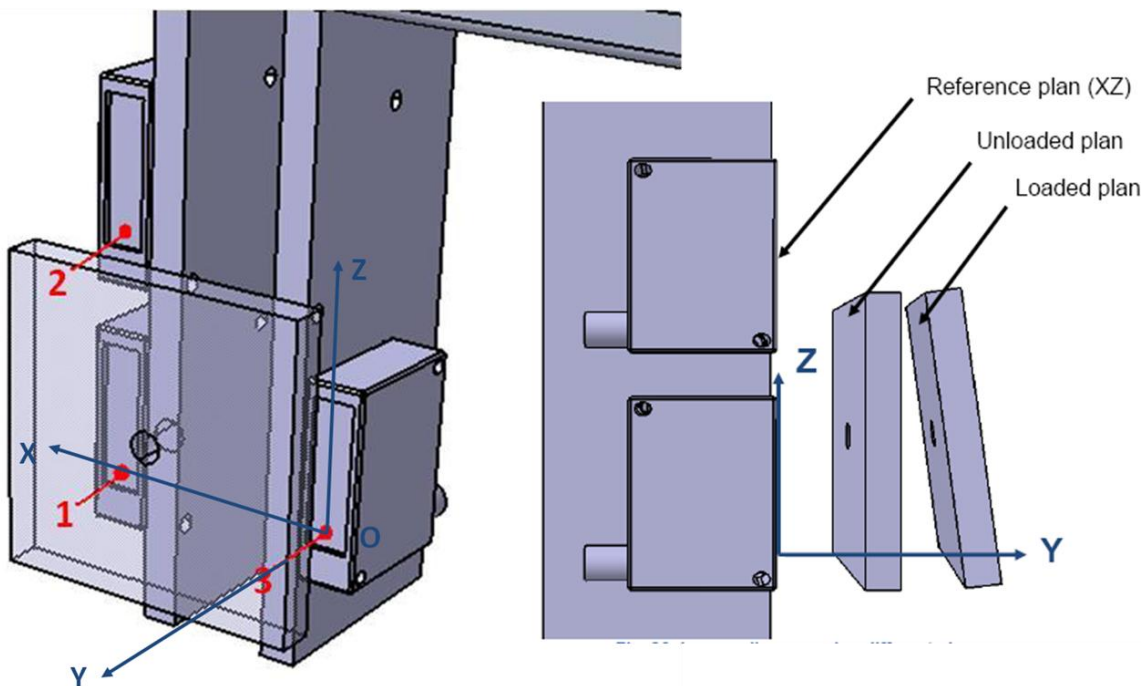


Fig. 8.20 Schema di posizione dei sensori laser

Con riferimento alla Fig. 8.20 è possibile rilevare le coordinate X e Z dei sensori laser, mentre la

misura effettuata con il sensore laser è quella relativa alla coordinata Y.

Pertanto una volta note le coordinate dei punti 1,2,3 collocati sulla piastra si misura, di equazione  $(x_i, y_i, z_i)$  è possibile ottenere l'espressione del piano passante per i tre punti come segue:

$$\frac{1}{x_1} \left( \frac{y_1}{y_3} - 1 \right) x - \frac{y}{y_3} + \frac{1}{z_2} \left( \frac{y_1}{y_3} + \frac{y_2}{y_3} \right) z + 1 = 0 \quad (8.1)$$

È possibile una volta note le equazioni dei vari piani calcolare l'intersezioni tra di essi e valutare inoltre altri parametri come la loro orientazione nello spazio.

Tale procedura può essere utilizzata sia per prove di tipo statico che dinamico.

L'analisi della procedura di calcolo dei piani e dell'intersezione tra di essi ha messo in luce che maggiore è la distanza tra i fasci laser dei 3 sensori sul piano x-z maggiore sarà l'accuratezza sulla stima dei piani e delle relative intersezioni.

### 8.3 Tipologia e caratteristiche delle prove

#### 8.3.1 Prove statiche

Le prove di tipo statico sono caratterizzate dall'applicazione del carico in modo costante nel tempo. In particolare poiché è necessario valutare il sistema per diversi valori di forza applicata l'andamento tipico della forza durante le prove sarà di tipo a gradini, del tipo raffigurato in Fig. 8.21.

La legge "a gradini" può essere applicata sia in termini di forza che di spostamento, e lo stesso valore viene mantenuto per un certo tempo indicato con  $T_{step}$ ; tipicamente si valutano sia carichi positivi che negativi, con un andamento simmetrico della legge di applicazione del carico (o spostamento).

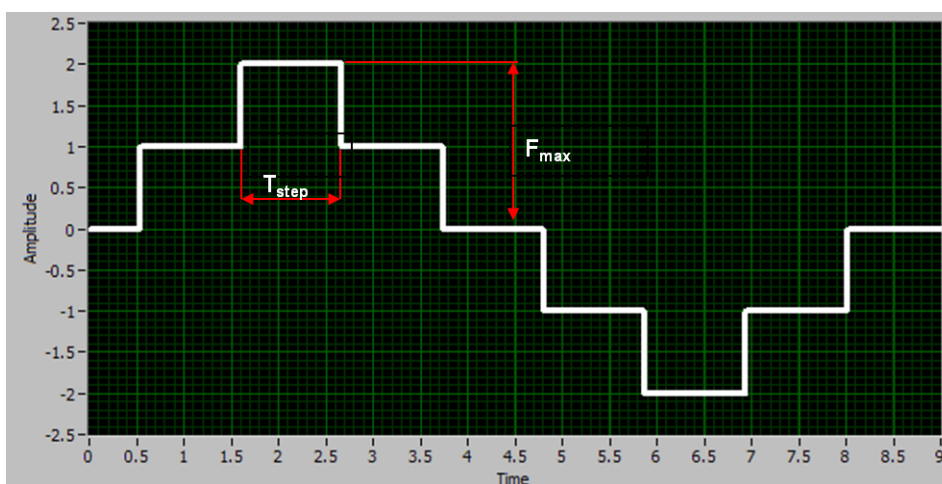


Fig. 8.21 Legge di controllo dell'attuatore per prove statiche

Il programma per la realizzazione delle prove consente sia la movimentazione dell'attuatore che l'acquisizione dei dati sperimentali ed è realizzato in ambiente LabView; quest'ultimo è composto da un programma principale (la cui schermata è visibile in Fig. 8.22) dal quale è

possibile selezionare mediante un menù a tendina la tipologia di prova desiderata.

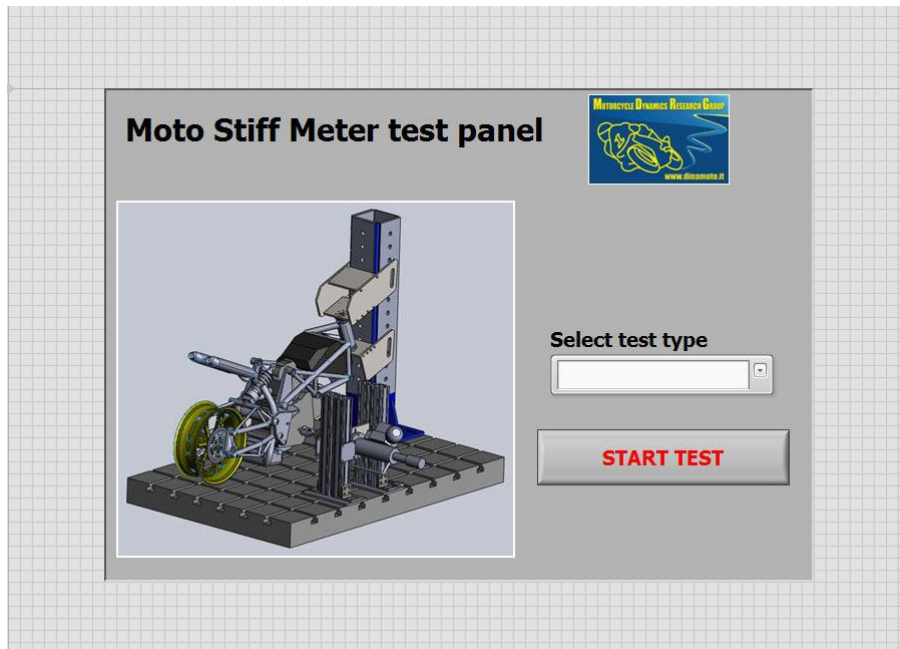


Fig. 8.22 Schermata principale prove di rigidezza

Se si seleziona la voce "static test" il programma apre la nuova schermata relativa alle prove statiche, che è riportata in Fig. 8.23; è necessario definire la legge di applicazione del carico, il parametro  $T_{step}$  precedentemente definito e le coordinate dei 3 sensori laser x ed y secondo lo schema riportato in Fig. 8.20.

Il programma visualizza i dati acquisiti durante la prova, in particolare la forza, i 3 segnali dei sensori laser e il segnale del sensore di posizione LVDT interno all'attuatore; tutti i segnali sono inoltre salvati in formato di testo per consentire successive analisi ed elaborazioni.

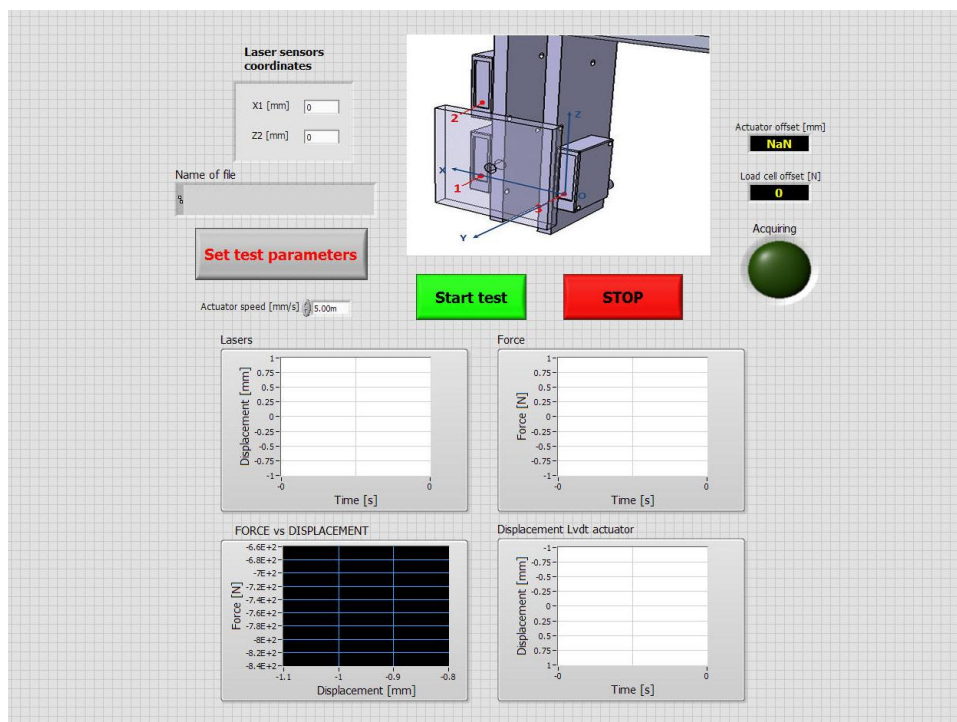


Fig. 8.23 Schermata principale prove statiche di rigidezza

### 8.3.2 Prove sperimentali: configurazione telaio

I risultati qui esposti sono stati ottenuti mediante prove effettuate su solo telaio (vedi Fig. 8.17), ed in particolare in Fig. 8.24 sono riportati i valori della forza applicata in funzione dello spostamento misurato dal sensore LVDT per 3 diverse prove realizzate.

A causa dell' impossibilità di provare diversi telai i risultati qui proposti sono da intendere come esplicativi della metodologia di elaborazione dei dati sperimentali.

Come visibile in figura la ripetibilità delle prove è buona e risulta evidente la linearità della legge come atteso; il carico massimo impostato per queste prova è 500 N, al quale corrisponde uno spostamento del sensore LVDT di 1.75 mm circa; il ciclo di carico utilizzato è da 0 a 500 N e ritorno con salti di forza di 100 N e ritorno a 0.

La rigidezza lineare laterale risultante è pari a circa 275 N/mm.

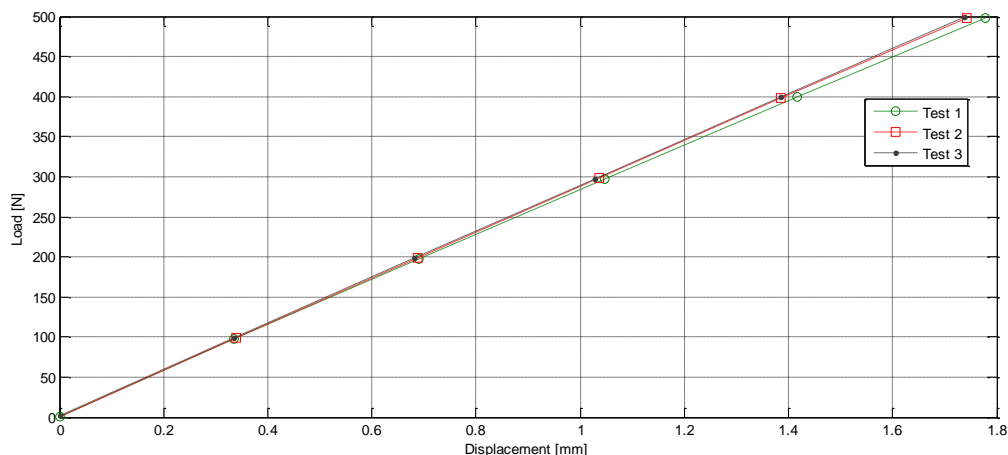


Fig. 8.24 Grafico forza-spostamento per 3 prove effettuate

In Fig. 8.25 è illustrata la metodologia utilizzata per l'identificazione del twist axis precedentemente definito; esso infatti è il luogo dei punti di intersezione tra il piano di misura (come descritto al paragrafo 8.2.3) in condizioni scariche e cariche.

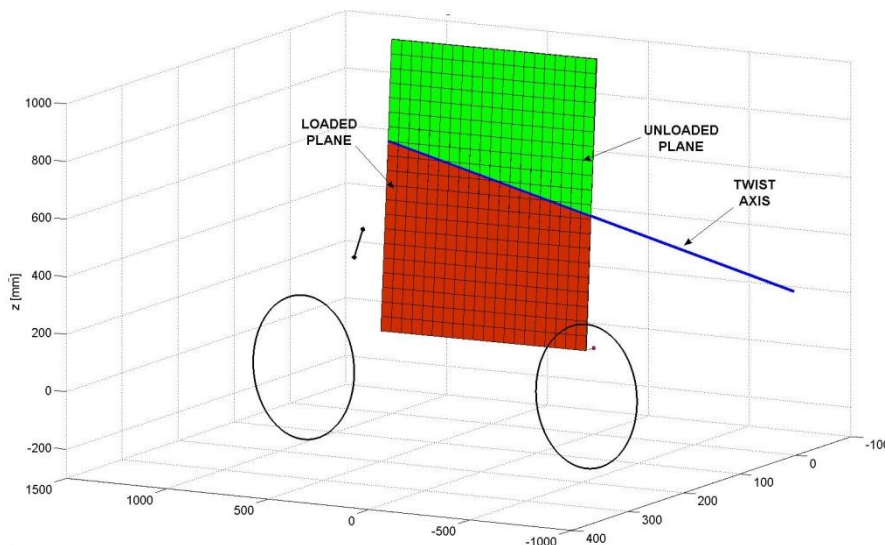


Fig. 8.25 Schema per la definizione del twist axis

I risultati presentati in Fig. 8.26 mostrano la posizione del twist axis nel piano x-z (Fig. 8.20) per diversi valori del carico applicato.

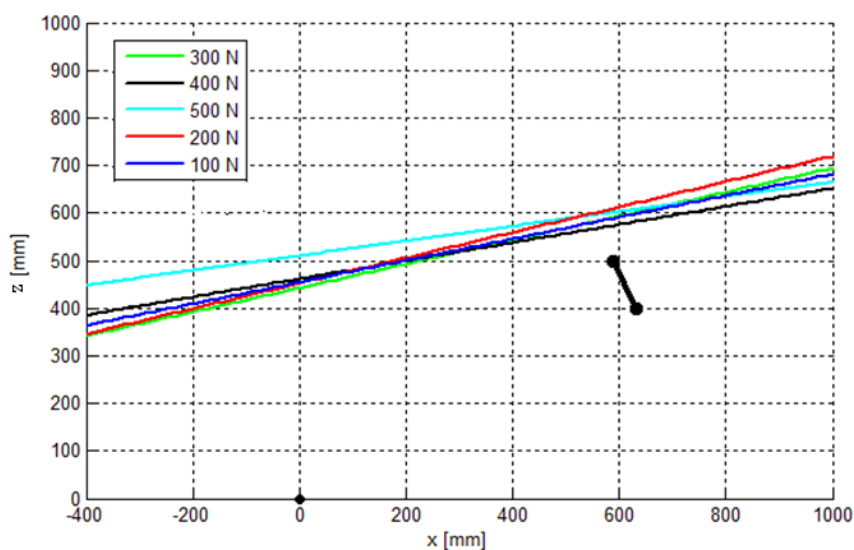


Fig. 8.26 Twist axis al variare del carico applicato: configurazione telaio

### 8.3.3 Prove sperimentali: configurazione avantreno

In questo paragrafo sono riportati i risultati ottenuti dalle misure effettuate sui gruppi avantreno che equipaggiano due motociclette di produzione di serie.

La configurazione di prova è rappresentata in Fig. 8.27: si nota il sistema di vincolo del perno di sterzo, in accordo con il modello riportato in Fig. 8.16, con il carico applicato in corrispondenza del perno ruota anteriore. In figura è visibile il sistema di misura descritto al paragrafo 8.2.3, e composto da 3 sensori laser con relativa piastra riflettente ed una cella di carico.

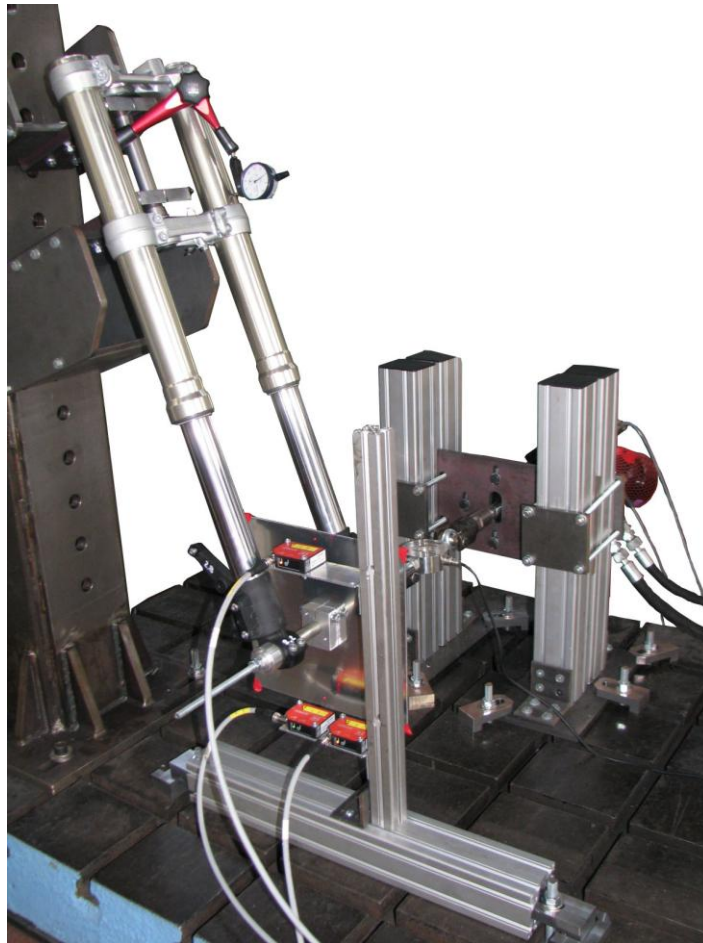


Fig. 8.27 Foto del banco: configurazione prova avantreno

Il comando dell'attuatore idraulico è realizzato in termini di forza applicata per quanto riguarda le prove statiche ed il ciclo di carico applicato va da 0 a 600 N, per poi tornare a 0 e ripercorrere lo stesso ciclo con segno negativo della forza.

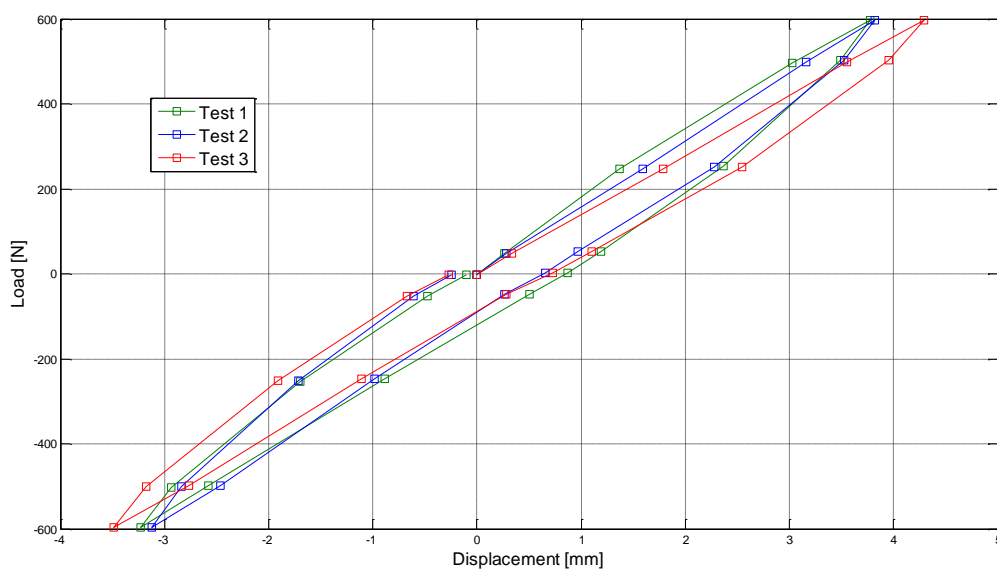


Fig. 8.28 Twist axis al variare del carico applicato: configurazione avantreno

I risultati ottenuti in termini di forza applicata e spostamento laterale del punto di applicazione del carico sono riportati per un avantreno in Fig. 8.28; dall'analisi risulta evidente la presenza di isteresi e quindi non linearità, in netto contrasto con quanto rilevato nel caso del solo telaio.

Ciò è dovuto principalmente alla presenza di boccole in materiale polimerico che consentono l'accoppiamento tra stelo e fodero all'interno della forcella, mentre il telaio è realizzato completamente in materiale metallico; dalla figura si evidenzia una buona ripetibilità delle prove effettuate.

In Fig. 8.29 sono rappresentati i twist axis ottenuti per una prova di rigidezza di avantreno al variare del carico applicato.

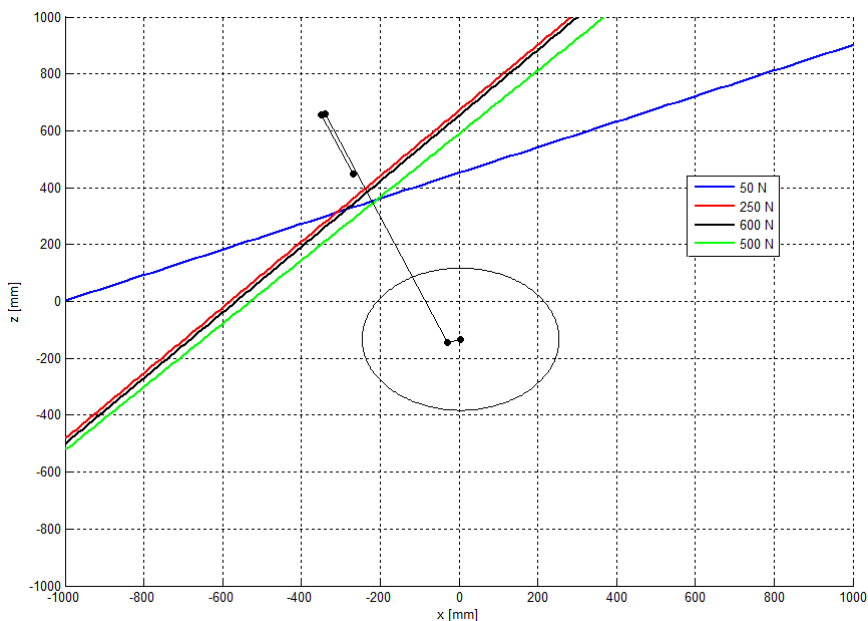


Fig. 8.29 Twist axis al variare del carico applicato: configurazione avantreno

Al paragrafo 8.4 verranno effettuate considerazioni ed ulteriori elaborazioni al fine di una migliore interpretazione dei risultati sperimentali ottenuti.

### 8.3.4 Prove dinamiche

Le prove di tipo dinamico sono effettuate tipicamente in controllo di spostamento con una legge di movimentazione dell'attuatore di tipo sweep sinusoidale ad ampiezza costante e frequenza crescente, definita come segue, e rappresentata in Fig. 8.30:

$$x(t) = A_0 \sin(at + bt^2) \tag{8.2}$$

In cui  $A_0$  è l'ampiezza, mentre  $a$  e  $b$  sono due parametri che consentono di definire la frequenza della legge sinusoidale, in questo caso variabile con legge linearmente crescente nel tempo.

La frequenza massima della prova a seconda del componente che si vuole testare può essere opportunamente scelta, nel caso di prove su telai il valore massimo è impostato a 50 Hz.

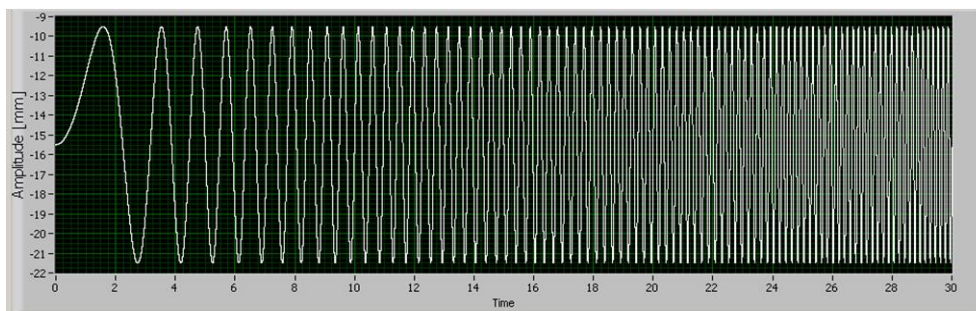


Fig. 8.30 Legge di controllo dell'attuatore per prove dinamiche

Dal programma principale, con riferimento alla Fig. 8.22 è possibile selezionare dal menù a tendina "dynamic test", che consente di accedere all'interfaccia per effettuare le prove di rigidità dinamica, riportata in Fig. 8.31.

Prima di effettuare la prova è necessario impostare le coordinate dei sensori laser analogamente al caso delle prove statiche, l'ampiezza dello sweep  $A_0$  e la massima frequenza di prova.

I segnali acquisiti anche in questo caso comprendono la forza, gli spostamenti (sensori laser ed LVDT) e l'accelerazione del punto di applicazione della forza (accelerometro).

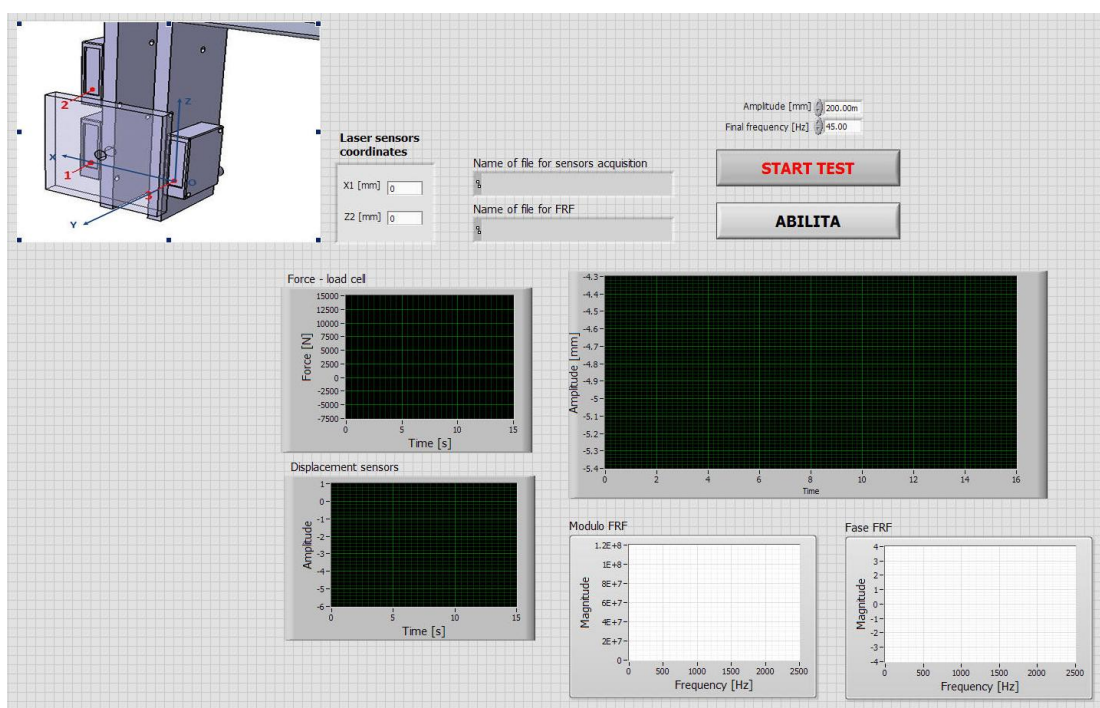


Fig. 8.31 Schermata principale prove dinamiche di rigidità

Al fine di ottenere una rapida comprensione dei risultati viene calcolata la funzione di risposta in frequenza ( $FRF_{aF}$ ) tra l'accelerazione del punto di applicazione della forza (in direzione parallela alla forza stessa) e la forza applicata; poiché viene imposto lo spostamento durante le prove le condizioni di risonanza si verificheranno in corrispondenza di minimi dell'ampiezza di forza.

### 8.3.5 Prove dinamiche: configurazione telaio

In Fig. 8.32 viene riportata la  $FRF_{aF}$  in termini di modulo e fase, relativamente ad una prova dinamica con solo telaio, con riferimento alla Fig. 8.17; le condizioni di vincolo ed applicazione

del carico sono le medesime delle prove di tipo statico, con canotto di sterzo vincolato rigidamente e forza applicata in corrispondenza del perno del forcellone.

L'analisi mette in luce una evidente risonanza nel campo di frequenze considerato, collocata a circa 34 Hz e caratterizzata da uno smorzamento piuttosto contenuto, tipico di componenti realizzati in materiale metallico.

Si possono notare infatti un aumento del modulo considerevole ed un netto cambio di fase si circa 180°.

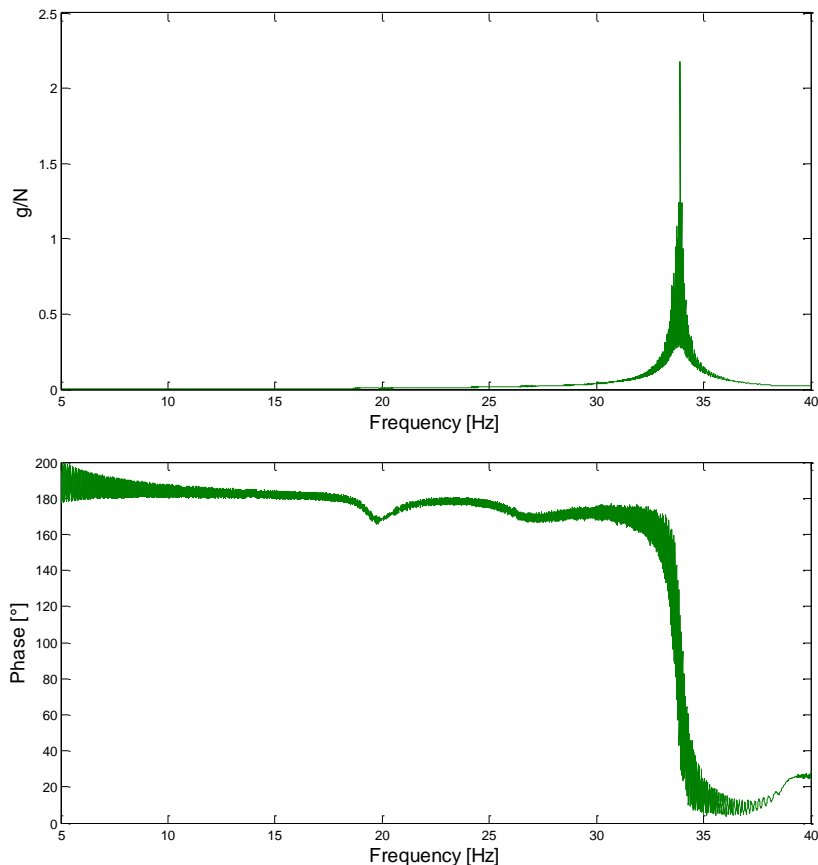


Fig. 8.32 Andamento  $FRF_{aF}$  per prova dinamica: configurazione telaio

### 8.3.6 Prove dinamiche: configurazione avantreno

In Fig. 8.33 viene riportata la  $FRF_{aF}$  in termini di modulo e fase, relativamente ad una prova dinamica configurazione avantreno, con riferimento alla Fig. 8.27; le condizioni di vincolo ed applicazione del carico sono le medesime delle prove di tipo statico, con perno di sterzo vincolato rigidamente e forza applicata in corrispondenza del perno ruota.

L'analisi mette in luce una evidente risonanza nel campo di frequenze considerato, collocata a circa 32 Hz e caratterizzata da uno smorzamento più elevato rispetto alla prova effettuata sul telaio, come atteso poiché all'interno delle forcelle anteriori sono presenti boccole di accoppiamento tra steli e foderi in materiale polimerico: il modulo raggiunge infatti valori meno elevati e la fase presenta una variazione meno brusca in questo caso.

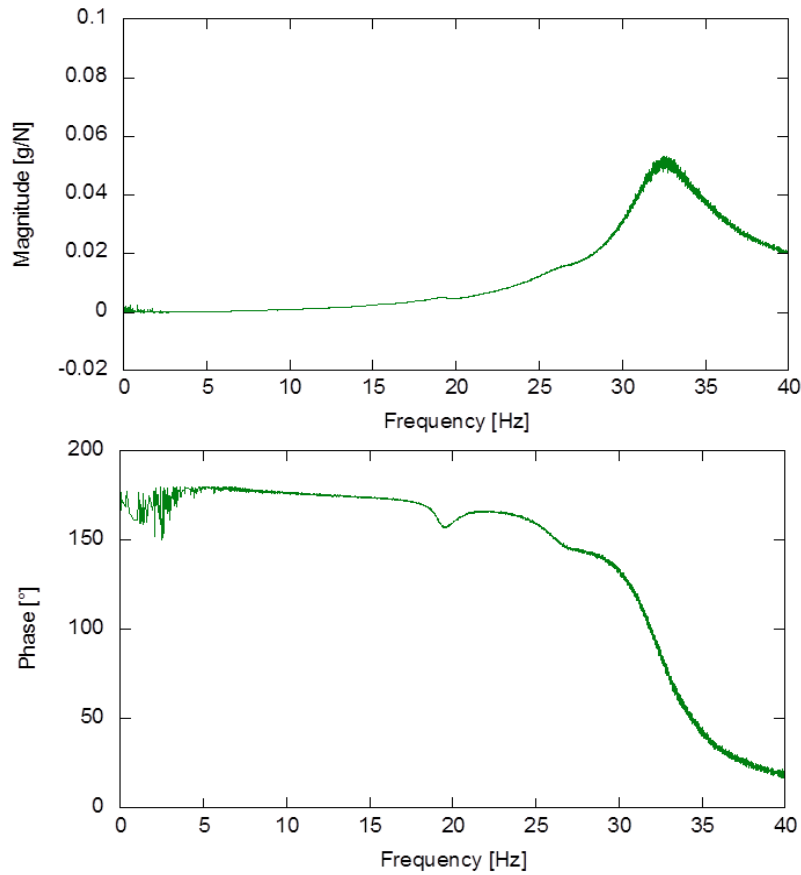


Fig. 8.33 Andamento  $FRF_{aF}$  per prova dinamica: configurazione avantreno

### 8.4 Metodologie di identificazione ed interpretazione dei risultati

In questo paragrafo verranno presentate le metodologie utilizzate per l'interpretazione dei risultati sperimentali relativi all'avantreno: innanzitutto vengono illustrate le procedure per l'interpretazione delle prove statiche.

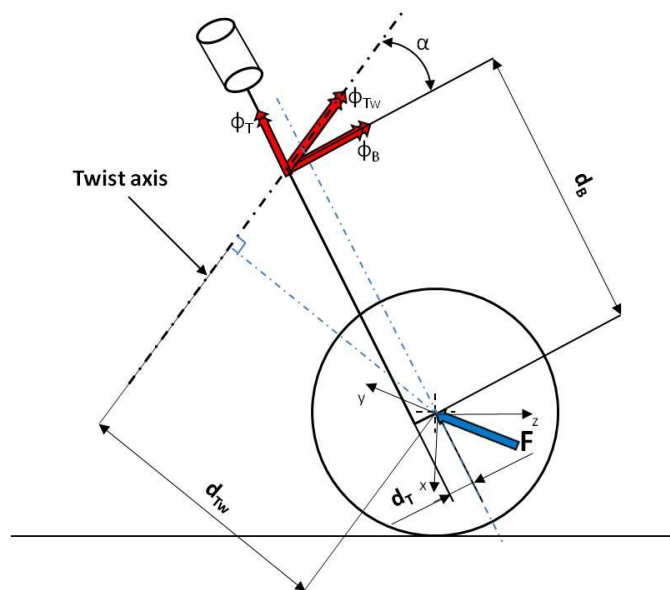


Fig. 8.34 Schema per il calcolo della rigidità di twist

In Fig. 8.34 è rappresentato lo schema per il calcolo dei parametri di rigidezza nel caso di avantreno di motocicletta, in particolare la forza  $F$  applicata in direzione laterale, il twist axis indicato con la rotazione di twist  $\phi_{Tw}$  ad esso associata; quest'ultima può essere proiettata vettorialmente lungo un asse parallelo all'asse delle forcelle ( $\phi_B$ ) ed un'asse ortogonale ( $\phi_T$ ):

$$\begin{aligned}\phi_B &= \phi_{Tw} \cos(\alpha) \\ \phi_T &= \phi_{Tw} \sin(\alpha)\end{aligned}\tag{8.3}$$

dove  $\alpha$  rappresenta l'angolo compreso tra il twist axis ed un asse perpendicolare a quello delle forcelle; in questo modo si realizza la decomposizione della rotazione di twist lungo gli assi di flessione e torsione.

Data la traslazione laterale  $y$  del punto di applicazione della forza è possibile calcolare la rotazione di twist, che per piccoli angoli assume la forma:

$$\phi_{Tw} = \frac{y}{d}\tag{8.4}$$

Data la coppia  $M$  indica la coppia di asse momento coincidente con il twist axis, e  $d$  la distanza tra il twist axis ed il punto di applicazione della forza, si può scrivere:

$$M = Fd\tag{8.5}$$

In seguito vengono definiti i parametri di rigidezza lineare laterale  $k_y$  e la rigidezza di twist  $k_{tW}$  come segue:

$$\begin{aligned}k_y &= \frac{F}{y} \\ k_{tW} &= \frac{M}{\phi_{Tw}}\end{aligned}\tag{8.6}$$

Analogamente alle componenti di rotazione proiettate  $\phi_B$  e  $\phi_T$  è possibile definire le distanze riferite ai due assi di flessione e torsione indicate rispettivamente con  $d_b$  e  $d_t$  e le rigidzze di rotazione di flessione e torsione, definite nel modo seguente:

$$\begin{aligned}k_B &= \frac{M}{\phi_B} \\ k_T &= \frac{M}{\phi_T}\end{aligned}\tag{8.7}$$

La procedura per il calcolo delle rigidzze consiste nel realizzare un fitting dei dati sperimentali con una retta, il cui coefficiente angolare rappresenta la rigidzza.

I risultati relativi alla statica per i due avantreni testati sono riportati in Tabella 8.1.

Si osserva che l'avantreno 1 è globalmente più rigido poiché presenta valori di tutte le rigidzze maggiori rispetto a quelle dell'avantreno 1.

	$k_y$ [kN / m]	$k_{tW}$ [kNm / rad ]	$d_{tW}$ [m]	$k_B$ [kNm / rad ]	$d_B$ [m]	$k_T$ [kNm / rad ]	$d_T$ [m]
Avantreno 1	161	41.5	0.501	48.5	0.535	9.8	0.037
Avantreno 2	128	29.2	0.469	54.1	0.620	3.2	0.037

Tabella 8.1 Parametri identificati dai test statici

In Fig. 8.35 e Fig. 8.36 sono rappresentati per l'avantreno 1 e 2 rispettivamente le seguenti grandezze:

- la forza laterale in funzione dello spostamento laterale ed il rispettivo fitting per il calcolo della rigidità lineare laterale  $k_y$  (in alto a sinistra)
- l'andamento al variare del carico dei parametri  $d_{TW}$ ,  $d_b$ , e  $d_t$  (in alto a destra)
- il momento in funzione della rotazione di twist ed il rispettivo fitting per il calcolo della rigidità di twist  $k_{TW}$  (in alto a sinistra)

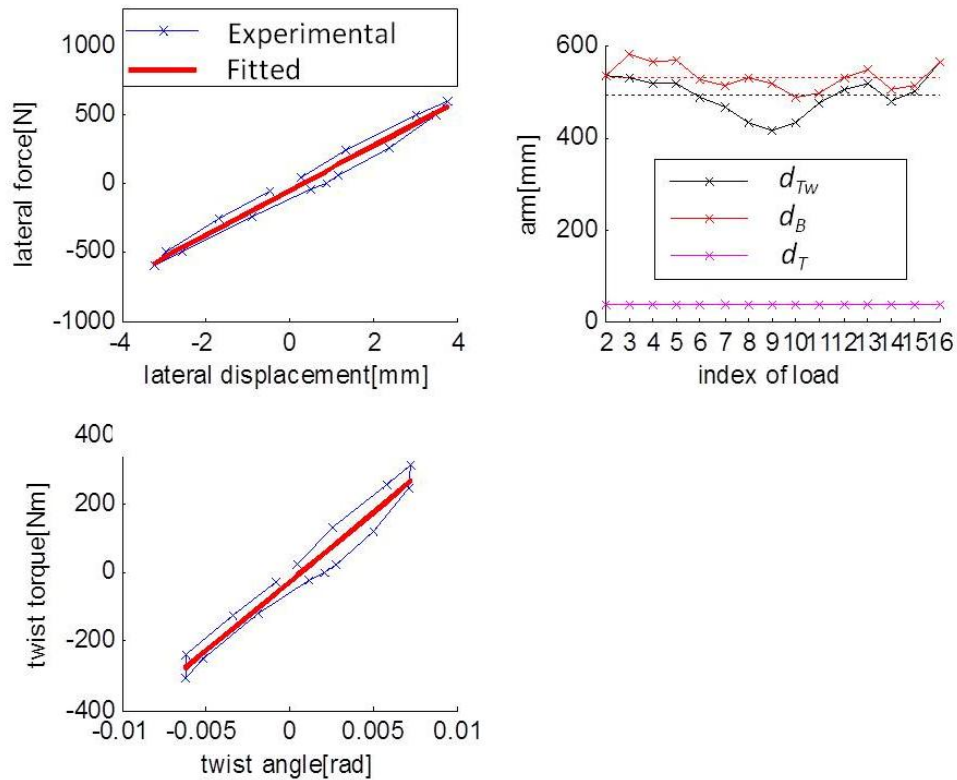


Fig. 8.35 Dati sperimentali avantreno 1

In Fig. 8.36 sono riportate le stesse grandezze per l'avantreno 2.

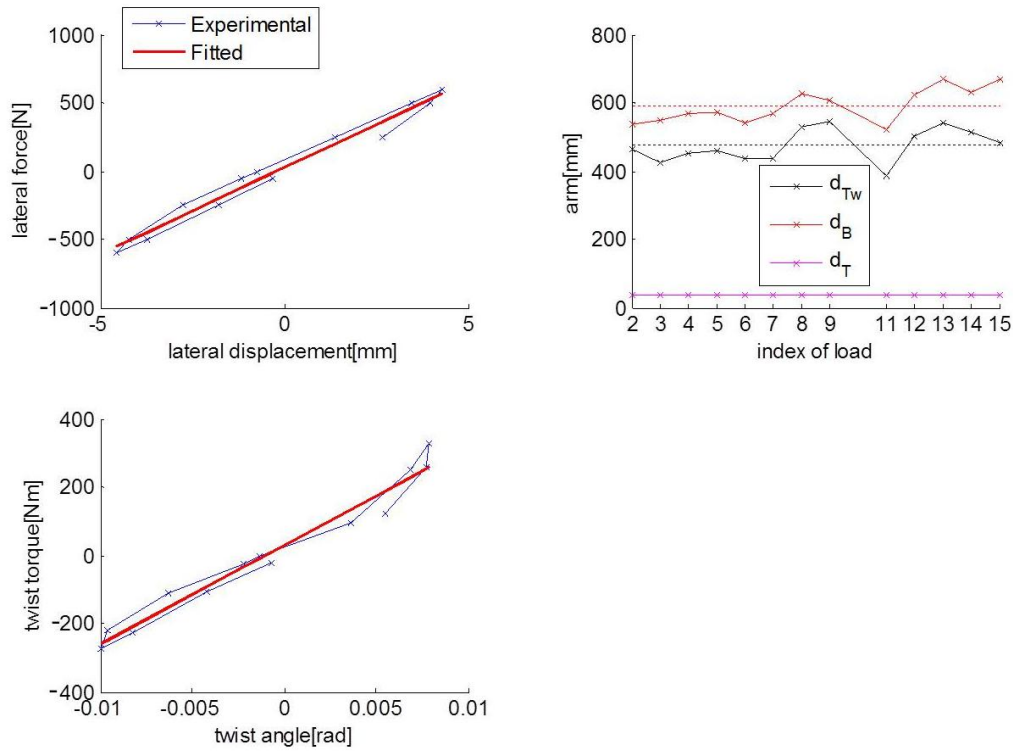


Fig. 8.36 Dati sperimentali avantreno 2

Si procede in seguito con l'analisi dei twist axis sperimentali; in seguito vengono riportati degli esempi di twist axis sperimentali per alcuni test eseguiti per l'avantreno 1 e 2 in Fig. 8.37 e Fig. 8.38 rispettivamente.

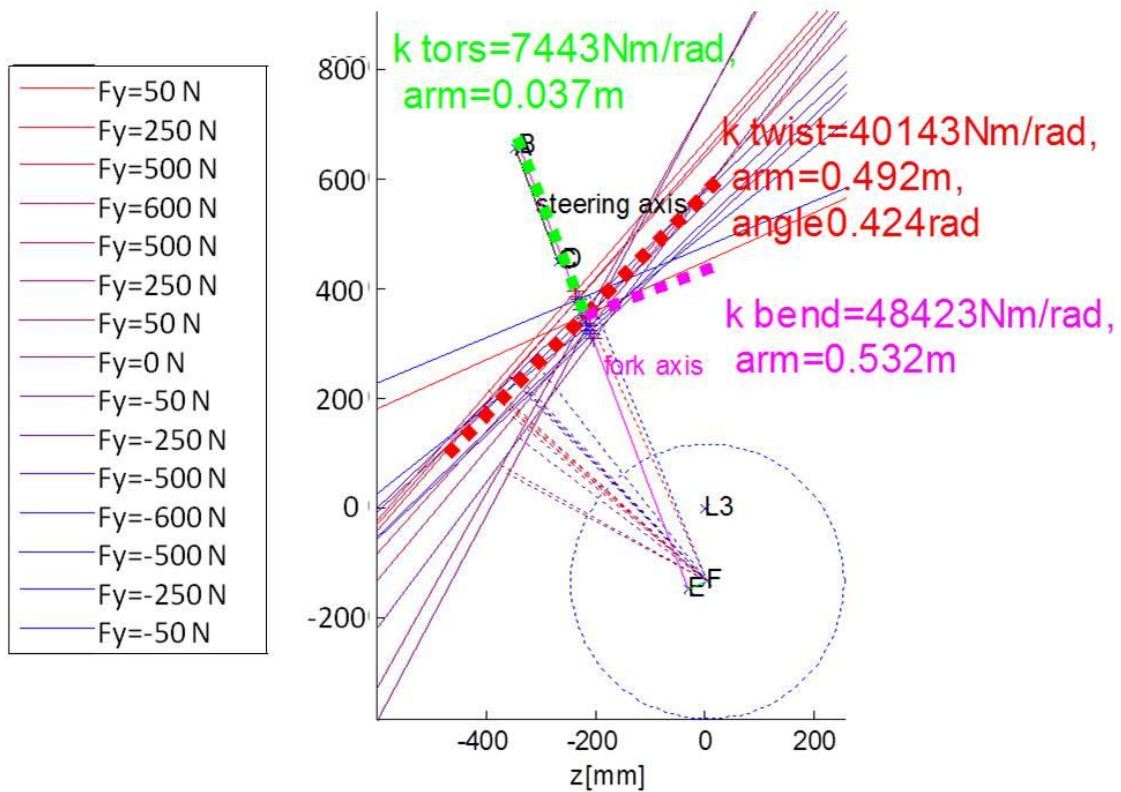


Fig. 8.37 Rappresentazione twist axis avantreno 1

Nelle figure è possibile osservare l'andamento del twist axis con relativa decomposizione al

variare della forza applicata.

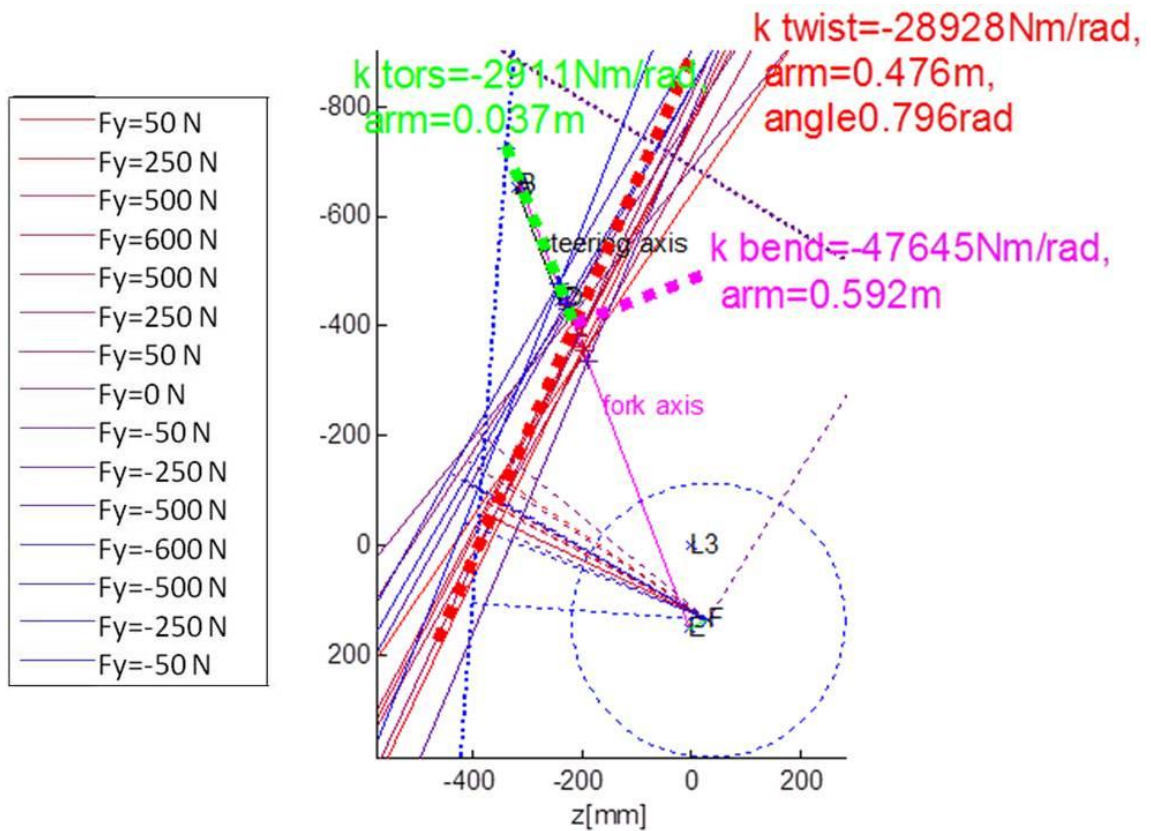


Fig. 8.38 Rappresentazione twist axis avantreno 2

I fitting delle  $FRF_{aF}$  sono stati realizzati con dei modelli a parametri concentrati composti da masse, molle e smorzatori ad 1 e 2 g.d.l.

Proseguendo vengono riportati i risultati ottenuti in termini di modulo e fase per i due avantreni testati in Fig. 8.39 e Fig. 8.40.

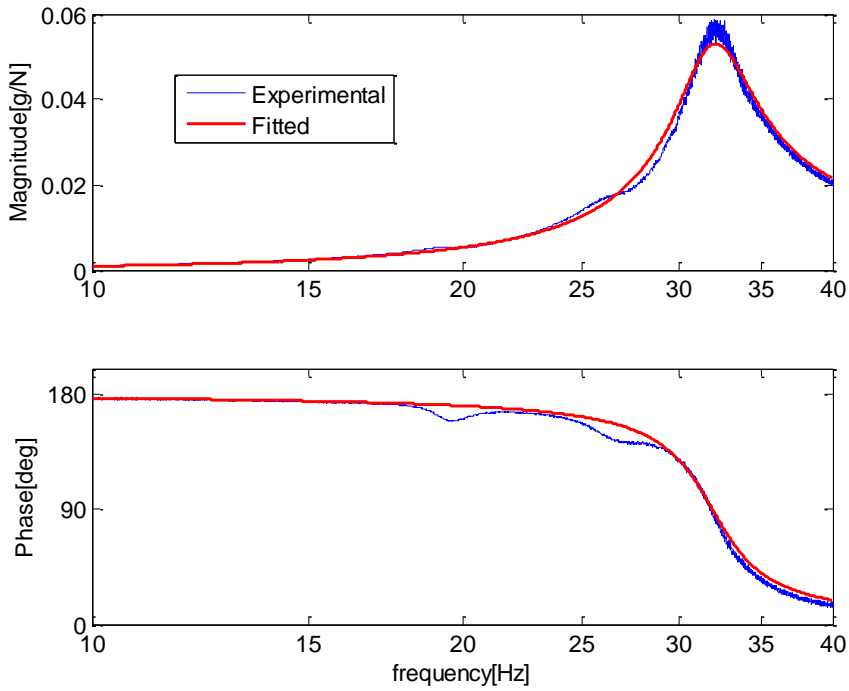


Fig. 8.39 Risultati fitting prova dinamica avantreno 1

Dal fitting è possibile ottenere pertanto le frequenze naturali  $f$  ed i rapporti di smorzamento  $\xi$  del sistema.

L'avantreno 1 è caratterizzato da una risonanza principale a circa 32 Hz, ma ne è visibile una secondaria tra 25 e 30 Hz: la risonanza principale è correlata alla flessione laterale delle forcelle, mentre quella secondaria alla torsione dell'avantreno, ma risulta scarsamente eccitata poichè la forza è applicata in prossimità dell'asse di torsione.

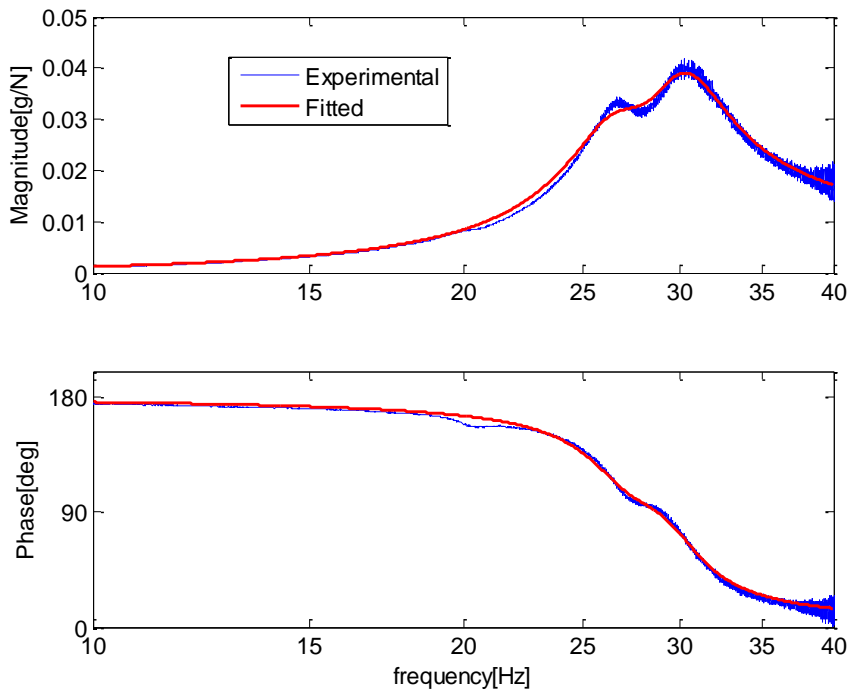


Fig. 8.40 Risultati fitting prova dinamica avantreno 2

L'avantreno 2 presenta invece 2 risonanze principali alle frequenze di 27 e 32 Hz.

Successivamente per completare l'elaborazione è necessario combinare i risultati ottenuti dalle prove statiche con quelli delle prove dinamiche.

In particolare, nota la rigidità dall'elaborazione delle prove statiche e le frequenze naturali dall'elaborazione di quelle dinamiche è possibile ottenere il valore dell'inerzia associata come segue:

$$f_{B,T} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{B,T}}{I}} \quad (8.8)$$

$$I_{B,T} = \frac{k_{B,T}}{(2\pi f_{B,T})^2}$$

In questo modo è possibile combinare i test statici e dinamici per stimare i valori delle masse vibranti e relativi smorzamenti, ed in particolare i valori delle inerzie ridotte agli assi di flessione e torsione.

Gli smorzamenti invece sono calcolati a partire dai rapporti di smorzamento ottenuti con la procedura di fitting e dai parametri precedentemente calcolati:

$$\zeta_{B,T} = \frac{c_{B,T}}{c_{cB,T}} \quad (8.9)$$

$$c_{B,T} = \zeta_{B,T} c_{cB,T} = \zeta_{B,T} 2\sqrt{k_{B,T} I_{B,T}}$$

I risultati ottenuti per i due avantreni dall'elaborazione dinamica sono riportati in Tabella 8.2.

	$f_B$ [Hz]	$\xi_B$	$f_T$ [Hz]	$\xi_T$	$I_B$ [kgm <sup>2</sup> ]	$c_B$ [Nm s / rad]	$I_T$ [kgm <sup>2</sup> ]	$c_T$ [Nm s / rad]
Avantreno 1	32.0	0.08	26.0	0.08	1.197	40.15	0.368	9.63
Avantreno 2	30.2	0.07	26.8	0.08	1.507	41.99	0.114	3.21

Tabella 8.2 Parametri identificati dai test dinamici

## 9 CONCLUSIONI

Lo sviluppo di modelli biomeccanici di pilota motociclistico e la successiva integrazione con il modello di veicolo permette di avere una migliore conoscenza dell'interazione tra veicolo e pilota e di comprendere meglio l'influenza che quest'ultimo riveste ai fini della stabilità del veicolo.

L'identificazione biomeccanica è stata realizzata per il moto di rollio e di sterzo-imbardata, utilizzando diversi modelli di pilota a parametri concentrati di complessità crescente.

I modelli biomeccanici di pilota a rollio e sterzo-imbardato sono stati poi combinati per ottenere un modello complessivo di pilota.

La successiva implementazione di tali modelli biomeccanici in un modello dinamico di veicolo a due ruote ha messo in luce la differente influenza dei vari modelli di pilota utilizzati sulla stabilità del sistema pilota-veicolo, ed in particolar modo si è riscontrato che anche modelli semplici sono in grado di rappresentare correttamente l'interazione tra uomo e veicolo ed i relativi effetti.

Per quanto riguarda le caratteristiche di flessibilità strutturale dei principali componenti del veicolo è stata messa a punto l'apparato sperimentale che consente di effettuare le misure, l'acquisizione e l'elaborazione dei dati e le procedure per l'interpretazione.

L'attrezzatura sperimentale consente di realizzare prove di tipo statico e dinamico, che mediante la metodologia proposta, consentono di caratterizzare i componenti testati con dei modelli a parametri concentrati.

## BIBLIOGRAFIA

- [1] F.J.W Whipple, “The Stability of the motion of a Bicycle”, *Quart. Journal of Pure and Applied Mathematics*, 30, 1899.
- [2] Sharp R.S., “The stability and control of motorcycles”, *Journal Mechanical Engineering Science*, Volt 13, No 5, 1971, pp. 316-329
- [3] Cosseted, V., *Motorcycle Dynamics* second edition. Lulu.com, 2007.
- [4] Consulter, V., Doria, A., Lot, R., Massaro, M., 2011, “The effect of rider’s passive steering impedance on motorcycle stability: identification and analysis”, *Meccanica*, Vol. 46, pp 279-292
- [5] Sharp, R. S.: *Stability, Control and Steering Responses of Motorcycles*, *Vehicle System Dynamics* 2001, Vol. 35, N° 4-5, pp 291-318.
- [6] Sharp, R. S., Limermbler, J.N.D.: *A Motorcycle Model for Stability and Control Analysis*, *Multibody System Dynamics*, 2001, N. 6: pp 123-142
- [7] Sharp, R. S., *Vibrational modes of motorcycles and their design parameter sensitivities*, *Vehicle NVH and Refinement. Mech. Eng. Pub.*, London 1994, pp. 107-121.
- [8] Pacejka H.B., *Tyre and vehicle dynamics*, butterworth-heinemann, bodmin (cornwall), 2002, pp. 321-329 e 511-541
- [9] Doria. A., Formentini, M., Tognazzo, M., 2011, “Experimental and numerical analysis of rider motion in weave conditions”, *Vehicle System Dynamics*, iFirst
- [10] Katajama, T., Aoki, A., Nishimi, T., Okayama, T., 1987, “Measurement of structural properties of riders”, *JSAE paper 871229*.
- [11] J.P Meijaard, Jim M Papadopoulos, Andy Ruina and A.L Schwab, “Linearized dynamics equations for the balance and steer of a bicycle: a benchmark and review”, *Proc. R. Soc. A* 2007 463, 1955-1982.
- [12] A. L. Schwab, J. D. G. Kooijman, “Lateral dynamics of a bicycle with passive rider model”, *International Conference on Multibody System Dynamics*, May 25–27, 2010, Lappeenranta, Finland
- [13] Robertson D, Gordon E, Caldwell G, et al. *Research methods in biomechanics*. Champaign, IL: Human Kinetics, 2004.
- [14] Hanavan, E., 1964, “A Mathematical model of the human body”, *Wright-Patterson Air Force Base, Dayton, OH, AMRL Tech Rep*.
- [15] 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.
- [16] Nishimi T, Aoki A and Katajama T. *Analysis of straight running stability of motorcycles*. In: *Proceedings of 10<sup>th</sup> International technical conference on experimental safety of vehicles*, Oxford, UK, 1–5 July 1985, pp.1080–1094. US Department of Transportation National Highway Traffic Safety Administration.
- [17] Damavandi, M., Barbier, F., Leboucher, J., Farahpour, N., Allard, P., 2009, “Effect of calculation methods on body moment of inertia estimation in individual of different morphology”, *Medical Engineering & Physics*, Vol 31, pp 880-886.
- [18] Damavandi, M., Stylianides, G., Farahpour, N., Allard, P., 2011, “Head and trunk segment moment of inertia estimation using angular momentum technique: validity and sensitivity analysis”, *IEEE Transactions on Biomedical Engineering*, Vol. 58, no. 5, pp 1278- 1285.
- [19] Höhne, G., 2000, “Computer Aided Development of Biomechanical Pilot Models”, *Aerospace Science and Technology*, Vol. 4, pp 57-69.

- [20] S. Adewusi a, S. Rakheja b, P. Marcotte, “Biomechanical models of the human hand-arm to simulate distributed biodynamic responses for different postures”, *International Journal of Industrial Ergonomics*, Vol. 42, pp 249-260.
- [21] Lot, R., 2004, A motorcycle tyre model for dynamic simulations. *Meccanica*, 39, 207–220.
- [22] Pacejka, H.B., 2002, *Tyre and Vehicle Dynamics* (Bodmin, Cornwall: Butterworth-Heinemann)
- [23] H.B. Pacejka, E. Bakker, “The Magic Formula Tyre Model”, *Vehicle System Dynamics*, Supplement Vol. 21 (1991).
- [24] 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).
- [25] V. Cossalter, R. Lot, M. Massaro, An advanced multibody code for handling and stability of motorcycles, *Meccanica*, 2011, Vol. 46, pp. 943-958
- [26] R. Lot: A Motorcycle Tire Model for Dynamic Simulations. *Meccanica*, 39: 207-220,2004.
- [27] R. Lot, M. Massaro, R. Sartori, Advanced motorcycle virtual rider, *Vehicle System Dynamics*, Vol. 46, Supplement, 2008, pp. 215-224
- [28] V. Cossalter, M. Da Lio, R. Lot, L. Fabbri, A general method for the evaluation special emphasis on motorcycles, *Vehicle Syst. Dyn.* 31 (1999), pp. 113–135.
- [29] E. Bertolazzi, F. Biral, and M. Da Lio, Symbolic-numeric efficient solution of optimal control problems for multibody systems, *J. Comput. Appl. Math.* 185 (2006), pp. 404–421.
- [30] M. Plöchl, J. Edelmann, Driver models in automobile dynamics application, *Vehicle Syst. Dyn.* 45 (7–8) (2007), pp. 699–741.
- [31] A. Doria, M. Tognazzo, Identification of the biomechanical parameters of the riders of two wheeled vehicles by means of vibration testing, *Proceedings of the ASME 2012 International Design Engineering Technical Conferences*, Chicago, IL, USA.
- [32] D. McRuer and D. Graham, Flight control century: triumphs of the systems approach, *J. Guid. Control Dyn.* 27 (2) (2004), pp. 161–173
- [33] Pick AJ and Cole DJ. Neuromuscular dynamics and the vehicle steering task. *Vehicle System Dynamics* 2004;41(Suppl.): 182–191.
- [34] A. Doria, M. Tognazzo, V. Cossalter, "The response of the rider's body to roll oscillations of two wheeled vehicles; experimental tests and biomechanical models", *Journal of Automobile Engineering*, October 2012, iFirst.
- [35] Cossalter, V., Lot, R., Maggio, F., 2004, “The Modal Analysis of a Motorcycle in Straight Running and on a Curve”, *Meccanica*, Vol 39, pp.1-16.
- [36] Cossalter, V., Doria, A., Lot, R., 1999, “Steady Turning of two Wheel Vehicles”, *Vehicle System Dynamics*, Vol. 31, pp 157-181.
- [37] Marco Bevilacqua, Identificazione delle proprietà biomeccaniche di piloti motociclistici a partire da misurazioni di forze, Tesi di laurea, Relatore A. Doria.
- [38] N.M.M. Maia and J.M. Montalvao e Silva, *Theoretical and Experimental Modal Analysis*, JohnWiley & Sons Inc, NewYork, 1997.
- [39] Roe, G.E., Thorpe, T.E., “The Influence of Frame Structure on the Dynamics of Motorcycle Stability”, SAE 1989 1319-1329 891772.

- [40] 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
- [41] 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
- [42] 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
- [43] R. Lot, V. Cossalter, M. Massaro, The significance of frame compliance and rider mobility on the motorcycle stability, Multibody Dynamics, ECOMAS Themati Conference, Madrid, Spain, June 2005
- [44] Giles, C.G., Sharp, R.S., Static and dynamic stiffness and deflection mode measurements on a motorcycle, with particular reference to steering behaviour, i Mech E Conference Publications (Institution of Mechanical Engineers), p 185-192, 1983
- [45] , M. Raines, T.E. Thorpe, The relationship between twist axis and effective torsional stiffness of a motorcycle frame, Proc. I Mech E Vol 200 no D1, p 69-73, 1986.
- [46] Mauro Tognazzo, Sviluppo di un banco prova per lo studio della risposta del pilota alle oscillazioni del motociclo, Tesi di laurea, Relatore A. Doria.
- [47] <http://www.multibody.net>
- [48] Matteo Massaro, Modellazione multi-body analitica e sviluppo di strategie di controllo, Tesi di dottorato, Supervisore R. Lot.
- [49] D. Hartog, Strength of Materials, 1961, p. 119, Dover Publications, New York.
- [50] G. Verzini, Criteri per l'identificazione dei parametri di rigidità dei telai motociclistici, Tesi di laurea, Relatore A. Doria.
- [51] <http://italy.ni.com/>
- [52] <http://sine.ni.com/nips/cds/view/p/lang/it/nid/208800>
- [53] <http://sine.ni.com/nips/cds/view/p/lang/it/nid/208791>
- [54] <http://sine.ni.com/nips/cds/view/p/lang/it/nid/207535>
- [55] <http://www.ni.com/labview/signalexpress/i/>

## **RINGRAZIAMENTI**

Ringrazio innanzitutto il Prof. Doria, il Prof. Cossalter, ed il Prof. Lot che mi hanno consentito di realizzare questa esperienza di ricerca e di crescita personale e culturale.

Ringrazio tutti i miei colleghi del gruppo MDRG per l'aiuto ed il supporto che mi hanno fornito durante questi tre anni insieme.