



# UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA

Sede Amministrativa: Università degli Studi di Padova

Dipartimento di Innovazione Meccanica e Gestionale

SCUOLA DI DOTTORATO DI RICERCA IN :**INGEGNERIA INDUSTRIALE**

INDIRIZZO: **PROGETTAZIONE MECCANICA E INGEGNERIA MOTOCICLISTICA**

CICLO: **XXI**

## **ANALISI DINAMICA DEI VEICOLI A DUE RUOTE MEDIANTE MODELLI MATEMATICI**

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

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

**Dottorando:** Giovanni Dalla Torre

2006 - 2008



## Indice

Indice.....	3
Curriculum Vitae.....	5
Sommario.....	7
Abstract.....	7
1 Sezione: Modelli matematici e ottimizzatore.....	9
1.1 Introduzione.....	9
1.2 Il modello matematico della motocicletta.....	9
1.3 Modello matematico del pneumatico.....	11
1.4 Modello matematico delle sospensioni.....	13
1.4.1 Cinematica sospensione anteriore.....	13
1.4.2 Cinematica sospensione posteriore.....	15
1.4.3 Linkage.....	17
1.4.3.1 Frame-Roker linkage.....	17
1.4.3.2 Frame-ConnectingRod linkage.....	18
1.4.4 Forza Gruppo Molla-Smorzatore.....	19
1.4.4.1 Forza d'attrito.....	20
1.4.4.2 Forza Elastica.....	20
1.4.4.3 Forze Smorzanti.....	22
1.4.4.4 Forza dei fincorsa.....	23
1.5 Ottimizzatore.....	24
1.6 Conclusioni.....	29
1.7 Sviluppi futuri.....	30
1.8 Bibliografia.....	31
2 Analisi della maneggevolezza di una moto super-sportiva dal punto di vista degli pneumatici ....	33
2.1 Introduzione.....	33
2.2 I Pneumatici.....	34
2.3 Steady turning.....	40
2.4 Analisi Sperimentali.....	41
2.4.1 Introduzione.....	41
2.4.2 Strumentazione.....	41
2.4.3 Test steady state: curva a raggio costante.....	45
2.4.4 Osservazioni soggettive.....	47
2.4.5 Confronto dati oggettivi dati soggettivi.....	47
2.4.6 Conclusioni.....	52
2.5 FastBike Analysis.....	53
2.5.1 FastBike modello Suzuki GSX R1000 K7.....	53
2.5.2 Confronto dati sperimentai vs FastBike.....	54
2.5.3 Conclusioni.....	67
2.5.4 Sviluppi futuri.....	68
2.6 Il Metodo della Manovra Ottima.....	69
2.6.1 Introduzione.....	69
2.6.2 Formulazione analitica.....	70
2.6.2.1 Punto di vista fisico.....	71
2.6.2.2 Punto di vista matematico.....	71
2.6.2.3 Indice di prestazione.....	73

2.6.2.3	Modello della motocicletta.....	74
2.6.2.4	Condizioni al contorno.....	79
2.6.2.5	Vincoli.....	79
2.6.2.6	Funzioni penalità.....	81
2.6.3	Il codice OptiMa-RM©.....	83
2.6.3.1	Setting files .....	84
2.6.3.2	Input files .....	85
2.6.3.3	Output files.....	87
2.7	Il Metodo della Manovra Ottima: verifica sperimentale.....	89
2.7.1	Introduzione .....	89
2.7.2	Impostazioni del codice .....	89
2.7.2.1	Definizione del circuito.....	90
2.7.2.2	Definizione modello motocicletta.....	91
2.7.3	Telemetrie e simulazioni: confronto .....	93
2.7.3.1	Notazioni Generali .....	93
2.7.2.2	Dunlop Qualifier RR.....	109
2.7.2.3	Dunlop Roadsmart .....	114
2.7.2.3	Dunlop D211 GP.....	119
2.7.2.4	Pirelli Diablo Corsa 3.....	124
2.7.2.5	Michelin Pilot Power .....	129
2.7.4	Conclusioni .....	134
2.8	Metodo della Manovra Ottima: analisi parametrica .....	135
2.8.1	Introduzione .....	135
2.8.2	D.O.E. analisi.....	135
2.8.3	Influenza del limite di aderenza.....	136
2.8.4	Influenza delle rigidzze del pneumatico.....	144
2.8.5	Conclusioni .....	153
2.9	Bibliografia .....	153
	Ringraziamenti .....	155

## Curriculum Vitae

### ***Giovanni Dalla Torre***

2006-2008 Dottorato di ricerca in Ingegneria Industriale, indirizzo Progettazione

Meccanica e Ingegneria Motociclistica, tesi: *Analisi dinamica dei veicoli a due ruote mediante modelli matematici.*

2008 Internship in GOODYEAR DUNLOP TYRE, Montluçon, FRANCE.

2005 Borsa di studio Università di Padova in collaborazione con Aprilia SpA,

argomento: *Studio FEM preliminare della rigidità di motoveicolo avente telaio con motore portante.*

1999-2004 Laurea in ingegneria meccanica (V.O.) presso l'Università di Padova,

tesi: *Analisi numerica e sperimentale delle caratteristiche di maneggevolezza e stabilità del motoveicolo Motoguzzi 750 ie.*

### ***Pubblicazioni***

Cossalter, Dalla Torre, Lot, Massaro. A multibody tool for the Optimization of the Suspension Setup and Geometric Layout of Racing Motorcycles, proc. of the *FISITA 2008 World Automotive Congress*, Munich, Germany, 14-19 September.



## Sommario

Nell'ambito delle competizioni, è fondamentale regolare l'assetto del motoveicolo in base ai differenti tracciati, alle condizioni atmosferiche e alle esigenze del pilota. Gli aggiustamenti al veicolo sono di solito empirici e basati sul bagaglio di conoscenze pratiche, in quanto le decisioni devono essere prese in modo rapido e sotto pressione. A tale scopo non possono essere adottati i sistemi multibody classici, perché sono molto complessi da gestire e le simulazioni richiedono un notevole dispendio di tempo.

Questa tesi presenta un codice multibody non-convenzionali progettato specificamente per questo scopo, che permette di gestire facilmente i modelli di motociclette e ottimizzarne i parametri, quali le caratteristiche delle sospensioni, scelta delle piastre, ecc. Vengono presentati alcuni esempi di ottimizzazione delle sospensioni o della geometria.

Nella seconda parte della tesi viene presentata un confronto tra cinque set di pneumatici mediante approccio sperimentale e approccio numerico. Il metodo numerico si basa sull'analisi di stati stazionari per i test in curva a raggio costante con il codice *FastBike*, e per traiettorie complesse sull'approccio del *Metodo della Manovra Ottima*. Lo scopo di tale analisi è l'individuazione di una procedura che consenta di caratterizzare la maneggevolezza di un motoveicolo di categoria supersportiva dal punto di vista dei pneumatici. Tale analisi è stata condotta in collaborazione con GOODYEAR DUNLOP TYRE FRANCE.

## Abstract

In races, it is essential to adjust the motorcycle setup to different tracks, weather conditions and rider requirements. Vehicle adjustments are usually based on empirical know-how since decisions should be taken quickly and under pressure. Classical multibody tools cannot be adopted for this purpose because they are very complex to manage and simulations are time consuming.

This thesis presents a non-conventional multibody software specifically designed for this purpose that allows to easily manage and optimize motorcycle parameters such as suspension characteristics, adjustable plates, etc. Some examples of geometry and suspension optimization are presented.

The second part of thesis presents a comparison between five set of tyre with experimental method and numerical method. The numerical method based a *Steady State Analysis* approach for cornering test manoeuvre with *FastBike* code, and *Optimal Manoeuvre* approach for a complex trajectory. The target of this analysis is the definition of procedure for the study of hypersport

motorcycle from a tyre point of view. The analysis is made in collaboration with GOODYEAR  
DUNLOP TYRE FRANCE.



# 1 Sezione: Modelli matematici e ottimizzatore

## 1.1 *Introduzione*

Si è sviluppato un codice multibody generico per lo studio della dinamica dei motoveicoli.

Questo strumento, chiamato FastBike Race, contiene un dettagliato modello matematico della motocicletta, che include sospensioni non-lineari, un modello di pneumatico che funziona per grandi angoli di rollio e comprende la geometria e le flessibilità dello stesso, il modello di trasmissione a catena, la geometria del motoveicolo e la sue deformabilità. Il modello del motociclo è ottimizzato e consente oltre alla analisi nel dominio del tempo anche il calcolo stazionario (per esempio calcolo della dinamica inversa) e l'analisi della stabilità per diverse condizioni di velocità e accelerazioni Longitudinali e laterali.

Poiché il modello del motoveicolo richiede un numero elevato di parametri, i dati di input sono organizzati in due livelli differenti. Nel primo livello, progettato per lo sviluppo dei veicoli, sono disponibili all'utente tutte le funzioni, l'utilizzatore può specificare le caratteristiche geometriche, inerziali, le proprietà dei pneumatici, ecc. A questo livello è possibile utilizzare vari strumenti di analisi (analisi in regime stazionario, analisi di stabilità, accelerazione/frenata, manovre semplici quali cambio di corsia, slalom, ecc.). Il secondo livello è stato progettato per l'attività condotta ai box: in questo stadio molti parametri risultano nascosti all'utente, mentre gli input regolabili sono disponibili (ad esempio la rigidità delle sospensioni, il precarico, dimensioni piastre di sterzo). Lo strumento di analisi consente di eseguire analisi di assetto, l'ottimizzazione dell'assetto, analisi stazionaria del motoveicolo, ottimizzazione delle sospensioni.

La peculiarità delle analisi di assetto e in regime stazionario sta nella velocità di calcolo quasi istantanea. Infatti, la soluzione si ottiene risolvendo l'equilibrio, invece di integrare le equazioni della dinamica come avviene nei software multibody tradizionali.

Nell'ambiente di ottimizzazione l'utente per prima cosa stabilisce l'assetto obiettivo (ad esempio passo, avancorsa normale, corsa delle sospensioni, angolo del cannotto di sterzo). Poi definisce quali sono i parametri regolabili e quali sono i limiti di regolazione (ad esempio precarico molla, lunghezza forcellone, dimensioni piastre), infine il software ottimizza questi parametri. Il processo di ottimizzazione richiede la valutazioni di un numero elevato di assetti, in ogni caso i risultati sono disponibili in un tempo ridotto grazie l'elevata efficienza del modello di calcolo basato sull'approccio della dinamica inversa.

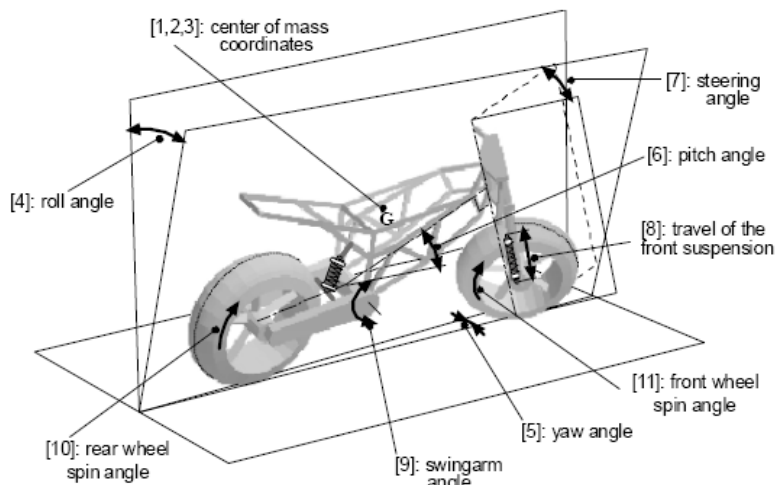
## 1.2 *Il modello matematico della motocicletta*

Il modello del motociclo include tutte le caratteristiche, che sono rilevanti per riprodurre il reale

comportamento dinamico del veicolo. Particolare attenzione è stata posta alla modellizzazione dei pneumatici (come spigato nella sezione successiva) e le sospensioni. La trasmissione mediante catena è stata modellizzata nel dettaglio.

Il motociclo è costituito da un sistema di sei corpi rigidi, come segue:

- *Rear Frame*: che comprende il telaio, il motore e il serbatoio.
- *Front Frame*: composto dal manubrio, le piastre di sterzo, gli accessori annessi al manubrio e la parte sospesa della forcella
- *Rear unsprung mass*: forcellone e pinza freno posteriore.
- *Front unsprung mass*: parte non sospesa della forcella e pinze freno anteriori.
- *Rear Wheel e Front Wheel*: che comprendono i pneumatici, i cerchioni, i dischi freno e le altre parti rotanti.



**Figura 1-1 Gradi di libertà del modello di motoveicolo**

Il pilota si presume essere fissato rigidamente al *Rear Frame*. I collegamenti tra i vari corpi sono stati realizzati al fine di riprodurre i principali gradi di libertà tipici di un motoveicolo. Il *rear frame* è collegato al *front frame* mediante una coppia rotoidale, che realizza il meccanismo di sterzo. La ruota anteriore e le masse non sospese sono libere di traslare rispetto al *front frame* riproducendo il movimento telescopico della forcella. Tra il *Rear Frame* e il forcellone è posizionata una coppia rotoidale, a ruota posteriore e le masse non sospese posteriori possono ruotare attorno al perno del forcellone. I mozzi ruota sono schematizzati mediante coppie rotoidali. Il numero totale dei gradi di libertà del sistema risulta essere undici, come mostrato in figura 1.1, maggiori dettagli sul modello geometrico possono essere reperite in [1] e [2].

Le rigidità del telaio, della forcella, e del forcellone, così come la mobilità del pilota sono stati modellati. In questa fase, queste funzionalità sono implementate nelle analisi lineari di stabilità [3],

non sono ancora implementati nelle simulazioni non lineari.

La schematizzazione del veicolo è sufficiente per riprodurre i fenomeni dinamici fino a circa 15-20 Hz, tale range è adeguato per le differenti condizioni di simulazione, come le manovre di curve a raggio costante, cambio di corsia, slalom, per l'indagine dei modi di vibrare quali wooble e weave, o il confronto con dati sperimentali.

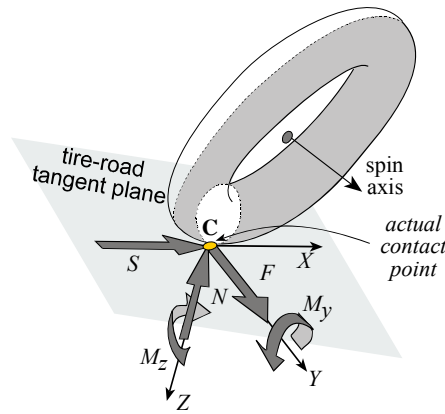
Il modello matematico è stato scritto mediante formulazione simbolica utilizzando le librerie MBSymps [4] e coordinate naturali, quindi implementato in Fortran , tale codice è stato chiamato **FastBike®**. Questo tipo di approccio richiede un dispendio di tempo notevole nella fase di sviluppo ed aggiornamento del codice, ma consente ai programmatori il completo controllo sul modello.

L'implementazione in Fortran del codice consente un calcolo ad alta efficienza, rendendo possibile l'integrazione delle equazioni in tempo reale. Questa caratteristica viene sfruttata nel simulatore di motoveicoli presso l'Università degli studi di Padova [5].

IL software è stato completato con una interfaccia grafica per la gestione delle caratteristiche del veicolo e per la pianificazione delle simulazioni, tale interfaccia rende il codice user-friendly.

### **1.3 Modello matematico del pneumatico**

Da un punto di vista fisico, le forze e le coppie sviluppate dal pneumatico derivano dalle sollecitazioni distribuite su tutta l'area di contatto tra il pneumatico e la strada. In questo modello si assume che il centro dell'area di contatto, sia il punto di contatto del pneumatico e le forze vengono applicate in tale punto, come mostrato in figura 1.2 . Più in dettaglio, il carico  $N$  agisce sul pneumatico lungo l'asse  $Z$ , che corrisponde alla direzione normale alla superficie di contatto pneumatico-strada, la forza longitudinale  $S$  agisce lungo l'asse  $X$ , che è perpendicolare all'asse  $Z$  e alla rotazione delle ruote; la forza laterale  $F$  agisce lungo l'asse  $Y$ , che è perpendicolare agli assi  $X$  e  $Z$ . Il modello implementa anche la resistenza al rotolamento  $M_y$ , il momento di imbardata  $M_z$ , mentre non risulta necessario la modellizzazione del momento di rovesciamento  $M_x$ , in quanto il carico sul pneumatico applicato sull'effettivo punto di contatto.



**Figura 1-2 Forze e momenti del pneumatico applicate nel punto di contatto**

Le forze di contatto del pneumatico sono generate dallo scivolamento localizzato del battistrada in gomma nell'area di contatto. Questo comportamento fisico è descritto mediante la nota formulazione denominata “*Magic Formula*” [6] [7], dove la forza longitudinale  $S$  e laterale  $F$  sono descritte come funzioni del carico  $N$  agente sul pneumatico, l'angolo di slip longitudinale  $\kappa$ , l'angolo di deriva  $\lambda$  e l'angolo di rollio  $\alpha$ :

$$S = S_{magic}(\kappa, \lambda, \alpha, N)$$

$$F = F_{magic}(\kappa, \lambda, \alpha, N)$$

Le forze di sviluppate nel punto di contatto sono trasmesse al cerchione mediante la carcassa del pneumatico, la quale è deformabile. Il comportamento della carcassa è qui modellato per mezzo di due sistemi molla-smorzatore lineari, che agiscono lungo la direzione radiale e laterale della ruota, e un sistema molla-smorzatore rotativo che agisce sull'asse di rotazione. Questa soluzione risulta estremamente efficace in quanto rende indipendenti le deformazioni radiali e laterali dall'angolo di rollio.

E' noto che in regime transitorio vi sia un ritardo tra il movimento delle ruote (imposto al pneumatico, per esempio, dalla cinematica) e lo svilupparsi delle forze. La causa fisica di questo fenomeno è imputabile alla deformabilità della carcassa, il corretto comportamento dinamico del pneumatico è descritto matematicamente dall'accoppiamento delle equazioni delle forze di scorrimento con le equazioni delle forze elastiche, tale formulazione può essere espressa come segue:

$$S_{magic}(\kappa, \lambda, \alpha, N) = S_{elastic}(\xi, \dot{\xi})$$

$$F_{magic}(\kappa, \lambda, \alpha, N) = F_{elastic}(\zeta_R, \zeta_L, \dot{\zeta}_R, \dot{\zeta}_L, \alpha)$$

Per maggiori informazioni sul modello matematico del pneumatico si rimanda alla lettura di [8].

## 1.4 **Modello matematico delle sospensioni**

Le sospensioni sono state schematizzate mediante due modelli, il primo modello descrive il legame cinematico tra il movimento delle masse non sospese e il movimento del gruppo molla-smorzatore, il secondo modello matematico caratterizza il gruppo molla-smorzatore e le forze da esso generate.

### 1.4.1 **Cinematica sospensione anteriore**

Sebbene l'utilizzo della forcella telescopica sia il più diffuso tra le motociclette questo non è l'unico sistema utilizzabile per realizzare la sospensione anteriore.

La forcella telescopica presenta numerosi vantaggi costruttivi, innanzitutto la leggerezza del sistema e la semplicità di progettazione della stessa; mentre il difetto principale che presenta questo tipo di sospensione è l'elevato angolo di beccheggio in fase di frenata.

Oltre alla sospensione telescopica vi sono altri schemi cinematici per realizzare la sospensione anteriore, tra i più importanti citiamo le sospensioni Telelever® e Duolever® (caratterizzate dall'effetto antidive) o sospensioni a forcellone oscillante o Paralever® (come nel caso della Bimota Tesi3D o della EFLX GP500 disegnata da De Courtaens). Mentre molti scooter presentano tipi forcelle che possono rientrare nelle famiglie delle sospensioni a "braccio spinto" o a "braccio tirato".

Nella forcella telescopica si ha che la variazione della distanza asse ruota e piastra di sterzo corrisponde alla variazione di lunghezza della molla ed hanno medesima velocità, negli altri casi la relazione tra le due lunghezze e le velocità risulta essere più complessa.

Per schematizzare il legame cinematico tra lo spostamento delle masse non sospese e le masse sospese, in FastBike© vi sono due modelli di descrizione differenti:

*Descrizione Polinomiale:*

In questo modello l'utente può inserire una legge matematica per legare lo spostamento delle masse non sospese allo spostamento della molla:

$$z_{spring} = a_1 * y + a_2 * y^2 + a_3 * y^3 + a_4 * y^4 + a_5 * y^5$$

Dove la grandezza  $y$  sta a indicare lo spostamento delle masse non sospese lungo l'asse della forcella.

Nel caso di forcella telescopica tale polinomio si riduce ad un polinomio del primo ordine avente coefficiente unitario  $y = z_F$  e  $F_y = F_{SF}$ .

*Descrizione Tabellare:*

In questo tipo di descrizione l'utente inserisce in una tabella gli spostamenti del gruppo molla-smorzatore per diversi spostamenti noti della forcella:

spring-damper travel	fork travel
$z_1$	$y_1$
$z_2$	$y_2$
...	...
$z_n$	$y_n$

Queste coppie di dati si possono ricavare o da misurazioni dirette in laboratorio, oppure mediante l'utilizzo di altri codici multibody (es. Working Model) dove l'utente procederà alla sola analisi del linkare desiderato.

Sono state introdotte delle apposite features per realizzare modelli di motociclette aventi sospensioni dei tipi Telelever® e Duolever®, questi appositi schemi realizzano solamente il cinematismo che vincola il movimento della ruota al telaio e non tiene conto dell'eventuale quadrilatero che viene utilizzato per creare la progressività del gruppo molla-smorzatore. In questo caso si deve anche utilizzare il modello cinematico qui descritto (nella versione polinomiale o tabellare) con l'accortezza che la variabile  $y$  non si riferisce allo spostamento della ruota ma alla rotazione del braccio oscillante a cui è vincolato il linkage.

La presenza di un meccanismo a quadrilatero fa sì che anche le forze applicate al telaio e alla forcella risultino differenti rispetto alla forza generata dal gruppo molla-smorzatore, una volta noto il movimento della molla e la forza  $F_{SF}$ , generatasi, si può calcolare la forza equivalente agente sulla forcella e la reazione equivalente sul telaio mediante la formulazione:

$$F_y = F_{SF} \frac{\partial z_F}{\partial y}$$

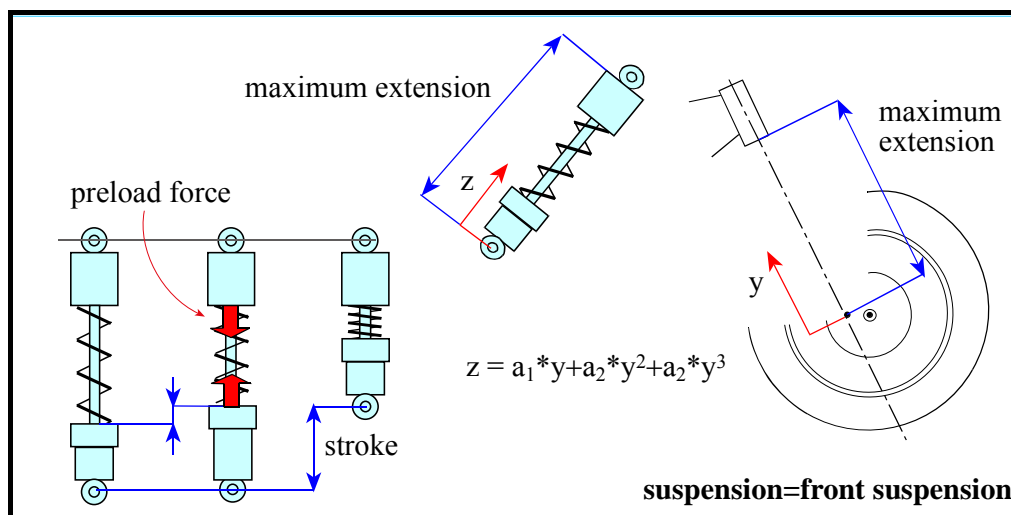


Figura 1-3 Modello sospensione anteriore

#### 1.4.2 Cinematica sospensione posteriore

Le sospensioni posteriori delle motociclette si possono ricondurre a due grandi famiglie:

- a forcellone oscillante, in questa categoria rientrano anche le sospensioni di molti scooter in cui il motore funge da forcellone; e il movimento della ruota è caratterizzabile dalla rotazione del forcellone, rispetto al telaio, e la lunghezza del forcellone.
- a quadrilatero, tipico caso nelle trasmissioni a cardano; in questo caso il movimento della ruota è una funzione complessa legata alla rotazione dei due bilanceri.

Per schematizzare il legame cinematico tra lo spostamento delle masse non sospese e le masse sospese, in FastBike© vi sono due modelli di descrizione differenti:

*Descrizione Polinomiale:*

In questo modello l'utente può inserire una legge matematica per legare lo spostamento delle masse non sospese allo spostamento della molla:

$$z_R = a_1 \theta + a_2 \theta^2 + a_3 \theta^3$$

Dove la grandezza  $\theta$  sta a indicare la rotazione del forcellone o del braccio di riferimento nel caso del Paralever®.

*Descrizione Tabellare:*

In questo tipo di descrizione l'utilizzatore inserisce in una tabella gli spostamenti del gruppo molla-smorzatore per diversi spostamenti noti della forcella:

spring-damper travel	rotation
$z_1$	$\theta_1$
$z_2$	$\theta_2$
...	...
$z_n$	$\theta_n$

Queste coppie di dati si possono ricavare o da misurazioni dirette in laboratorio, oppure mediante l'utilizzo di altri codici multibody (es. Working Model) dove l'utente procederà alla sola analisi del linkare desiderato.

Si ha che il momento applicato al telaio e al forcellone risultino differenti rispetto alla forza generata dal gruppo molla-smorzatore, una volta noto il movimento della molla e la forza  $F_{SR}$ , generatasi, si può calcolare la forza equivalente agente sulla forcella e la reazione equivalente sul telaio mediante la formulazione:

$$M = F_{SR} \frac{\partial z_R}{\partial \theta}$$

E' stata introdotta l'apposita feature per realizzare modelli di motociclette aventi sospensione del tipo Paralever® ,questi apposito schema realizza solamente il cinematismo che vincola il movimento della ruota al telaio e non tiene conto dell'eventuale quadrilatero che viene utilizzato per creare la progressività del gruppo molla-smorzatore. In questo caso si deve anche utilizzare il modello cinematico qui descritto (nella versione polinomiale o tabellare) con l'accortezza che la variabile  $\theta$  si riferisce alla rotazione del bilancere inferiore e non più alla rotazione del forcellone equivalente.



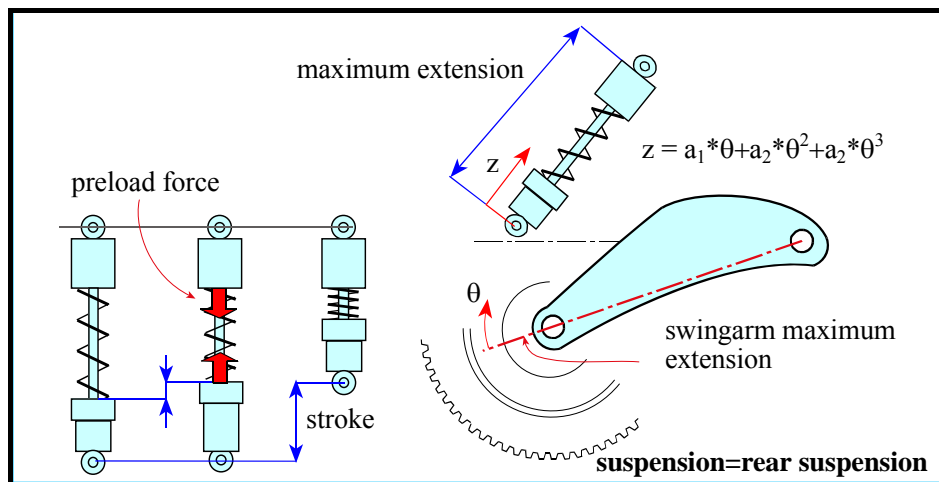


Figura 1-4 Modello sospensione posteriore

### 1.4.3 Linkage

Sovente il gruppo molla-smorzatore è collegato agli elementi strutturali della sospensione mediante un sistema a quadrilatero, tale costruzione prende il nome generico di *Linkage*. Si sono realizzati due features per realizzare i sistemi di Linkage più diffusi tra i motoveicoli attualmente in produzione, questo allo scopo di poter ottimizzare le geometrie dello stesso nella normale attività delle competizioni.

Tali features si possono applicare solo al forcellone oscillante, tuttavia questa risulta essere una restrizione accettabile in quanto è la sospensione posteriore predominante nelle corse, i due tipi di modelli scelti sono quelli maggiormente presenti.

I modelli matematici introdotti per i linkare hanno lo scopo di montare il cinematismo, controllandone l'assemblabilità, e successivamente generare una tabella da utilizzare come sostitutiva della notazione tabellare.

#### 1.4.3.1 Frame-Roker linkage

Con il termine *FR-Linkage* si è indicato quello schema a quadrilatero avente il gruppo molla-smorzatore vincolato tra il telaio (Frame) e la bilancere (Roker). Nella figura seguente viene riportato lo schema e il nome delle variabili utilizzate.

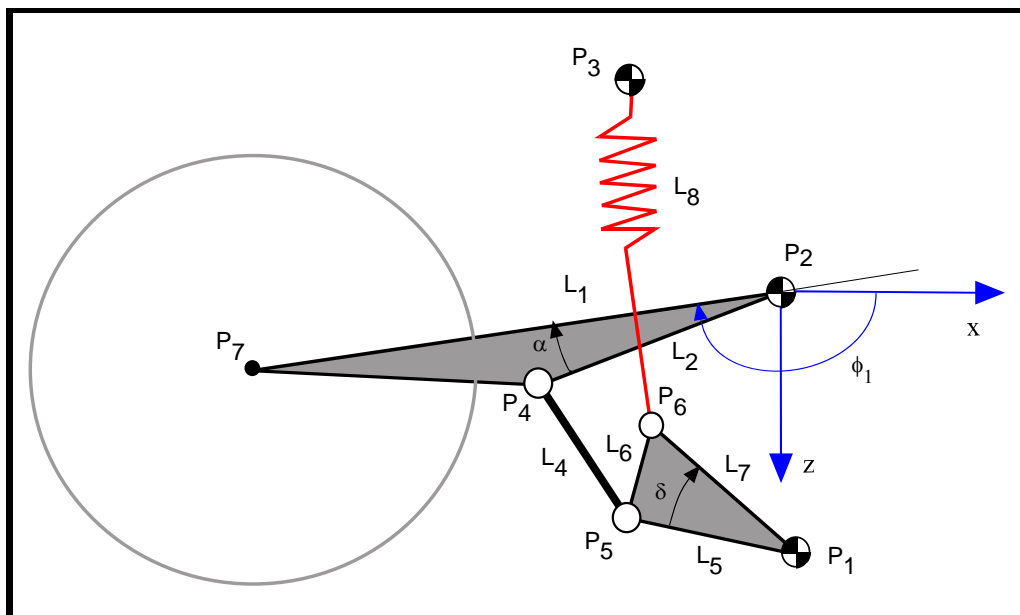


Figura 1-5 Schema FR-linkage

#### 1.4.3.2 Frame-ConnectingRod linkage

Con il termine *FC-Linkage* si è indicato quello schema a quadrilatero avente il gruppo molla-smorzatore vincolato tra il telaio (Frame) e la biella (ConnectingRod). Nella figura seguente viene riportato lo schema e il nome delle variabili utilizzate.

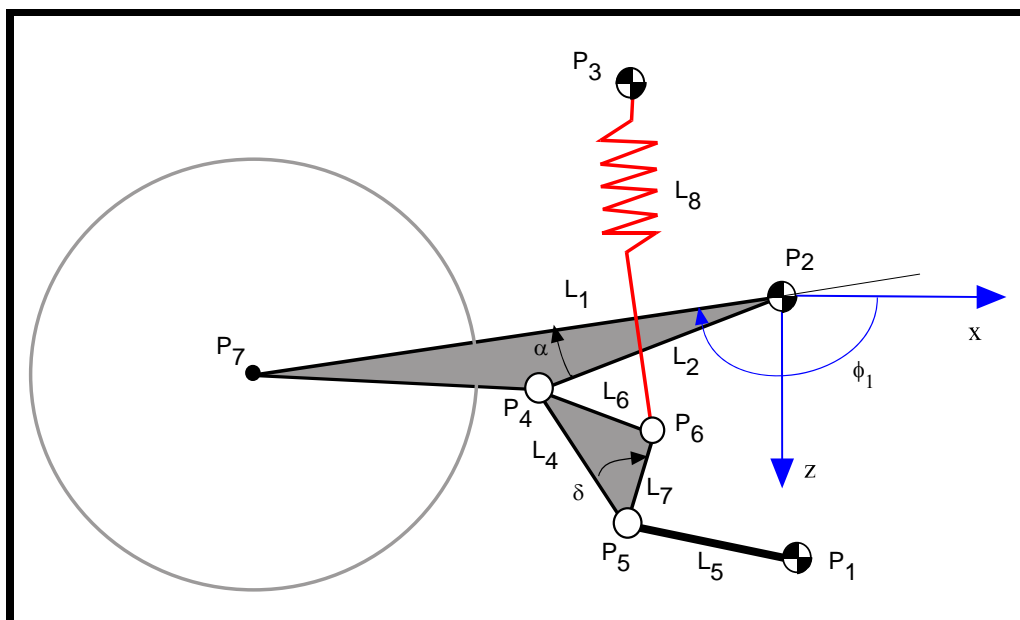


Figura 1-6 Schema FC-linkage

I modelli matematici introdotti per i linkare hanno lo scopo di montare il cinematismo, controllandone l'assemblabilità, e successivamente generare una tabella da utilizzare come sostitutiva della notazione tabellare.

Dopo aver assemblato il quadrilatero si deve trovare il corretto posizionamento del forcellone rispetto al telaio per far ciò si utilizza come parametro indipendente la lunghezza della molla nella condizione nominale, si calcola le posizioni corretta posizione della diade e si determina il valore dell'angolo tra telaio e forcellone.

Per il calcolo del valore iniziale dell'angolo tra telaio e forcellone, solo per il modello FR si può utilizzare l'analisi inversa, mentre nel caso del modello FC si calcola mediante approccio numerico.

#### 1.4.4 Forza Gruppo Molla-Smorzatore

La forza totale che il gruppo molla smorzatore esercita sul telaio è la somma di diverse azioni che di seguito vengono analizzate nel dettaglio.

$F = F_E + F_D + F_F + F_P$	Forza Totale
$F > 0$	Se positive la sospensione tende a comprimersi
$F < 0$	Se negative la sospensione tende ad estendersi
$F_E = F_{Elastic}$	Forza elastica
$F_D = F_{Damping}$	Forze smorzamento
$F_F = F_{Friction}$	Forza d'attrito.
$F_P = F_{Pad}$	Forza esercitata dai finecorsa

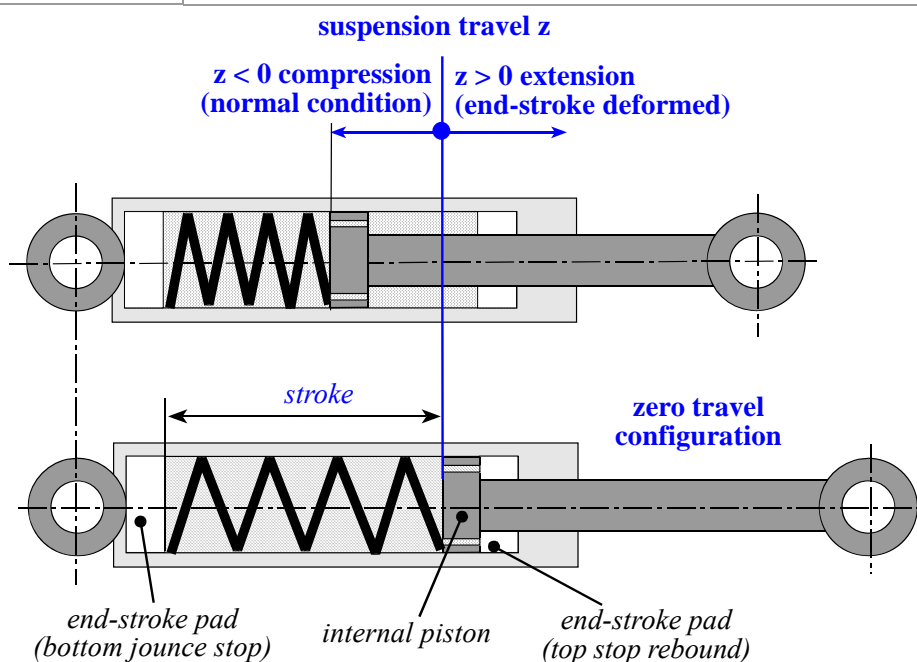


Figura 1-7 Schema gruppo molla-smorzatore

#### 1.4.4.1 Forza d'attrito

Si è utilizzata una forza costante ed opposta al senso di moto per simulare l'attrito di primo distacco che si riscontra nelle sospensioni.

$$F_F = -F_0 \text{sign}(\dot{z}) = -F_0 \frac{\dot{z}}{|\dot{z}|}$$

#### 1.4.4.2 Forza Elastica

La forza elastica dipende solo dall'escursione della sospensione:

$$F_E = F_{Elastic}(z)$$

Gli elementi del gruppo molla smorzatore che generano la forza elastica sono:

- Molla elicoidale
- Contro-molla
- Contributo elastico del gas
- Contributo elastico dei tamponi di fine corsa
- Precarico

La forza elastica può essere descritta mediante tre modelli aventi differenti grado di complessità e accuratezza.

##### *Descrizione Polinomiale:*

In questo modello semplificato si descrive la forza elastica con una legge del secondo ordine:

$$F_E = F_{preload} + K z (1 + k_1 |z|)$$

Ove il termine costante è il Precarico iniziale dato alla molla, si fa notare che il precarico è inserito come forza quindi il suo valore è espresso in newton ed essendo una compressione impressa ha valore negativo.

Il termine lineare  $k$  è la rigidezza della sospensione, nel caso di gruppi molla-smorzatori semplici in prima approssimazione si può considerare coincidente con la rigidezza della molla.

Il termine non lineare  $k_1$  può essere utilizzato per descrivere molle non lineari o il contributo di altri effetti.

Descrivere la forza elastica mediante questa notazione è particolarmente vantaggioso nei casi in cui si vogliono condurre studi preliminari e/o teorici sulle sospensioni o su altri componenti del motoveicolo; per esempio si può utilizzare questa definizione per valutare il valore ottimale della Molla per esigenze di comfort o maneggevolezza, oppure è consigliabile dove una descrizione più

accurata della molla potrebbe introdurre fenomeni complessi che distrarrebbero l'utilizzatore dall'analisi prefissata.

*Descrizione Tabellare:*

In questo tipo di descrizione l'utilizzatore inserisce il comportamento elastico del gruppo molla-smorzatore mediante una tabella:

suspension travel	elastic force
$Z$	$F_E$
$z_1$	$F_1$
$z_2$	$F_2$
...	...
$z_n$	$F_n$

Questi dati sono facilmente reperibili mediante misurazione diretta in laboratorio.

Durante la simulazione tali dati vengono interpolati mediante una spline cubica.

Tale notazione sicuramente descrive la realtà in maniera eccellente ma tuttavia non si presta ad ottimizzazioni o studi parametrici.

*Descrizione Complessa:*

La formulazione della forza elastica, utilizzando la modellizzazione complessa, risulta essere:

$$F_E = F_{preload} + F_{spring} + F_{counter\_spring} + F_{gas}$$

La forza elastica della molla elicoidale risulta uguale a quella risultante dalla formulazione polinomiale:

$$F_{spring} = K z (1 + k_1 |z|)$$

Questa formulazione differisce da quella polinomiale per l'introduzione di un modello che schematizza la contro molla:

$$F_{counter\_spring} = k_{conter\_spring} * \max \left\{ \begin{array}{l} stroke_{counter\_spring} + z \\ 0 \end{array} \right.$$

E di un modello matematico basato sulla trasformazione politropica dei gas per simulare l'effetto elastico del gas nella sospensione:

$$F_{gas} = -A * P_i * \left[ \frac{V_i}{(V_i + A * z)} \right]^n$$

### 1.4.4.3 Forze Smorzanti

Lo smorzamento dipende esclusivamente dalla velocità con cui si sta deformando la sospensione:

$$F_D = F_{damp}(\dot{z})$$

Nel codice sono stati implementati due tipi di descrizione, quella parametrica o quella tabellare.

#### *Descrizione Parametrica:*

Nella descrizione parametrica si sono utilizzati due diversi polinomi per descrivere il comportamento, in fase di estensione e in fase di compressione, dell'ammortizzatore.

Se la velocità della sospensione è positiva, significando che la sospensione si sta estendendo, la forza generata segue la legge:

$$F_{damp} = C_E \dot{z} (1 + c_{E1} |\dot{z}|)$$

Dove il termine  $C_E$  e  $C_{E1}$  sono rispettivamente il termine lineare e il termine non lineare.

Analogo discorso per la fase in cui si verifica la compressione:

$$F_{damp} = C_C \dot{z} (1 + c_{C1} |\dot{z}|)$$

Con ovvio significato dei termini.

#### *Descrizione Tabellare:*

E' possibile descrivere il comportamento smorzante della sospensione mediante una tabella che legghi la velocità di spostamento della sospensione alla forza generata dall'ammortizzatore.

suspension travel rate	damping force
$\dot{z}$	$F_D$
$\dot{z}_1$	$F_1$
$\dot{z}_2$	$F_2$
...	...
$\dot{z}_n$	$F_n$

Per questa descrizione valgono le considerazioni fatti per la forza elastica in forma tabelare, ovvero i dati sono facilmente reperibili mediante misurazione diretta in laboratorio e durante la simulazione tali dati vengono interpolati mediante una spline.

#### 1.4.4.4 Forza dei finecorsa

La funzione dei finecorsa è quella di limitare la massima elongazione della sospensione.

Normalmente i finecorsa non esercitano nessuna forza, solo qualora si raggiunga una configurazione che eccede i massimi/minimi ingombri, della sospensione, loro esplicano la loro funzione incrementando la rigidità simulandone il contatto delle parti della sospensione.

Essi hanno una rigidità elevata ed un limitato effetto di smorzamento.

La forza generata dai finecorsa è la somma dei due contributi:

$$F_p = K_{pad} z_{pad} + C_{pad} \dot{z}_{pad}$$

dove  $z_{pad}$  è la corsa della sospensione. Per descriverne la caratteristica si è utilizzato una rigidità lineare  $K_{pad}$  e uno smorzamento lineare  $C_{pad}$ .

La forza dei finecorsa agisce secondo la tabella seguente:

$z < -stroke$	$F_p = \min \begin{cases} K_{pad} (z + stroke) + C_{pad} \dot{z} \\ 0 \end{cases}$	Superamento massima compressione
$-stroke < z < 0$	$F_p = 0$	Normale range di utilizzo
$z > 0$	$F_p = \max \begin{cases} K_{pad} z + C_{pad} \dot{z} \\ 0 \end{cases}$	Superamento estensione massima

Qualora si utilizzasse la notazione tabellare per descrivere la forza elastica si deve imporre nulla la rigidità dei tamponi in quanto il contributo degli stessi è già stato valutato al banco prova.

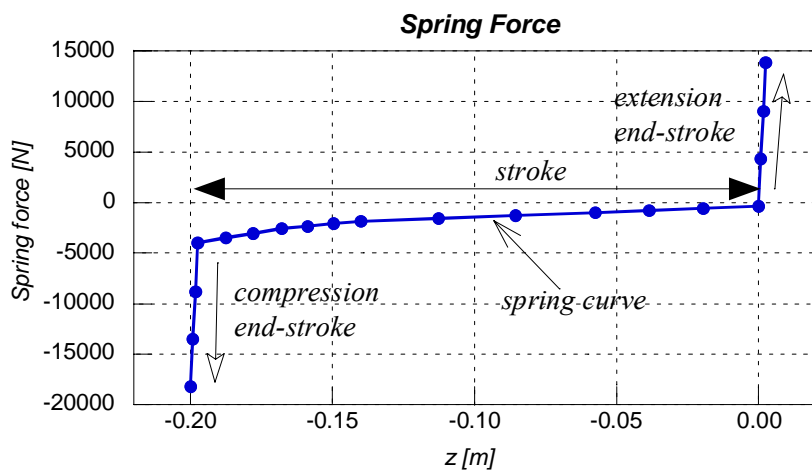


Figura 1-8 Effetto dei finecorsa nella definizione della forza elastica

## 1.5 Ottimizzatore

Nell'ambito delle competizioni la definizione dell'assetto del motoveicolo è un processo laborioso che viene effettuata in base all'esperienza del pilota e alla telemetria acquisita.

I parametri geometrici che possono essere regolati sono di vario tipo e le regolazioni degli stessi modificano il comportamento dinamico della moto; tali regolazioni vengono condotte in base alle caratteristiche del circuito (più veloce, lento, la presenza di chicanes, curve paraboliche). I principali parametri osservati sono:

- angolo del cannotto di sterzo
- avancorsa
- angolo di trasferimento di carico
- angolo del tiro catena
- C.o.G.
- settaggio delle sospensioni
- interasse

Per esempio piccoli valore per l'inclinazione del cannotto di sterzo e per l'avancorsa favoriscono la maneggevolezza della motocicletta: la manovra d'ingresso in curva è facilitata e la moto è più reattiva nella chicane; un lungo interasse viceversa darà una maggiore stabilità durante le curve veloci, mentre l'angolo del tiro catena definisce l'assetto della moto in fase di accelerazione.

Durante l'esecuzione di una curva si possono individuare tre fasi della manovra:

- ingresso
- percorrenza
- uscita

La fase di *ingresso* inizia quando il pilota chiude il gas e aziona il freno, e finisce quando la motocicletta segue la traiettoria impostata dal pilota, in questa fase la sospensione anteriore si comprime progressivamente, senza fluttuazioni e senza toccare i fincorsa.

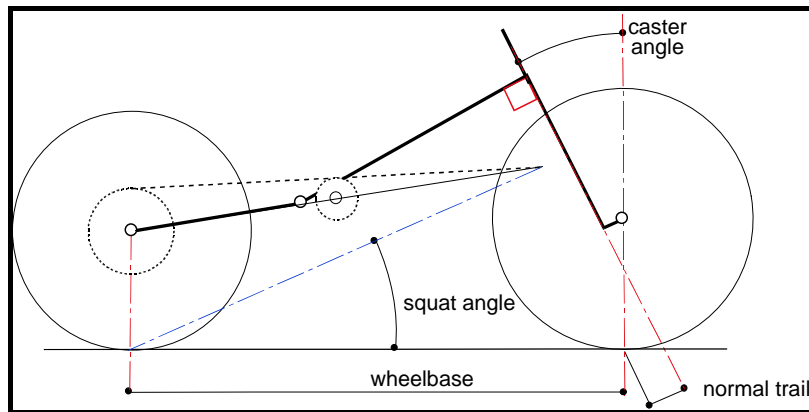
Nella fase di *percorrenza* l'obiettivo ricercato è la stabilità, per evitare fluttuazioni dell'angolo di rollio e imbardata.

La fase di *uscita* inizia quando viene riaperto il comando del gas e finisce quando questi è completamente spalancato. In questa fase il carico presente sulla ruota posteriore deve garantire la

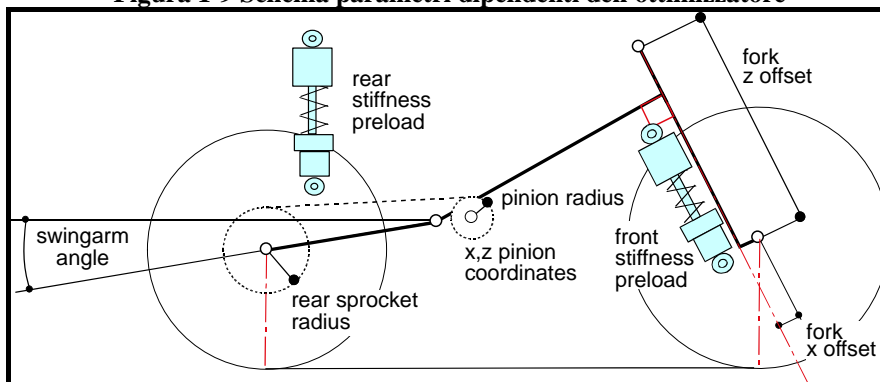


massima accelerazione senza però incrementare gli angoli di beccheggio e di imbardata. I parametri critici per valutare tale situazione risultano essere l'interasse e l'angolo del tiro catena.

Nella figura 1.9 seguente sono raffigurati i parametri dipendenti che devono essere avariati in relazione alle caratteristiche del tracciato, per variare tale parametri non si può agire direttamente su di essi ma si devono variare i parametri indipendenti da cui essi dipendono ; i parametri indipendenti sono raffigurati in figura 1.10.

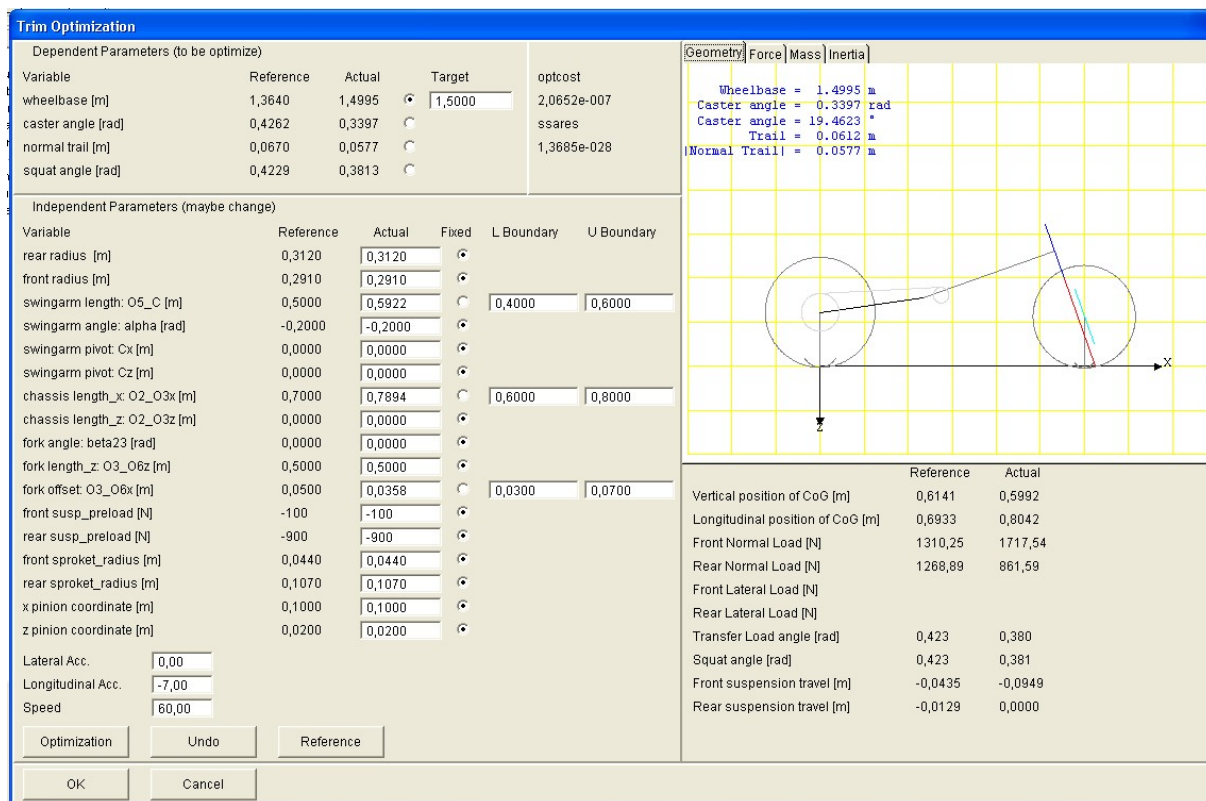


**Figura 1-9 Schema parametri dipendenti dell'ottimizzatore**



**Figura 1-10 Schema parametri indipendenti dell'ottimizzatore**

Per agevolare le procedure di definizione dell'assetto del motoveicolo si è provveduto a realizzare un tool che permettesse il calcolo dell'assetto del veicolo al variare delle condizioni dinamiche e al variare dei parametri del modello.



**Figura 1-11 Screenshot Ottimizzatore**

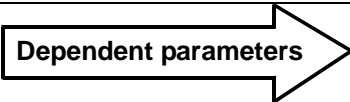
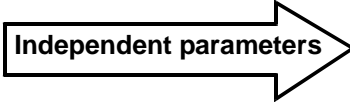
Questo tool consente di variare i parametri e vedere in real time le variazioni di assetto.

Se l'utente richiede la variazione dei parametri *Indipendenti* il codice provvede a rieseguire il calcolo dell'assetto e a produrre gli output richiesti, tuttavia è possibile all'utente impostare dei valori obiettivo per i parametri *Dipendenti* e selezionare dei range di variazione per dei parametri *Indipendenti*, il codice provvede ad eseguire una ottimizzazione multi-variabile vincolata

### Caso 1: Ottimizzazione dell'avancorsa normale durante una frenata

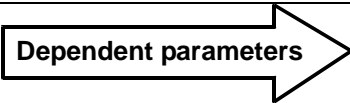
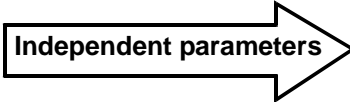
La tabella seguente riporta la ottimizzazione dell'avancorsa normale mantenendo costante il valore degli altri parametri dipendenti. Se si considera una manovra di frenata il valore dell'avancorsa normale dovrebbe essere aumentato dal valore iniziale 0,0795 m al valore-obiettivo di 0.083m.

E' interessante notare come non solo il setting della sospensione anteriore, ma anche quello della sospensione posteriore influenzano le variazioni dell'avancorsa normale

 <b>Dependent parameters</b>	Wheelbase [m]	Caster angle [rad]	Normal trail [m]	Squat angle [rad]
Static condition: V=0 m/s, long acc=0 m/s <sup>2</sup> , lat acc=0 m/s <sup>2</sup>	1.4101	0.4425	0.0893	0.3195
Optimization condition: V=60 m/s, long acc= -8m/s <sup>2</sup> , lat acc=0 m/s <sup>2</sup>	1.3954	0.4082	0.0795	0.3325
Target values			0.083	
Optimized values			0.083	
 <b>Independent parameters</b>	Front suspension preload (<0) [N]		Rear suspension preload (<0) [N]	
Reference values	-160		-997	
Optimized values	-435		-822	

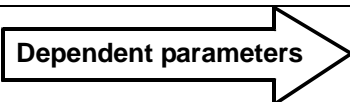
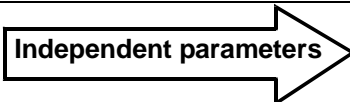
Caso 2: Ottimizzazione dell'avancorsa normale e dell'inclinazione del canotto di sterzo nelle condizioni statiche

In questo secondo esempio si sono ottimizzati contemporaneamente l'inclinazione del canotto di sterzo e il valore dell'avancorsa normale, si sono prese a riferimento la condizione di carico statico. Per tale ottimizzazione si sono lasciate libere le coordinate che definiscono l'offset della forcella al fine di ottenere i valori voluti per i parametri dipendenti.

 <b>Dependent parameters</b>	Wheelbase [m]	Caster angle [rad]	Normal trail [m]	Squat angle [rad]
Optimization condition: V=0 m/s, long acc=0 m/s <sup>2</sup> , lat acc=0 m/s <sup>2</sup>	1.4101	0.4425	0.0893	0.3195
Target values		0.42	0.080	
Optimized values		0.4194	0.0801	
 <b>Independent parameters</b>	Offset z of the front fork [m]		Offset x of the front fork [m]	
Reference values	0.504		0.0340	
Optimized values	0.4723		0.0371	

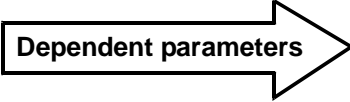
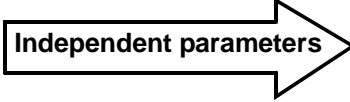
Caso 3: Ottimizzazione dell'angolo del tiro catena nell'uscita di curva

Il terzo esempio riportato, mostra l'ottimizzazione dell'angolo del tiro catena durante la fase di terminale di una curva, si sono utilizzati come parametri indipendenti le coordinate del pingone rispetto il perno del forcellone.

 <b>Dependent parameters</b>	Wheelbase [m]	Caster angle [rad]	Normal trail [m]	Squat angle [rad]
Optimization condition: V=30 m/s, long acc=5 m/s <sup>2</sup> , lat acc=6 m/s <sup>2</sup>	1.4221	0.4657	0.0982	0.2884
Target values				0.35
Optimized values				0.3505
 <b>Independent parameters</b>	X pinion coordinate		Z pinion coordinate	
Reference values	0.084		0.0	
Optimized values	0.0656		0.0069	

Caso 4: Ottimizzazione dei parametri della sospensione anteriore durante una frenata.

Nella frenata più gravosa presente nel circuito è consigliato, per ottenere le migliori prestazioni, che la sospensione si comprima completamente senza tuttavia raggiungere il finecorsa, si deve evitare l'urto. Per ottenere questa condizione ottimale si sono cambiati i valori di precarico e di rigidità della sospensione anteriore.

 <b>Dependent parameters</b>	Front suspension travel (<0) [m]	Rear suspension travel (<0) [m]
Optimization condition: V=50 m/s, long acc= -8 m/s <sup>2</sup> , lat acc=0 m/s <sup>2</sup>	-0.0889	-0.0026
Target values	-0.11	
Optimized values	-0.11	
 <b>Independent parameters</b>	Front suspension preload (<0) [N]	Front suspension stiffness [N/m]
Reference values	-160	20000
Optimized values	0	17500

## 1.6 Conclusioni

Si è introdotto un codice multibody, denominato FastBike Racing, per il calcolo della dinamica dei veicoli a due ruote. Questo software implementa un modello matematico del motociclo che permette di eseguire diversi tipi di indagini, come l'analisi di stati stazionari e l'analisi nel dominio delle frequenze. L'analisi per stati stazionari può essere condotta per il calcolo dell'assetto del veicolo in condizione statiche, in rettilineo e o in curva, a velocità costante o in frenata / accelerazione. L'analisi nel dominio delle frequenze permette di analizzare la stabilità del mezzo e calcolare i modi di vibrare dello stesso.

La caratteristica distintiva di FastBike Racing è l'ottimizzatore, che permette di definire la configurazione ottimale delle sospensioni e il layout ottimale da utilizzare nell'ambito delle competizioni.

## 1.7 Sviluppi futuri

Lo sviluppo dell'attività di ricerca che ha prodotto il codice FastBike Racing, ha condotto ad una collaborazione con il reparto MOTORSPORT di Magneti Marelli S.p.A per l'implementazione, nel loro codice WinTAX4 delle funzioni descritte in tali tesi.

Si è conclusa la fase di implementazione del modello matematico, in figura viene presentato uno screenshot tratto da WinTAX4 che mostra un esempio di output del codice.

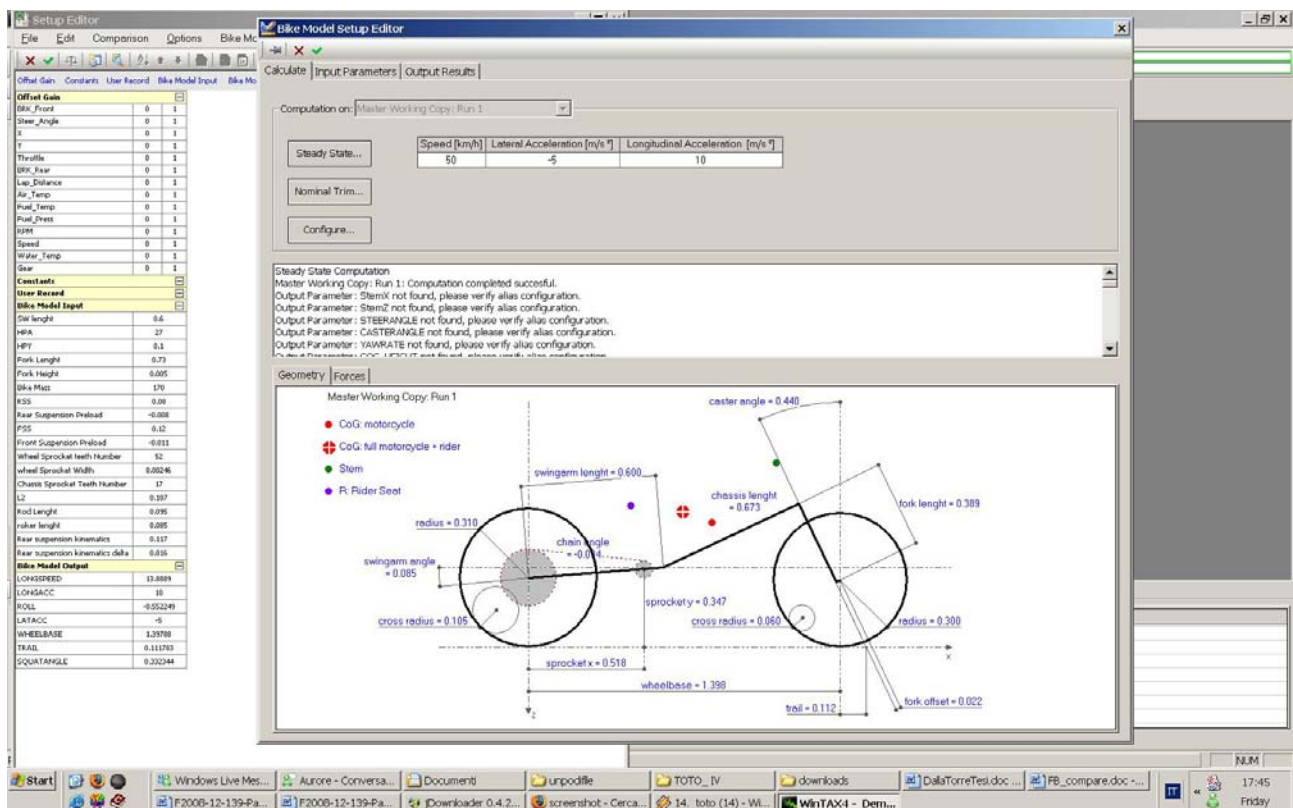


Figura 1-12 Screenshot WinTAX4(c)

Per quanto riguarda l'inserimento della funzione di ottimizzazione si è già provveduto ad inserire le subroutine nella dll, tuttavia non è ancora completo l'ambiente di gestione di input/output

## **1.8 Bibliografia**

- [1] Cossalter, V. and Lot, R. (2002), “A Motorcycle Multi-Body Model for Real Time Simulations Based on the Natural Coordinates Approach”, *Vehicle System Dynamics* Vol 37, pp. 423-448.
- [2] Cossalter, V., Lot, R. and Maggio, F. (2003), “A Multibody Code for Motorcycle Handling and Stability Analysis with Validation and Examples of Application”. SAE Paper 2003-32-0035.
- [3] Cossalter, V.; Lot, R.; Massaro, M. (2007) “The influence of Frame Compliance and Rider Mobility on the Scooter Stability”, *Vehicle System Dynamics*, in printing
- [4] Lot R. and Da Lio M.: (2004) “A Symbolic Approach for Automatic Generation of The Equations of Motion of Multibody Systems, *Multibody System Dynamics*”, Vol xx, ISSN 1384-564
- [5] Cossalter, V., Lot, R., Maso, M., Massaro M., Sartori R. (2008) “A Motorcycle Riding Simulator for the Improvement of the Rider Safety”, *Fisita 2008*, Munchen.
- [6] Pacejka H. B. and Sharp, R S., 20 (1991), “Shear Force Development by Pneumatic Tyres in Steady State Conditions: A Review of Modelling Aspects”, *Vehicle System Dynamics* pp.121-176.
- [7] Riedel, A., (1996) “Standard Tire Interface”, TYDEX Working Group, December
- [8] Lot, R., (2004), “A Motorcycle Tire Model for Dynamic Simulations: Theoretical and Experimental Aspects”, *Meccanica* Vol 39, pp 204-218 ISSN 0025-6455
- [9] Y.TEZUKA, S.KOKUBU, Y.SHIOMI and S.KIYOTA (Honda R&D), “Vibration Characteristics Analysis in Vehicle Body Vertical Plane of Motorcycle during Turning”, JSAE Paper Number: 20045022, 2004 JSAE Annual Congress, Yokohama, Japan, May 19 - 21, 2004





## 2 Analisi della maneggevolezza di una moto super-sportiva dal punto di vista degli pneumatici

Il mercato globale impone alle case produttrici di pneumatici di innovare i loro prodotti sempre più velocemente e allo stesso tempo perseguire una riduzione dei costi. Oggigiorno il tempo di vita di un progetto è di circa tre anni, mentre si vuole ridurre il tempo di progettazione a circa diciotto mesi. Per agevolare i tempi di progettazione e ridurre i costi di progettazione, anche nel settore dei pneumatici, si stanno diffondendo programmi di simulazione numerica. L'utilizzo di sistemi CAD è ormai realtà in tutti i settori, i codici per analisi FEM sono ormai prodotti consolidati, mentre i programmi multibody sono in rapida diffusione.

Il *Motorcycle Dynamics Research Group*, in collaborazione con *Goodyear Dunlop France*, hanno sviluppato un progetto di ricerca coordinato al fine di indagare mediante modelli matematici le linee guida della future generazioni di pneumatici.

### 2.1 Introduzione

Al fine di sviluppare una procedura per la definizione delle caratteristiche ottimali dei pneumatici si sono da prima ricercati dei parametri oggettivi che caratterizzassero il comportamento dei pneumatici; per far ciò si sono condotti test sperimentali su cinque differenti set di coperture. Per eseguire tali test si è utilizzato come mezzo di riferimento una Suzuki GSX R 1000 K7, tale motoveicolo è stato opportunamente strumentato. I test si sono condotti nel circuito di Mireval, tale circuito è di proprietà della *Goodyear*.

Per ogni set di pneumatici si sono condotti due tipi di test, uno lungo il tracciato e l'altro percorrendo delle circonferenze concentriche a raggio costante. Si sono confrontate le opinioni del pilota con i dati rilevati, tale analisi ha fornito indicazioni su quali parametri fossero significativi per lo sviluppo delle nuove coperture.

Si sono poi eseguite delle simulazioni numeriche per riprodurre le condizioni di test al fine di valutare la precisione e la sensibilità dei codici ai parametri che caratterizzano i pneumatici. Per eseguire le simulazioni si sono utilizzati codici differenti, il primo basato sul modello matematico presentato nella sezione precedente e denominato *FastBike* per effettuare simulazioni cinetostatiche da comparare con i dati della manovra di curva a raggio costante; il secondo codice denominato *Optima-RA*© è stato utilizzato per valutare il comportamento sul giro.

## **2.2 I Pneumatici**

Si sono studiate le caratteristiche delle coperture per motoveicoli della categoria super-sportive; il settore marketing individua quali obiettivi, per tale segmento:

- le prestazioni, intesa quale aumento dell'aderenza (in tutte le condizioni, trazione, frenata e in curva)
- maneggevolezza, incremento del feeling di guida.
- stabilità

risultano secondari per la tipologia costi e durata dei pneumatici, quest'ultimi due criteri non sono prioritari, ma non completamente trascurabili.

Vengono di seguito presentati i cinque set di pneumatici utilizzati per l'analisi.

**Dunlop Sportmax Qualifier RR:** tale famiglia di pneumatici è la trasposizione stradale di pneumatici sviluppati per le competizioni, presentano pertanto una mescola con ottime qualità di aderenza in condizioni di asciutto, limitata durata chilometrica

**Dunlop Sportmax Qualifier RR 120 70 ZR17**

**(front tire)**

- Rolling radius = 0.294 m
- Toroid radius = 0.057 m
- Radial stiffness = 162985 N/m
- Lateral stiffness [1025 N] = 200730 N/m
- Lateral stiffness [1420 N] = 203279 N/m
- Lateral stiffness [1977 N] = 200674 N/m
- Pressure = 2.3 bar
- Temperature = 25°C



**Dunlop Sportmax Qualifier RR 190 55 ZR17**

**(rear tire)**

- Rolling radius = 0.314 m
- Toroid radius = 0.102 m
- Radial stiffness = 151478 N/m
- Lateral stiffness [1015 N] = 114846 N/m
- Lateral stiffness [1516 N] = 118512 N/m
- Lateral stiffness [2122 N] = 114991 N/m
- Pressure = 2.5 bar
- Temperature = 25°C



**Dunlop Sportmax Roadsmart:** tale famiglia di pneumatici è destinata alla strada, a coprire il segmento delle turismo e combinare prestazioni ad una longeva durata chilometrica, a mescola utilizzata garantisce ottime prestazioni anche in condizione di bagnato.

**Dunlop Sportmax Roadsmart 120 70 ZR17**

**(front tire)**

- Rolling radius = 0.294 m
- Toroid radius = 0.060 m
- Radial stiffness = 172916 N/m
- Lateral stiffness [1000 N] = 184565 N/m
- Lateral stiffness [1420 N] = 200933 N/m
- Lateral stiffness [1985 N] = 169184 N/m
- Pressure = 2,3 bar
- Temperature = 22°C



**Dunlop Sportmax Roadsmart 180 55 ZR17**

**(rear tire)**

- Rolling radius = 0.307 m
- Toroid radius = 0.099 m
- Radial stiffness = 180664 N/m
- Lateral stiffness [1018 N] = 170612 N/m
- Lateral stiffness [1516 N] = 181487 N/m
- Lateral stiffness [2128 N] = 181379 N/m
- Pressure 2,5 bar
- Temperature = 22°C



**Dunlop Sportmax D211 GP:** tale famiglia di pneumatici è la trasposizione stradale dell'ultima generazione di pneumatici sviluppati per le competizioni, presentano pertanto una mescola con ottime qualità di aderenza in condizioni di asciutto, simile a quella utilizzata nella serie Qualifier RR, limitata durata chilometrica. Tali pneumatici implementano la nuova tecnologia NTEC che prevede basse pressioni per migliorare le prestazioni.

**Dunlop Sportmax D211 GP 120 70 ZR17**

**(front tire)**

- Rolling radius = 0.291 m
- Toroid radius = 0.063 m
- Radial stiffness = 175057 N/m
- Lateral stiffness [1000 N] = 139405 N/m
- Lateral stiffness [1418 N] = 155674 N/m
- Lateral stiffness [1986 N] = 140902 N/m
- Pressure = 2.1 bar
- Temperature = 25°C



**Dunlop Sportmax D211 GP 200 55 ZR17**

**(rear tire)**

- Rolling radius = 0.312 m
- Toroid radius = 0.100 m
- Radial stiffness = 126141 N/m
- Lateral stiffness [1010 N] = 88148 N/m
- Lateral stiffness [1516 N] = 93783 N/m
- Lateral stiffness [2122 N] = 87951 N/m
- Pressure = 1.4 bar
- Temperature = 25°C



**Michelin Pilot Power:** tali pneumatici sono l'evoluzione della serie Pilot Sport, in tale versione i tecnici francesi hanno cercato di ridurre i problemi di maneggevolezza riscontrati nei predecessori.

**Michelin Pilot Power 120 70 ZR17**

**(front tire)**

- Rolling radius = 0.291 m
- Toroid radius = 0.057 m
- Radial stiffness = 156350 N/m
- Lateral stiffness [1000 N] = 147908 N/m
- Lateral stiffness [1420 N] = 152479 N/m
- Lateral stiffness [1977 N] = 152348 N/m
- Pressure = 2.3 bar
- Temperature = 25°C



**Michelin Pilot Power 190 55 ZR17**

**(rear tire)**

- Rolling radius = 0.308 m
- Toroid radius = 0.095 m
- Radial stiffness = 152633 N/m
- Lateral stiffness [1014 N] = 114602 N/m
- Lateral stiffness [1516 N] = 129996 N/m
- Lateral stiffness [2122 N] = 124471 N/m
- Pressure = 2.5 bar
- Temperature = 25°C



**Pirelli Diablo Corsa 3:** tale famiglia di pneumatici rappresenta la versione più “sportiva” e più performante delle coperture italiane, presentano limitata durata kilomtrica ed elevata aderenza.

**Pirelli Diablo Corsa 3 120 70 ZR17**

**(front tire)**

- Rolling radius = 0.287 m
- Toroid radius = 0.058 m
- Radial stiffness = 157009 N/m
- Lateral stiffness [1010 N] = 155681 N/m
- Lateral stiffness [1420 N] = 153334 N/m
- Lateral stiffness [1985 N] = 153929 N/m
- Pressure = 2.3 bar
- Temperature = 25°C



**Pirelli Diablo Corsa 3 190 55 ZR17**

**(reartire)**

- Rolling radius = 0.309 m
- Toroid radius = 0.098 m
- Radial stiffness = 154278 N/m
- Lateral stiffness [1007 N] = 112558 N/m
- Lateral stiffness [1516 N] = 121662 N/m
- Lateral stiffness [2122 N] = 122876 N/m
- Pressure = 2.5 bar
- Temperature = 25°C



## **2.3 Steady turning**

La maneggevolezza delle motociclette costituisce motivo di interesse pratico e teorico. I veicoli a due ruote presentano infatti problematiche uniche per quanto riguarda la stabilità ed il controllo, richiedendo una continua attenzione da parte del pilota.

Il pilota controlla la motocicletta essenzialmente mediante la coppia di sterzo esercitata attraverso il manubrio. La risposta del veicolo è essenzialmente determinata dalle sue caratteristiche inerziali e geometriche e dai pneumatici [7], [8], [9], [3].

Maneggevolezza e stabilità sono percepite quando la coppia di sterzo è bassa ed opposta alla direzione di curvatura: il modo capsize è infatti stabile, e sono richieste meno azioni correttive [8], [4]. Soprattutto, il valore della coppia di sterzo in condizioni stazionarie rappresenta un riferimento per quanto riguarda l'input necessario per un transitorio. Anche il comportamento dell'angolo di sterzo è importante. Correlazioni con valutazioni soggettive di piloti esperti hanno suggerito che le migliori condizioni di guida si hanno con veicoli neutri o moderatamente sovra-sterzanti e che, in ogni caso, la guida in contro-sterzo può richiedere una certa abilità ed esperienza per essere praticata in sicurezza [10], [11]. Per definire meglio ed esaminare le importanti relazioni tra prestazioni in curva e progettazione, diversi autori hanno proposto test ed indici di prestazione. Weir e Zellner [2] hanno riportato i risultati di steady turning test per cinque diverse motociclette. Hanno evidenziato che il rapporto tra coppia di sterzo ed angolo di rollio è un buon indice di prestazione per quanto concerne la maneggevolezza. Anche il rapporto tra la velocità di imbardata e l'angolo di sterzo è stato trovato essere un valido indice per il comportamento sterzante. Ulteriori lavori di Rice [3], riguardanti la manovra di steady turning con quattro piloti aventi un differente bagaglio di esperienza, hanno rivelato significative differenze nella strategia di guida a seconda del livello di esperienza. H. Ishii e Y. Tezuka [5] hanno effettuato uno studio sperimentale molto approfondito rilevando l'andamento dell'angolo di sterzo, coppia di sterzo, velocità di imbardata, angolo di rollio, velocità di avanzamento e, mediante perni ruota appositamente strumentati, anche le forze e momenti di contatto tra pneumatici e terreno. Il veicolo è stato anche simulato con un modello matematico, per un confronto diretto con i risultati sperimentali. Il lavoro si concentra particolarmente sull'effetto dei pneumatici sul comportamento del motociclo in curva, in termini di coppia sterzante ed angolo di sterzo. Riedl e Lugner [12] hanno inoltre investigato il comportamento stazionario in curva dei veicoli a due ruote. I risultati hanno evidenziato il contributo delle forze inerziali, laterali ed aerodinamiche e degli effetti giroscopici sulla coppia di sterzo con ampi raggi di curvatura. Cossalter et al. [1] hanno sviluppato un modello matematico per



calcolare la coppia di sterzo necessaria in curva, sottolineando l'influenza di velocità e curvatura, dei pneumatici e delle proprietà geometriche della motocicletta. I risultati hanno mostrato che il design dell'avantreno ha una rilevante influenza sulla coppia di sterzo.

## **2.4 Analisi Sperimentali**

### **2.4.1 Introduzione**

L'analisi sperimentale si è condotta utilizzando come mezzo di riferimento una Suzuki GSX R 1000 K7, tale motoveicolo è stato opportunamente strumentato.

### **2.4.2 Strumentazione**

- Sistema GPS: antenna posizionata sul codone della motocicletta fornisce, tale sistema fornisce LONGITUDINE e LATITUDINE della posizione dell'antenna, tramite software è possibile ricostruire matematicamente i canali distanza percorsa, velocità, accelerazioni, angolo di rollio e la velocità di imbardata.



- Misuratore velocità ruota anteriore.

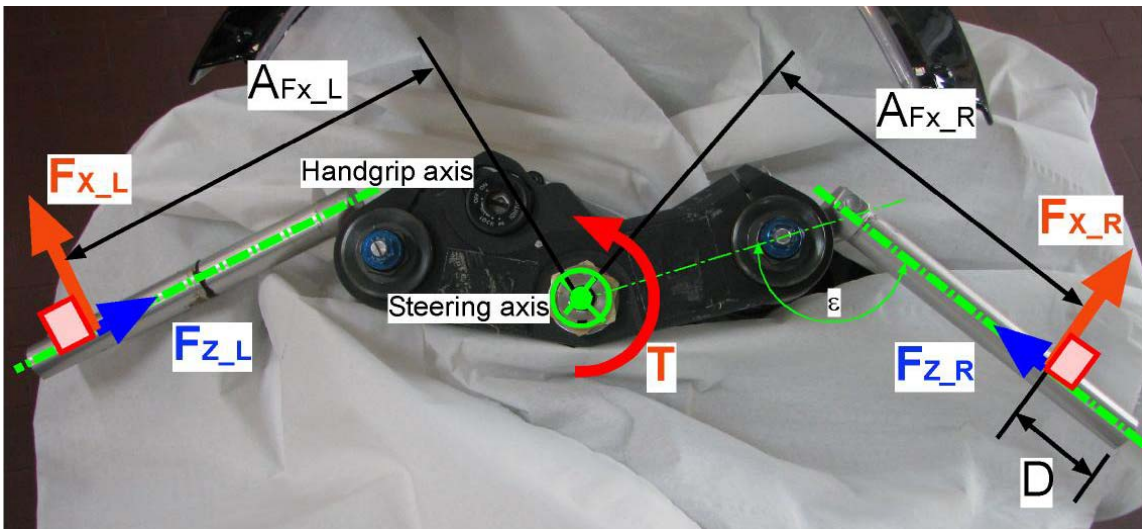


- Escursioni sospensioni: l'escursione delle sospensioni viene misurata mediante potenziometri lineari.



- Misuratore coppia di sterzo: si sono applicati estensimetri ai semimanubri e mediante matrice di taratura è possibile risalire alle forze applicate dal pilota; per ogni semimanubrio si sono rilevate le forze due forze tra loro ortogonali. Le forze applicate moltiplicate per un valore medio del braccio forniscono le coppie esercitate.

$$\begin{cases} T_{F_{x\_R}} = (-F_{x\_R}) \cdot A_{F_{x\_R}} \\ T_{F_{x\_L}} = F_{x\_L} \cdot A_{F_{x\_L}} \end{cases} \Rightarrow T = T_{F_{x\_R}} + T_{F_{x\_L}}$$



- Angolo di sterzo: misurato mediante potenziometro rotativo.



- Centralina di acquisizione 2D: posizionata nel vano sottosella.



- TPS: la centralina di acquisizione 2D acquisisce il segnale della posizione il segnale del comando dell'acceleratore dalla centraline della motocicletta.

### 2.4.3 Test steady state: curva a raggio costante

Il test *steady state* si sono eseguiti in un apposito tracciato presente sul circuito di Mireval, per il test si sono utilizzate due circonferenze di riferimento, quella minore avente raggio pari a 40m, mentre la circonferenza maggiore con raggio pari a 100m.

Si è richiesto al pilota di effettuare 3 giri per ogni step di velocità, si è richiesto di fare attenzione in particolare alla velocità più confortevole. Per la circonferenza con raggio minore il pilota partendo dalla velocità di 40km/h ad ogni step incrementava la velocità di 10km/h fino ad arrivare alla massima possibile. Nel caso della circonferenza con raggio maggiore si eseguiva un primo test a 50Km/h per poi passare direttamente allo step 80Km/h e da qui incrementare gradualmente.

Si sono confrontati i dati misurati con le opinioni del test rider e si sono cercati dei parametri e/o indici che correlassero le impressioni soggettive ai dati oggettivi.

In particolar modo ci si è concentrati sugli indici:

- **Steering Ratio:**

$$\xi = \frac{R_0}{R} = \frac{p \cdot \cos \varphi}{\delta \cdot \cos \varepsilon} \cdot \left( \frac{\Omega}{V} \right)$$

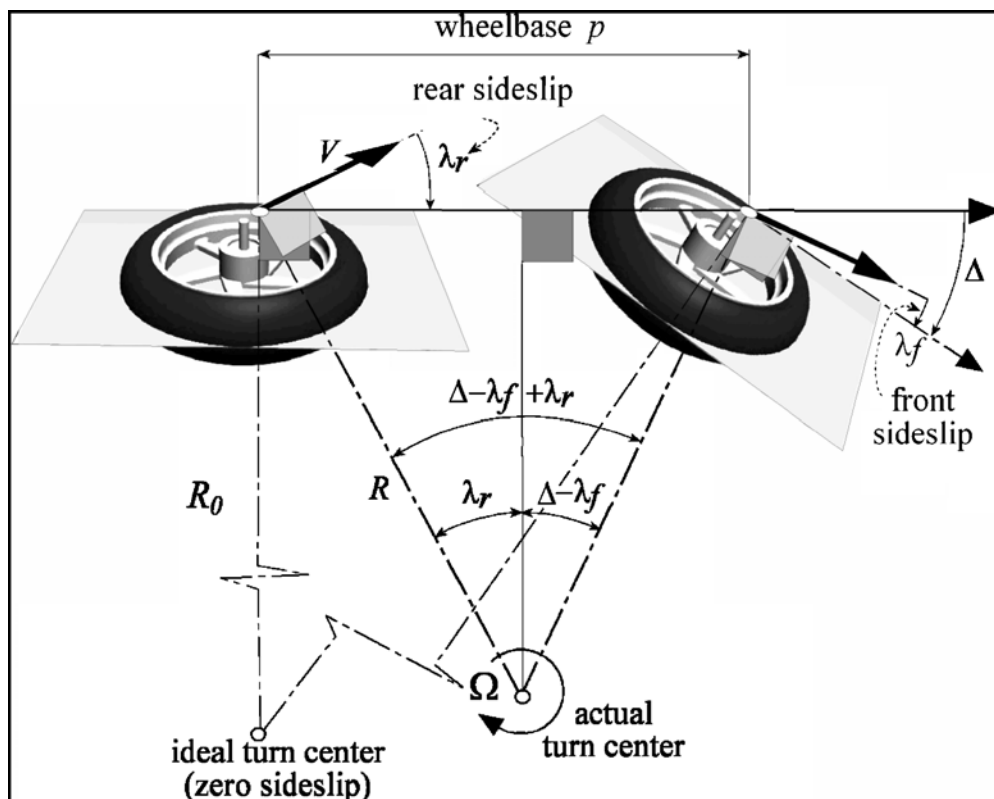


Figura 2-1 Cinematica della sterzata in condizioni reali e ideali

Con riferimento al valore assunto si ha rispettivamente

- $\xi > 1$  : il raggio di curvatura effettivo R è minore rispetto a quello cinematico R0 ,  
 i.e. comportamento sovra-sterzante (over-steering)

- $\xi = 1$  : il raggio di curvature effettivo  $R$  è pari a quello cinematico  $R_0$  , i.e. :  
comportamento neutro (neutral)
  - $0 < \xi < 1$  : il raggio di curvature effettivo  $R$  è maggiore rispetto a quello cinematico  $R_0$  , i.e. comportamento sotto- sterzante (under-steering)
  - $\xi < 0$  : il raggio di curvature effettivo  $R$  è opposto a quello cinematico  $R_0$  , i.e. :  
comportamento contro-sterzante (counter-steering)
  - $\xi = \infty$ : condizione critica : il veicolo curva anche se l'angolo di sterzo è nullo;
- 
- **Acceleration Index:**

$$AI = \frac{\textit{steering\_torque}}{\textit{lateral\_acceleration}} \quad [Ns^2]$$

Con riferimento al segno si ha rispettivamente

- $AI < 0$  : la coppia di sterzo è opposta alla direzione di curvatura (outside curve)
- $AI > 0$  : la coppia di sterzo è concorde alla direzione di curvatura (inside curve)

Ed i corrispondenti parametri **angolo** e **coppia** di sterzo.

#### 2.4.4 Osservazioni soggettive

Vengono di seguito riassunte i punti salienti delle opinioni espresse dal pilota

<b>Dunlop Sportmax Qualifier RR:</b> tali coperture risultano facili e intuitive da utilizzare.
<b>Dunlop Sportmax Roadsmart:</b> a basse velocità necessitano di un notevole lavoro da parte del pilota per mantenere la traiettoria, il comportamento migliora notevolmente con l'aumentare della velocità, tuttavia non consentono di raggiungere elevatissime velocità.
<b>Dunlop Sportmax D211 GP:</b> tali coperture garantiscono elevate prestazioni e ottima aderenza a tutti gli angoli di piega, elevate velocità; tuttavia presentano notevole sforzo fisico da parte del pilota per sostenere la motocicletta.
<b>Michelin Pilot Power:</b> tali coperture risultano facili e intuitive da utilizzare.
<b>Pirelli Diablo Corsa 3:</b> ottime prestazioni ma soffrono di sottosterzo, consentono notevoli velocità.

#### 2.4.5 Confronto dati oggettivi dati soggettivi

Si sono confrontati i dati soggettivi, le opinioni del pilota, con i dati misurati; lo scopo di tale operazione è individuare dei parametri oggettivi che caratterizzino la maneggevolezza della motocicletta per le differenti coperture.

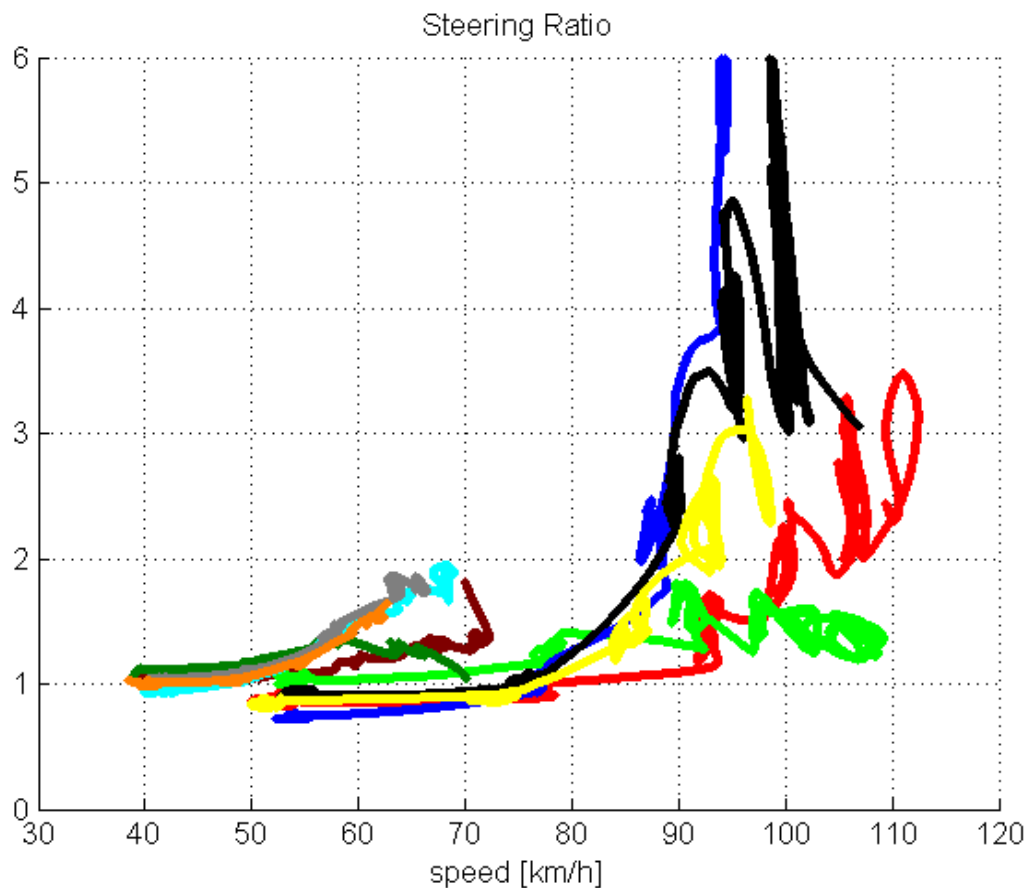
Si sono confrontati contemporaneamente tutti i set di pneumatici al fine di generalizzare i risultati a tutti i tipi di coperture. I segnali sono stati filtrati in media mobile utilizzando una finestra da 250 punti su una lunghezza del segnale da oltre 14000 acquisizioni.

Nelle immagini seguenti valgono le convenzioni:

- Qualifier RR in **blu** per la circonferenza da 100m e **celeste** per la circonferenza da 45m.
- Diablo Corsa 3 in **verde**, il colore chiaro si riferisce alla circonferenza maggiore, mentre quello **scuro** a quella minore.

- D211 in **rosso** per il raggio maggiore e in **bordeaux** per quello minore.
- Pilot Power in **nero** per il raggio maggiore e in **grigio** per quello minore.
- Roadsmart in **giallo** per la circonferenza maggiore e in **arancione** per quella minore.

**Steering Ratio:** vengono di seguito riportate due grafici del valore assunto dal parametro steering ratio durante il test, nel primo grafico il valore è riportato in funzione della velocità con cui è stato eseguito il test, mentre nel secondo grafico lo stesso indice viene messo in relazione con l'accelerazione laterale.



**Figura 2-2 Steering Ration vs speed**

Dal grafico 2.2 si può notare come i pneumatici che presentano una maggior facilità di guida, Qualifier RR (bue-celeste) e Pilot (nero-grigio), siano quelli che presentano un andamento fortemente sovrasterzante o leggermente controsterzante. Osservando la figura 2.3 per tutti i set di pneumatici presentano un andamento sovrasterzante per curve percorse con accelerazioni laterali inferiori ai  $-5\text{m/s}^2$ .



I pneumatici più performanti presentano un comportamento tendenzialmente più neutro; questo fatto si può spiegare con valori elevati, per tali coperture, di rigidzze di rollio questo implica angoli di sideslip minori o negativi.

**Coppia di sterzo:** il pilota ha lamentato un comportamento sottosterzante per il test con pneumatici PIRELLI DIABLO CORSA 3 (linee verdi), ma come si può notare dai grafici tali coperture presentano valori di *steering ratio* superiori all'unità; questo fatto è spiegabile con i valori misurati per le coppia di sterzo applicata dal pilota. Nella figura 2.4 si nota come le linee verdi (Diablo corsa) assumano sempre valori di coppia di sterzo, superiori agli altri pneumatici provati. Nei test condotti con le coperture Dunlop D211 GP il pilota lamenta il fenomeno di caduta all'interno curva della motocicletta e la necessità di "sostenere" la motocicletta con una coppia negativa.

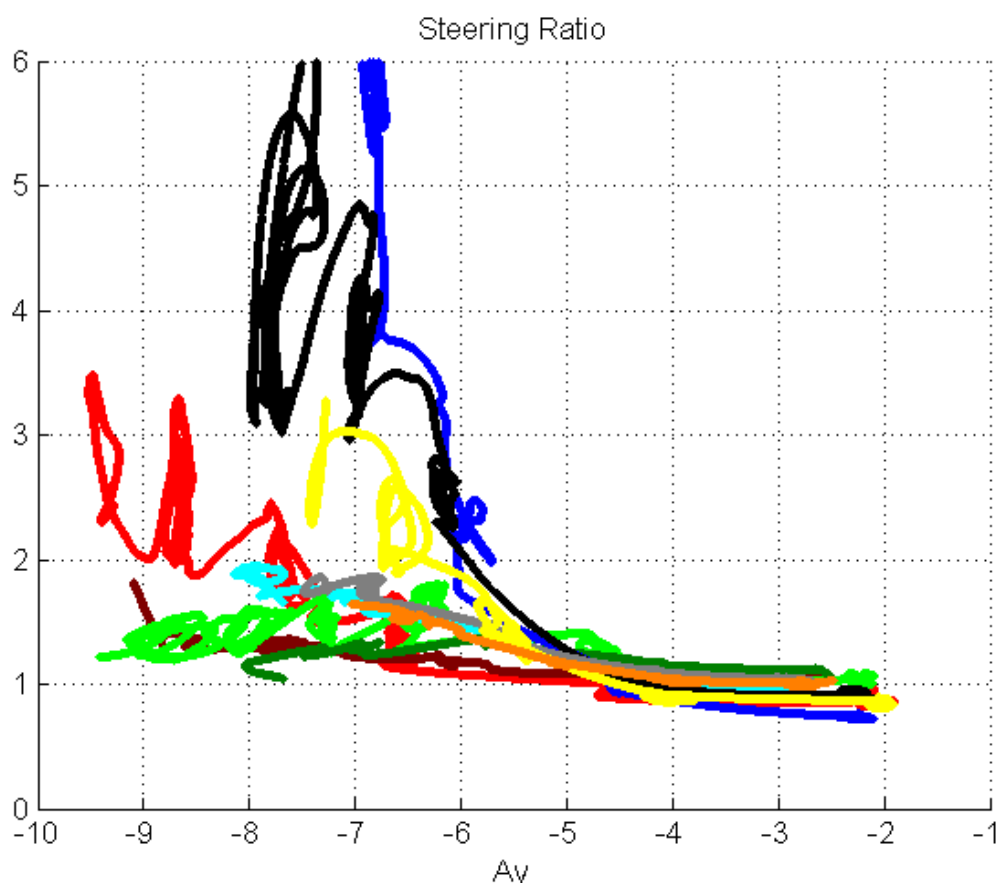


Figura 2-3 Steering Ratio vs lateral acceleration

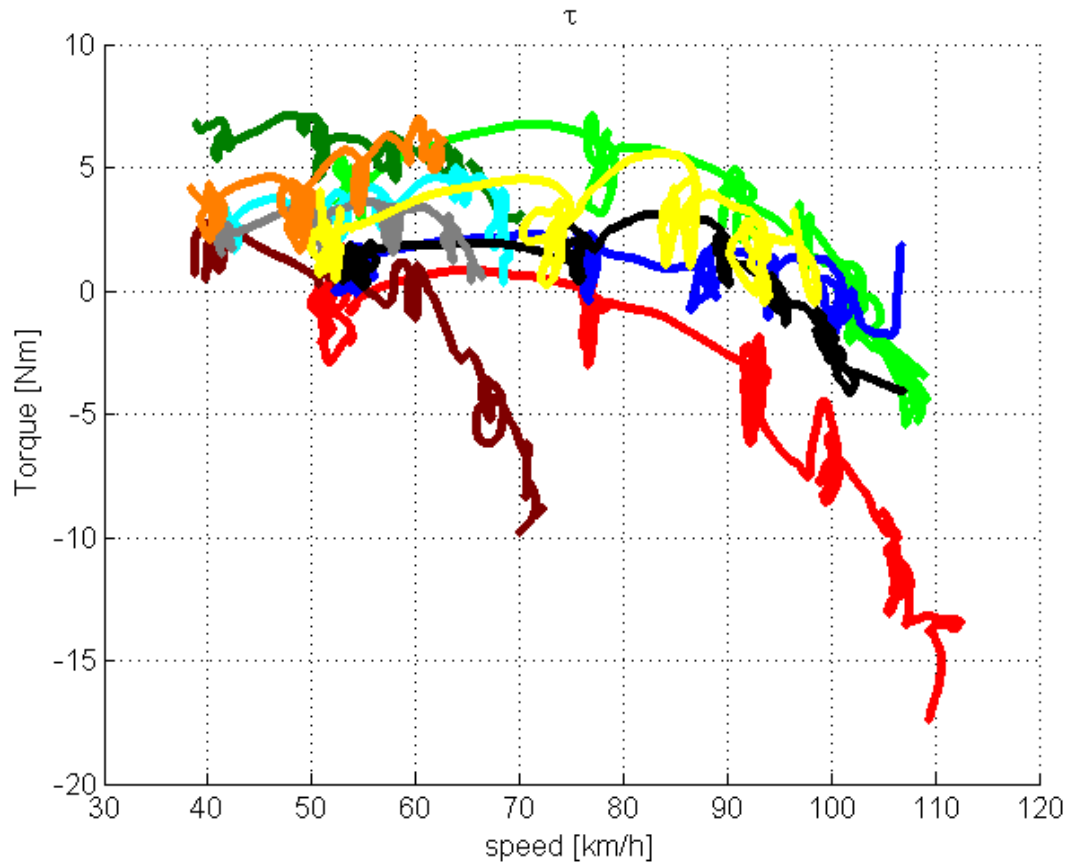
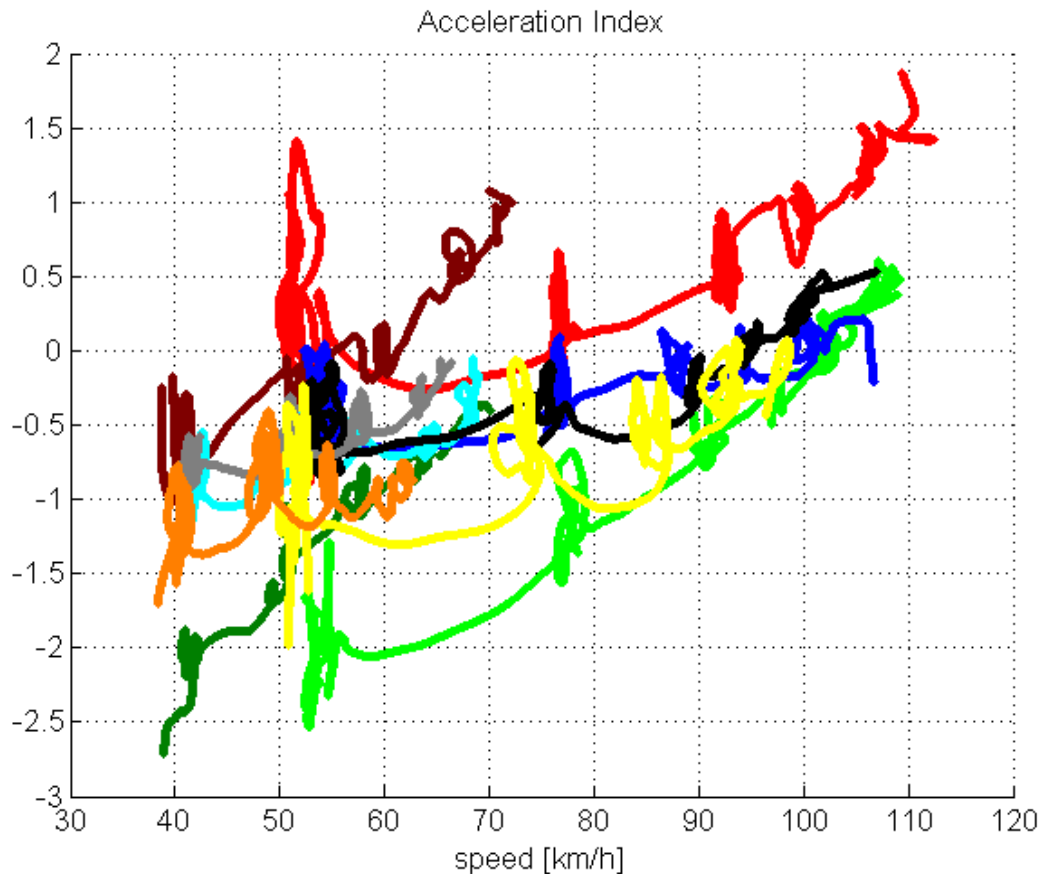


Figura 2-4 Steer Torque vs speed

**Acceleration Index:** L'analisi di tale parametro evidenzia come valori di  $AI < -1$  portano a giudizi negativi della prova; tale aspetto risulta predominante rispetto ad eventuali considerazioni fatte sullo steering ratio. In particolare si hanno giudizi negativi per il set Pirelli Diablo Corsa 3 (linee verdi) e per i test condotti a basse velocità con i pneumatici Dunlop Roadsmart (linee gialla ed arancione).



**Figura 2-5 Acceleratin Index vs speed**

**Precisione di guida:** Le condizioni per cui la motocicletta presenta una buona precisione di guida non corrispondono al comportamento neutrale ma viene preferito un comportamento leggermente sovra-sterzante ( $1.3 < \text{Steering Ratio} < 2$ ).

**Confort:** Le condizioni di confort si sono verificate:

- alle basse velocità il confort è strettamente collegato alla precisione di guida.
- alle alte velocità il confort si ha in corrispondenza di bassi valori della coppia di sterzo e comportamento sovrasterzante (nel caso dei pneumatici Qualifier RR e Pilot è stato segnalata positivamente il comportamento sovrasterzante vicino alle condizioni critiche).

#### 2.4.6 Conclusioni

Riassumendo si può affermare quali parametri che identificano zone di scarsa maneggevolezza, secondo l'opinione del pilota sono:

- valori di **Acceleration Index**  $< -1$ .
- il veicolo presentava valori di **Steering Ratio**  $< 1$  tale condizione corrisponde ad un comportamento sottosterzante.
- la coppia di sterzo è negativa  $\tau < 0 \text{ Nm}$  in tale condizione il pilota deve sostenere la motocicletta per evitare la sensazione di caduta della stessa verso l'interno della curva.
- il valore di coppia di sterzo è elevato il pilota lo percepisce come andamento sottosterzante (nella fattispecie  $\tau > 5 \text{ Nm}$ )

## 2.5 FastBike Analysis

### 2.5.1 FastBike modello Suzuki GSX R1000 K7

Utilizzando i dati geometrici e inerziali misurati nel laboratorio del *Motorcycle Dynamics Research Group* si è provveduto a caratterizzazione del modello matematico della motocicletta Suzuki GSX R 1000 K7. Si sono presi a riferimento i rilievi condotti in assetto *fully estended*, ovvero sospensioni bloccate in posizione completamente estesa; senza pilota e con serbatoio vuoto. Nella tabella vi sono i confronti tra i dati sperimentali e

MDRG experimental data	FastBike result
<b>Mass:</b> 198.34 kg	<b>Mass:</b> 198.330 [kg]
<b>wheelbase:</b> 1431 mm	<b>wheelbase:</b> 1.4310 m
<b>B</b> horizontal distance of CoG: 730 mm	<b>B:</b> 0.7306 m
<b>H</b> height of CoG: 511 mm	<b>H:</b> 0.5167 m

Per caratterizzare il pilota si sono presi i dati inerziali pubblicati da katayama in [13].

Viene di seguito riportata un'immagine schematica del modello del motoveicolo e la distribuzione spaziale delle masse.

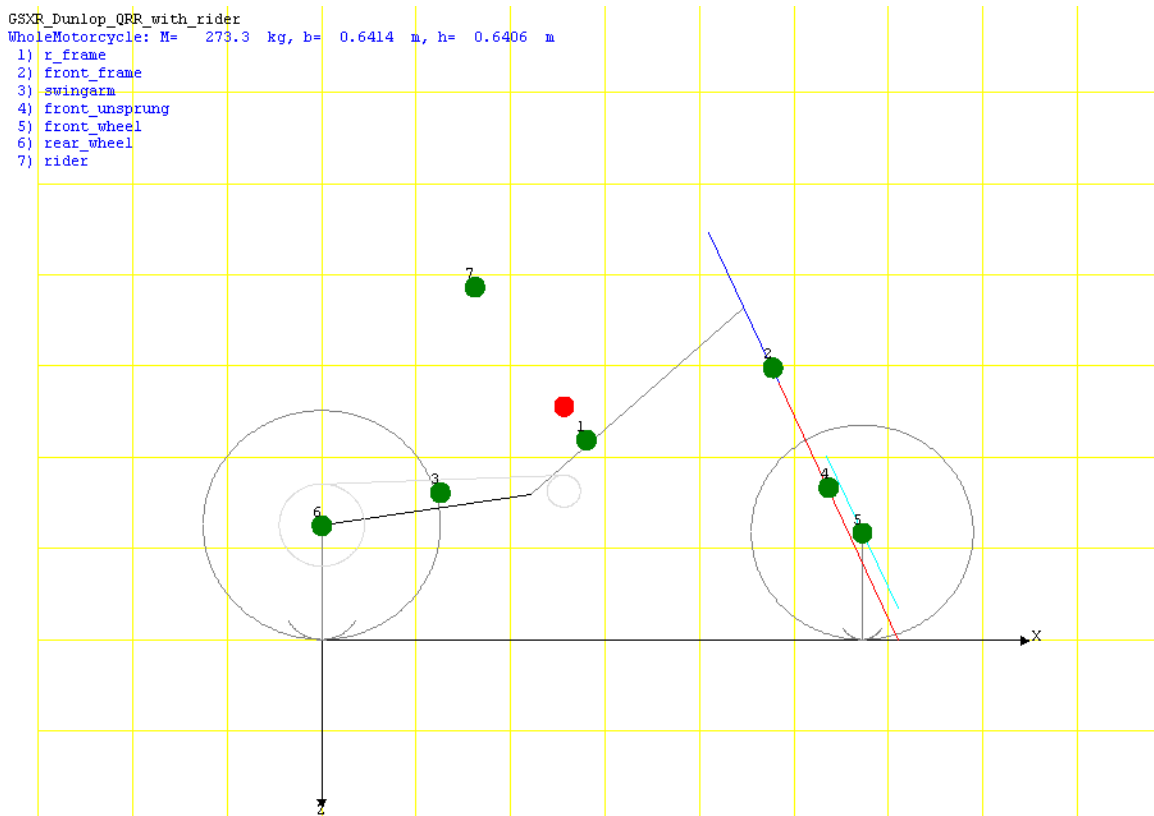
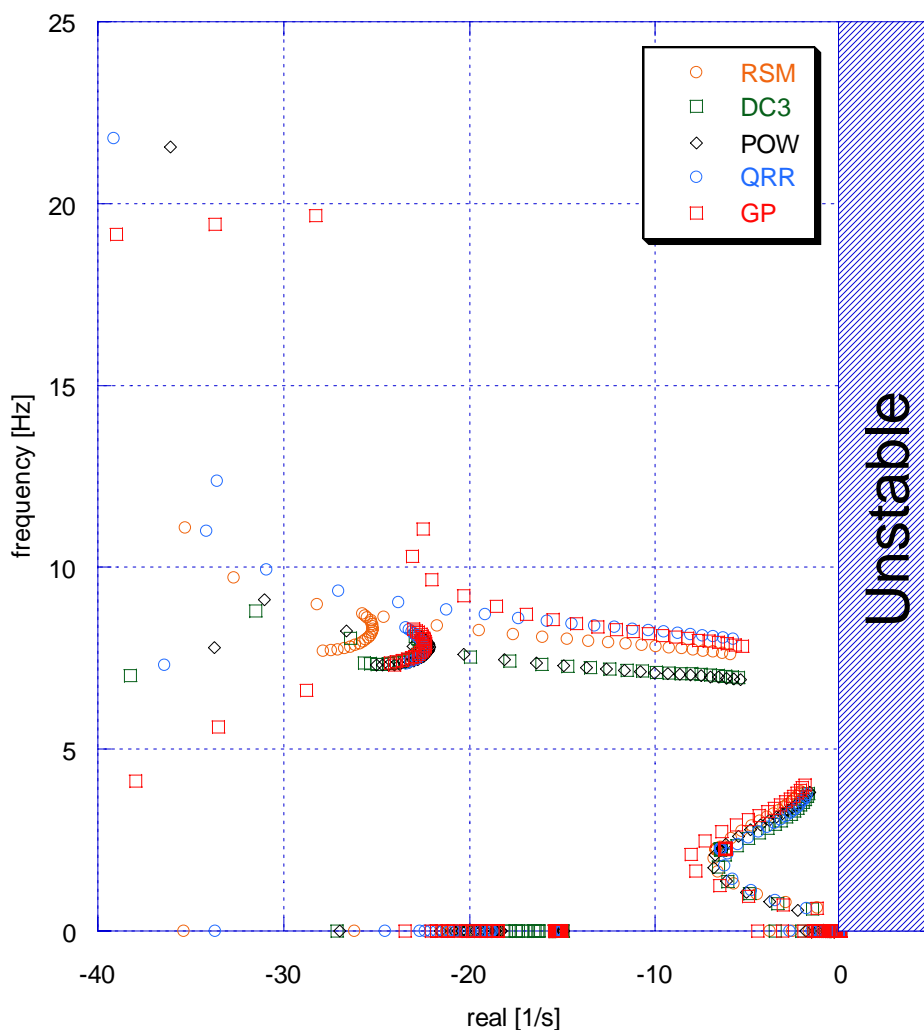


Figura 2-6 Schema SUZUKI GXS R1000 k7

Si è anche provveduto ad eseguire una semplice analisi di stabilità al fine di verificare la correttezza dei dati del modello.



**Figura 2-7 Root locus vel =10-50 m/s**

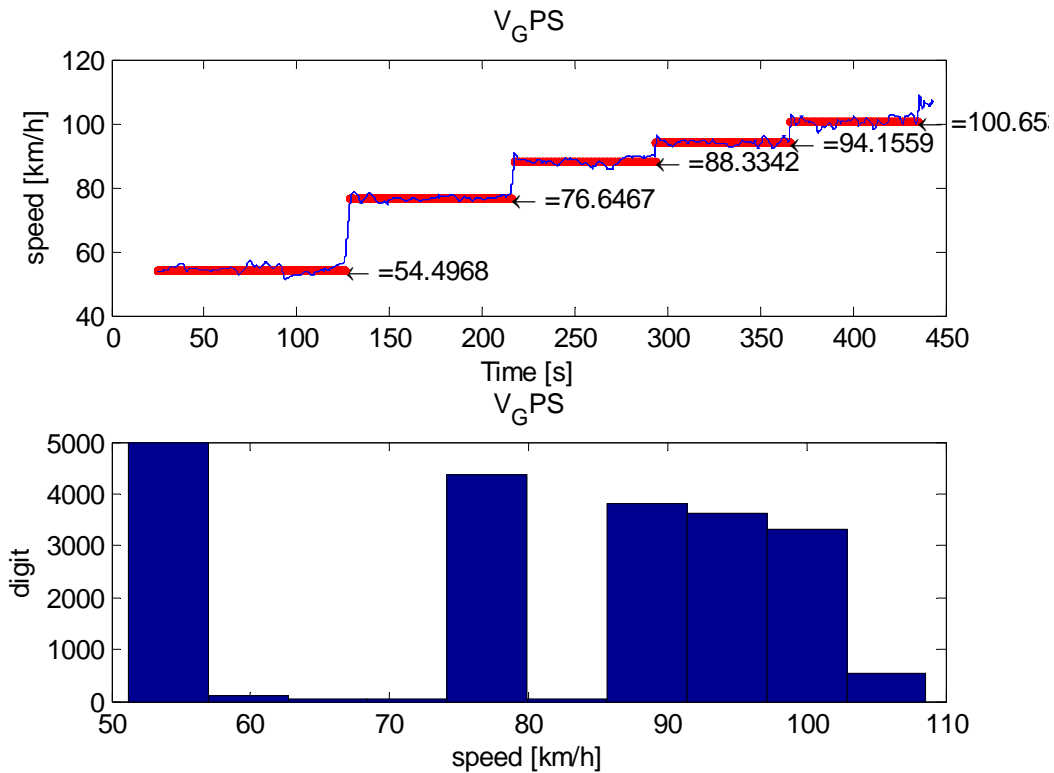
Le forme dei principali modi di vibrare sono rispettate, le frequenze e gli smorzamenti sono in linea con i valori attesi, tale fatto conferisce un'ulteriore conferma alla correttezza dei dati inseriti

### 2.5.2 Confronto dati sperimentali vs FastBike

Per ogni set di pneumatici si è preso a riferimento il canale della velocità e si è provveduto a separare i tratti “stazionari”. La figura seguente mostra un esempio di come si è proceduto ad eseguire tale separazione.

Per individuare i tratti di segnale “stazionario” si è preso a riferimento il segnale della velocità misurato dal sistema GPS; si sono presi i soli punti acquisiti entro limitate fluttuazioni; in figura di

vede in blu il segnale acquisito in rosso i digit considerati per il computo, e il valor medio riportato per la velocità. Il secondo grafico in figura mostra la distribuzione dei digit ; tale istogramma è stato utilizzato per verificare la correttezza della ripartizione dei dati.



**Figura 2-8 Esempio individuazione tratti stazionari**

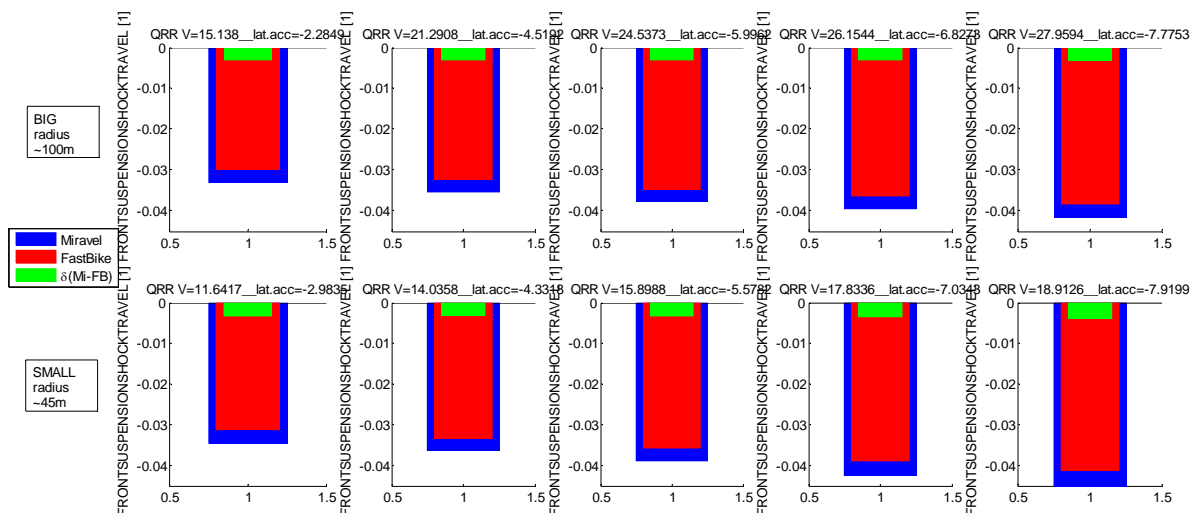
Ai vari canali è stato applicato un filtro a media mobile, dei singoli tratti “stazionari” si è calcolata la media, tale valore si è poi confrontato con i valori ottenuti dalle simulazioni.

Come input per le simulazioni la velocità media e l’accelerazione laterale; non si è tenuto conto dell’accelerazione longitudinale, comunque i valori medi acquisiti per tale grandezza risultano inferiori agli  $0.3 \text{ m/s}^2$ .

Di seguito vengono riportati i confronti tra i segnali misurati e i corrispondenti segnali simulati. Per prima cosa vengono analizzati i segnali che non dipendono dalle caratteristiche dei pneumatici, tali risultati sono pertanto generali e vengono riportati solo per il caso delle coperture Qualifier RR.

Potenziometri lineari per le due sospensioni:

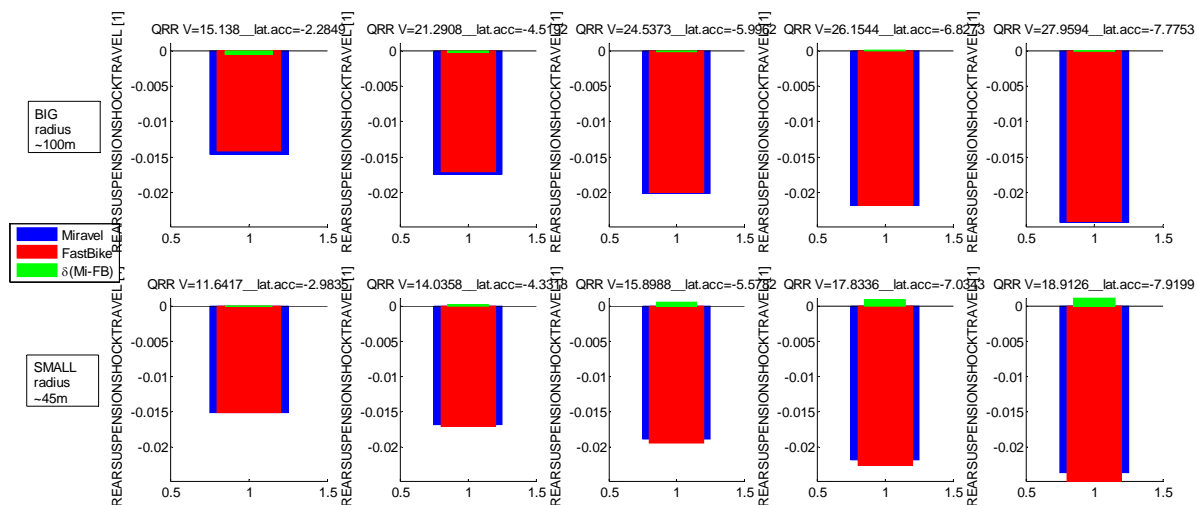
- **Forcella:** il potenziometro lineare orientato secondo l’asse della forcella, l’azzeramento del sensore, utilizzato per il rilievo dei dati sperimentali, è stato realizzato con motoveicolo sul cavalletto posteriore.



**Figura 2-9 Confronto escursione sospensione anteriore**

A parte un piccolo offset lo sviluppo è il medesimo per le due serie di dati.

- **Forcellone:** il potenziometro lineare è posizionato dalla staffa della pedalina del passeggero al forcellone, punto generico, pertanto per fare il confronto si è preso la rotazione del forcellone e si è moltiplicata per la distanza tra il perno e il punto di ancoraggio del potenziometro.



**Figura 2-10 Confronto escursione sospensione posteriore**

In entrambi i casi si è provveduto a irrigidire il termine lineare della molla, mantenendo lo stesso rapporto tra le molle.

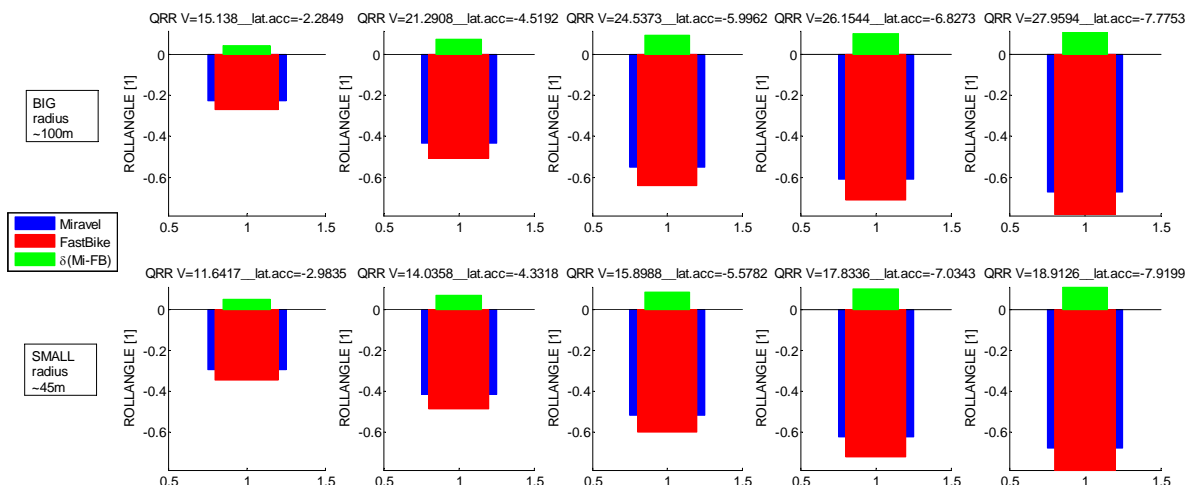
**Angolo di Rollio:** la centralina 2D è dotata di ricevitore GPS il quale registra le informazioni inerenti alla posizione dello stesso rispetto i satelliti della rete GPS; il sensore è posizionato sul codone della motocicletta e misura il rollio della stessa.



Peretto nella sua tesi [28] confronta tali dati con i dati ottenuti dalla piattaforma inerziale utilizzando la formulazione approssimata:

$$\varphi = \arctan\left(\frac{V^2}{gR_c}\right)$$

In FastBike l'angolo di rollio è quello effettivo e tiene conto dell'intero sistema moto-pilota.



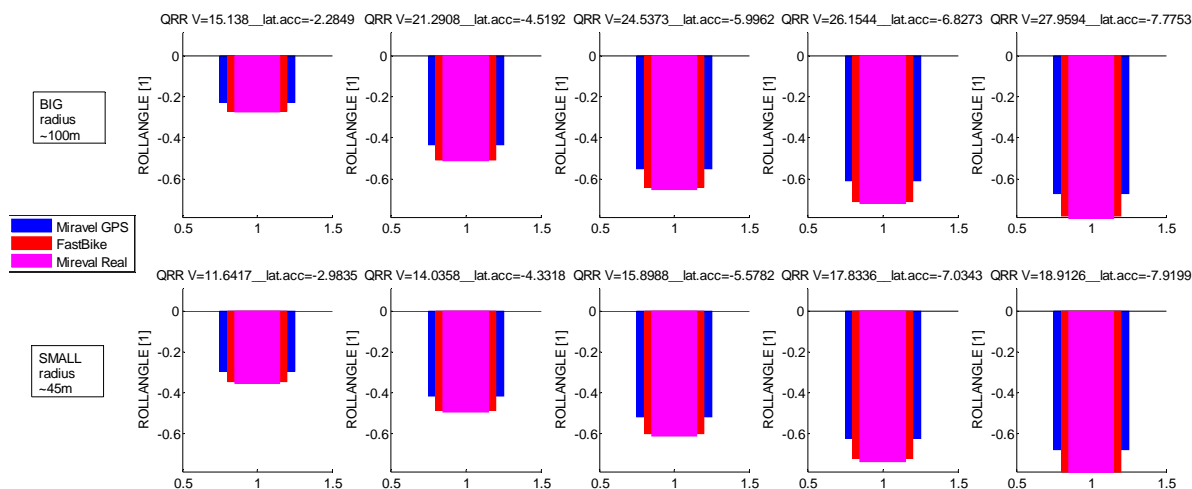
**Figura 2-11 Confronto angolo di rollio**

Si nota una differenza che tende ad aumentare in maniera lineare con l'accelerazione laterale. Angolo di rollio espresso in radianti [rad].

Si poi condotto un test specifico per le sole coperture Qualifier in cui si è inserita sono confrontati i valori ottenuti con il codice di calcolo con i valori di rollio della teoria semplificata della ruota lenticolare (equazione utilizzata dalla centralina 2D) e quelli ottenuti dalla formulazione:

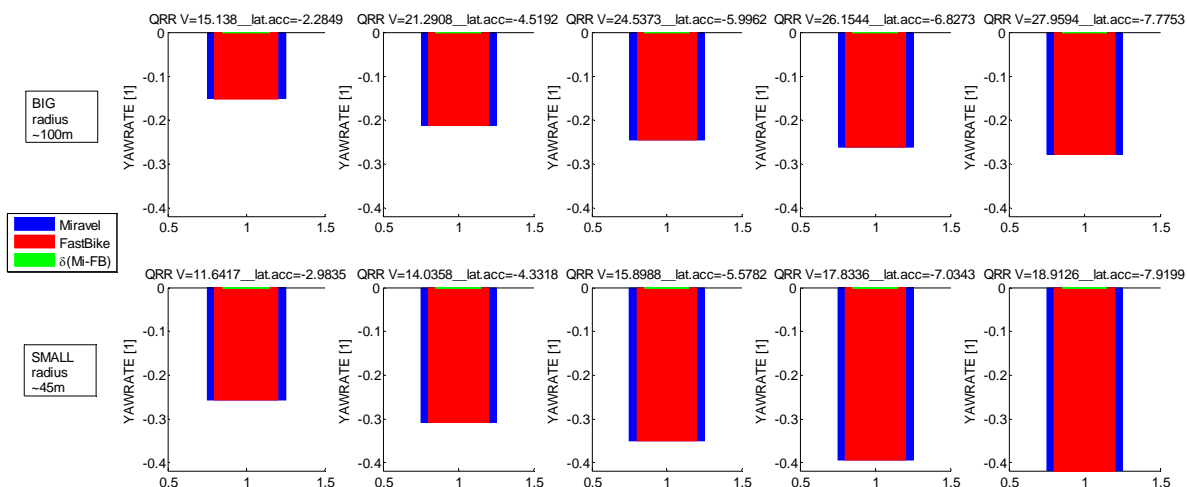
$$\varphi = \arctan\left(\frac{V^2}{gR_c}\right) + \arcsin \frac{tr_{rear} * \sin(\arctan(\frac{V^2}{gR_c}))}{h_{cog} - tr_{rear}}$$

Da tale test è emerso che la differenza tra il rollio misurato nei test e quello ottenuto dalle simulazioni è riconducibile solo alla diversa formulazione; per il momento si è solo preso atto di tale fenomeno e si è pensato di utilizzare la formulazione corretta in futuri test.



**Figura 2-12 Confronto angolo di rollio reale**

**Yaw Rate:** dal sensore GPS si ottiene la velocità di imbardata del mezzo, espressa in radianti su secondo [rad/s]:



**Figura 2-13 Confronto velocità d'imbardata**

**Angoli di Sterzo:** questo parametro è molto influenzato dalle caratteristiche dei pneumatici e pertanto verrà analizzato per tutti e cinque i pneumatici con i parametri esportati dal "TIREBOOK" per una condizione intermedia di carico, il valore dell'angolo è espresso in gradi [deg]:

## Qualifier RR

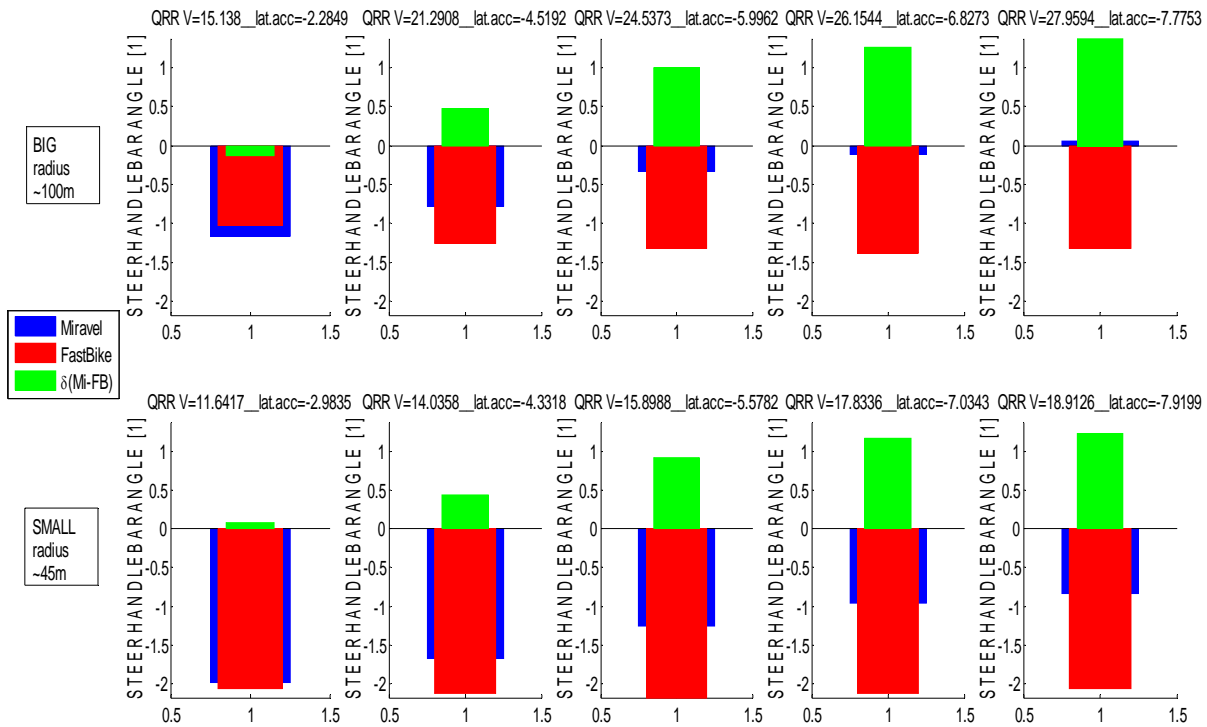


Figura 2-14 Confronto angolo di sterzo - Qualifier RR

## Roadsmart

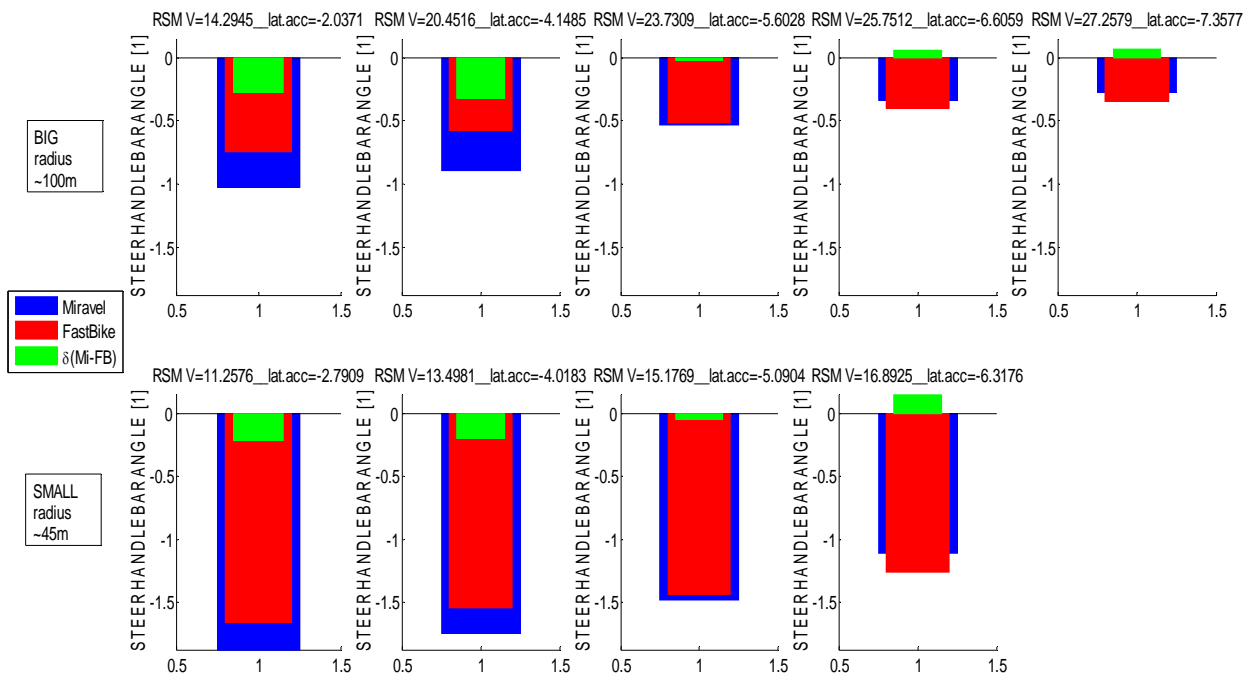


Figura 2-15 Confronto angolo di sterzo Roadsmart

## Michelin Pilot Power

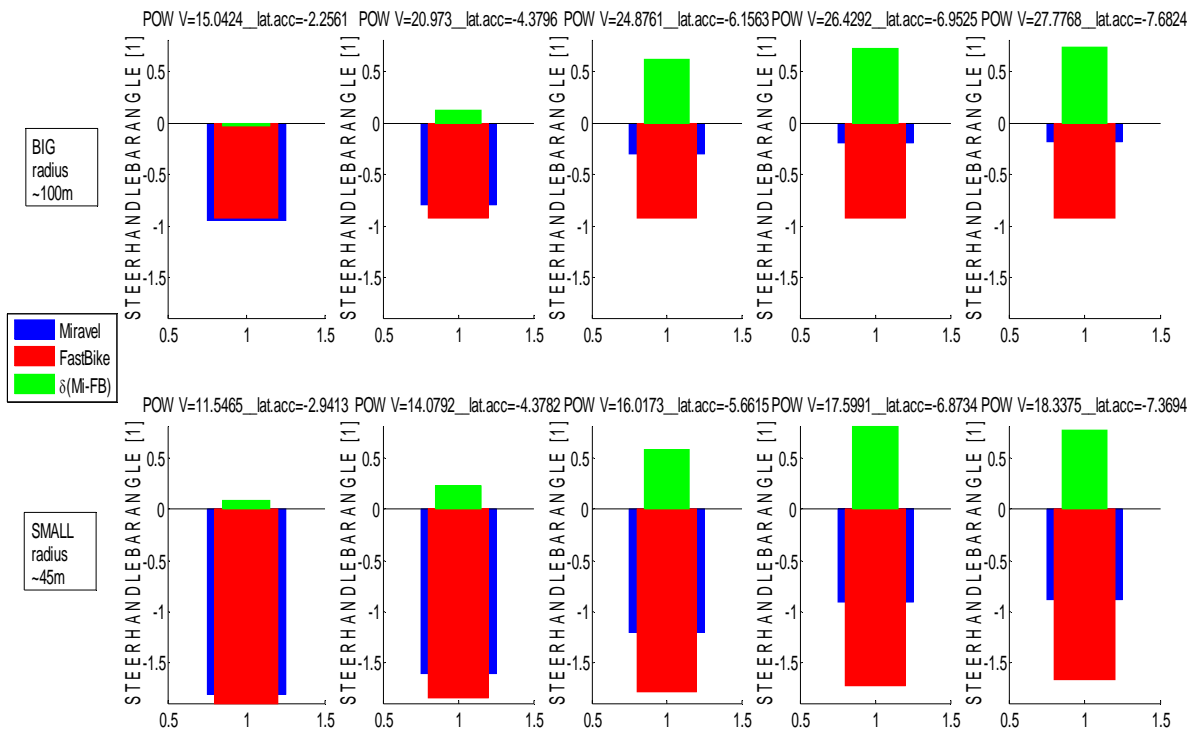


Figura 2-16 Confronto angolo di sterzo - Pilot

## Pirelli Diablo corsa 3

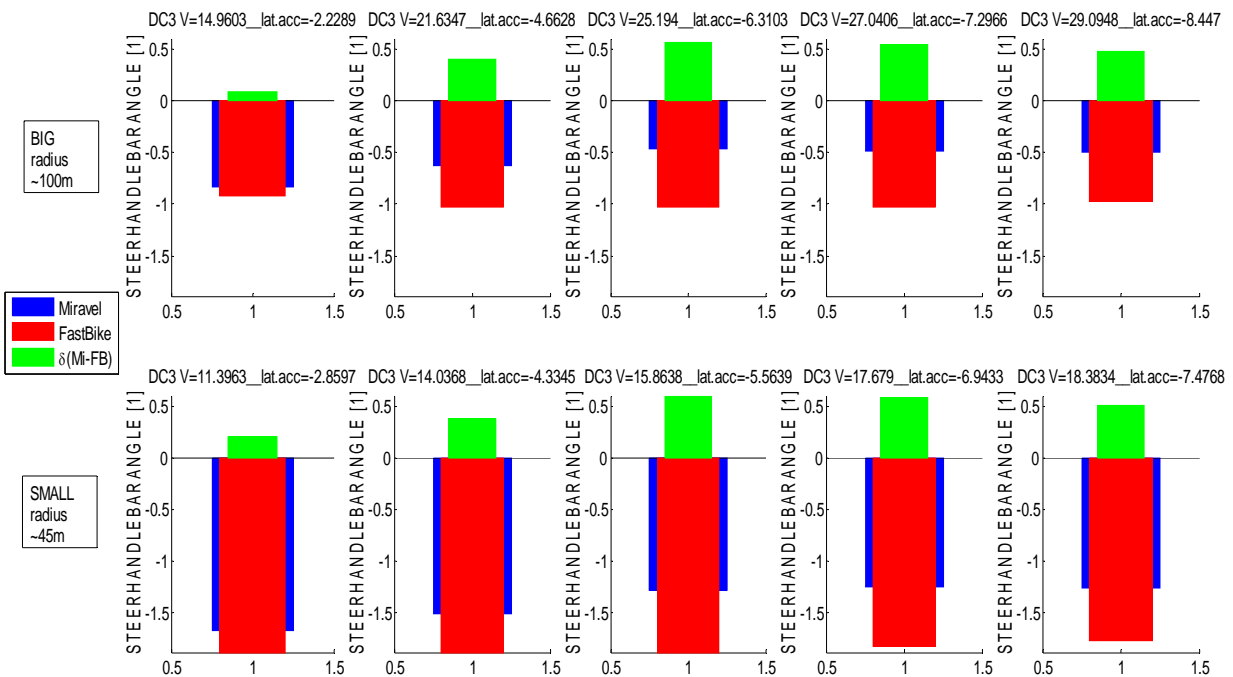


Figura 2-17 Confronto angolo di sterzo - Diablo Corsa 3

## Dunlop D211 GP

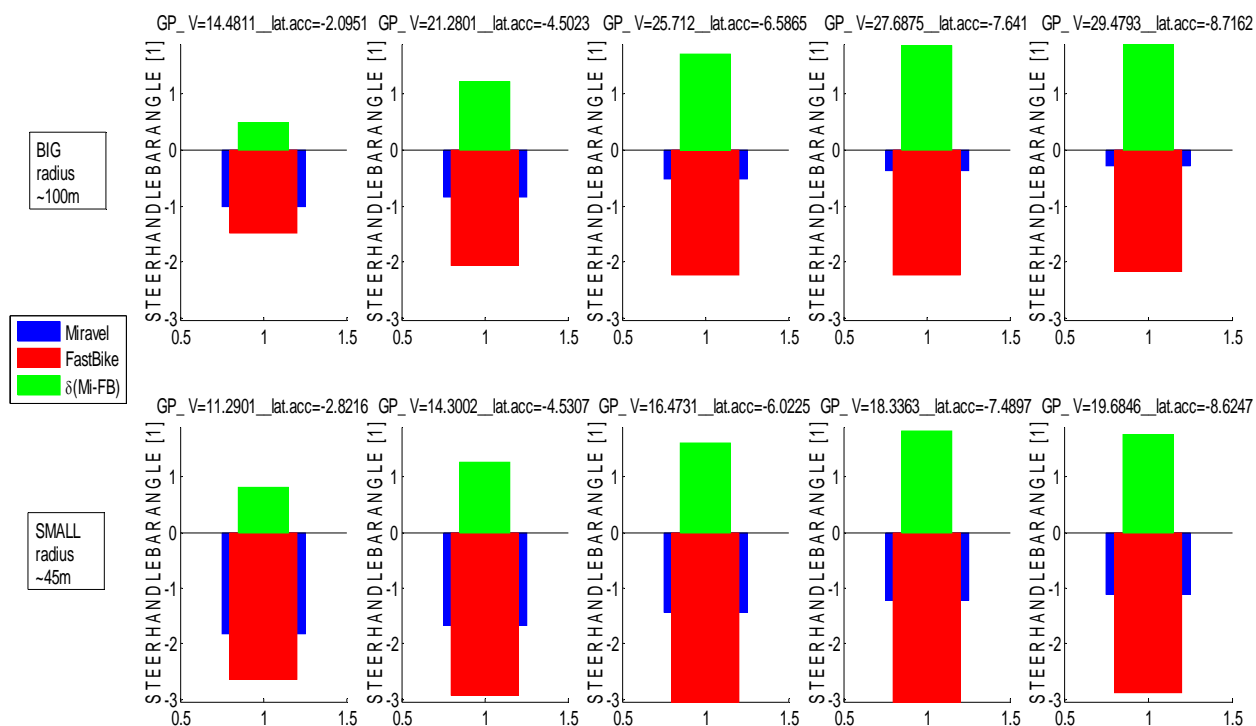
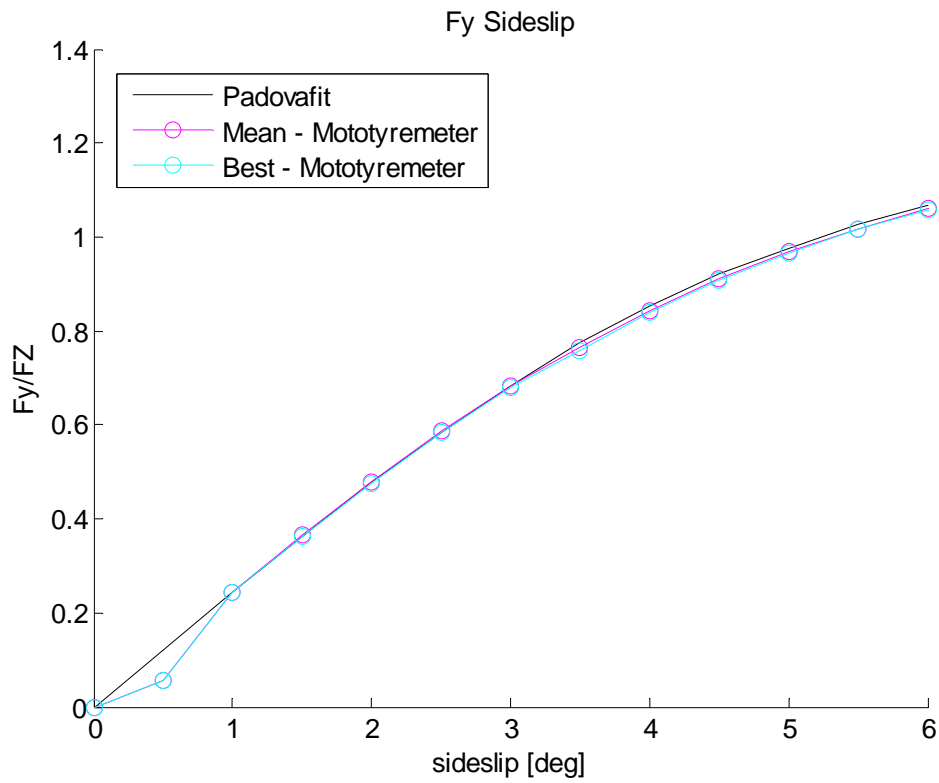


Figura 2-18 Confronto angolo di sterzo - D211 GP

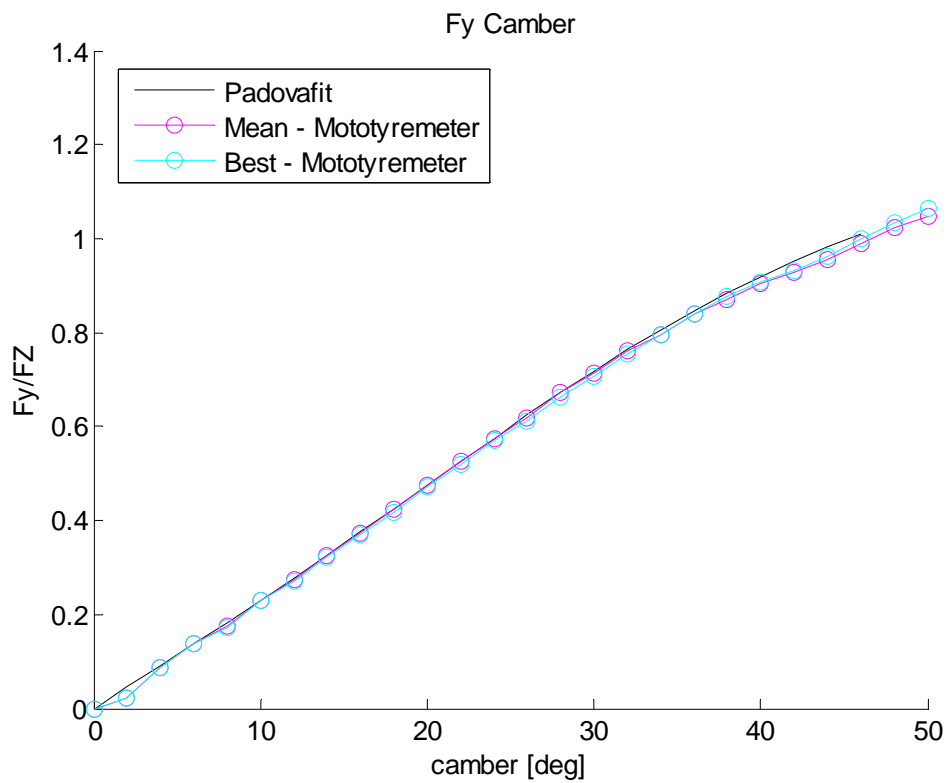
Dai grafici si osserva come non sussiste una perfetta corrispondenza tra i valori dell'angolo di sterzo misurati e i valori ottenuti dalle simulazioni; in particolare vi sono casi in cui si ha sviluppi del segnale differenti, per esempio osservando i grafici dei set Qualifier Diablo e D211 si ha che la grandezza in esame nei test diminuisce il suo valore mentre nelle simulazioni lo incrementa.

Si è pertanto provveduto ad analizzare il fenomeno che ha condotto ad ottenere tale differenza. La procedura standard utilizzata dal *MDRG*, per individuare i coefficienti da inserire nei modelli matematici dei pneumatici, prevede di fittare i dati della miglior prova condotta mediante l'utilizzo della *Mototyrometer*. La scelta della miglior prova viene condotta mediante analisi statistica dei dati. Si è cercato di valutare quanto la scelta della miglior prova fosse caratterizzante del test e in che quantità si discostasse dalle altre prove condotte; pertanto si sono confrontati i momenti e le forze del modello matematico con i dati della miglior prova e i dati ottenuti come media di tutti i test condotti. Tale analisi è stata eseguita per tutti e cinque i set di pneumatici e per i tre differenti carichi; per ogni carico e per ogni pneumatico la procedura interna del *MDRG* prevede la ripetizione del test per un numero minimo di tre prove, tra questi dati si è eseguita la media.

I risultati vengono esposti solo per le coperture Qualifier RR ma hanno valenza generale, per tutti i set analizzati.



**Figura 2-19 Forza laterale vs sideslip - Qualifier RR**



**Figura 2-20 Forza laterale vs camber - Qualifier RR**

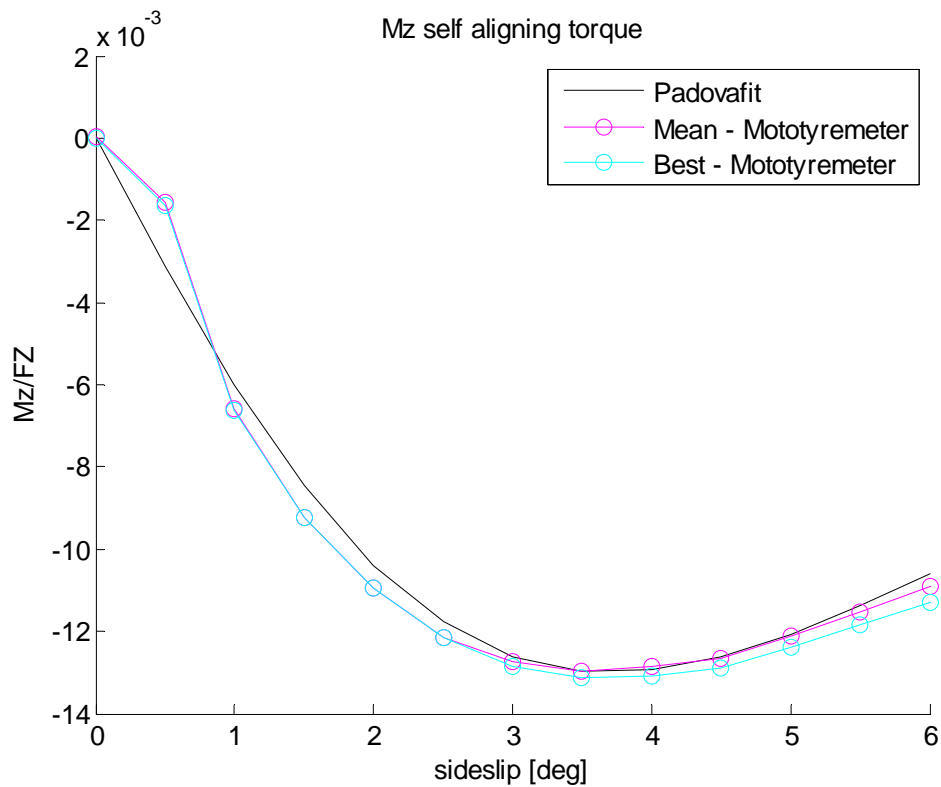


Figura 2-21 Momento auto-allineamento vs sideslip - Qualifier RR

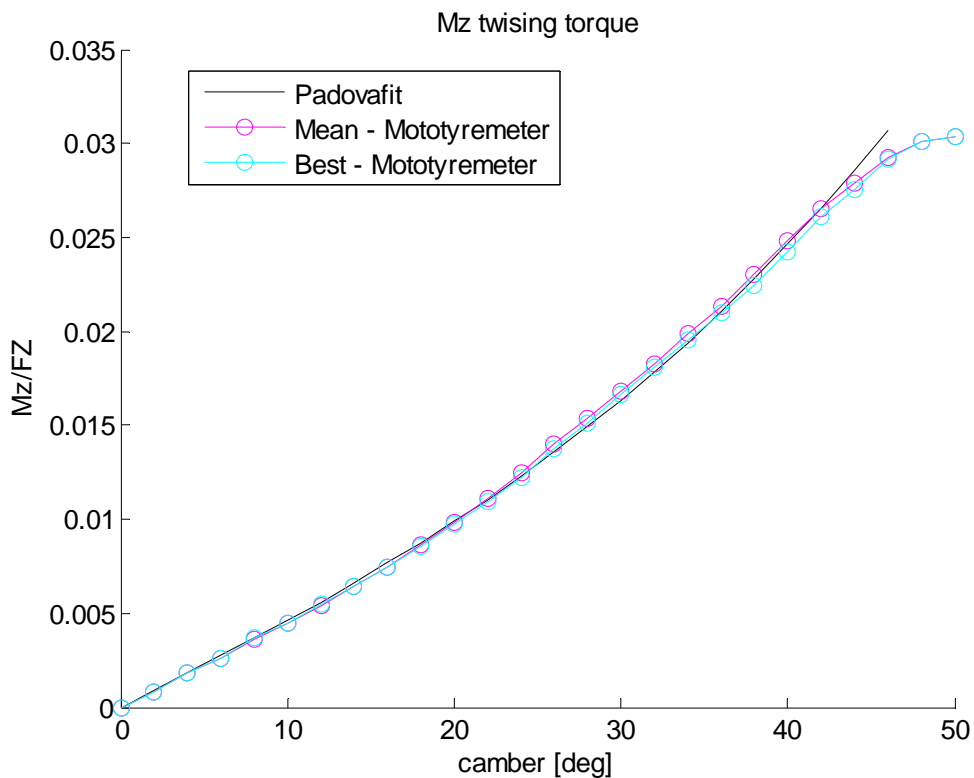


Figura 2-22 Momento di Twisting vs camber - Qualifier RR

Osservando i grafici sopra riportati si nota che il fittaggio eseguito per la grandezza del Momento di auto-allineamento, presenterà il minor scarto tra i punti numerici e i valori reali, ma non intercetta

mai i valori reali, tale fatto è dovuto in particolar modo al valore assunto dal secondo punto delle misurazioni;; tale aspetto comune a tutte le misure e a tutti i tipi di pneumatici è imputato alla configurazione della macchina di misura e non alla fisicità del problema. Pertanto si è deciso di scartarlo da tutte le analisi.

Si è provveduto a rieseguire il fittaggio dei dati secondo metodologie differenti: con il termine **padovafit** vengono indicati i parametri fittati con la procedure del MDRG; con il termine **dunlopfitt** vengono indicati i parametri fittati con la procedure sviluppate dal EMO department di Goodyear Dunlop, principale differenza rispetto al precedente e il fittare la media dei test.

I modelli ottenuti con queste procedure risultavano molto vicini ai valori reali misurati tuttavia non li intersecano; si è pensato di eseguire manualmente il fittaggio, eseguendo tale operazione ci si è imbattuti nell'impossibilità di intersecare tutti misurati con la formulazione utilizzata. Pertanto si è deciso di ridurre la finestra di punti considerati limitando il fittaggio ai range: 0-3° per lo sideslip e 0-35° per gli angoli di rollio, al fine di ottenere una perfetta corrispondenza almeno sul tratto iniziale di segnale. Tali parametri prendono il nome **manualfit**.

Si è poi cercato di svincolare i parametri dalla soggettività dell'operatore nell'eseguire il fittaggio, si è realizzata una procedura Matlab® per eseguire tale operazione sulle medesime restrizioni introdotte al punto precedente; tali parametri prendono il nome di **autofit**.

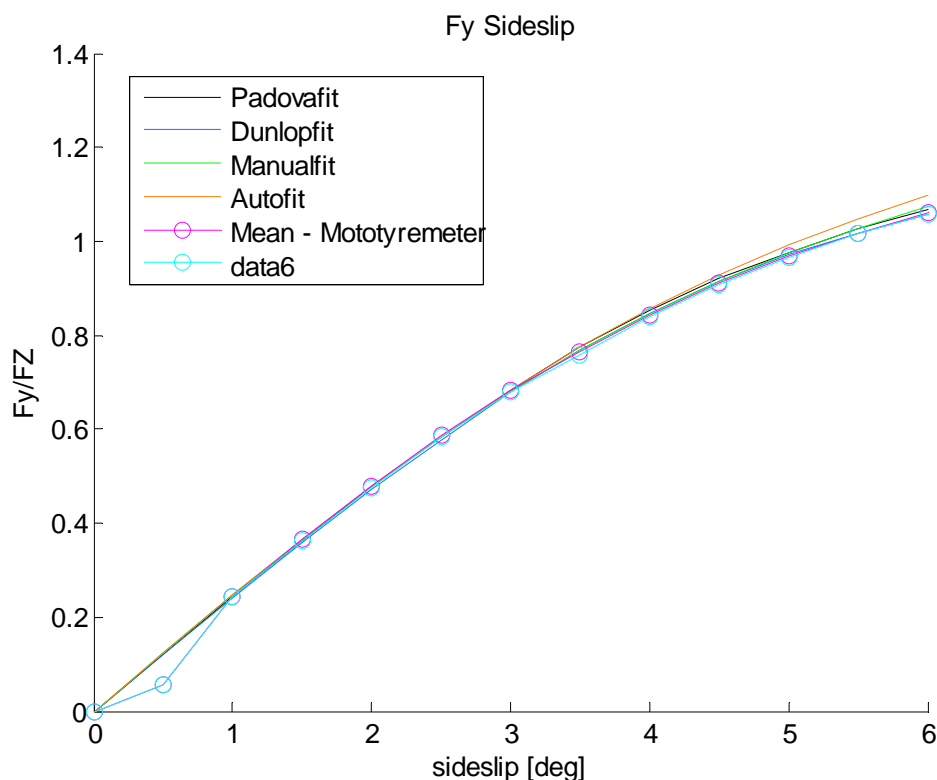


Figura 2-23 Forza laterale vs sideslip -Qualifier RR



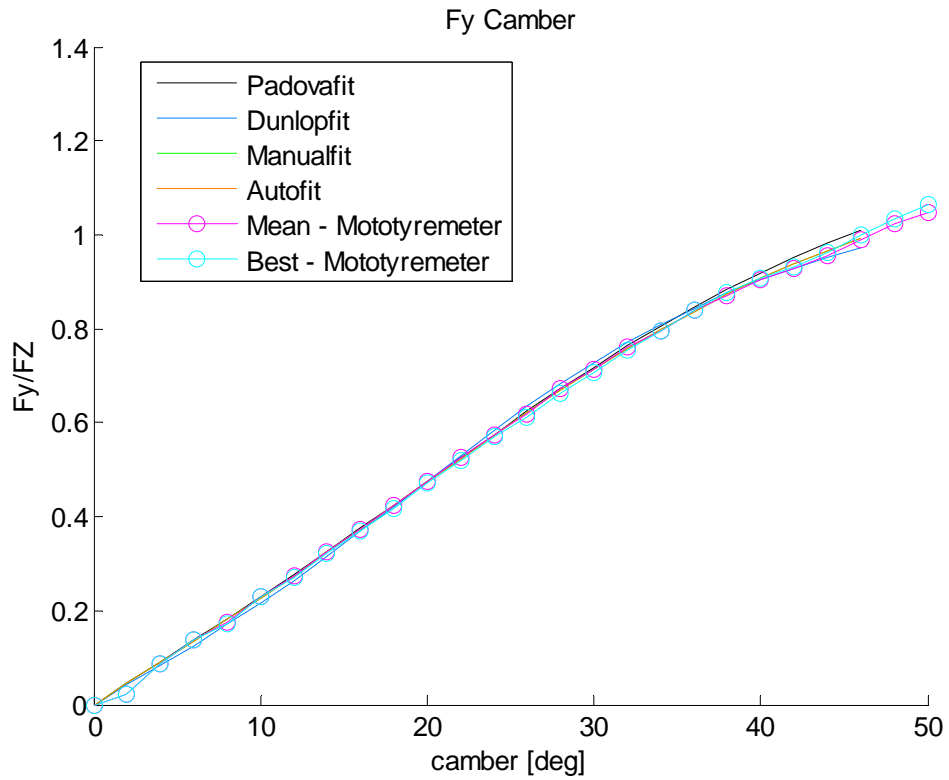


Figura 2-24 Forza laterale vs camber -Qualifier RR

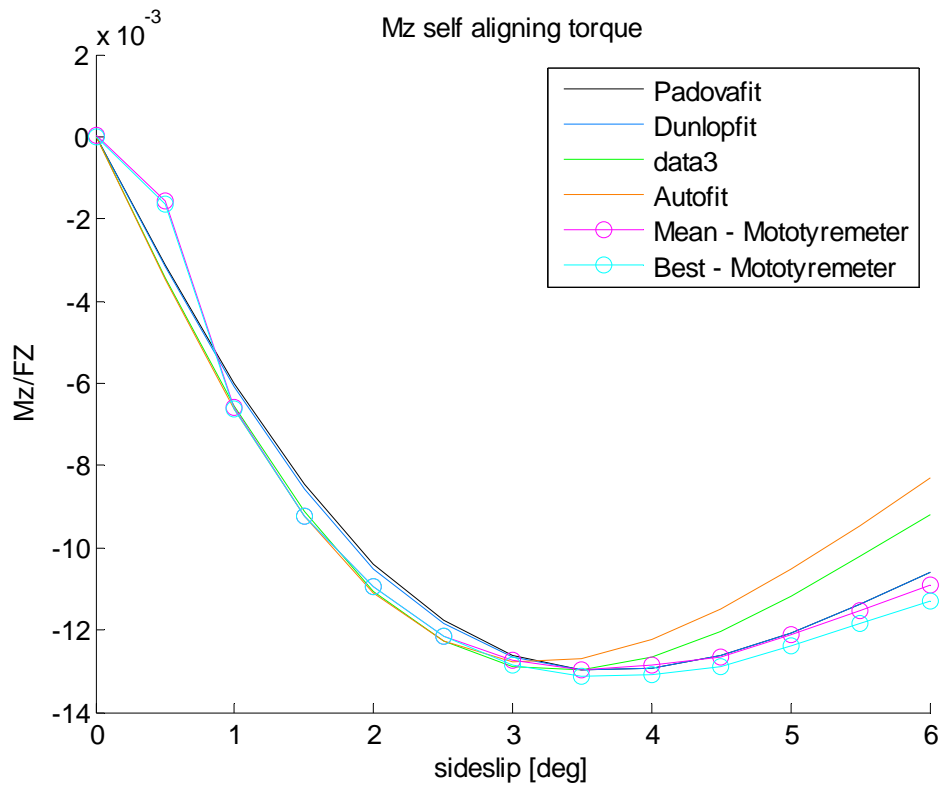


Figura 2-25 Momento di auto-allineamento vs sideslip -Qualifier RR

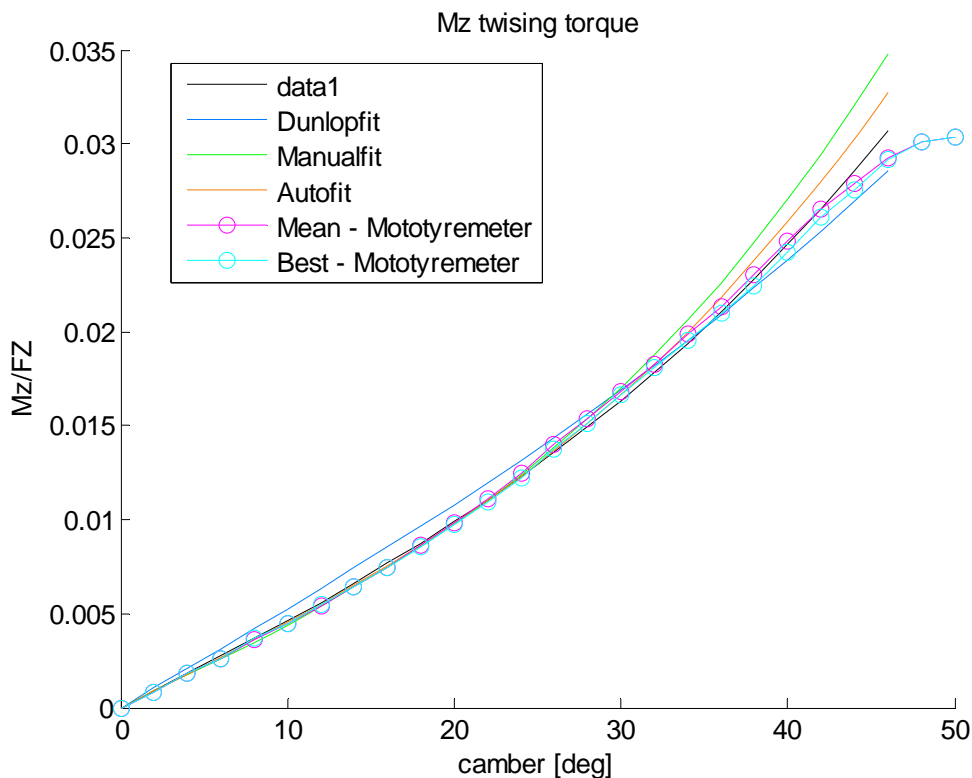


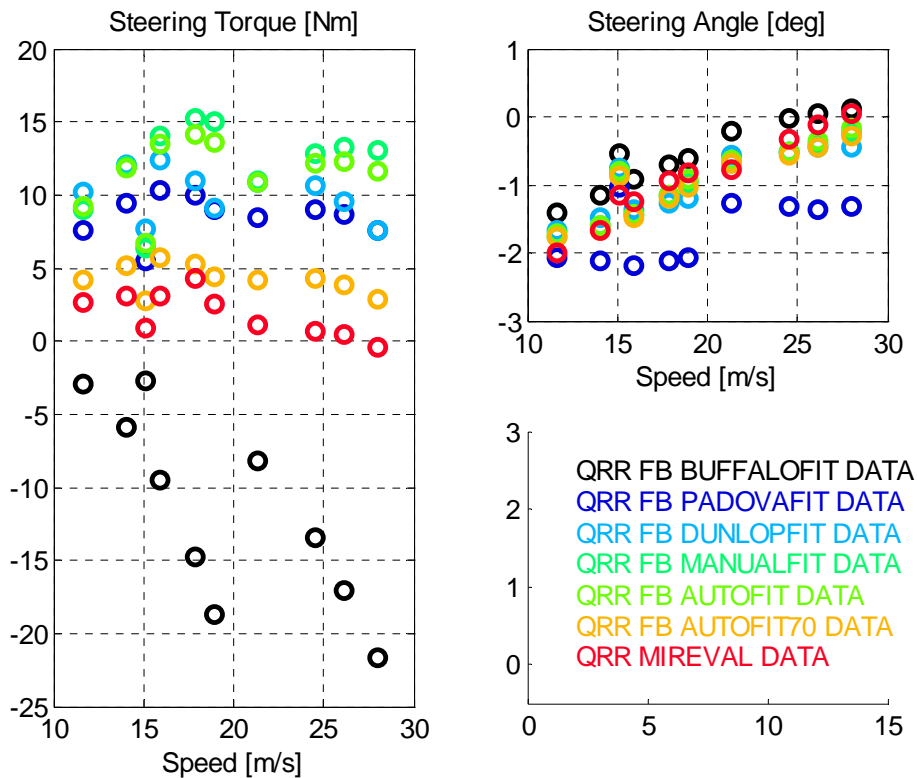
Figura 2-26 Momento di twisting vs camber - Qualifier RR

Oltre a problemi inerenti la procedura di fitting si è anche preso in considerazione i dati sperimentali e pertanto si è provveduto a confrontare le forze e i momenti misurate da un altro sistema di misura; si sono presi in esame i dati ottenuti con il sistema Flat-Trac© nello stabilimento di Buffalo della Goodyear Dunlop; tali parametri vengono indicati con **buffalofit**. Il sistema Flat-Trac© è una macchina industriale per l'analisi delle caratteristiche dei pneumatici, nata per pneumatici automobilistici la macchina è adattabile alle esigenze dei pneumatici per motoveicoli. Il sistema Flat-Trac© utilizza come superficie di test un nastro di carta abrasiva fatto scorrere su un piano, il sistema controlla in anello chiuso la forza normale applicata e pressione dei pneumatici; non vi sono presenti sistemi sospensivi. Mentre il sistema Mototyremeter utilizza carta abrasiva incollata su di un disco, si ha un sistema di sospensioni, non si ha anelli di controllo per i parametri forza normale e pressione dei pneumatici. Gli effetti di tali differenze di riscontrano anche sulle misurazioni effettuate, la massima forza laterale misurata nel sistema Flat-Trac© è sempre maggiore di quella misurata con gli stessi pneumatici nel sistema Mototyremeter; mentre la rigidità di rollio è sempre minore.

Si è ipotizzato una diverso coefficiente di attrito tra la superficie utilizzata nei test in laboratorio rispetto al coefficiente di attrito riscontrato nei test in circuito per analizzare tale

influenza si è provveduto a scalare al 70% i valori delle forze misurate in laboratorio ed eseguire il fitting con la procedura chiamata autofit. Tali parametri prendono il nome di **autofit70**.

Nei grafici seguenti vengono riportati i confronti tra le grandezze della coppia di sterzo e dell'angolo di sterzo per i differenti set di parametri ottenuti dalle differenti procedure di fitting.



**Figura 2-27 Confronto angolo e coppia di sterzo - Qualifier RR**

Da tale immagine si può osservare come le differenti procedure di fitting hanno notevoli ripercussioni sui risultati numerici. Si può notare come le differenze sui risultati siano macroscopiche, mentre le differenze riscontrabili tra le curve delle forze o dei momenti non siano così marcate.

### 2.5.3 Conclusioni

Il confronto illustrato in questo capitolo ha evidenziato come gli strumenti adottati, siano essi numerici o sperimentali consentano di valutare le differenze tra i vari set di pneumatici.

Il codice numerico FastBike consente di eseguire accurati confronti tra i differenti set; tuttavia la procedura utilizzata per caratterizzare i pneumatici non è adeguatamente robusta, è possibile che le differenze siano legate alle elevate prestazioni delle coperture testate.

Si conclude quindi che il codice può essere utilizzato allo stadio attuale per analisi qualitative, ma non si ha ancora un'affidabilità tale da poter usare il codice per ottimizzare i parametri della nuova generazione di coperture.

Si è per completezza analizzato l'influenza dei vari modelli di forza e momenti sui risultati della coppia di sterzo e angolo di sterzo. Da tale analisi è emerso che la coppia di sterzo è notevolmente influenzata dai momenti; in particolar modo il momento di twisting modifica lo sviluppo della grandezza mentre variazioni al momento di auto-allineamento tendono solo a shiftare la curva; mentre non vi sono grandi variazioni al varare dei parametri che modificano le rigidità di rollio e sideslip.

Il parametro angolo di sterzo risente in particolar modo delle variazioni delle rigidità e risulta quasi trasparente alle variazioni dei momenti.

#### **2.5.4 Sviluppi futuri**

Le potenzialità degli strumenti presentati in questo capitolo sono notevoli, tuttavia risulta auspicabile condurre una specifica analisi per acquisire la padronanza assoluta sulle procedure che permettano di passare dal modello reale al modello matematico del pneumatico e viceversa.

Allo stato attuale la labilità tra i due modelli è tale da non consentire l'utilizzo del codice numerico come strumento di analisi quantitativa, ma solo qualitativa.

## **2.6 Il Metodo della Manovra Ottima**

Il Metodo della Manovra Ottima rappresenta un modo unificato per valutare il comportamento della macchina o il comportamento combinato macchina-pilota. Di seguito si espone la sua formulazione matematica e la corrispondente implementazione al calcolatore.

### **2.6.1 Introduzione**

L'idea alla base del Metodo della manovra ottima stava nel riuscire ad esprimere il concetto di manovrabilità (e/o maneggevolezza) con una espressione matematica che avesse al stesso tempo un significato fisico legato alle prestazioni del veicolo. Da questa espressione sarebbe stato possibile ricavare una misura di tali prestazioni. Considerato il sistema veicolo-pilota si è pensato di separare la prestazione massima intrinseca ottenibile dal solo veicolo da quella ottenibile includendo anche i limiti psicofisici del pilota. In questa ottica si è legato il concetto di manovrabilità all'insieme dei moti possibili senza introdurre i limiti di attuazione del pilota (per moti possibili si intendono moti dinamicamente possibili nel rispetto dei vincoli fisici e geometrici esistenti). In altre parole era come richiedere che il veicolo fosse condotto ai limiti delle sue potenzialità da un pilota ideale e perfetto. Dall'altra parte, il concetto di maneggevolezza è stato legato all'insieme dei moti possibili includendo anche i limiti psicofisici del pilota. In altre parole, si è definito "maneggevole" un veicolo che può essere controllato facilmente, o che può produrre un ampio insieme di moti con un costo limitato da parte del pilota. Per "manovrabile" invece, si è definito un veicolo in grado di produrre un ampio insieme di moti nel rispetto dei suoi soli limiti fisici. Tuttavia, per avere una misura oggettiva dei termini di manovrabilità (e/o maneggevolezza) era necessario trovare un modo di esprimere matematicamente i due concetti. L'idea è stata quella di calcolare la soluzione che più si avvicina ad una "manovra ottimale", tra tutte le possibili soluzioni. La "manovra ottimale" è definita da un certo "criterio di efficienza" (o "criterio di ottimo") della manovra. Ad esempio nel caso di veicoli da competizione, si impiega il tempo minimo per percorrere un giro di pista quale "criterio di ottimo": in questo caso il veicolo più manovrabile è quello più veloce. Dal punto di vista matematico si è pensato che il "criterio di ottimo" poteva essere espresso con una funzione da minimizzare per tutto l'intervallo di durata della manovra stessa. In altre parole in generale, si trattava di minimizzare il seguente integrale:

$$I = \int_0^T f_0(x, \dot{x}, u, t) dt$$

dove T rappresenta il tempo finale. Il valore finale dell'integrale (che è uno scalare), essendo minimo per definizione, poteva essere adottato come misura della manovrabilità del veicolo. La minimizzazione doveva avvenire scegliendo gli opportuni valori degli ingressi di controllo del pilota  $u = \{u_1, \dots, u_k\}$ , si da rispettare i vincoli fisici del problema:

- le equazioni della dinamica del veicolo (con  $x(t) = \{x_1(t), \dots, x_N(t)\}$  variabili di stato):

$$F_i(x, \dot{x}, u, t) = 0 \quad i = 1, \dots, N$$

- i limiti ambientali (limiti di aderenza dei pneumatici, coppia massima del motore, bordi della strada, limiti di attuazione, etc.), in generale espressi da delle disequazioni:

$$\Phi_h(x, u, t) < 0 \quad h = 1, \dots, N$$

- le eventuali condizioni iniziali e finali da imporre sulle variabili di stato:

$$\Psi_j^0(x(0), 0) = 0 \quad j = 1, \dots, m_0$$

$$\Psi_{jj}^T(x(T), T) = 0 \quad jj = 1, \dots, m_T$$

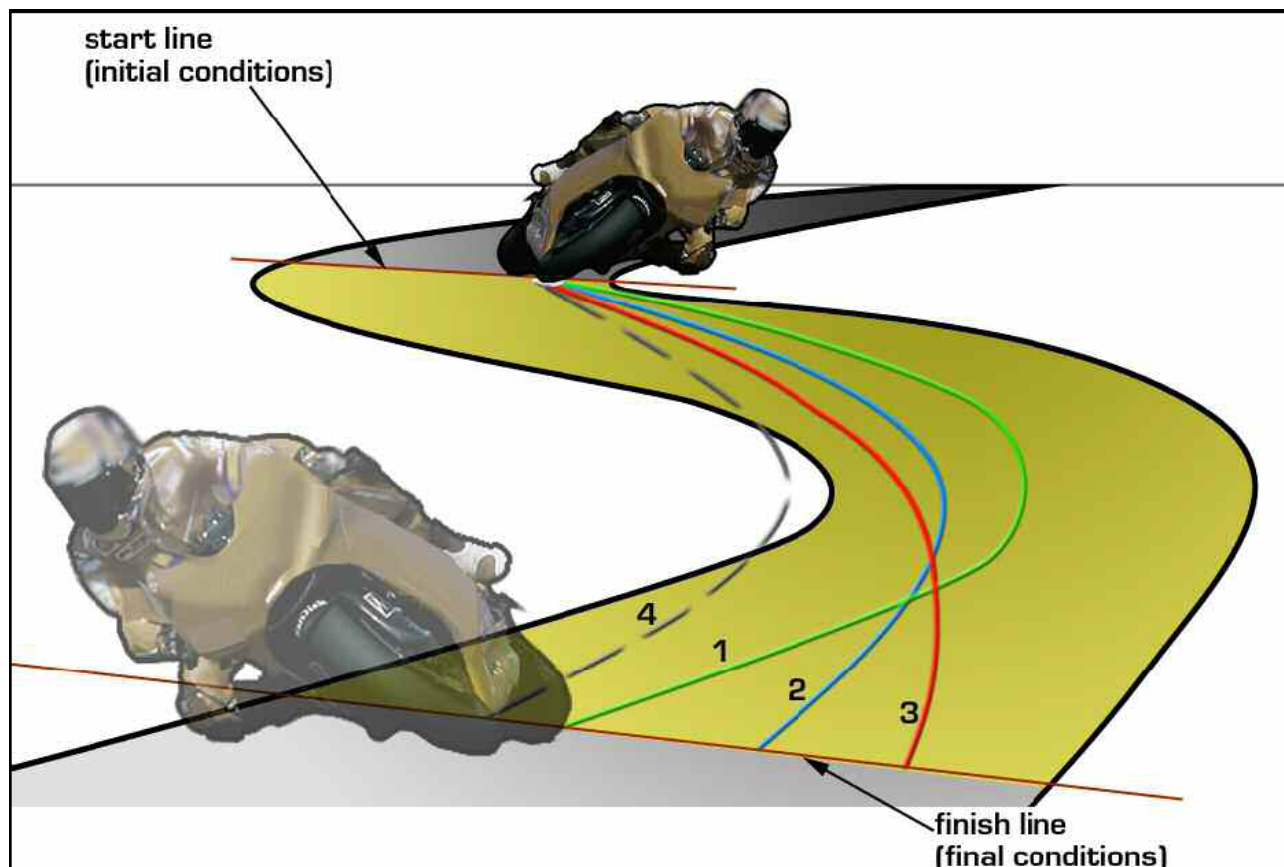
In definitiva si tratta di un problema di minimo vincolato, dalla cui soluzione si ottengono le azioni di controllo richieste al pilota (es.: coppia di sterzo, forze frenate, accelerazione, cambio, ecc.) per far muovere il veicolo tra punti estremi di un percorso stradale dato, secondo un assegnato criterio di ottimizzazione (tempo minimo, minimo utilizzo delle forze dei pneumatici, massima distanza da ostacoli ecc.).

### 2.6.2 Formulazione analitica

La formulazione analitica del Metodo della Manovra Ottima si esplica nei seguenti aspetti, che vengono sviluppati in dettaglio a partire dalla considerazione del problema punto di vista strettamente fisico.

### 2.6.2.1 Punto di vista fisico

Supponiamo che un pilota debba fare una curva. Ha certamente diversi possibili set di scelte per i suoi input (i.e.: coppia di sterzo, frenate e accelerazioni ecc.), e di conseguenza diverse possibili traiettorie da seguire. Tuttavia solo uno di questi set produce la manovra più veloce in assoluto. Dal punto di vista fisico OCP (Optimal Control Problem) lavora come una sorta di guidatore ideale, e consiste nel determinare le migliori azione del pilota (come la coppia di sterzo, accelerazioni, frenate, scelta dei rapporti al cambio, inclinazione laterale ecc.) in grado di muovere il veicolo lungo un circuito, o parte di un percorso, nel minimo tempo, rispettando i vincoli fisici ed ambientali. Migliori significa che le azioni del pilota definiscono il moto che in assoluto realizza l'obiettivo preposto (il minimo tempo di percorrenza nella fattispecie). I vincoli fisici sono quelli collegati alla dinamica della motocicletta (e.g.: non può volare, o eccedere le massime forze dei pneumatici o la massima coppia del motore e così via) inclusi gli eventuali stati di moto iniziali e finali. I vincoli ambientali sono quelli correlati alla geometria della strada (i.e.: il veicolo deve rimanere dentro la corsia). In tali condizioni il moto finale è realizzabile.



### 2.6.2.2 Punto di vista matematico

Dal punto di vista matematico OCP applicato ad un modello di motocicletta può essere considerato come la minimizzazione di un funzionale soggetto ad una serie di vincoli. In altri termini consiste

nel determinare i controlli  $u$  che minimizzano il funzionale

$$J[x, u] = \int_{s_i}^{s_f} f(x(s), u(s)) ds$$

soggetto a vincoli differenziali ed algebrici.

Per quanto riguarda i vincoli differenziali, si assume che il funzionale soddisfi il seguente ODE (o DAE):

$$a(x(s), \dot{x}(s), u(s)) = 0 \quad s \in (s_i, s_f)$$

dove

$$a(x, \dot{x}, u) = (a(x, \dot{x}, u))_{i=1}^n$$

rappresenta il modello multibody della dinamica del sistema, essendo il simbolo  $x$  il vettore di stato del sistema meccanico (i.e. le posizioni e le velocità generalizzate che descrivono lo stato della motocicletta).

Per quanto riguarda i vincoli algebrici, si hanno eguaglianze e disuguaglianze. Le uguaglianze sono usate per impostare le condizioni al contorno iniziali e finali come segue:

$$c(x(s_i), x(s_f), \rho) = 0$$

dove

$$c(x(s_i), x(s_f), \rho) = (c_i(x(s_i), x(s_f), \rho))_{i=1}^p$$

essendo il vettore  $\rho$  l'insieme dei parametri usati per il setting delle condizioni al contorno incognite o cicliche. Le disuguaglianze sono fissate lungo la traiettoria alle variabili di stato ed ai controlli, e sono usate per descrivere il dominio della soluzione ed i limiti della variabile di controllo  $u$  secondo

$$d(x(s), u(s)) \leq 0 \quad s \in (s_i, s_f)$$

dove

$$d(x, u) = (d_i(x, u))_{i=1}^q$$

Il problema OCP basato sulle precedenti equazioni è formulato in maniera vincolata variazionale, e può essere trasformato in una formulazione non vincolata. I vincoli disuguaglianze possono cioè essere approssimati per mezzo di funzioni penalità, mentre le equazioni differenziali e i vincoli equazioni possono essere eliminati introducendo un set di opportuni moltiplicatori Lagrangiani ( $\lambda$ ,  $\mu$ ). questa formulazione è possibile al prezzo di  $n$  incognite in più per l'eliminazione dei vincoli differenziali e di  $p$  incognite in più per l'eliminazione delle uguaglianze vincoli. Il funzionale



risultante è il seguente:

$$J[x, u, \lambda, \mu] = \mu \cdot c(x_i, x_f, \rho) + \int_{s_i}^{s_f} [f_p(x, u) + \lambda \cdot a(x, \dot{x}, u)] ds$$

dove

$$f_p(x, u) = f(x, u) + \sum_{i=1}^q pf_i(d_i(x, u)),$$

e  $pf_i$  è la funzione penalità associata alla  $i$ -esima componente della disuguaglianza algebrica e prende la forma desiderata. In tal senso il problema si riduce ad una minimizzazione non vincolata trovando la funzione di controllo ottimo  $u$ , la cui risoluzione viene effettuata applicando un metodo indiretto. Questo risolve le equazioni necessarie di ottimo derivate simbolicamente: la discretizzazione delle condizioni necessarie genera un TPBVP (Two Point Boundary Value Problem) che viene risolto numericamente per mezzo di un algoritmo basato su uno schema invariante affine di Newton, per i cui dettagli si rimanda a [18], [19], [20], [21], [22], [23], [24].

Da un punto di vista generale il problema si compone sostanzialmente di cinque elementi:

- 1 l'indice di prestazione (performance index): è l'obbiettivo dell'ottimizzazione del controllo;
- 2 il modello della motocicletta (motorcycle model): è una rappresentazione matematica del sistema che deve essere controllato; più dettagliata è la descrizione, più accurati sono i risultati;
- 3 le condizioni al contorno (boundary conditions): rappresentano le combinazioni di possibili valori iniziali e/o finali che le variabili di stato del sistema possono assumere;
- 4 i vincoli (constraints) rappresentano i limiti al moto fisico assegnati alle variabili di stato lungo la traiettoria del veicolo.
- 5 le funzioni penalità (penalty functions): sono un metodo per implementare le disuguaglianze dei vincoli senza venir meno alla continuità della funzione; I suddetti punti vengono discussi in dettaglio nei successivi paragrafi.

### **2.6.2.3 Indice di prestazione**

Per le moto da competizione la migliore manovra è quella più veloce. L'obbiettivo, o Indice di Prestazione (Performance Index), diventa quindi minimizzare il tempo della manovra come evidenziato nella seguente equazione:

$$J[x, u] = \int_{s_i}^{s_f} \frac{1}{V(s)} ds$$

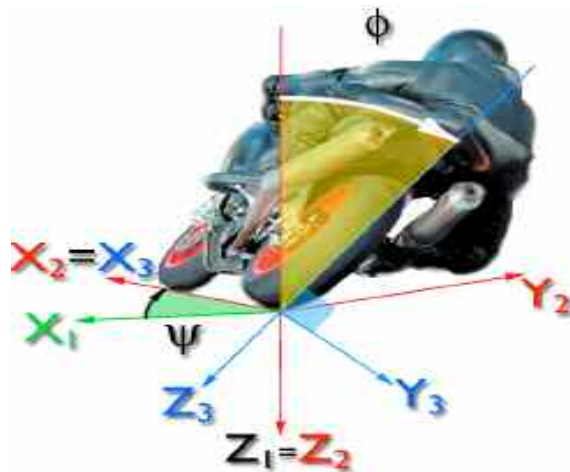
L'obiettivo del Controllo Ottimo è determinare il controllo  $u$  che minimizza il funzionale, ovvero sia i controlli che muovono il veicolo nel modo più veloce. Così il valore finale dell'integrale sarà il tempo per completare la manovra, che è minimo per definizione. Comunque, siccome le disuguaglianze dei vincoli sono implementate, per quanto visto in precedenza, per mezzo di funzioni penalità, l'indice di prestazione complessivo è leggermente modificato (le uguaglianze dei vincoli non cambiano il valore finale dell'integrale essendo uguali a zero):

$$J[x, u] = \int_{s_i}^{s_f} \left[ \frac{1}{V(s)} + \sum_{i=1}^q pf_i(d_i(x, u)) \right] ds$$

In questo caso il valore finale dell'integrale è l'indice di prestazione e sarà leggermente più grande del tempo minimo. La differenza tra il minimo tempo e l'indice di prestazione è una misura del costo per completare la manovra portando il veicolo al limite dei vincoli. In particolare, come sarà dimostrato in seguito nel paragrafo delle penalità, i controlli  $u$  sono penalizzati con una funzione quadratica. Al contrario nei termini rimanenti le funzioni penalità lavorano solo quando i rispettivi argomenti raggiungono i limiti. Di conseguenza, le funzioni penalità legate ai controlli  $u$  costano molto di più rispetto agli altri termini di penalità. Questo significa che l'indice di prestazione è rappresentativo anche dello sforzo del pilota.

### **2.6.2.3 Modello della motocicletta**

Il realismo delle soluzioni OCP dipende fortemente dalla complessità del modello matematico della motocicletta. D'altra parte aggiungere dettagli significa aggiungere più equazioni e più non-linearità, e dal momento che la velocità dell'algoritmo diminuisce con il quadrato del numero di equazioni, occorre fissare un ragionevole compromesso tra complessità ed efficienza computazionale. A tal proposito il modello matematico della motocicletta descritto in seguito è basato su quello presentato in [14], [15], [16], [17]. L'obiettivo di questo modello è rappresentare il moto complessivo del motociclo: le sospensioni non sono infatti descritte e c'è una modellazione semplificata della dinamica dell'avantreno. Il sistema di riferimento convenzionale è quello SAE con l'asse verticale rivolto verso il basso. I sistemi di riferimento usati sono quelli illustrati in figura:



**Figura 2-28 sistema di riferimento Oprima –RM**

- sistema di riferimento  $(X_1, Y_1, Z_1)$ : è un sistema mobile con il punto di contatto della ruota posteriore, ma parallelo al sistema di riferimento assoluto fisso;
- sistema di riferimento  $(X_2, Y_2, Z_2)$ : è un sistema mobile con il punto di contatto della ruota posteriore, e ruotato intorno all'asse verticale;
- sistema di riferimento  $(X_3, Y_3, Z_3)$ : è un sistema mobile con il punto di contatto della ruota posteriore, e ruotato intorno all'asse verticale ed all'asse di rollio (che è definito dalla linea retta che collega i centri dei raggi medi dei toroidi).

Dal punto di vista inerziale, questo modello consiste di un corpo rigido, che include il retrotreno, l'avantreno (considerato fisso rispetto al retrotreno), il pilota (considerato solidale al retrotreno), le masse delle ruote anteriore e posteriore e la loro inerzia diametrale. Le inerzie intorno all'asse di spin sono considerate a parte come due corpi aventi solo moto di spin. Per quanto riguarda la dinamica dell'avantreno, viene aggiunta un'equazione di equilibrio alla rotazione intorno all'asse di sterzo per calcolare la coppia di sterzo: questa soluzione si basa su alcune ipotesi semplificative (il centro di massa dell'avantreno viene considerato molto vicino all'asse di sterzo, e la cinematica del punto di contatto della ruota anteriore non è esatta). Nello stesso modo altri termini per considerare gli effetti giroscopici (trascurati in base all'assunzione che l'avantreno sia fisso) sono stati aggiunti. L'intero sistema ha cinque gradi di libertà: due traslazioni del punto di contatto della ruota posteriore nel piano stradale, gli angoli di rollio, imbardata e di sterzo. L'angolo di beccheggio dovuto ai diversi raggi dei toroidi dei pneumatici anteriore e posteriore viene trascurato, essendo trascurato l'angolo di beccheggio dovuto alle sospensioni, che è ben più significativo. Di seguito viene riportata la serie di variabili di stato che descrive il modello matematico della motocicletta:

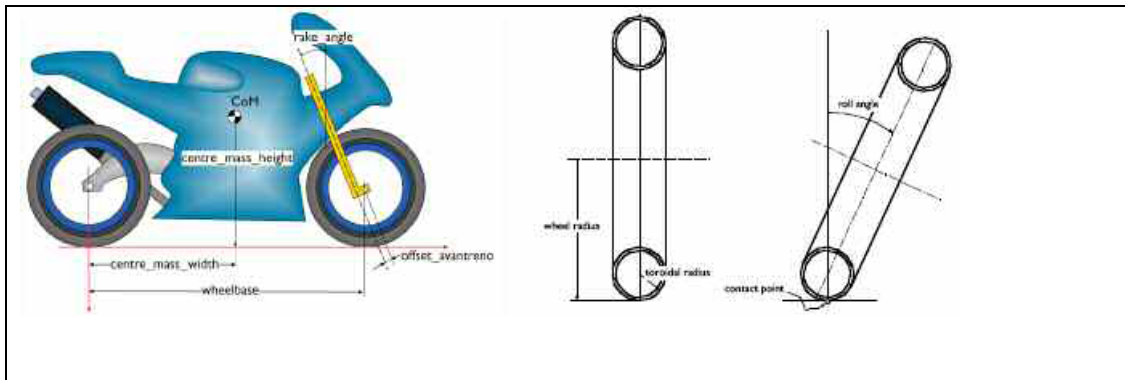
<b>Variabile</b>	<b>Descrizione</b>
<i>u</i>	Velocità di avanzamento del punto di contatto della ruota posteriore
<i>v</i>	Velocità laterale del punto di contatto della ruota posteriore
<i>phi</i>	Angolo di rollio
<i>phiI</i>	Velocità di rollio
<i>psiI</i>	Velocità di imbardata
<i>Nr</i>	Forza verticale del pneumatico posteriore
<i>Nf</i>	Forza verticale del pneumatico anteriore
<i>Fr</i>	Forza laterale del pneumatico posteriore
<i>Ff</i>	Forza laterale del pneumatico anteriore
<i>Sr</i>	Forza longitudinale del pneumatico posteriore: negativa (frenante), positiva (accelerante)
<i>Sf</i>	Forza longitudinale del pneumatico anteriore: sempre negativa (frenante)
<i>Ss</i>	Ascissa curvilinea punto di contatto del pneumatico posteriore lungo linea media strada
<i>Sn</i>	Ordinata laterale punto di contatto del pneumatico posteriore ortogonale a linea media
<i>alpha</i>	Angolo di imbardata relativo
<i>Delta</i>	Angolo di sterzo
<i>DeltaI</i>	Velocità di sterzo
<i>Tau</i>	Coppia di sterzo
<i>T</i>	Tempo: la variabile indipendente è l'ascissa curvilinea
<i>ZetaI</i>	Parametro per mappare il tempo in funzione ascissa curvilinea ( $\approx$ velocità di avanzamento )

**Tabella -1 : Variabili di stato del modello meccanico**

Di seguito viene riportata la serie di parametri geometrici che descrive il modello matematico della motocicletta:

<b>Parametro</b>	<b>Descrizione</b>
<i>center_mass_height</i>	Altezza del centro di massa del sistema veicolo+pilota misurato rispetto al piano stradale con motocicletta in assetto verticale
<i>center_mass_width</i>	Distanza orizzontale del centro di massa del sistema veicolo+pilota dal centro della ruota posteriore

<i>wheelbase</i>	Distanza tra i due centri delle ruote
<i>normal_trail</i>	Avancorsa normale
<i>Rake_angle</i>	Inclinazione dell'avantreno
<i>Front_external_radius</i>	Raggio di rotolamento della ruota anteriore con motocicletta in assetto verticale
<i>Rear_external_radius</i>	Raggio di rotolamento della ruota posteriore con motocicletta in assetto verticale
<i>Rear_torus_radius</i>	Raggio della sezione trasversale del toroide posteriore
<i>Front_torus_radius</i>	Raggio della sezione trasversale del toroide anteriore
<i>Torus_mean_radius</i>	Raggio medio della sezione trasversale dei toroidi (pari al valore medio)



**Tabella -2 : Parametri geometrici del modello meccanico**

Di seguito viene riportata la serie di parametri inerziali che descrive il modello matematico della motocicletta:

Parametro	Descrizione
<i>gravity</i>	Accelerazione di gravità
<i>total_mass</i>	Massa totale del sistema veicolo+pilota
<i>center_mass_height</i>	Altezza del centro di massa del sistema veicolo+pilota misurato rispetto al piano stradale con motocicletta in assetto verticale
<i>center_mass_width</i>	Distanza orizzontale del centro di massa del sistema veicolo+pilota dal centro della ruota posteriore
<i>ix</i>	Inerzia rispetto all'asse di rollio del sistema veicolo+pilota
<i>ixz</i>	Inerzia rispetto agli assi di rollio e imbardata del sistema veicolo+pilota
<i>iy</i>	Inerzia rispetto all'asse di beccheggio del sistema veicolo+pilota
<i>iz</i>	Inerzia rispetto all'asse di imbardata del sistema veicolo+pilota
<i>ifx</i>	Inerzia dell'avantreno rispetto all'asse ortogonale all'asse di sterzo
<i>ify</i>	Inerzia dell'avantreno rispetto all'asse laterale ortogonale all'asse di sterzo
<i>ifz</i>	Inerzia dell'avantreno rispetto all'asse di sterzo
<i>Front_iw</i>	Inerzia assiale della ruota anteriore
<i>Rear_iw</i>	Inerzia assiale della ruota posteriore
<i>Iv</i>	Inerzia masse volaniche

**Tabella -3 : Parametri inerziali del modello meccanico**

Il modello matematico della motocicletta presenta altresì i seguenti tre sottosistemi: il sottosistema smorzatore di sterzo, il sottosistema resistenza aerodinamica, il sottosistema pneumatici. Per quanto riguarda il sottosistema smorzatore di sterzo, tra l'avantreno ed il retrotreno c'è uno smorzatore di sterzo che produce una coppia di resistenza proporzionale alla velocità di sterzata; c'è anche la possibilità di avere una forza proporzionale all'angolo di sterzo mediante una rigidità rotazionale (Tabella 3-4). Per quanto riguarda il sottosistema resistenza aerodinamica, il modello della forza aerodinamica include solo la resistenza all'avanzamento, come forza orizzontale nel piano,

proporzionale al quadrato della velocità di avanzamento (Tabella 3-4).

Parametro	Descrizione
<i>kdelta</i>	Rigidezza rotazionale dello sterzo
<i>cdelta</i>	Smorzamento rotazionale dello sterzo
<i>Kar</i>	Coefficiente di resistenza aerodinamica

**Tabella -4 : Sottosistemi “smorzatore di sterzo” e “resistenza aerodinamica”**

Per quanto riguarda il sottosistema pneumatici, il modello del pneumatico è non lineare e con saturazione. In altre parole la forza laterale è proporzionale all’angolo di slip, all’angolo di rollio ed al carico verticale, e viene limitata quando il suo valore supera il limite di aderenza. Tale modello lineare è accettabile per un’analisi complessiva del moto della motocicletta. In Tabella 3-5 vengono indicati i principali elementi del modello del pneumatico: la forza di spinta S, la forza verticale N, la forza laterale F, l’angolo di slip e le due componenti della velocità del punto di contatto (u e v). È significativo sottolineare che l’angolo di slip viene calcolato rispetto al punto di contatto effettivo. Le forze laterali, verticali, longitudinali sono descritte da un modello del primo ordine, ovvero crescono con un ritardo (non in modo istantaneo), e sono espresse rispettivamente secondo le seguenti equazioni:

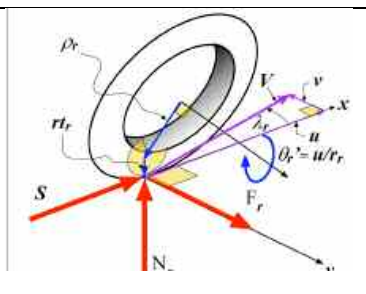
$$\frac{\sigma}{u} \frac{\partial F}{\partial t} + F = (c_s \cdot \lambda + c_r \cdot \phi) \cdot N \quad \tau_2 \frac{\partial M}{\partial t} + M = N \quad \frac{\partial S}{\partial t} - v_s = 0$$

La reazione del pneumatico sul piano stradale (la risultante di forza laterale e longitudinale) viene costretta a rimanere all’interno dei limiti di aderenza in accordo alla seguente disuguaglianza (discussa in dettaglio nel paragrafo dei vincoli):

$$\left( \frac{F}{F_{lim}} \right)^2 + \left( \frac{S}{S_{lim}} \right)^2 \leq 1$$

Di seguito viene riportata la serie di parametri che descrive il modello del pneumatico:

Parametro	Descrizione
<i>sideslip_stiffness</i>	Rigidezza di deriva
<i>Roll_stiffness</i>	Rigidezza di rollio
<i>Relaxation_lenght</i>	Lunghezza di rilassamento
<i>lateral_adherence_limit</i>	Limite di aderenza laterale
<i>longitudinal_adherence_limit</i>	Limite di aderenza longitudinale



**Tabella 3-5: Parametri dei pneumatici**

#### **2.6.2.4 Condizioni al contorno**

Le condizioni al contorno sono probabilmente gli aspetti più critici nella soluzione di un problema tipo TPBVP. Impostare una condizione irrealizzabile significa che non esiste soluzione. Le condizioni al contorno sono essenzialmente i valori delle variabili di stato all'inizio ed alla fine del moto. Ci sono essenzialmente due tipi di condizioni al contorno: quelle impostate (set boundary conditions) e quelle libere (free boundary conditions). Se una condizione al contorno viene impostata significa che viene fissato il valore della variabile di stato in corrispondenza del punto iniziale e/o finale del circuito: questo è un aspetto critico, in quanto se si fissa un valore sbagliato non c'è soluzione al problema. Se una condizione al contorno è libera significa che non viene fissato il valore della variabile di stato e questo sarà calcolato in base alle equazioni necessarie di ottimizzazione. In questo caso significherebbe che il migliore valore iniziale e/o finale per quella variabile di stato viene calcolato.

#### **2.6.2.5 Vincoli**

Il sistema meccanico è soggetto ad alcuni vincoli. Per esempio, le forze dei pneumatici devono rimanere all'interno del limite di aderenza, la motocicletta non deve uscire dai limiti della strada, ecc. Da un punto di vista matematico, questi vincoli sono rappresentabili mediante disuguaglianze. Si preferisce comunque usare funzioni penalità per renderle verificate, in quanto le funzioni penalità non introducono discontinuità e sono correlate all'interpretazione fisica della funzione penalità stessa. La disuguaglianza infatti ha un comportamento on/off (interno o esterno al limite). Al contrario la funzione penalità inizia a mettere un costo quando la variabile è vicina al suo limite, e mette un costo infinito quando la variabile è al di là del suo limite. Il significato è duplice. Dal punto di vista della sicurezza il piccolo costo quando la variabile è vicina al limite è un avvertimento che il veicolo sta raggiungendo una situazione pericolosa. Dal punto di vista della maneggevolezza significa che quando la variabile è vicina al limite la motocicletta è più difficile da guidare, ed il pilota deve esercitare uno sforzo maggiore. Per chiarire il concetto si consideri la forza laterale dei pneumatici. Se si impone il limite con una disuguaglianza, non c'è differenza tra usare una piccola forza laterale ed essere al limite di aderenza laterale; con una funzione penalità invece, quando la forza è vicina al suo limite di aderenza, essa valuta un costo ed il pilota viene a sapere che occorre un maggiore sforzo per proseguire. Si esaminano di seguito i vincoli applicati al sistema meccanico. Per quanto riguarda le forze dei pneumatici anteriore e posteriore, la risultante delle forze longitudinale e laterale deve rimanere all'interno del limite di aderenza. Questa condizione viene soddisfatta per mezzo di una funzione penalità bilaterale:

$$\left\{ \begin{array}{l} \left( \frac{F_r}{F_{r\lim}} \right)^2 + \left( \frac{S_r}{S_{r\lim}} \right) = \left( \frac{F_r}{f_{\lim} \cdot N_r} \right)^2 + \left( \frac{S_r}{s_{\lim} \cdot N_r} \right) \leq 1 \\ \left( \frac{F_f}{F_{f\lim}} \right)^2 + \left( \frac{S_f}{S_{f\lim}} \right) = \left( \frac{F_f}{f_{\lim} \cdot N_f} \right)^2 + \left( \frac{S_f}{s_{\lim} \cdot N_f} \right) \leq 1 \end{array} \right.$$

Il limite per la forza longitudinale anteriore, che non può essere di spinta,

$$\frac{S_f}{S_{f\lim}} \leq 1$$

viene soddisfatta per mezzo di una funzione di penalità unilaterale .

Per quanto riguarda le caratteristiche propulsive del motore, per ogni velocità viene sempre calcolata la massima spinta disponibile alla ruota posteriore. Questa forza massima viene usata come limite superiore per la forza propulsiva alla ruota posteriore:

$$\frac{S_r}{S_{r\lim}} \leq 1$$

Questa disuguaglianza viene soddisfatta per mezzo di una funzione penalità unilaterale. Per quanto riguarda i controlli  $u$  , sono considerati la velocità della coppia di sterzo ( $v_{\tau}$ ), la velocità della forza longitudinale posteriore ( $v_s$ ), la velocità della forza longitudinale anteriore ( $v_f$ ). Si utilizzano le velocità delle forze perché dal punto di vista fisico un pilota può cambiare i valori delle forze con una velocità limitata. In tal modo le forze di controllo variano come un sistema del primo ordine, ed è semplice limitare la loro velocità di variazione. Per i controlli i limiti sono fissati per mezzo di funzioni penalità quadratiche:

$$\frac{v_s}{v_{s\max}} \leq 1 \quad \frac{v_f}{v_{f\max}} \leq 1 \quad \frac{v_{\tau}}{v_{\tau\max}} \leq 1$$

Per quanto riguarda i vincoli della geometria stradale, si impone alla motocicletta di rimanere all'interno dei bordi della corsia. La strada o il circuito è descritto lungo l'ascissa curvilinea come una sequenza di linee diritte ed archi, come illustrato in Figura 3-3. A ciascun pezzo (linea diritta o arco) si associano la lunghezza misurata lungo la linea media, la curvatura (0 per una linea diritta, ovvero l'inverso del raggio per un arco), e metà larghezza della strada. Quindi il vincolo si esplica nel modo seguente, e viene soddisfatto per mezzo di una funzione penalità bilaterale:



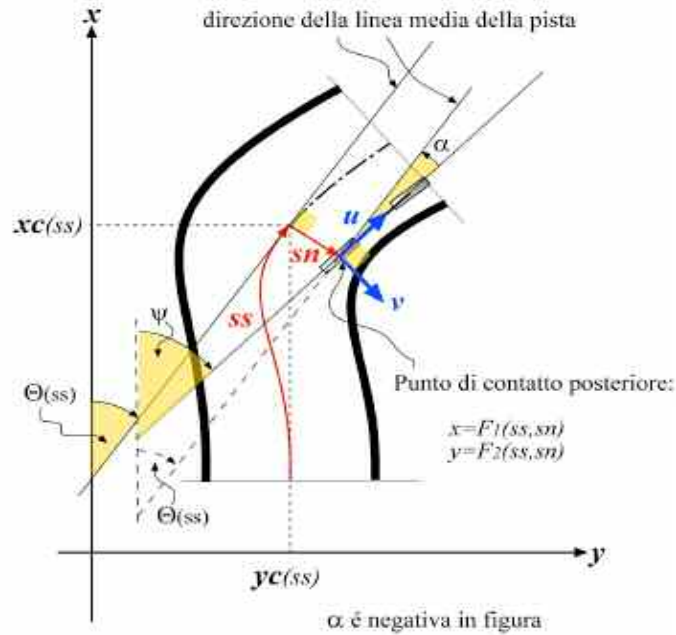


Figura 2-29 Descrizione della strada

$$\frac{sn}{road\_width} \leq 1$$

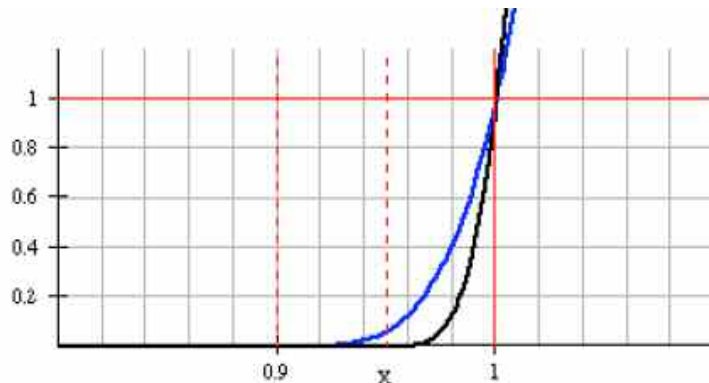
Ulteriori vincoli sono per la velocità con cui varia l'angolo dello sterzo e per la velocità di imbardata (per limitare il modo "weave"); entrambi sono stabiliti con funzioni penalità quadratiche:

$$\frac{\dot{\delta}}{\dot{\delta}_{max}} \leq 1 \quad \frac{\dot{\psi}}{\dot{\psi}_{max}} \leq 1$$

### 2.6.2.6 Funzioni penalità

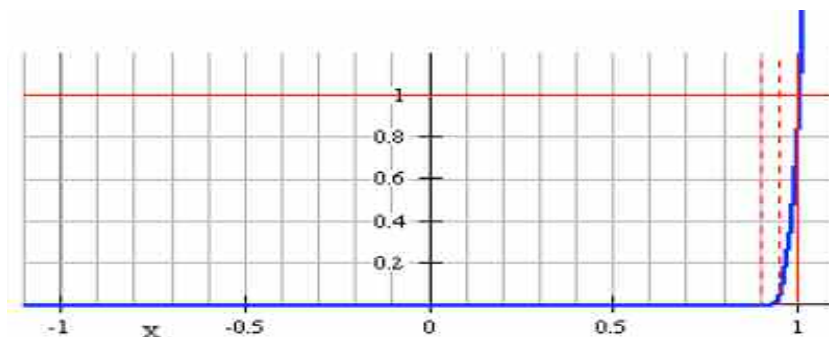
Come detto innanzi le funzioni penalità sono un modo per imporre vincoli disuguaglianze. Inoltre racchiudono un significato fisico. Impongono infatti un costo su una variabile quando è vicina al limite. E' un modo per misurare lo sforzo del pilota nella guida in prossimità dei limiti della motocicletta. Essenzialmente vi sono tre tipi di funzioni penalità: la funzione penalità quadratica, che impone sempre un costo quadratico sulla variabile; le funzioni penalità bilaterale e unilaterale, che iniziano imponendo un costo solo quando la variabile si trova ad una assegnata "distanza" dal limite. La distanza si chiama tolleranza, ed è espressa come percentuale del valore limite della variabile. Quando la variabile supera il limite il costo è molto alto (in teoria infinito). A tal proposito la figura successiva illustra due funzioni penalità: la prima lavora quando la variabile è ad

una distanza del 10% dal limite della variabile (tolleranza 0.1), l'altra quando è ad una distanza del 5% del limite (tolleranza 0.05).



**Figura 2-30 Esempio funzione di penalità bilaterale e unilaterale**

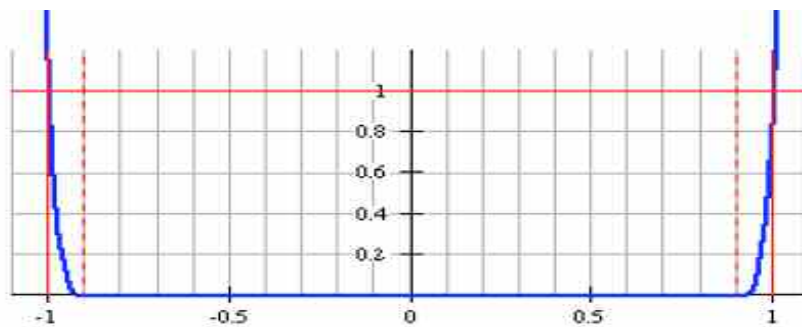
La funzione penalità unilaterale lavora come spiegato innanzi e solo da un lato. La sua formulazione è riportata nella figura successiva, dove  $h$  è la tolleranza espressa come percentuale del valore limite (es.:  $h=0.1$  per una forza di spinta massima di 1000N, il che significa che la penalità sarà attiva quando la forza di spinta è pari a 900N),  $n$  rappresenta l'esponente della penalità (4 è sufficiente se  $h$  è inferiore a 0.1), ed  $x$  è l'argomento del vincolo (es.: nel caso dei limiti laterali della pista è  $sn/road\_width$ ).



**Figura 2-31 esempio di funzione penalità unilaterale**

$$f_{pu}([x \quad n \quad h]) = \begin{cases} 0 & \frac{x - [1 - h]}{h} < 0 \\ \left[ \frac{x - \{1 - h\}}{h} \right]^n & \frac{x - [1 - h]}{h} \geq 0 \end{cases}$$

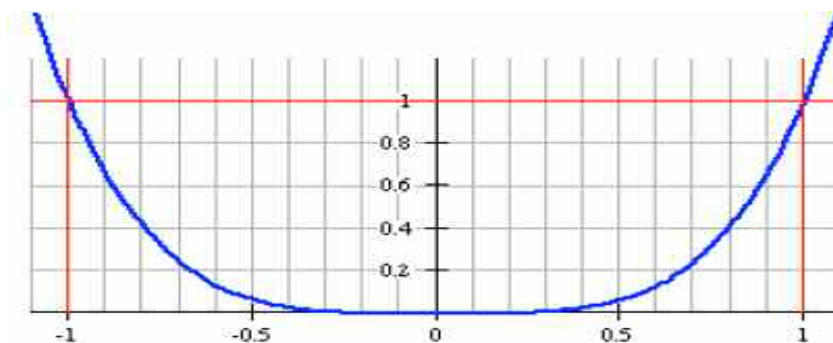
La funzione penalità bilaterale si comporta come l'unilaterale eccetto che applica un costo in entrambi i lati, come illustrato di seguito:



**Figura 2-32 esempio di funzione penalità bilaterale**

$$f_{pb}([x \quad n \quad h]) = \begin{cases} 0 & \frac{|x| - [1-h]}{h} < 0 \\ \left[ \frac{x - \{1-h\}}{h} \right]^n & \frac{|x| - [1-h]}{h} \geq 0 \end{cases}$$

La funzione penalità quadratica assegna invece un costo crescente al suo argomento, come illustrato nella figura seguente; viene utilizzata specialmente per i controlli, dal momento che il comportamento del pilota varia in modo continuo a mano a mano che si avvicina al limite:



**Figura 2-33 esempio di funzione penalità quadratica**

$$f_{pp}([x \quad n \quad h]) = |x|^n$$

### 2.6.3 Il codice OptiMa-RM©

L'implementazione al calcolatore del Metodo della Manovra Ottima avviene nel il codice di calcolo denominato OptiMa-RM©. In termini strettamente operativi tale software si presenta all'utente in relazione alla gestione di una serie di files. Tali files sono essenzialmente di tipo "setting", ovvero relativi all'impostazione generale stessa del funzionamento del software, di tipo "input", ovvero relativi alla specifica simulazione da effettuare, di tipo "output", ovvero relativi ai risultati elaborati. La specificazione di ciascuno dei suddetti files avviene a sua volta nel file "PROJECT.lua", che

viene letto direttamente dall'eseguibile.



### 2.6.3.1 Setting files

Tali files servono ad impostare le modalità di funzionamento del software e di esecuzione della simulazioni, in termini di condizioni al contorno e di penalità. Per quanto riguarda le condizioni al contorno, la rispettiva definizione avviene nel file "BC.lua". Come illustrato nell'esempio riportato di seguito, ciascuna condizione al contorno iniziale (INITIAL) o finale (FINAL) può essere abilitata assegnandone un valore (condizione al contorno imposta), o disabilitata assegnando "nil" (condizione al contorno libera). Le condizioni al contorno sono un aspetto critico: stabilire infatti un certo valore per una variabile di stato comporta che le altre variabili abbiano un valore compatibile, altrimenti è preferibile lasciarle libere. Assegnare il valore sbagliato per una condizione al contorno significa che non c'è soluzione possibile.

<code>-- I N I T I A L -----</code>	<code>-- F I N A L</code>
<code>u_i = 30 --initial forward velocity</code>	<code>u_f = nil --final forward velocity</code>
<code>v_i = 0 --initial lateral velocity</code>	<code>v_f = nil -- final lateral velocity</code>
<code>psi_dot_i = 0 -- initial yaw rate</code>	<code>psi_dot_f = nil --final yaw rate</code>
<code>phi_i = 0 -- initial roll angle</code>	<code>phi_f = nil --final roll angle</code>
<code>phi_dot_i = 0 -- initial roll rate</code>	<code>phi_dot_f = nil --final roll rate</code>
<code>delta_i = 0 --initial steer angle</code>	<code>delta_f = nil --final steer angle</code>
<code>delta_dot_i = 0 -- initial steer rate</code>	<code>delta_dot_f = nil --final steer rate</code>
<code>alpha_i = 0 -- initial yaw relative middle line</code>	<code>alpha_f = nil --final yaw relative middle line</code>
<code>sn_i = 0 -- initial lateral displacement</code>	<code>sn_f = nil -- final lateral displacement</code>
<code>Nr_static_i = Nr0 --initial rear vertical force</code>	<code>Nr_static_f = nil -- final rear vertical force</code>
<code>Nf_static_i = Nf0 --initial front vertical force</code>	<code>Nf_static_f = nil -- final front vertical force</code>
<code>Fr_i = 0 -- initial rear lateral force</code>	<code>Fr_f = nil -- final rear lateral force</code>
<code>Ff_i = 0 -- initial front lateral force</code>	<code>Ff_f = nil --final front lateral force</code>
<code>Sr_i = Sr0 --initial rear longitudinal force</code>	<code>Sr_f = nil --final rear longitudinal force</code>
<code>Sf_i = Sf0 -- initial front longitudinal force</code>	<code>Sf_f = nil --final front longitudinal force</code>
<code>tau_i = 0 --initial steering torque</code>	<code>tau_f = nil --final steering torque</code>
<code>vSr_i = 0 --initial rear longitudinal force</code>	<code>vSr_f = nil -- final rear longitudinal force</code>

vSf_i = 0 --initial front longitudinal force	vSf_f = nil	--final front longitudinal force
vtau_i = 0 -- initial steering torque	vtau_f = nil	-- final steering torque

Per quanto riguarda le funzioni penalità, che sono un modo per imporre vincoli disuguaglianze nel problema del controllo ottimo, la rispettiva definizione avviene nel file “ENVIRONMENT.lua”. Come illustrato nell’esempio riportato di seguito (relativo alle ellissi di aderenza dei pneumatici), viene definito il tipo di penalità (type), se la funzione è abilitata o meno (weight), l’esponente della potenza (power), la tolleranza (size), il limite (value), il fattore con cui viene calcolata (wmt).

```
rear_adherence_ellipse = {
    front_adherence_ellipse = {
        type = LESS_THAN,
        type = LESS_THAN,
        weight = ENABLED,
        weight = ENABLED,
        power = 4,
        power = 4,
        size = 0.1,
        size = 0.1,
        value = 1,
        value = 1,
        wmt = TIME },
        wmt = TIME },
```

### 2.6.3.2 Input files

Tali files servono a specificare la simulazione da eseguire, in termini di veicolo e di tracciato.

Per quanto riguarda il veicolo, la rispettiva definizione avviene nel file “VEHICLE.lua”. Come illustrato nell’esempio riportato di seguito, vengono specificate le varie proprietà geometriche ed inerziali del veicolo (GEOMETRY AND CENTER OF GRAVITY, INERTIA, REAR WHEEL, ecc.):

```
-- GEOMETRY AND CENTER OF GRAVITY

b = 0.7098 -- [m] full vehicle longitudinal COM position
h = 0.6398 -- [m] full vehicle motorcycle vertical COM position
p = 1.4148 --[m] wheelbase
caster = 0.4184 -- [rad] caster angle
an = 0.0912 --[m] normal_trail
```

-- INERTIA

mass = 255.594 -- [kg] full vehicle mass  
Ixx = 8.649 -- [kg\*m^2] full vehicle Ixx (CoM, SAE reference)  
Izz = 37.135 -- [kg\*m^2] full vehicle Izz (CoM, SAE reference)  
Ixz = -1.13 -- [kg\*m^2] full vehicle Ixz (CoM, SAE reference)

-- REAR WHEEL

```
rear = {  
  wheel = {  
    mass = 5.324 -- [kg] equivalent mass (Iyy= mass * radius^2 =0.535 Kgm^2)  
    radius = 0.317 -- [m] rolling radius  
    thorus_radius = 0.094 -- [m] thorus radius  
    nil  
  }  
}
```

```
tyre = { -- PIRELLI_DIABLO_120_70_ZR17_F_P2.2_T load=1252N  
  relaxation_length = 0.1385 -- [m] relaxation length (Ks=120000 N/m)  
  Klambda = 13.277 -- [ ] sideslip stiffness  
  Kphi = 1.118 -- [ ] camber stiffness  
  lateral_adherence_limit = 1.5343 -- [ ] lateral adherence limit  
  longitudinal_adherence_limit = 1.3832 -- [ ] longitudinal adherence limit  
  nil  
}
```

Vengono inoltre definite le caratteristiche del gruppo motore-cambio, in termini di rapporti di trasmissione (GEAR BOX TRANSMISSION RATIOS) e di curva di coppia (MAXIMUM ENGINE RPM, TORQUE ENGINE CURVE):

-- GEAR BOX TRANSMISSION RATIOS

```
gear_ratio = {  
  [0]= (4.75) -- (PRIMARY ratio)*(FINAL ratio)  
  
  (2) -- gear 1st  
  (1.611) --gear 2nd  
  (1.35) --gear 3rd  
  (1.19) --gear 4th  
  (1.091)(1)} --gear 5th -- gear 6th
```

-- MAXIMUM ENGINE RPM

```
maximum_rpm = 13500      --[rpm]
-- TORQUE ENGINE
CURVE
torque_curve = { {0, 1}      { [rpm] , [Nm] }
{6000 , 85.36} {6500 ,
88.1725} {7000 , 91.56}
{7500 , 95.2975} {8000
, 99.16} {8500 ,
102.9225} {9000 ,
106.36} {9500 ,
109.2474} {10000 ,      }
111.36 {10500 ,
112.4725} {11000 ,
112.36} {11500 ,
110.7975} {12000 ,
107.56} {12500 ,
102.4225} {13000 ,
95.16} {13500, 1} } }
```

Per quanto riguarda il tracciato, la rispettiva definizione avviene nel file “CIRCUIT.lua”. Come illustrato nell’esempio riportato di seguito, per ciascun tratto del circuito viene riportata la lunghezza nel caso sia rettilineo (STRAIGHT LINE), ovvero l’angolo descritto ed il raggio di curvatura nel caso sia curvilineo (CORNER). Per ciascun tratto vi è inoltre la possibilità di impostare l’aderenza (adherence), la distanza che intercorre tra due nodi successivi della mesh (e quindi l’accuratezza della simulazione: mesh\_grid\_size), la larghezza (road\_width), ed un limite massimo di velocità (speed\_constraint).

```
--STRAIGHT LINE
newSegment{length=201.644854584327}
```

```
--CORNER (San Donato)
newSegment{angle = 142.894358535785/49.7836502135641,radius = 49.7836502135641}
```

```
--STRAIGHT LINE
newSegment{length=133.43893827313}
```

### 2.6.3.3 Output files

Tali files servono a raccogliere i risultati di una specifica simulazione, in termini di veicolo e di motore.

Per quanto riguarda il veicolo, le rispettive grandezze dinamiche vengono raccolte nel file “RESULTS.txt” e formattate in colonne. Come illustrato nell’esempio riportato di seguito, vengono

calcolate le seguenti grandezze:

$s$  (1) = curvilinear abscissa [m] (curvilinear abscissa along the circuit mean line)  
 $\zeta_1$  (2) = remapping velocity [m/s] (along the mean line:  $\zeta_1 = ds/dt =$  mean line curvilinear abscissa derivative respect to time: it is to compare different bikes which makes different trajectories)  
 $s_n$  (3) = lateral abscissa [m] (abscissa normal to the circuit mean line)  
 $\alpha$  (4) = yaw relative to circuit middle line [rad]  
 $\phi$  (5) = roll angle [rad]  
 $\delta$  (6) = steering angle [rad]  
 $u$  (7) = forward velocity [m/s] (along the trajectory:  $u = d(\text{travelled\_space})/dt$ )  
 $v$  (8) = lateral velocity [m/s]  
 $\dot{\psi}$  (9) = yaw rate [rad/s]  
 $\dot{\phi}$  (10) = roll rate [rad/s]  
 $\dot{\delta}$  (11) = steering rate [rad/s]  
 $N_f$  (12) = front vertical force [N]  
 $N_r$  (13) = rear vertical force [N]  
 $F_f$  (14) = front lateral force [N]  
 $F_r$  (15) = rear lateral force [N]  
 $S_f$  (16) = front longitudinal force [N]  
 $S_r$  (17) = rear longitudinal force [N]  
 $\tau$  (18) = steering torque [Nm]  
 $v_{Sr}$  (19) =  $dS_r/dt$   
 $v_{Sf}$  (20) =  $dS_f/dt$   
 $v_{\tau}$  (21) =  $d\tau/dt$   
 $a_{Sr}$  (22) =  $d(dS_r/dt)/dt$   
 $a_{Sf}$  (23) =  $d(dS_f/dt)/dt$   
 $a_{\tau}$  (24) =  $d(d\tau/dt)/dt$   
 $S_{r\_div\_N_r}$  (28) = rear longitudinal  $\mu$  []  
 $F_{r\_div\_N_r}$  (29) = rear lateral  $\mu$  []  
 $S_{f\_div\_N_f}$  (30) = front longitudinal  $\mu$  []  
 $F_{f\_div\_N_f}$  (31) = front lateral  $\mu$  []  
 $gear\_used$  (32) = used gearbox ratio []  
 $rear\_tyre\_sideslip\_angle$  (33) = rear tyre sideslip angle [rad]  
 $front\_tyre\_sideslip\_angle$  (34) = front tyre sideslip angle [rad]  
 $rear\_roll\_radius$  (35) = rear wheel rolling radius [m] ( $u = \omega_r \cdot rear\_roll\_radius$ )  
 $front\_roll\_radius$  (36) = front wheel rolling radius [m] ( $u = \omega_f \cdot front\_roll\_radius$ )  
 $\omega_r$  (37) = rear wheel spin velocity [rad/s]  
 $\omega_f$  (38) = front wheel spin velocity [rad/s]  
 $max\_torque\_at\_rear\_wheel$  (39) = max available torque at rear wheel [Nm]  
 $traction\_torque$  (40) = torque at rear wheel [Nm]  
 $time$  (41) = time [s]  
 $curvilinear\_abscissa$  (42) = curvilinear abscissa [m] (curvilinear abscissa along the circuit mean line)  
 $travelled\_space$  (43) = travelled space [m] (curvilinear abscissa along the trajectory)  
 $coordinate\_x\_trajectory$  (44) = coordinate x - trajectory [m]  
 $coordinate\_y\_trajectory$  (45) = coordinate y - trajectory [m]  
 $x\_left\_border$  (46) = x left border (SAE reference)  
 $y\_left\_border$  (47) = y left border (SAE reference)  
 $x\_right\_border$  (48) = x right border (SAE reference)  
 $y\_right\_border$  (49) = y right border (SAE reference)  
 $x\_middle\_lane$  (50) = x middle lane (SAE reference)  
 $y\_middle\_lane$  (51) = y middle lane (SAE reference)



absolute\_yaw (52) = absolute yaw angle [rad]  
curvature (53) = circuit curvature (of mean line [1/m] : positive if clockwise turning)  
direction (54) = circuit direction (mean line absolute yaw angle)  
left\_width (55) = left width [m]  
right\_width (56) = right width [m]  
adherence (57) = circuit adherence  
obstacle\_speed\_constraint (58) = obstacle speed constraint  
section\_speed\_constraint (59) = section speed constraint

Per quanto riguarda il motore, i dati relativi al regime di coppia vengono raccolti nel file “ENGINE\_TORQUE\_CURVE.txt” e formattati in colonne. Come illustrato nell’esempio riportato di seguito, vengono calcolate le seguenti grandezze:

spin\_vel\_spline (1) = rear wheel spin velocity [rad/s]  
max\_torque\_spline (2) = max available torque at rear wheel [Nm]  
torque\_spline1 (3) = 1st gearbox ratio available torque at rear wheel [Nm]  
torque\_spline2 (4) = 2nd gearbox ratio available torque at rear wheel [Nm]  
torque\_spline3 (5) = 3rd gearbox ratio available torque at rear wheel [Nm]  
torque\_spline4 (6) = 4th gearbox ratio available torque at rear wheel [Nm]  
torque\_spline5 (7) = 5th gearbox ratio available torque at rear wheel [Nm]  
torque\_spline6 (8) = 6th gearbox ratio available torque at rear wheel [Nm]  
RPM\_spline (9) = engine RPM  
gear\_spline (10) = gearbox ratio

## **2.7 Il Metodo della Manovra Ottima: verifica sperimentale**

Dopo aver esposto la formulazione e la risoluzione matematica del Metodo della Manovra Ottima, si procede a verificarne le basi teoriche ed i risultati mediante l’effettivo confronto con i dati telemetrici rilevati in pista.

### **2.7.1 Introduzione**

In letteratura si trovano numerosi articoli basati sul codice OptiMa-RM©, Peretto in [28] esegue la validazione di tale codice per motociclette supersportive. Tuttavia non si sono reperiti lavori basati su tale software per analizzare il comportamento dei pneumatici e la loro interazione nel sistema motoveicolo.

### **2.7.2 Impostazioni del codice**

Le impostazioni del codice di calcolo sono state effettuate nei files delle condizioni al contorno

“BC.lua” ed in quello delle funzioni penalità “ENVIRONMENT.lua”. Per quanto riguarda le condizioni al contorno della simulazione, nella fattispecie i valori iniziali delle variabili di stato del sistema meccanico, tutte le simulazioni sono state effettuate con velocità di avanzamento iniziale fissata (i.e.: pari a 30m/s), mentre tutte le altre variabili (i.e.: angolo di rollio, angolo di imbardata, velocità di rollio, ecc.), sono state inizializzate con valore nullo. L’unica eccezione è costituita dai carichi normali dei pneumatici, a cui è stato assegnato il corrispondente valore statico. Le condizioni finali quindi sono state lasciate tutte libere e quindi sono state calcolate dal software. Tutte le simulazioni sono state inoltre effettuate sempre in tre giri consecutivi, di cui è stato successivamente considerato ed analizzato esclusivamente il secondo per ovvie ragioni di continuità.

### **2.7.2.1 Definizione del circuito**

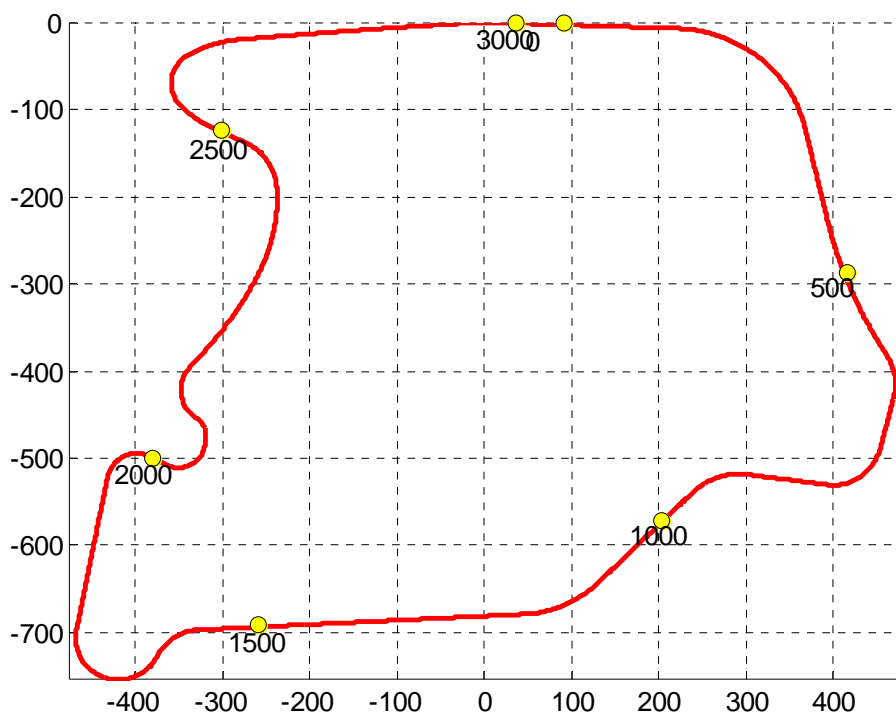
La definizione del modello dei circuiti è stata effettuata attraverso una serie di operazioni, che hanno portato alla compilazione del corrispondente file “CIRCUIT.lua”.



**Figura 2-34 Circuito di Mireval – immagine dal satellite**

Inizialmente sono state reperite immagini satellitari ad adeguata risoluzione, ovvero nelle quali fossero identificabili le linee medie dei tracciati con adeguata precisione. Successivamente si è proceduto con la costruzione, mediante CAD, del modello geometrico del tracciato, seguendone la

linea media innanzi rilevata attraverso il susseguirsi di tratti rettilinei ed archi di circonferenza tra loro tangenti all'estremità. Tale modello geometrico, unitamente alla acquisizione della larghezza media del circuito, ha permesso la compilazione del modello richiesto dal software. Si è poi provveduto a scalare la lunghezza del circuito così ottenuto con la lunghezza effettiva del tracciato. Nell'immagine seguente è possibile osservare il modello del circuito utilizzato.



**Figura 2-35 Circuito di Mireval immagine modello matematico**

Si precisa che il modello adottato per definire il tracciato è un modello semplificativo della realtà in quanto rappresentazione bidimensionale del tracciato. Il circuito reale è realizzato sul pendio di una collina e prevede il primo tratto, quello veloce in discesa, mentre il segmento di tracciato con curve più lente viene percorso in salita. Il dislivello massimo presente sul circuito è di 52 metri (informazione tratta da Google Earth).

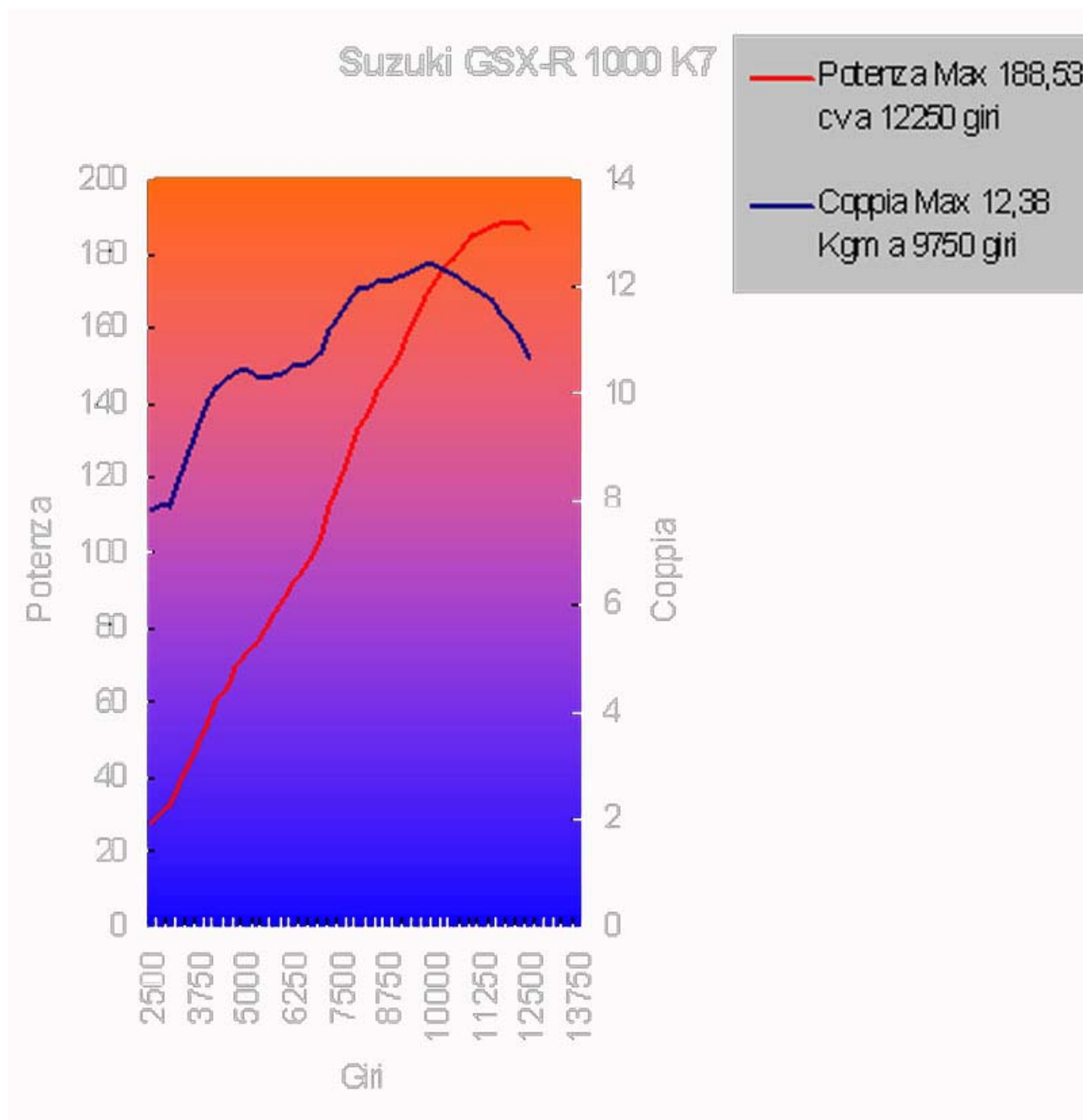
#### **2.7.2.2 Definizione modello motocicletta**

La definizione del modello della motocicletta SUZUKI GSX R 1000 K7 è stata effettuata attraverso una serie di operazioni, che hanno portato alla compilazione del corrispondente file "VEHICLE.lua".

Partendo dai dati utilizzati per realizzare i modelli di motociclette utilizzate nelle simulazioni condotte con il codice FastBike si è potuto caratterizzare il layout del veicolo, ovvero le

caratteristiche geometriche e inerziali.

I dati relativi alla curva di coppia sono stati estrapolati dal grafico Coppia/RPM reperito nella rete.



**Figura 2-36** Curve coppia motore e potenza Suzuki GSX R1000 K7

Per quanto concerne le caratteristiche della trasmissione si sono utilizzati i dati dichiarati dalla casa produttrice mediante il proprio sito internet.

Si è provveduto a realizzare due modelli di motocicletta per ogni set di pneumatici analizzato, un modello in cui i pneumatici fossero caratterizzati dalle misure condotte mediante MotoTireMeter® (autofitt) e un modello con i dati ottenuti mediante l'utilizzo del sistema Flat-Track©.

Si è imposto che il limite di aderenza longitudinale e laterale fosse il medesimo e pari al massimo

valore normalizzato della forza laterale misurata sia per il test di rollio che di sideslip:

$$lateral\_adherence_{lim} = longitudinal\_adherence_{lim} = \max\left(\frac{F_{sideslip}}{N}, \frac{F_{camber}}{N}\right)$$

L'imporre il limite di aderenza in accordo con questa formulazione consente di limitare la sovrastima dell'ellissi che può essere introdotta adottando come limite di aderenza il parametro D, magic formula Pacejka, ottenuto mediante fittaggio dei dati sperimentali.

Come già specificato, il codice di calcolo OptiMa-RM© non prevede la possibilità di implementare le sospensioni del veicolo. In relazione quindi alla necessità di definire un assetto con cui effettuare le simulazioni (con cui cioè compilare il modello per il codice di calcolo OptiMa-RM©). Mediante l'utilizzo di FastBike sono stati calcolati gli assetti di riferimento full-extendend trim (i.e.: assetto a sospensioni completamente estese) e real static trim (i.e.: assetto a sospensioni compresse in modo corrispondente al peso complessivo di veicolo+pilota). Quale compromesso tra le possibili e svariate configurazioni in cui si possono trovare le sospensioni di una motocicletta da competizione nel corso di un giro in pista al limite delle sue potenzialità (in cui si passa da brusche frenate al limite del rovesciamento a rapide ripartenze al limite dell'impennamento), è stato adottato l'assetto real static trim. In base a tale assetto è stato compilato il modello per il codice di calcolo OptiMa-RM© e sono state eseguite tutte le successive simulazioni. Si fa notare che ogni set di pneumatici richiede la determinazione di un nuovo assetto in quanto prevedono dimensioni differenti del raggio di rotolamento, il quale influisce notevolmente nelle condizioni di assetto, in particolar modo sulle grandezze quali il passo e l'angolo di sterzo.

### **2.7.3 Telemetrie e simulazioni: confronto**

#### **2.7.3.1 Notazioni Generali**

Come espresso nei paragrafi precedenti, il modello del circuito è un modello bidimensionale di un circuito che presenta una notevole variazione della quota geodetica. Il modello della motocicletta non implementa le sospensioni del veicolo. Si sono confrontati i dati telemetrici con i risultati delle simulazioni, allo scopo di individuare la sensibilità del codice, nonostante le semplificazioni riportate, rispetto ai parametri che descrivono i pneumatici.

Duranti i test condotti a presso il circuito di Mireval si è richiesto al Tester di eseguire cinque giri del circuito per ogni set di pneumatici. Per il confronto si è preso in considerazione il giro più veloce eseguito con ogni set di gomme.

Dei dati acquisiti durante il test, come esposto nel capitolo 2.5.1, si è focalizzata l'attenzione sui dati effettivamente confrontabili con i risultati numerici, pertanto si sono considerate le grandezze:

- Time [s]
- Speed GPS [m/s]
- Banking GPS [deg]
- Susp\_F [mm]
- Torque [Nm]
- Steering angle [deg]
- Distance [m]
- Lateral Acceleration GPS [m/s<sup>2</sup>]
- Longitudinal Acceleration GPS [m/s<sup>2</sup>]

tali dati sono stati esportati a 50 Hz e convertiti nel sistema internazionale di misura.

Per quanto riguarda le simulazioni numeriche sono stati riprodotti 3 giri consecutivi, con partenza alla velocità di 30 m/s, si è preso in considerazione per il confronto il solo giro intermedio (per ogni set di coperture) per ovviare alle discontinuità inserite con le condizioni al contorno di inizio e fine simulazione.

Di seguito saranno da prima analizzate le varie grandezze ed espresse le considerazioni generali valide per ogni set di pneumatici, successivamente verranno riportati, divisi per tipologia di copertura, i grafici dei segnali esaminati.

### **Time [s]**

Nella tabella seguente vengono riportati i tempi sul giro e eseguito il confronto tra i tempi sperimentali e i risultati numerici.

	Mireval Data	MotorTireMeter® (Padova)		Flat-track© (Buffalo)	
	Time [s]	Time [s]	Converged	Time [s]	Converged
Qualifier RR	80.7200	83.6857	Yes	82.1449	Yes
Raodsmart	84.6200	84.9843	Yes	81.1498	No
D211 GP	79.5600	103.0167	No	79.8655	Yes
Pilot Power	82.2200	84.6206	Yes	81.2178	Yes
Diablo	80.7200	81.4539	No	80.4924	Yes

Corsa 3					
---------	--	--	--	--	--

Le simulazioni condotte per i set di dati Dunlop D211\_GP e Pirelli Diablo Corsa 3, con dati provenienti dalle misurazioni di Padova, e la simulazione per il set Dunlop Roadsmat, con dati provenienti dal laboratorio di Buffalo, non hanno raggiunto la convergenza pertanto sono state segnalate in rosso nella tabella e non verranno prese in considerazione nelle ulteriori analisi.

Dalla tabella dei tempi si può notare come con il codice di calcolo OptiMa-RM©, nonostante le semplificazioni introdotte nel circuito e nel modello del veicolo, si riescono ad ottenere tempi dello stesso ordine di grandezza di quelli misurati. La sensibilità del codice ai parametri caratterizzanti i pneumatici consente di ottenere tempi differenti per differenti set di gomme, si nota che i risultati ottenuti con i set di dati Flat-track© (Buffalo) presentano un gap minore rispetto ai dati padovani. Tale fatto è dovuto, come esposto precedentemente nel capitolo 2.5.2, alla stima dell'aderenza limite; si è riscontrato che la massima forza laterale (normalizzata) misurata dal sistema Flat-track© (Buffalo) è sempre maggiore della medesima grandezza misurata con il sistema MotorTireMeter® (Padova).

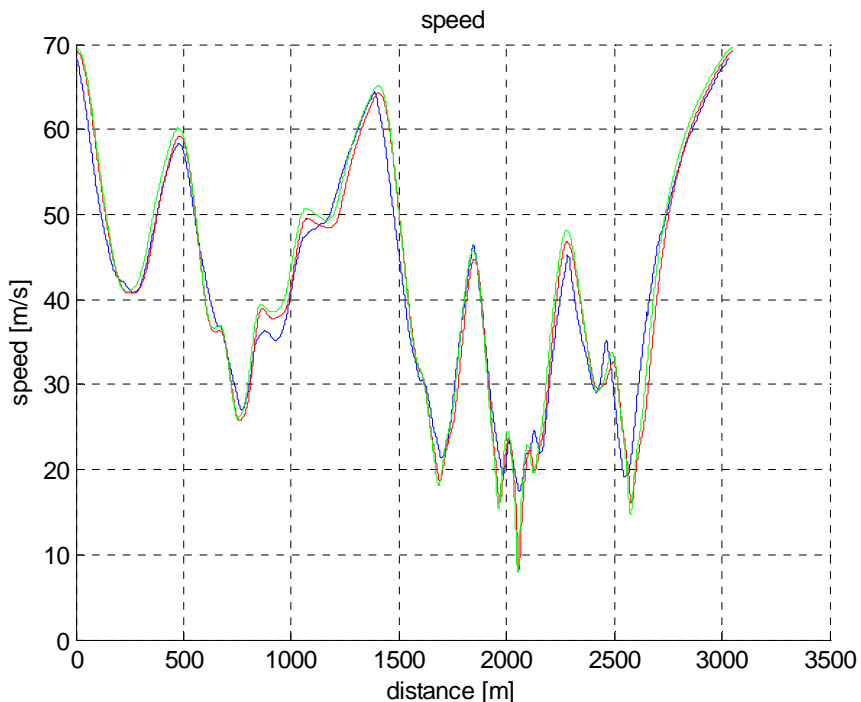
### **Speed GPS [m/s]**

Nell'analisi delle velocità si sono confrontati, per ogni set di pneumatici, i diversi profili di velocità rispetto alla distanza percorsa.

I segnali numerici e quelli reali presentano un diverso posizionamento del punto di partenza lungo il rettilineo, pertanto si è provveduto a sincronizzare i dati in base alla velocità massima.

Nei grafici delle simulazioni, i profili delle velocità dei dati sperimentali (blu) sono perfettamente rispettati dai profili delle velocità delle simulazioni, siano esse condotte con i dati di Padova (rosso) o di Buffalo (verde).

La maggiore differenza nel profilo di velocità la si ha attorno ai 2100 m, in corrispondenza della serie di curve denominata Omega, dalla forma che richiama la lettera greca  $\Omega$ , nelle simulazioni tali curve vengono affrontate ad una velocità inferiore, questo perché i raggi di curvatura nel modello del circuito risultano inferiori, viene riportato a titolo esemplificativo il caso delle gomme Qualifier RR.



**Figura 2-37 Confronto profili velocità**

Altra differenza è legata ai picchi, la velocità riscontrata nelle simulazioni tende ad assumere valori massimi di poco superiori e valori minimi di poco inferiori ai picchi reali.

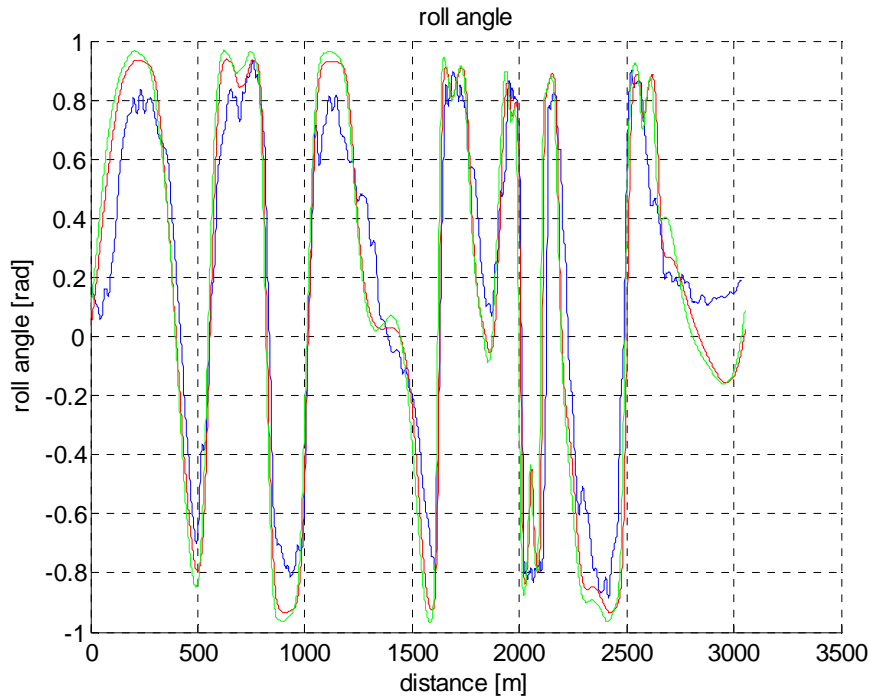
### **Banking GPS [deg]**

Per l'analisi dell'angolo di rollio valgono le stesse considerazioni espone per la velocità, si sono sincronizzati i segnali con il punto di massima velocità, convertiti i dati sperimentali in radianti.

Viene espressa di seguito, mediante l'utilizzo del grafico dell'angolo di rollio delle simulazioni condotte con le gomme Qualifier RR, una considerazione del tutto generale, valida per ogni set di gomme.

Come si nota i profili del rollio dei dati sperimentali (blu), hanno modulo inferiore rispetto ai dati numerici, siano esse condotte con i dati di Padova (rosso) o di Buffalo (verde).





**Figura 2-38 Confronto angoli di rollio**

Tale differenza è legata al fatto che i dati sperimentali sono stati misurati con sistema GPS, pertanto la stima dell'angolo di rollio è ricavata dalla formula semplificata:

$$\varphi_i = \arctan \frac{R_c \Omega^2}{g} = \arctan \frac{V^2}{gR_c}$$

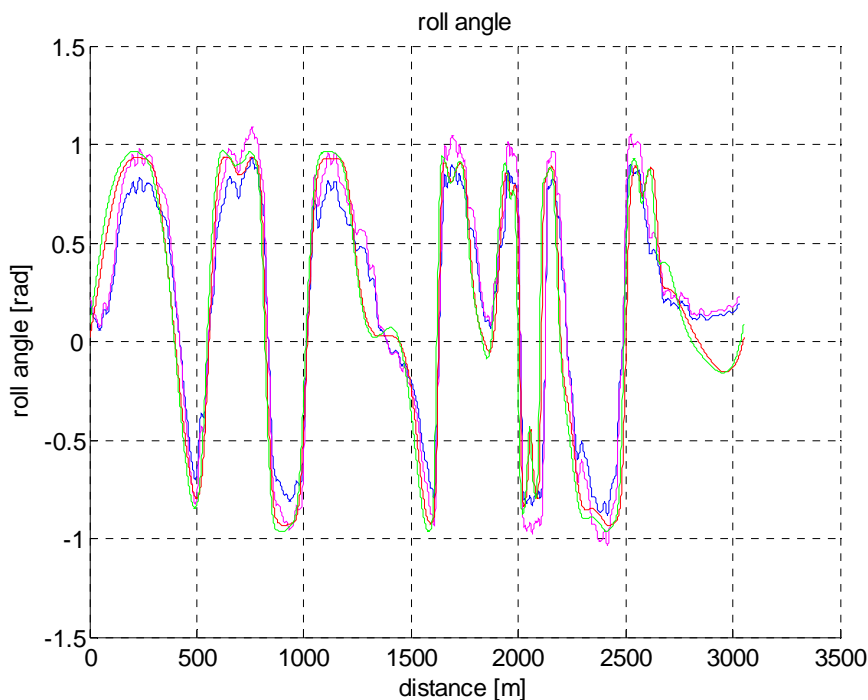
Questa formulazione non tiene conto dello spostamento del punto di contatto dovuto alla forma toroidale del pneumatico, fenomeno che invece viene considerato nelle simulazioni al computer, si è pertanto introdotto un nuovo canale virtuale, dove si è calcolato l'effettivo angolo di rollio per i dati sperimentali mediante la formula:

$$\varphi = \varphi_i + \Delta\varphi = \arctan \frac{V^2}{gR_c} + \arcsin \frac{t \cdot \sin \left( \arctan \frac{V^2}{gR_c} \right)}{h - t}$$

Dove i parametri h e t sono rispettivamente:

- h è l'altezza del baricentro (si è considerato il valore ottenuto dalla simulazione in *FastBike Real Trim*)
- t è il raggio del toroide.

Si è quindi aggiunto questo nuovo canale (Rollio Effettivo) nei grafici ed è caratterizzato dal color magenta.



**Figura 2-39 confronto angoli di rollio reali**

Confrontando il nuovo segnale calcolato con i valori ottenuti dalle simulazioni si può affermare che i profili della grandezza di rollio presentano un'ottima congruenza.

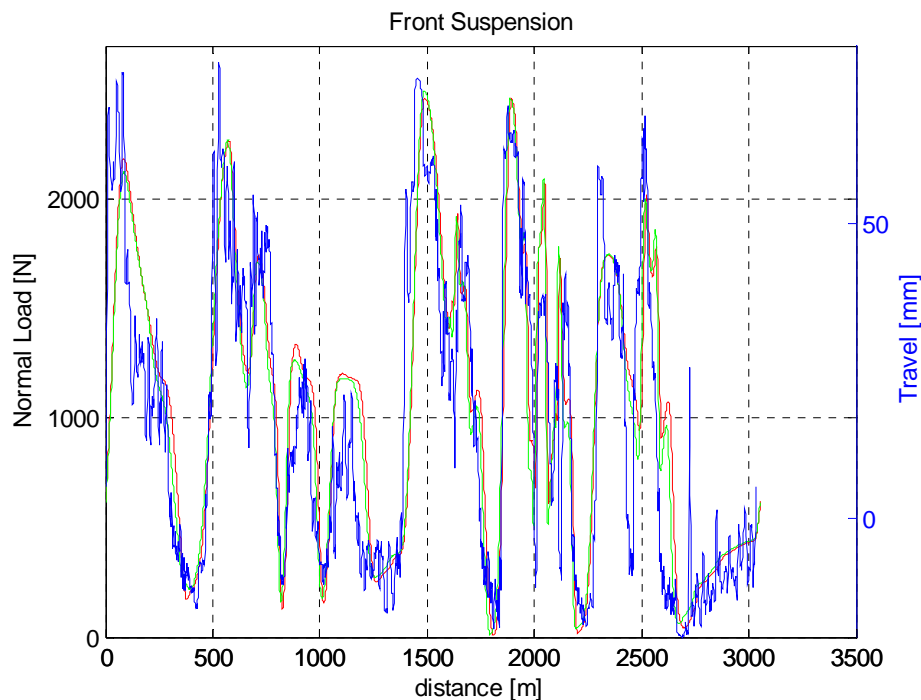
Anche nell'analisi della grandezza dell'angolo di rollio si può notare la differenza di raggio di curvatura nella curva  $\Omega$ , la quale si ripercuote sulla velocità e quindi sul calcolo del rollio.

### **Susp\_F [mm]**

Per quanto concerne il confronto dell'escursione della sospensione anteriore si confronta il segnale misurato con potenziometro lineare, corsa della sospensione, con il carico normale applicato alla ruota anteriore nelle simulazioni. Tale confronto può essere condotto in quanto la forcella presenta una caratteristica lineare. La variazione di carico applicato alla ruota, per la legge di azione e reazione, è pari alla forza sviluppata dalla sospensione, ed essendo essa a caratteristica lineare si possono confrontare gli andamenti dei due segnali se riportati su opportune scale.

Solo a titolo esemplificativo qui viene riportato il grafico di tale grandezza per le coperture Qualifier RR, rimandando all'analisi per pneumatico i grafici di ogni set.

La linea blu si riferisce all'escursione della sospensione misurata nei test sperimentali, la sua scala di misura è quella di destra e presenta limiti di [-20, 80] millimetri, mentre i segnali rosso (Padova) e verde (Buffalo) si riferiscono ai valori di carico normale agente sul pneumatico anteriore, grandezza espressa in newton con limiti di [0 2600].



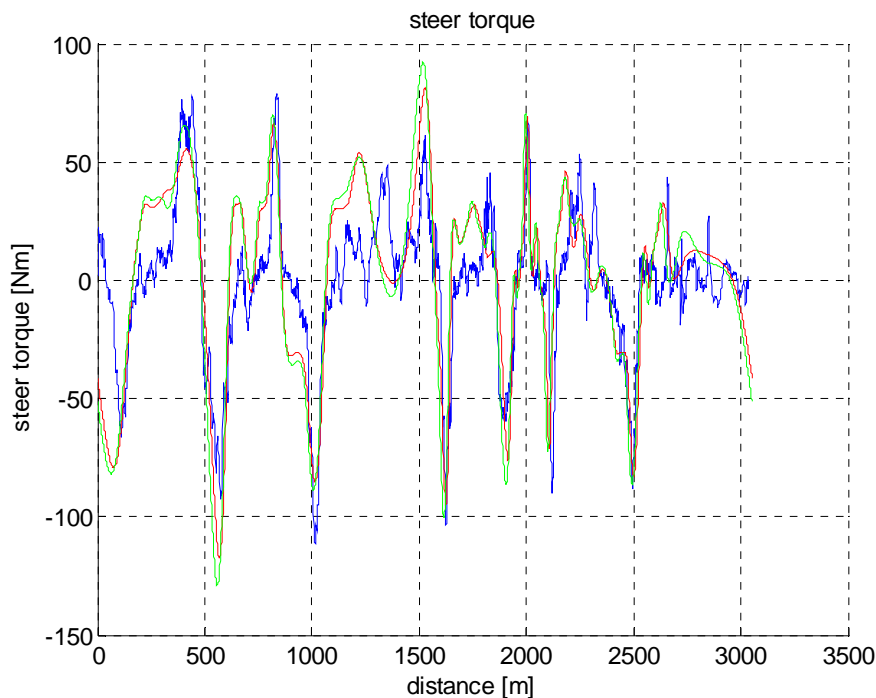
**Figura 2-40 Confornto escursione sospensione anteriore**

Tale tipo di analisi non può essere condotta per la sospensione posteriore in quanto presenta un cinematisimo più complesso, pertanto non sussiste la linearità tra i due fenomeni, e anche perché nell'analisi della sospensione posteriore si dovrebbe tener conto dell'effetto del tiro catena e quindi dell'angolo di squat.

### **Torque [Nm]**

La coppia di sterzo è la grandezza esercitata dal pilota per definire la traiettoria e per contrastare la intrinseca instabilità del mezzo, pertanto il valore di tale grandezza è molto influenzato dalle strategie di controllo adottate.

Nella figura seguente si riporta a titolo di esempio il caso del set Qualifier RR, le considerazioni qui espresse varranno poi per tutti i set esaminati.



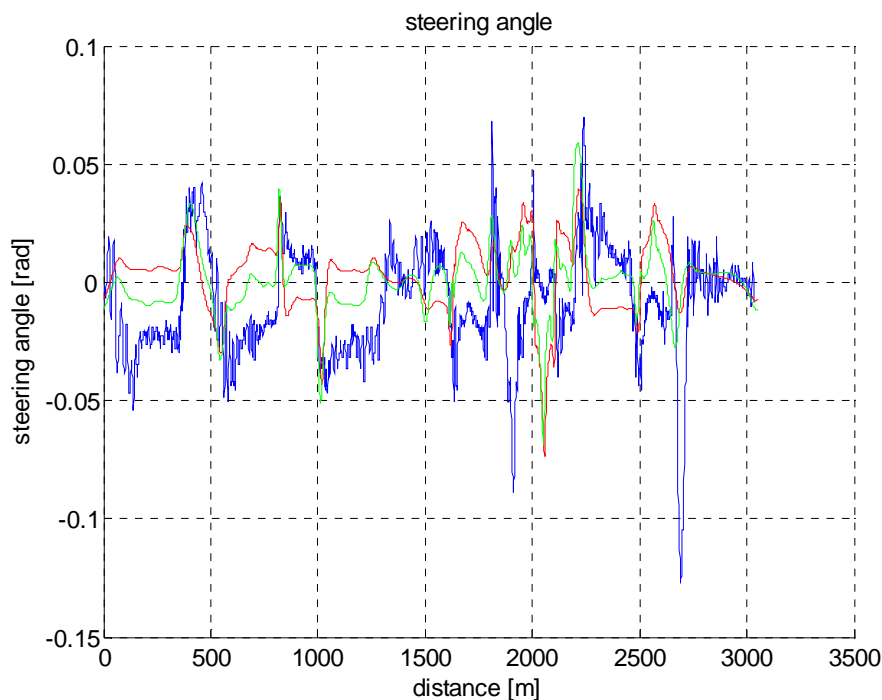
**Figura 2-41 Confronto coppia di sterzo**

Come evidenziato dalla figura si nota che:

- i picchi delle coppie di sterzo ottenuti con le simulazioni (rosso dati di Padova, verde dati di Buffalo) sono sovrapposti ai picchi del segnale sperimentale (blu);
- i valori numerici di tale parametro risultano essere congruenti tra i segnali numerici e quelli sperimentali;
- le differenze riscontrabili durante i vari tratti rettilinei del circuito si possono imputare agli algoritmi di controllo per stabilizzare il motoveicolo, tali differenze risultano accettabili in quanto non inficiano sulle considerazioni sulla maneggevolezza che si possono trarre dalle simulazioni numeriche.

### **Steering angle [deg]**

Nell'analisi di congruenza di tale parametro si riscontrano le stesse considerazioni espresse nel capitolo 2.5.2, dove si illustrava come le rigidzze di rollio e di sideslip dei pneumatici influenzano notevolmente l'angolo di sterzo e dove si illustrava come il comportamento reale fosse notevolmente controsterzante rispetto ai risultati numerici. Si rimanda all'analisi specifica per set di pneumatici le singole considerazioni, mentre di seguito riportiamo a titolo di esempio il caso delle coperture Qualifier RR e delle considerazioni che hanno valenza generale.



**Figura 2-42 Confronto angolo di sterzo**

Dall'immagine si nota come le azioni applicate allo sterzo, le repentine variazioni di angolo tratti in cui il segnale risulta avere sviluppo verticale, combacino tra le diverse curve, tale fatto è in accordo con l'osservazione della coppia di sterzo; mentre si osserva una certa discrepanza durante i tratti di circuito rettilineo ove la grandezza dell'angolo di sterzo viene utilizzata dal controllo assieme alla coppia di sterzo per stabilizzare il mezzo.

### **G-G diagram [m/s<sup>2</sup>]**

Con il termine di G-G diagram si considerano le analisi condotte analizzando ellissi di aderenza che si ottengono plottando i dati su un piano cartesiano avente per assi l'accelerazione longitudinale e laterale. Nelle analisi G-G si riporta da prima il piano contenente tutti i punti misurati sul giro di riferimento, successivamente ripresenta lo stesso grafico in cui vengono riportati i valori medi delle accelerazioni per le varie zone di rollio. Con il termine zone di rollio si intende il concetto di discretizzazione dei segnali rispetto al valore che assume l'angolo di rollio; si è pertanto diviso il segnale di rollio secondo la seguente tabella:

DA:	-60°	-40°	-20°	-10°	10°	20°	40°
A:	-40°	-20°	-10°	10°	20°	40°	60°

Successivamente si è calcolata l'area totale dell'ellisse di trazione; maggiore è l'ellisse, migliori risultano le proprietà del pneumatico. A titolo di esempio viene ora riportato il grafico per i pneumatici Qualifier RR.

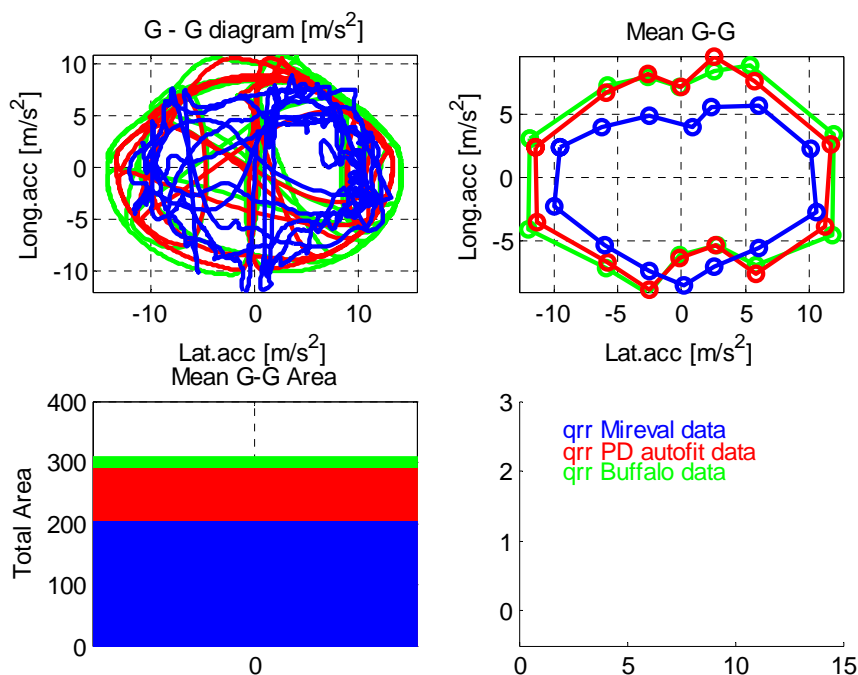
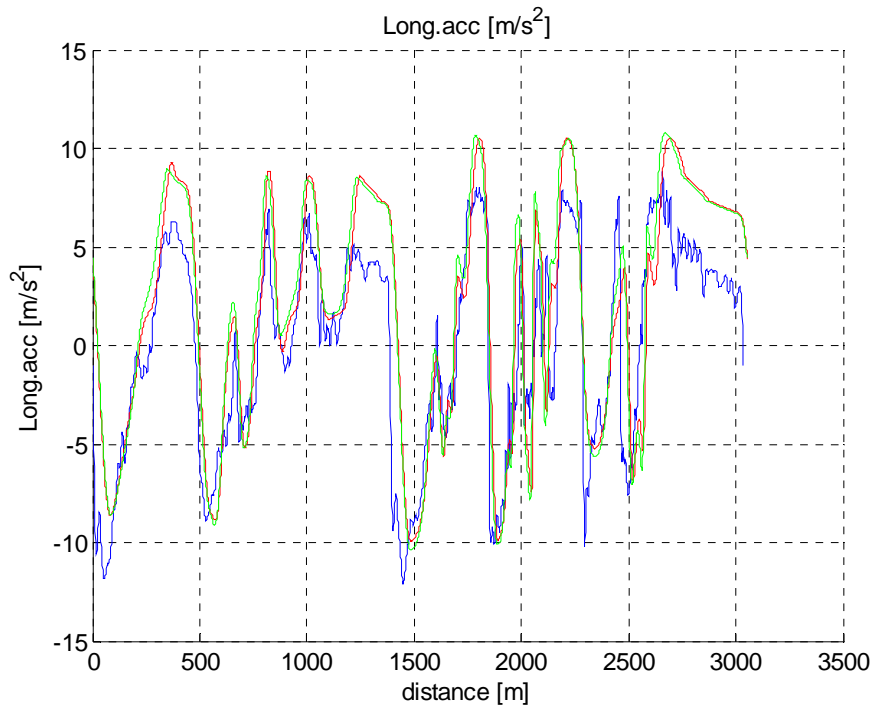


Figura 2-43 diagramma GG

Si può notare che come l'ellisse ottenuta nelle simulazioni sia maggiore rispetto a quella misurata. Si può notare come l'algoritmo numerico tenda a frenare con moto inclinata, cosa evitata dal pilota reale; come tuttavia la massima decelerazione longitudinale assuma gli stessi valori sia nel caso reale che numerico.

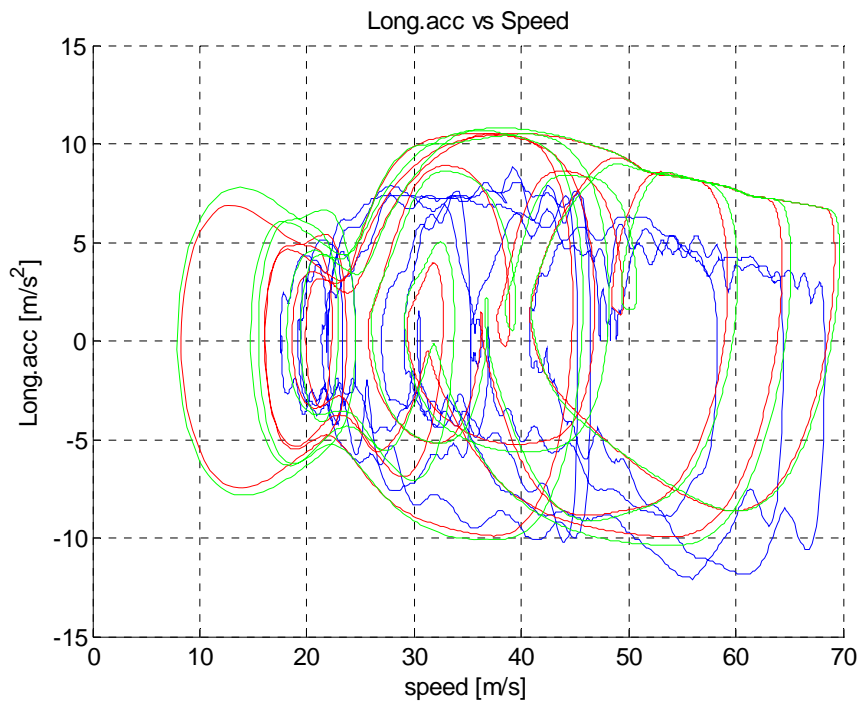
### Longitudinal Acceleration GPS [m/s<sup>2</sup>]

L'analisi dell'accelerazione longitudinale mostra una differenza di circa  $3\text{m/s}^2$  tra le massime accelerazioni rilevate nel caso reale (blu) e quelle ottenute con le simulazioni (rosso dati di Padova, verde dati Buffalo), a titolo di esempio per le considerazioni generali viene riportato il grafico inerente al caos del set Qualifier RR.



**Figura 2-44 Confronto accelerazione longitudinale**

Per meglio capire le differenze tra le due tipologie di dati si riporta un ulteriore grafico in cui l'accelerazione longitudinale è riportata in funzione della velocità.



**Figura 2-45 Confronto accelerazione longitudinale vs velocità**

Da tale ulteriore grafico si può dedurre che:

- Corretta stima dei limiti di aderenza per il pneumatico anteriore, stessa capacità di decelerare.
- Corretta stima della forza aerodinamica, gli inviluppi delle accelerazioni sia per il caso reale che per il caso numerico presentano analogo decremento al crescere della velocità (analoga pendenza).

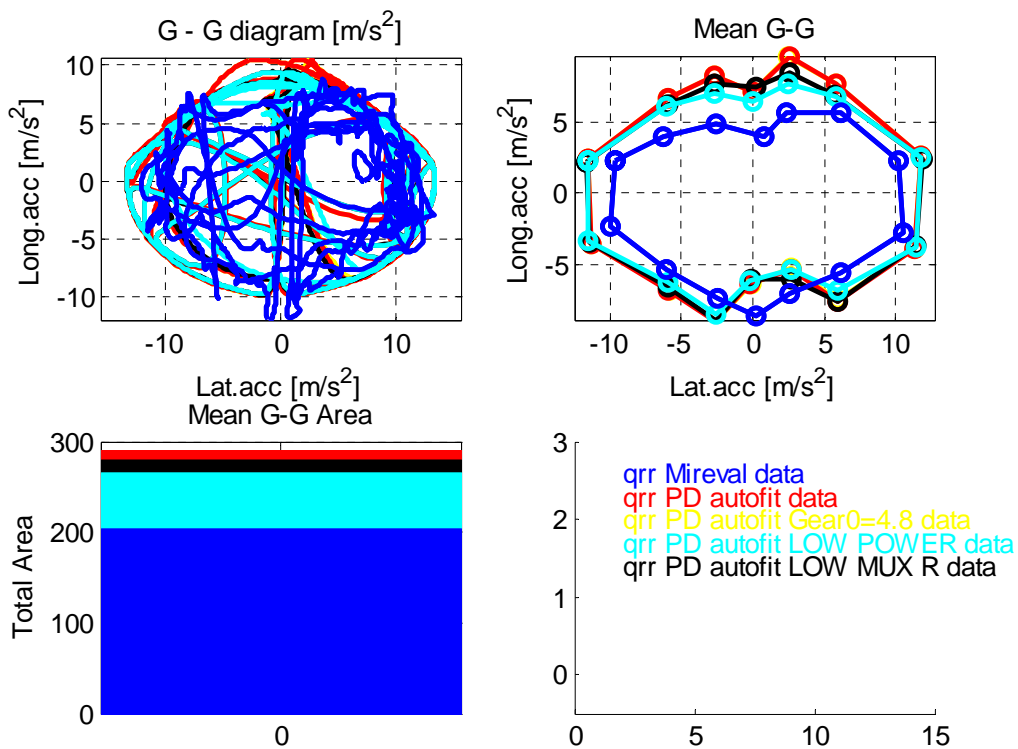
Per quanto concerne la differenza di  $3\text{m/s}^2$  nei massimi valori assunti dall'accelerazione longitudinale si sono condotti dei test per valutare le possibili cause.

- Cambio: eventuali cambiamenti ai rapporti del cambio non alterano il profilo delle accelerazioni, semplicemente il codice seleziona differenti marce rispetto al caso originario; in particolare si è modificato il prodotto tra rapporto di trasmissione primario e trasmissione finale dal valore 3.9 a 4.8.
- Coppia: variando il profilo della curva di coppia si riesce a ridurre il divario, ma una riduzione del 20% della potenza comporta un dimezzamento del divario, tuttavia risulta impossibile presumere che la curva di coppia introdotta riportata da analisi al banco sia superiore del 40% rispetto a quella reale.
- Limite aderenza posteriore: eventuali cambiamenti a tale parametro provocano il solo abbassamento della curva nella zona 30-40 m/s mentre non si ha variazioni nella zona ad elevate velocità (riduzione del parametro di aderenza limite per il posteriore del 10%).

Si è cercato di verificare tali ipotesi, e di seguito sono presentati i risultati; si è preso a riferimento il set di pneumatici Qualifier RR, nei grafici di tale analisi i segnali sperimentali vengono riportati in **BLU**, i risultati della moto di riferimento in **ROSSO**, il modello con trasmissione modificata in **GIALLO**, modello con potenza ridotta del 20% in **CELESTE** e per finire in **NERO** i segnali del modello con limitata aderenza.

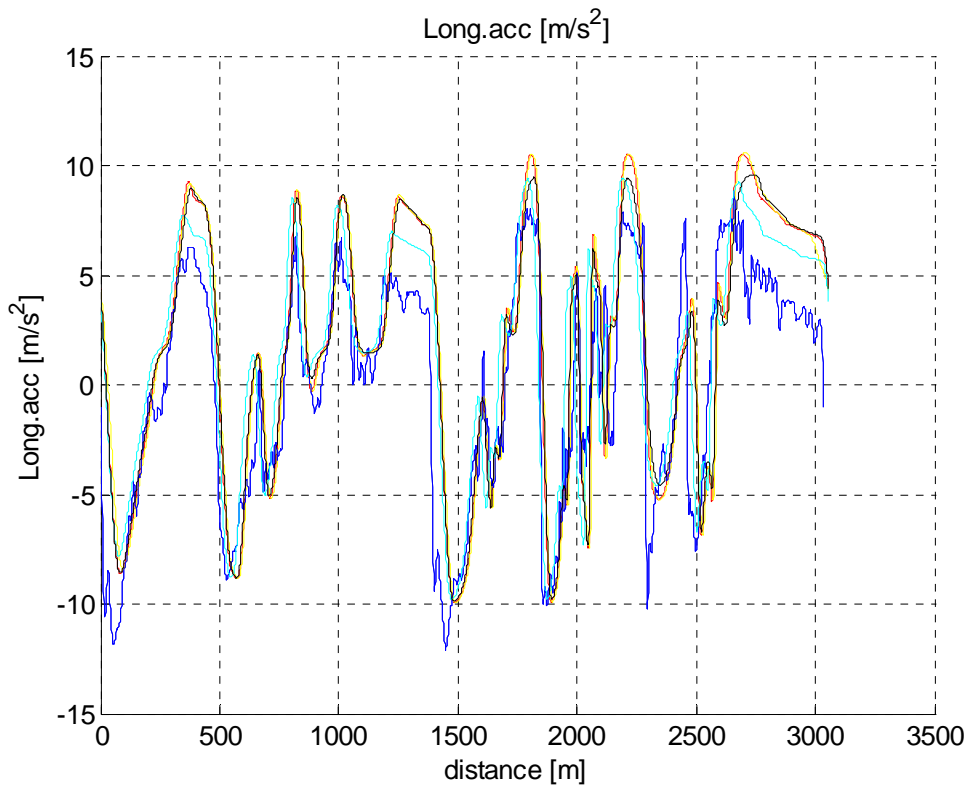
Come si nota già dal primo le differenze tra le dispersioni delle accelerazioni numeriche e la dispersione sperimentale non viene colmata da tali accorgimenti.





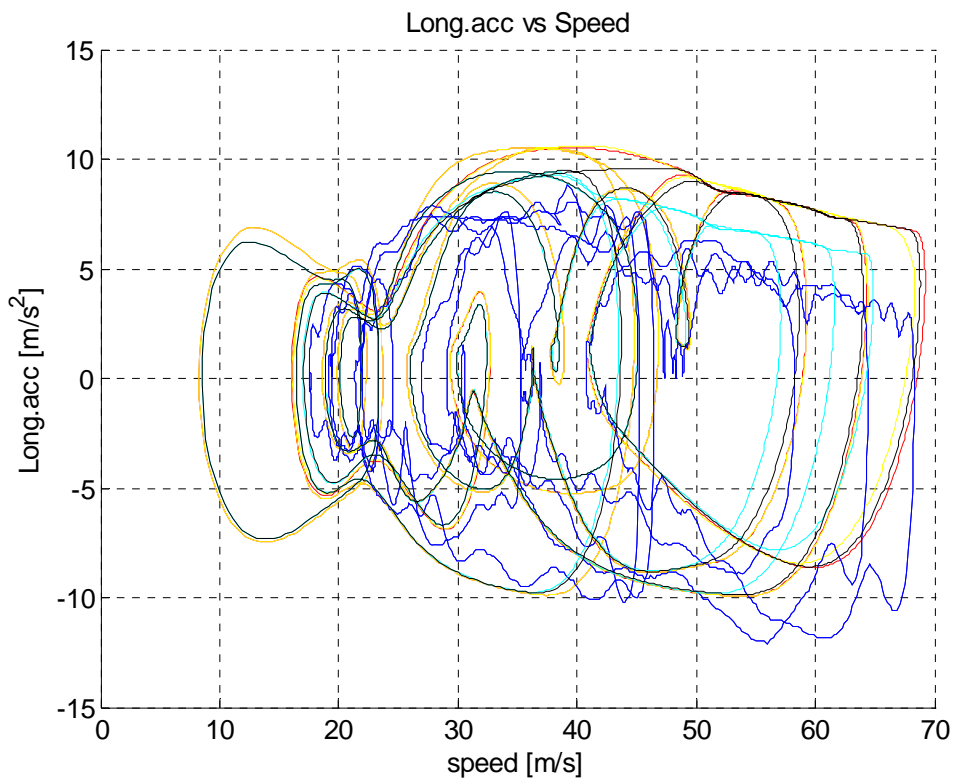
**Figura 2-46 Diagramma GG**

Il successivo grafico mostra illustra i tratti di circuito in cui si verifica il gap tra i segnali numerici e quello sperimentale, come è naturale aspettarsi tali tratti si riferiscono ai tratti rettilinei del circuito.



**Figura 2-47 Confronto accelerazione longitudinale**

Nel grafico Long.acc. vs Speed possiamo notare come modifica perseguibili sia la riduzione della potenza, mentre le altre ipotesi devono essere scartate in quanto non introducono miglioramenti apprezzabili.



**Figura 2-48 Confornto accelelrazione longitudinale vs velocità**

Osservando il grafico delle velocità per i casi in esame si nota come la riduzione della potenza limiti la velocità massima in modo estremamente penalizzante, pertanto si è costretti a scartare anche l'ipotesi della sovrastima della coppia motrice.

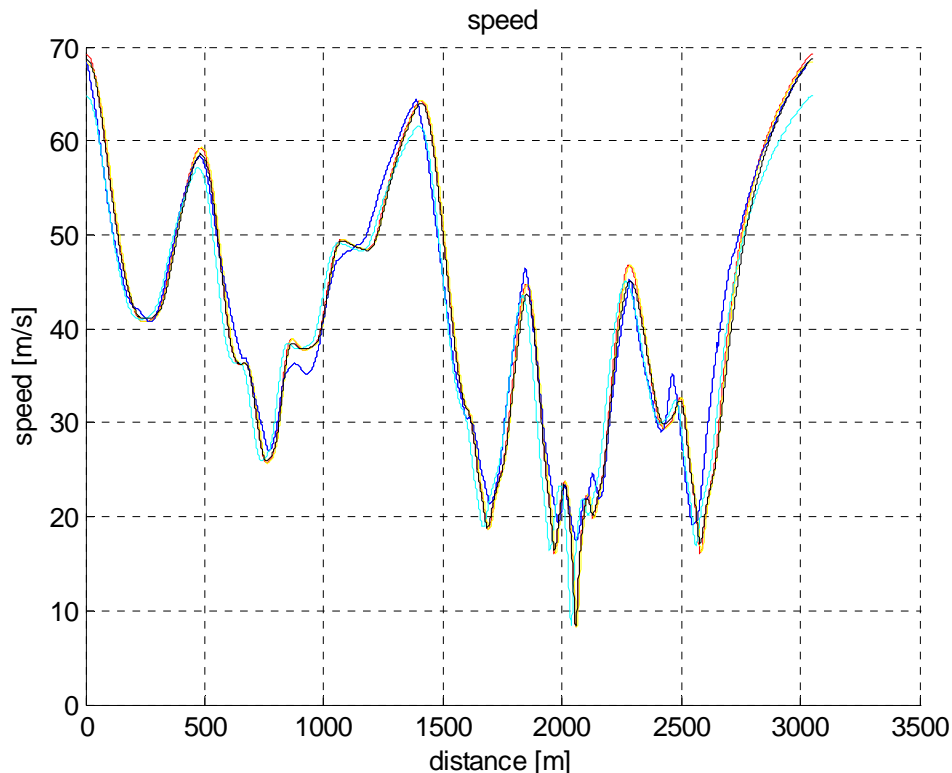


Figura 2-49 Confronto velocità

Dalla analisi di tali fatti si può dedurre che le differenze tra il modello reale e il modello matematico sono imputabili al fenomeno dell'impennamento; a tale proposito si sono fatte varie ipotesi sul fenomeno, tuttavia non si è potuto accertare l'esatta causa del fenomeno.

Una componente, se pur marginale del fenomeno, è legata alla pendenza del tracciato; il tracciato reale presenta un dislivello di 52 m mentre nel tracciato virtuale è bidimensionale. Non si è in possesso di una cartografia precisa del tracciato e non si conosce la reale pendenza dello stesso tuttavia si ricorda che una pendenza della strada di angolo  $\alpha$  modifica l'equazione del ribaltamento nel seguente modo:

$$\ddot{X} = g \frac{b}{h} - \frac{F_d}{m} \Rightarrow \ddot{X} = g \cdot \cos(\alpha) \frac{b}{h} - g \sin(\alpha) - \frac{F_d}{m}$$

Con  $b$  distanza longitudinale del C.O.G.,  $h$  altezza del centro di pressione aerodinamico,  $m$  massa e  $F_d$  forza aerodinamica. Tuttavia da solo questo fenomeno non giustifica il gap di  $3\text{m/s}^2$ .

Si ipotizza un'errata stima della posizione del centro di pressione aerodinamico, attualmente tale punto è stato stimato ad un'altezza di 0,1 m superiore alla posizione del C.O.G. dell'insieme moto-pilota; tale stima risulta plausibile, tuttavia non vi sono dati per un corretto posizionamento. Si ricorda che la posizione del centro di pressione aerodinamico è notevolmente influenzata dalla postura tenuta dal pilota.

## Acceleration index

Si è poi analizzato l'istogramma delle frequenze per il rapporto tra coppia di sterzo e accelerazione laterale, si è suddiviso tale parametro in tre differenti range  $0^{\circ}$ - $20^{\circ}$ ,  $20^{\circ}$ - $40^{\circ}$  e  $40^{\circ}$ - $60^{\circ}$ ; tali grafici mostrano il variare della coppia di sterzo al variare dell'accelerazione, ma svincolandola dalla grandezza della velocità. Per esempio viene riportato il caso delle Qualifier RR. Nell'asse delle ascisse vi sono i valori assunti dal parametro *Acceleration Index* mentre in ordinata si trova la frequenza con cui compare un determinato valore.

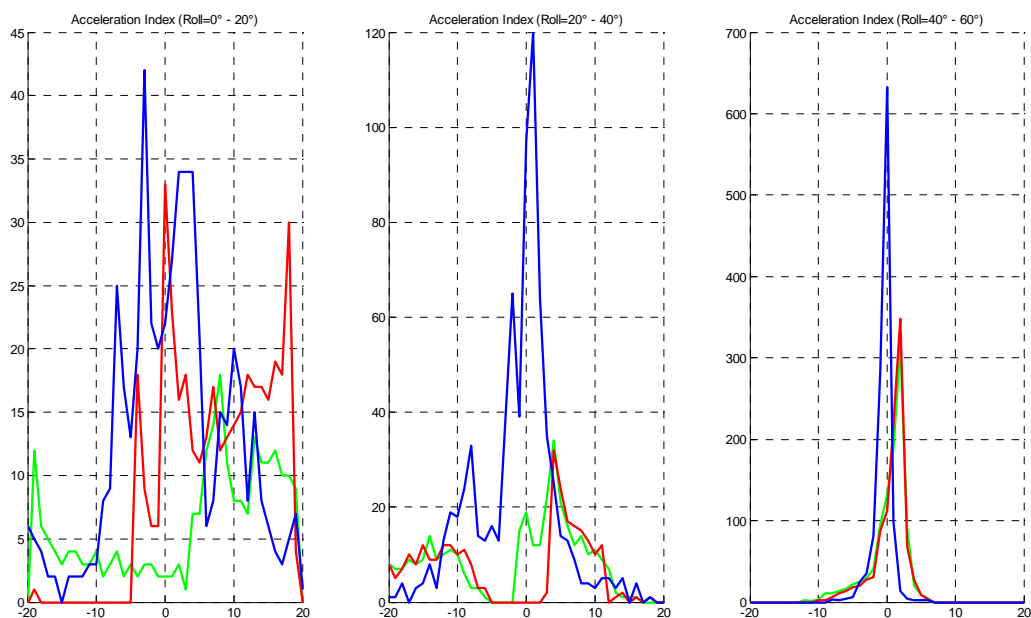


Figura 2-50 Acceleratio Index

### 2.7.2.2 Dunlop Qualifier RR

In questa sezione vengono riportate le analisi sopra descritte per il set di pneumatici Dunlop Qualifier RR.

In tutti i grafici sotto riportati vale la seguente leggenda:

- **BLU**: dati sperimentali.
- **Rosso**: simulazioni numeriche con set parametri dei pneumatici ottenuti mediante MotoTireMeter® (Padova); per tali analisi si è utilizzato il file “*GSXR\_qrr\_autofit.lua*”.
- **Verde**: simulazioni numeriche con set parametri dei pneumatici ottenuti mediante Flat-Track© (Buffalo) ); per tali analisi si è utilizzato il file “*GSXR\_qrr\_buf.lua*”.

Dunlop Qualifier RR: **Speed GPS [m/s]**

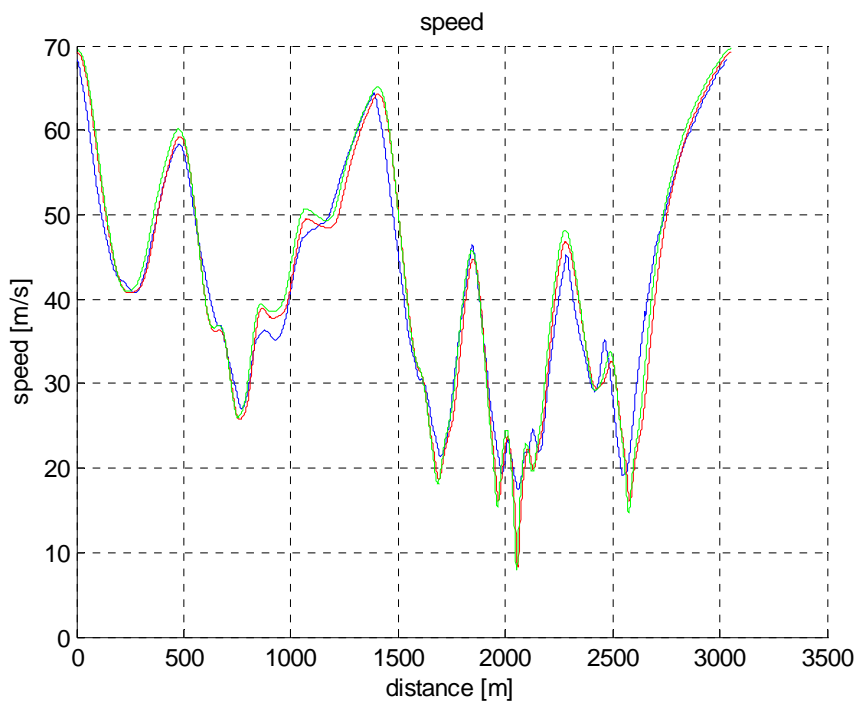


Figura 2-51 Qualifier RR - confronto velocità

### Dunlop Qualifier RR: **Banking GPS**

Si ricorda che il colore **Magenta** identifica il rollio effettivo calcolato con i dati sperimentali.

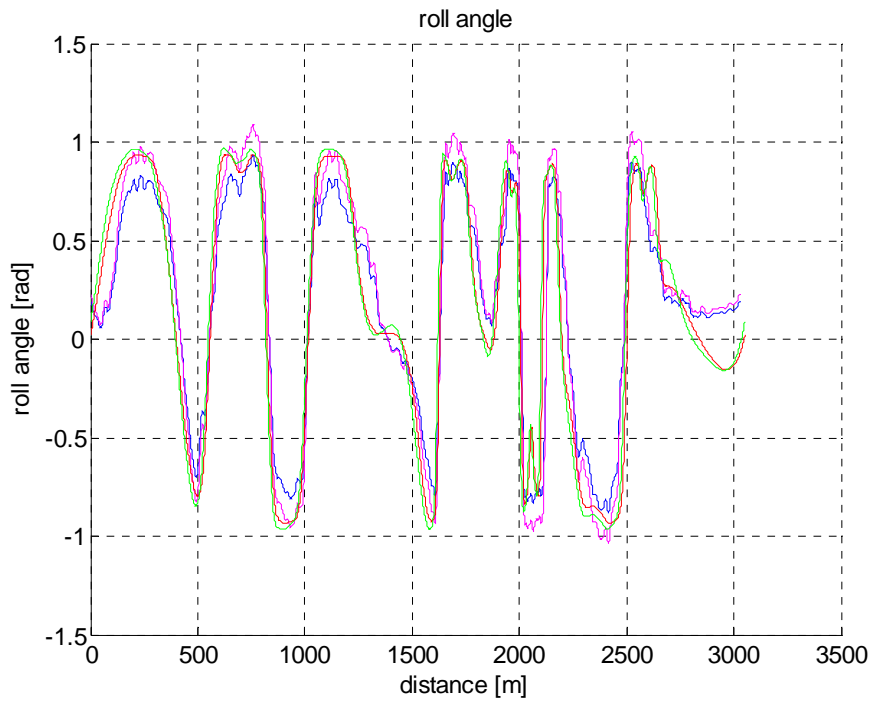


Figura 2-52 Qualifier RR - confronto angolo di rollio

### Dunlop Qualifier RR: **Susp\_F [mm]**

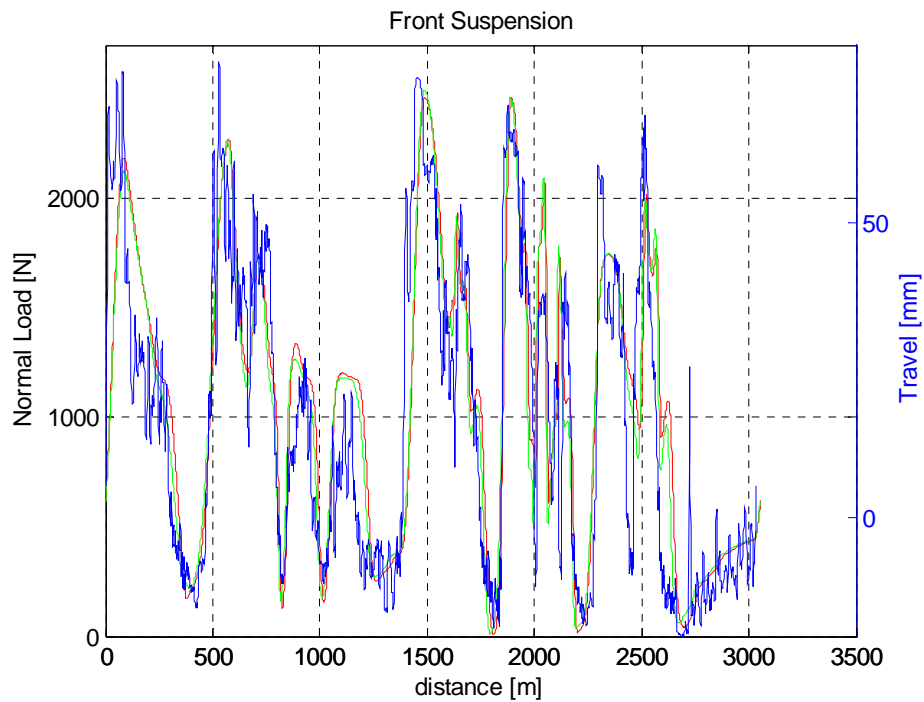


Figura 2-53 Qualifier RR - confronto escursione sospensione anteriore

Dunlop Qualifier RR: **Torque [Nm]**

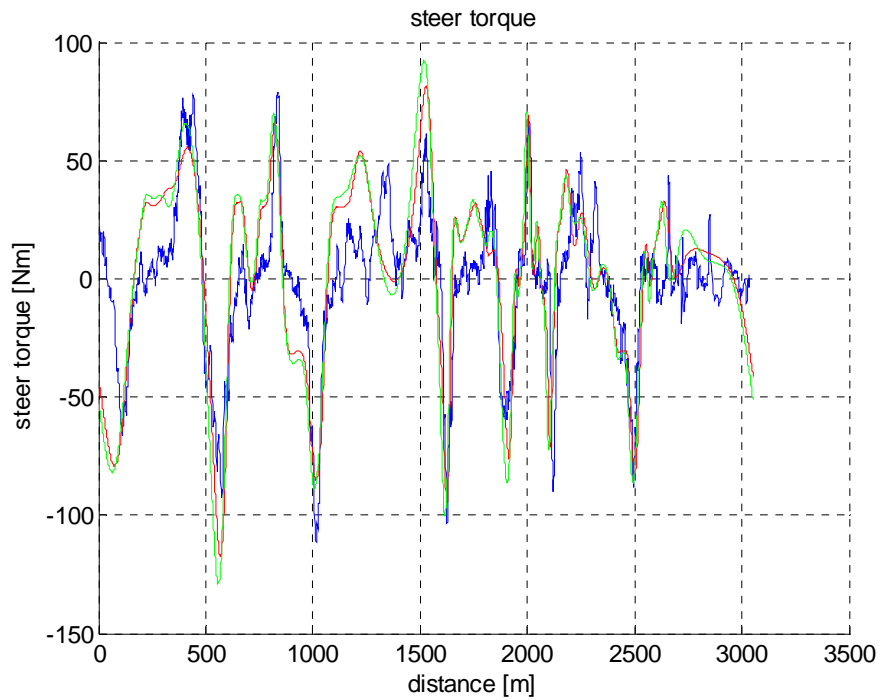


Figura 2-54 Qualifier RR -Confronto coppia di sterzo

Dunlop Qualifier RR: **Steering angle [deg]**

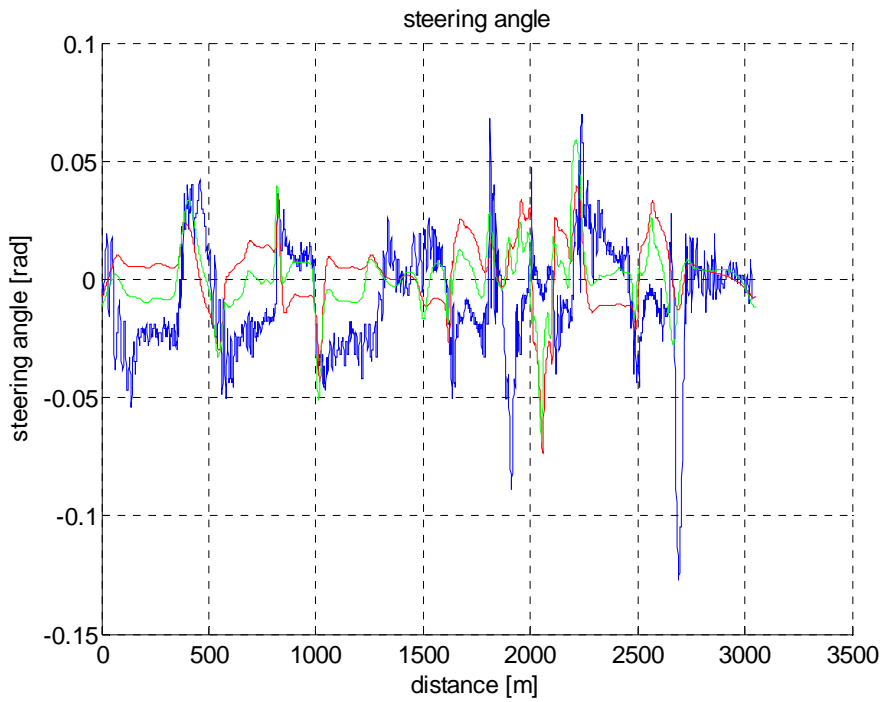
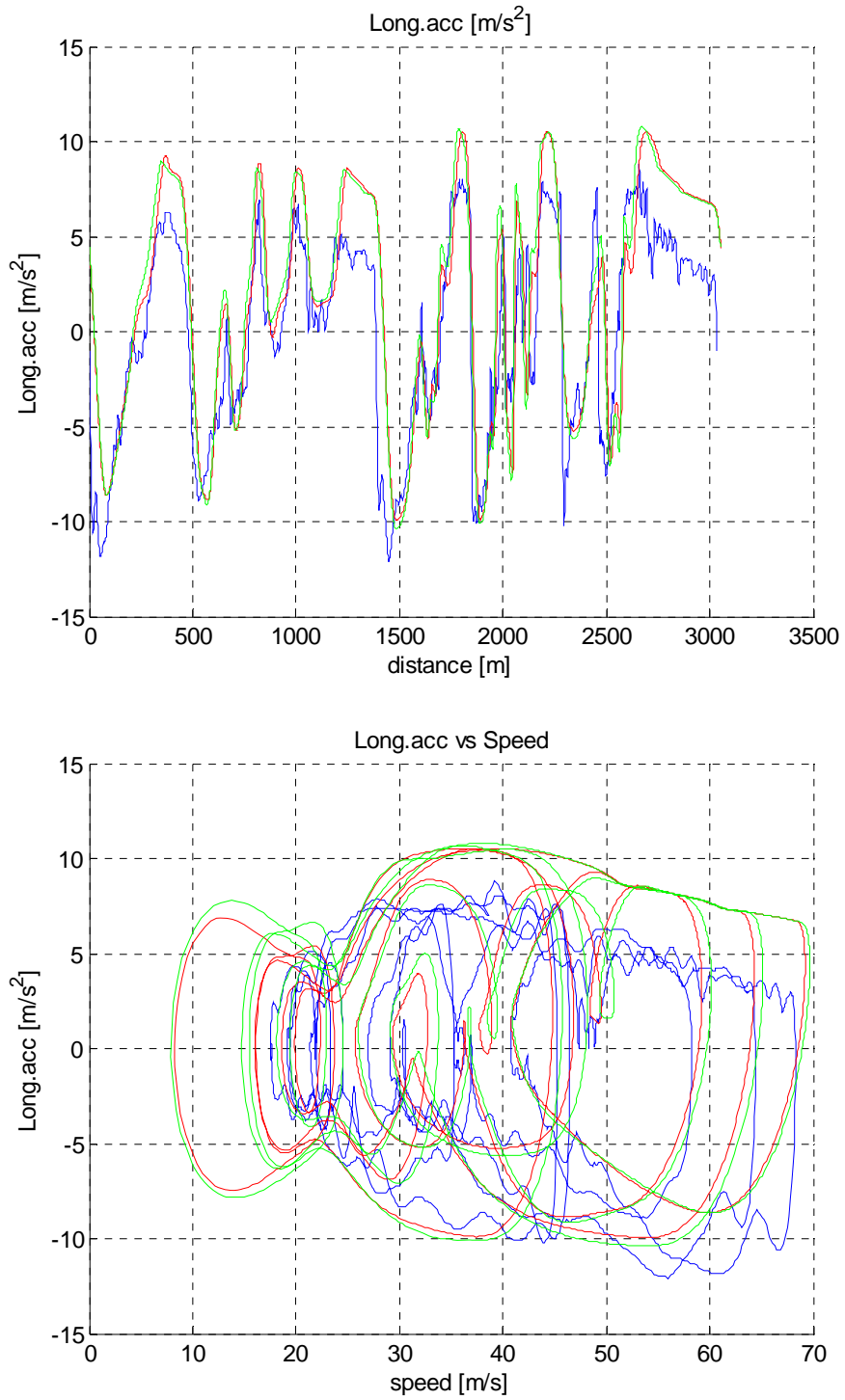


Figura 2-55 Qualifier RR - Confronto angolo di sterzo

Dunlop Qualifier RR: **Longitudinal Acceleration GPS [m/s<sup>2</sup>]**



**Figura 2-56 Qaulifier RR - Confronto accelerazione longitudinale**



Dunlop Qualifier RR: **G-G diagram [m/s<sup>2</sup>]**

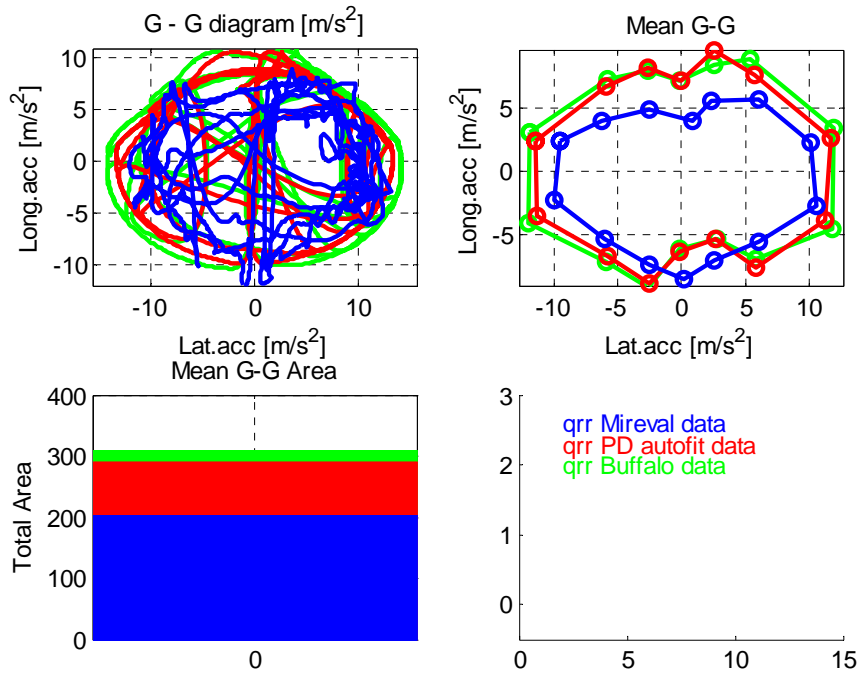


Figura 2-57 Qualifier RR - Diagramma GG

Dunlop Qualifier RR: **Acceleration index**

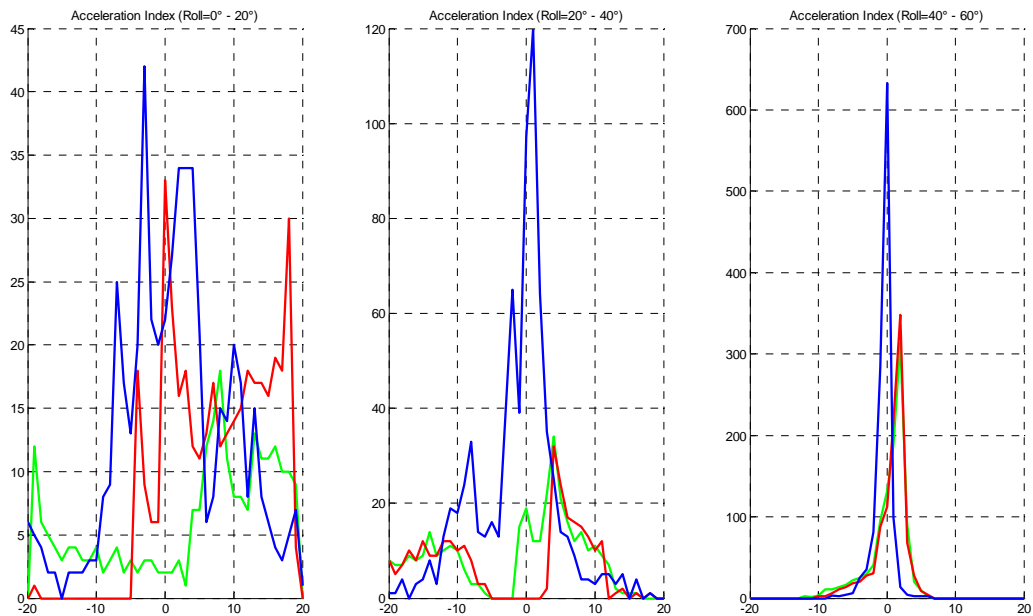


Figura 2-58 Qualifier RR - Acceleration Index

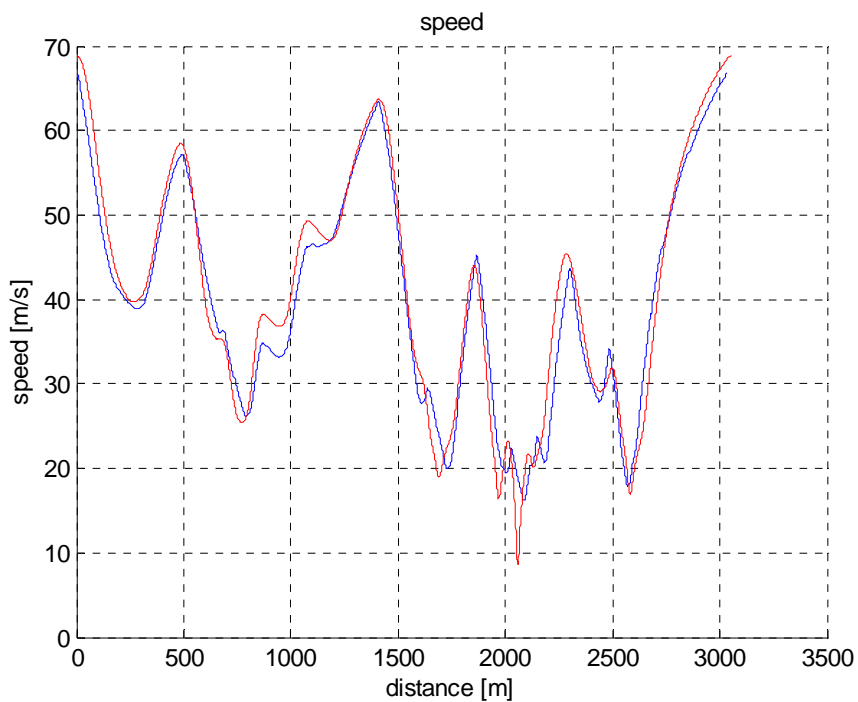
### 2.7.2.3 Dunlop Roadsmart

In questa sezione vengono riportate le analisi sopra descritte per il set di pneumatici Dunlop Roadsmart.

In tutti i grafici sotto riportati vale la seguente leggenda:

- **BLU**: dati sperimentali
- **Rosso**: simulazioni numeriche con set parametri dei pneumatici ottenuti mediante MotoTireMeter® (Padova); per tali analisi si è utilizzato il file “*GSXR\_rsm\_autofit.lua*”.

Dunlop Roadsmart: **Speed GPS [m/s]**



**Figura 2-59 Roadsmart - Confronto velocità**

### Dunlop Roadsmart: **Banking GPS**

Si ricorda che il colore **Magenta** identifica il rollio effettivo calcolato con i dati sperimentali.

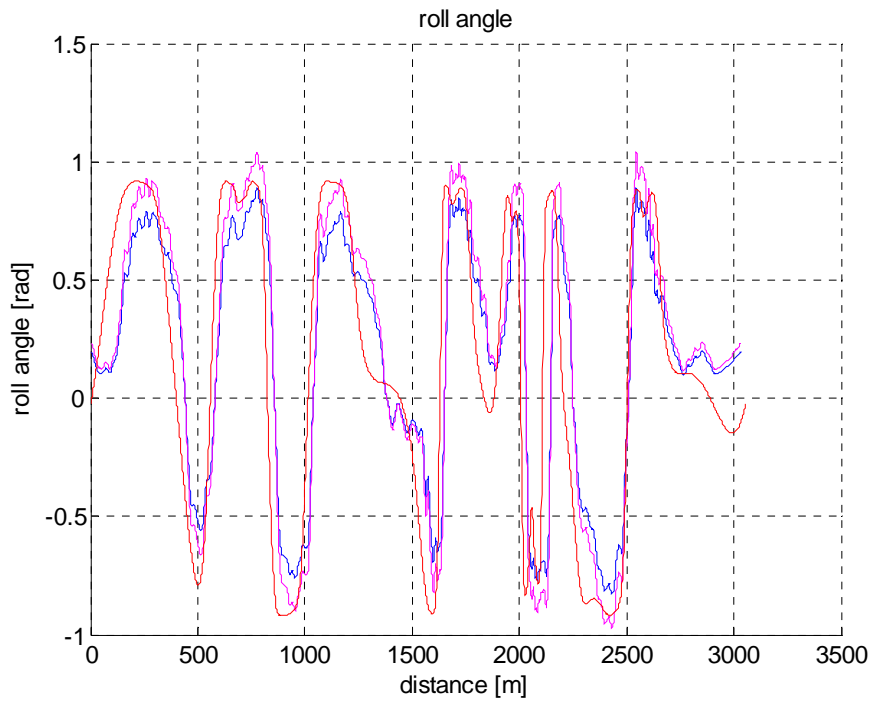


Figura 2-60 Roadsmart - Confronto angolo di rollio

### Dunlop Roadsmart: **Susp\_F [mm]**

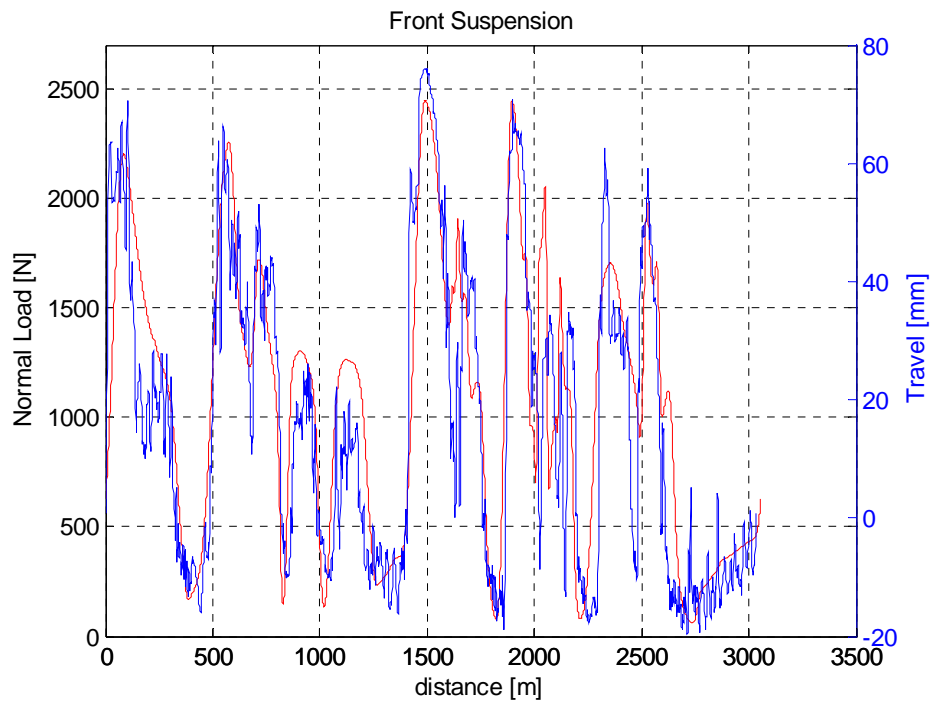


Figura 2-61 Roadsmart - confronto escursione sospensione anteriore

Dunlop Roadsmart: **Torque [Nm]**

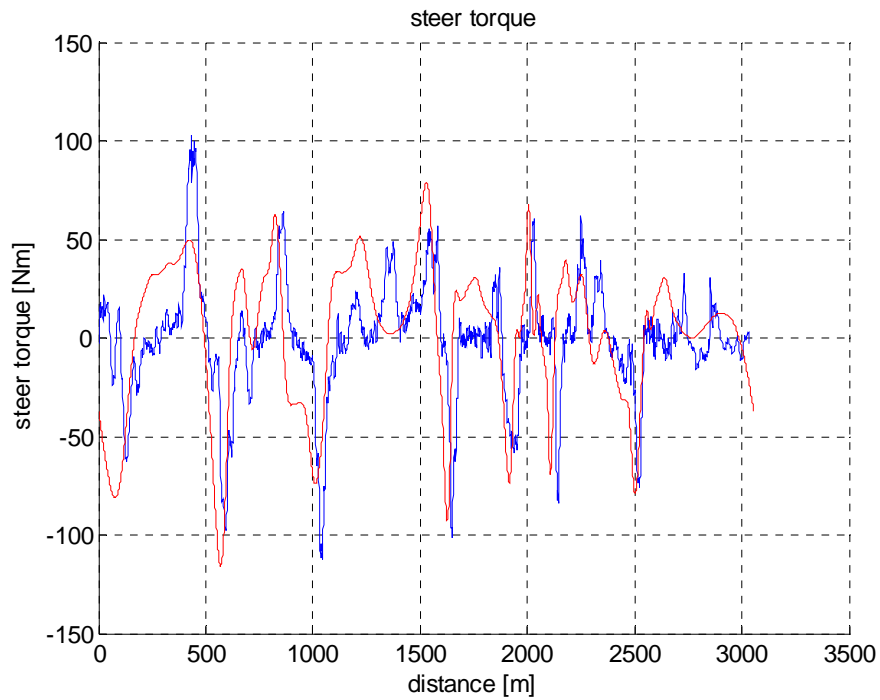


Figura 2-62 Roadsmart - Confronto coppia di sterzo

Dunlop Roadsmart: **Steering angle [deg]**

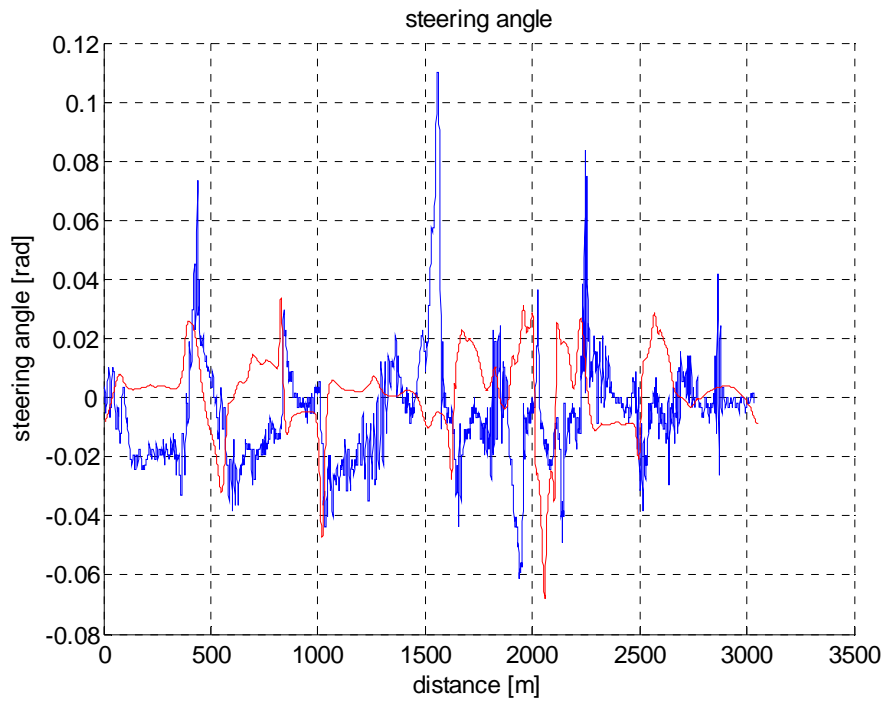
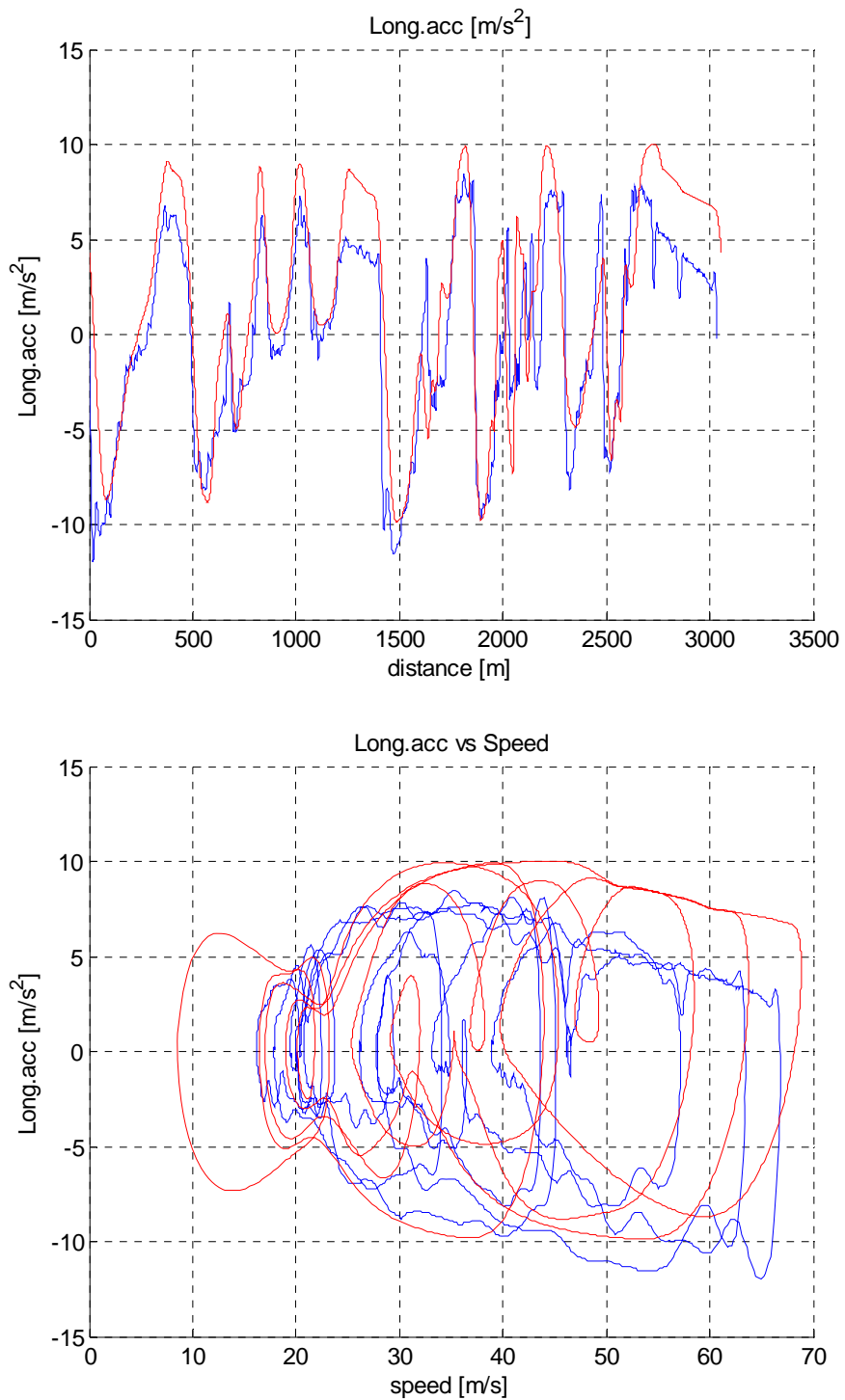


Figura 2-63 Roadsmart - Confronto angolo di sterzo

### Dunlop Roadsmart: **Longitudinal Acceleration GPS [m/s<sup>2</sup>]**



**Figura 2-64 Roadsmart - Confronto accelerazione longitudinale**

Dunlop Roadsmart: **G-G diagram** [m/s<sup>2</sup>]

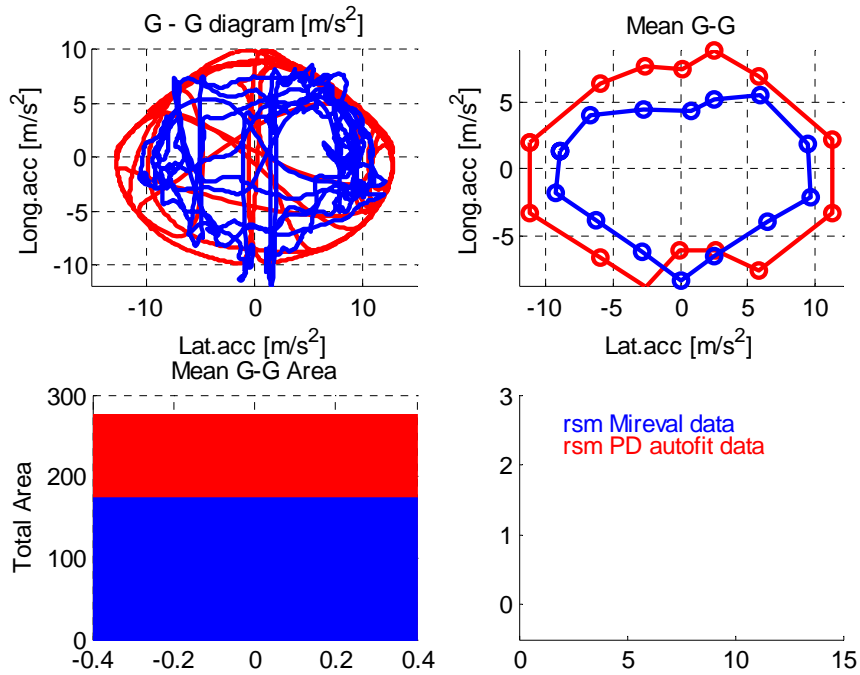


Figura 2-65 Roadsmart - Diagramma GG

Dunlop Roadsmart: **Acceleration index**

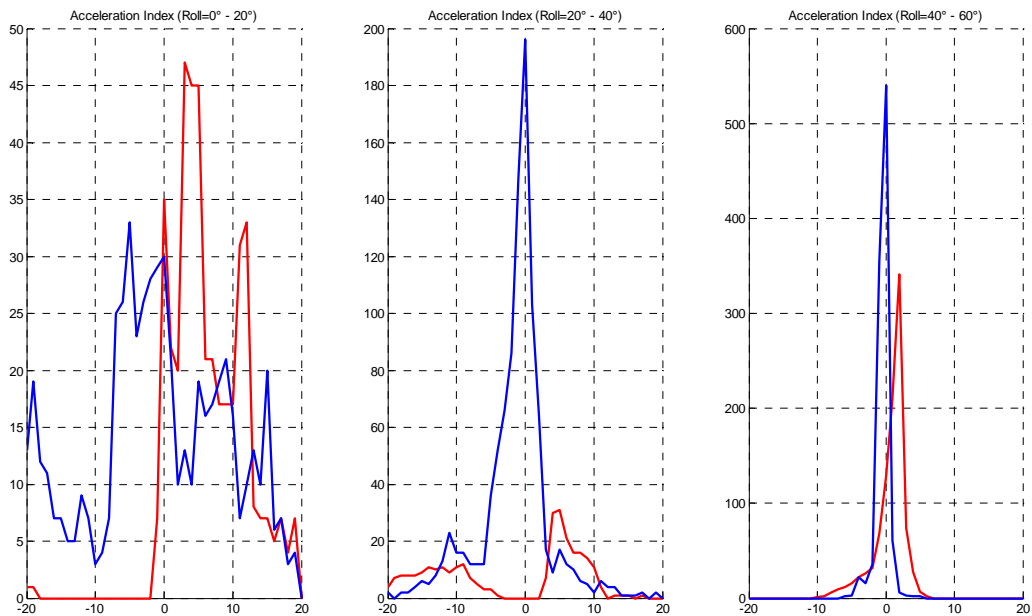


Figura 2-66 Roadsmart - Acceleration Index

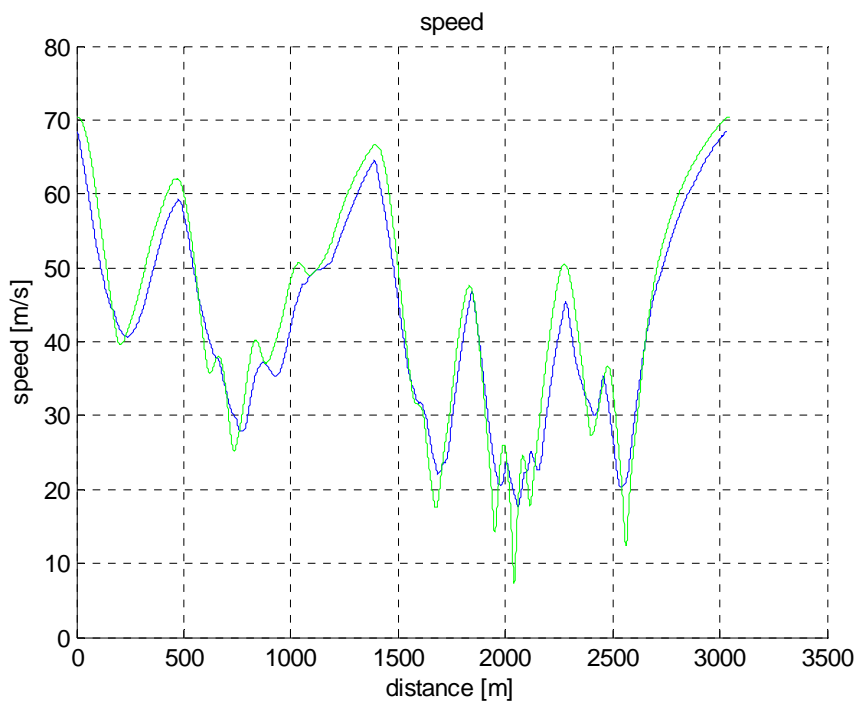
### 2.7.2.3 Dunlop D211 GP

In questa sezione vengono riportate le analisi sopra descritte per il set di pneumatici Dunlop D211 GP.

In tutti i grafici sotto riportati vale la seguente leggenda:

- **BLU:** dati sperimentali
- **Verde:** simulazioni numeriche con set parametri dei pneumatici ottenuti mediante Flat-Track© (Buffalo) ); per tali analisi si è utilizzato il file “*GSXR\_gp\_buf.lua*”.

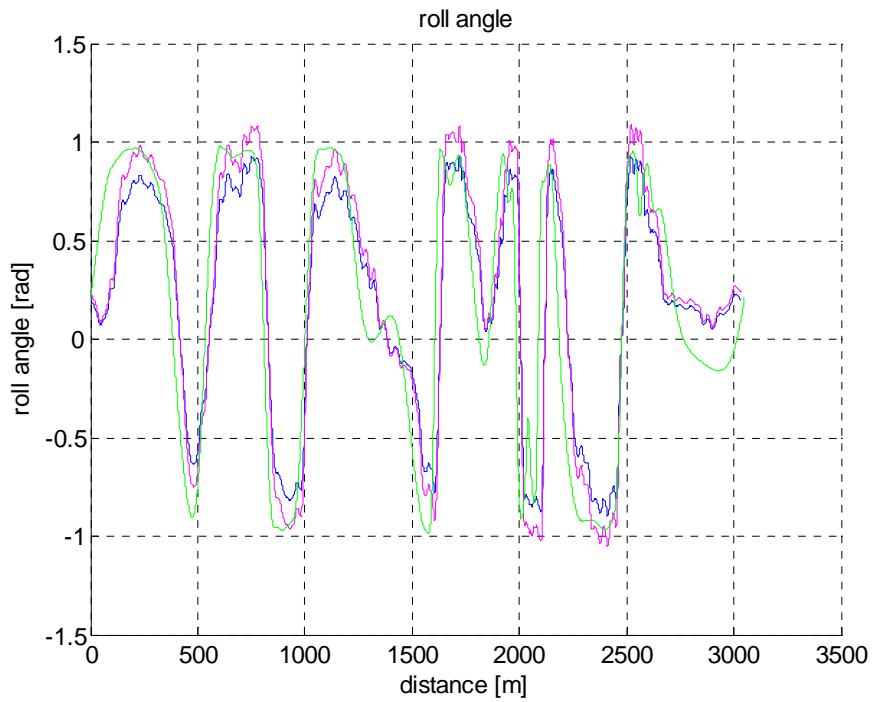
Dunlop D211 GP: **Speed GPS [m/s]**



**Figura 2-67 D211 GP - Confronto velocità**

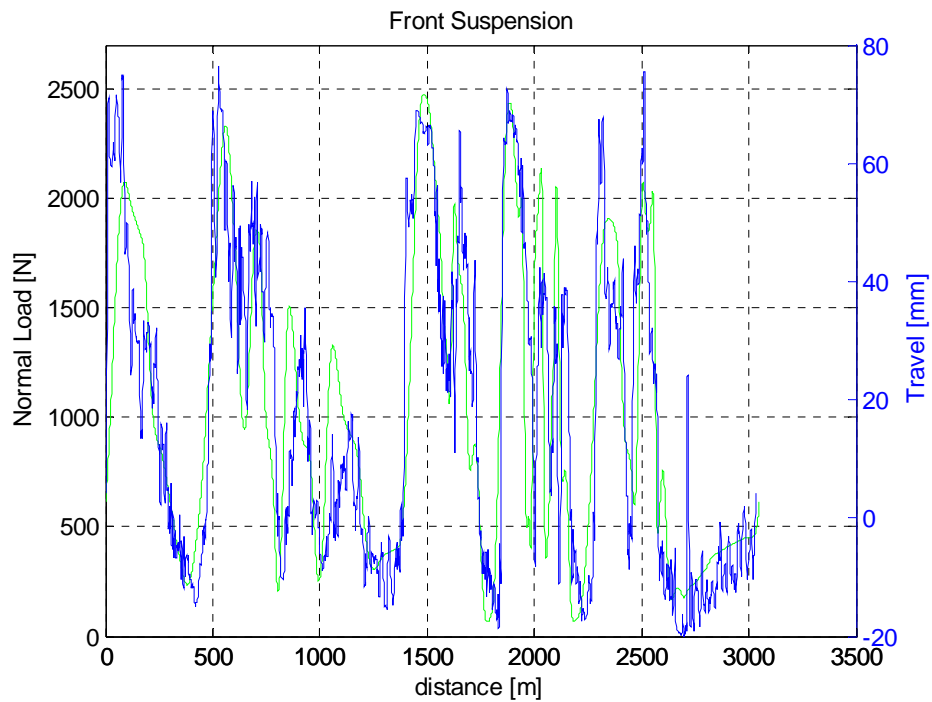
### Dunlop D211 GP: **Banking GPS**

Si ricorda che il colore **Magenta** identifica il rollio effettivo calcolato con i dati sperimentali.



**Figura 2-68 D211 GP - Confronto angolo di rollio**

### Dunlop D211 GP: **Susp\_F [mm]**



**Figura 2-69 D211 GP - Confronto escursione sospensione anteriore**



Dunlop D211 GP: **Torque [Nm]**

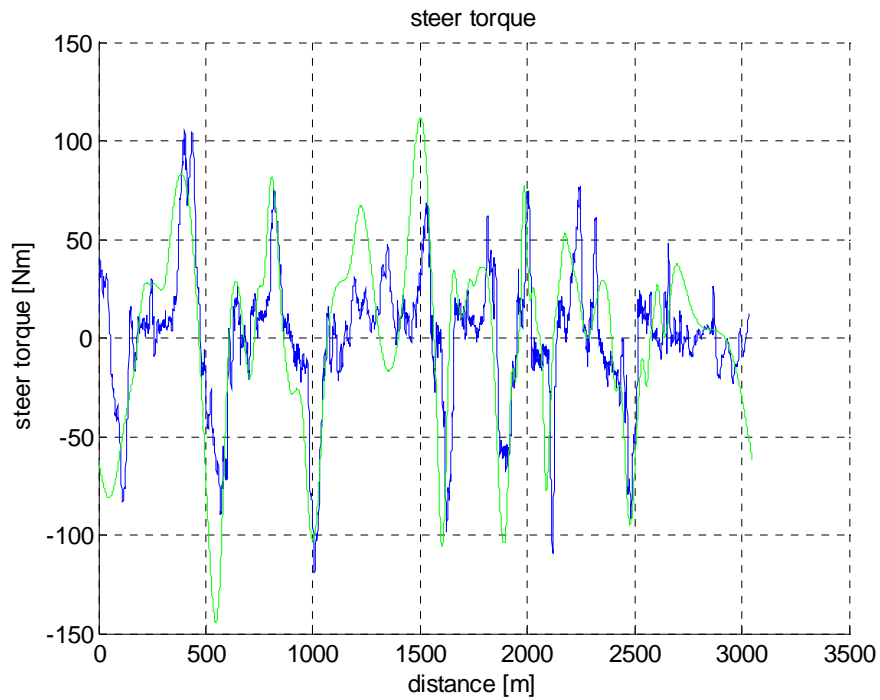


Figura 2-70 D211 GP - Confronto coppia di sterzo

Dunlop D211 GP: **Steering angle [deg]**

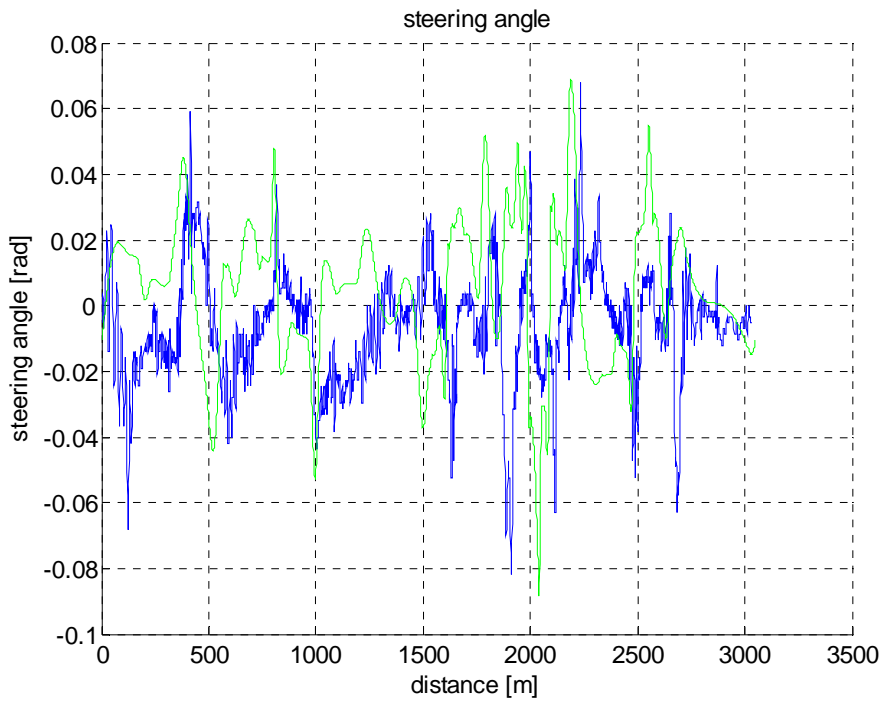
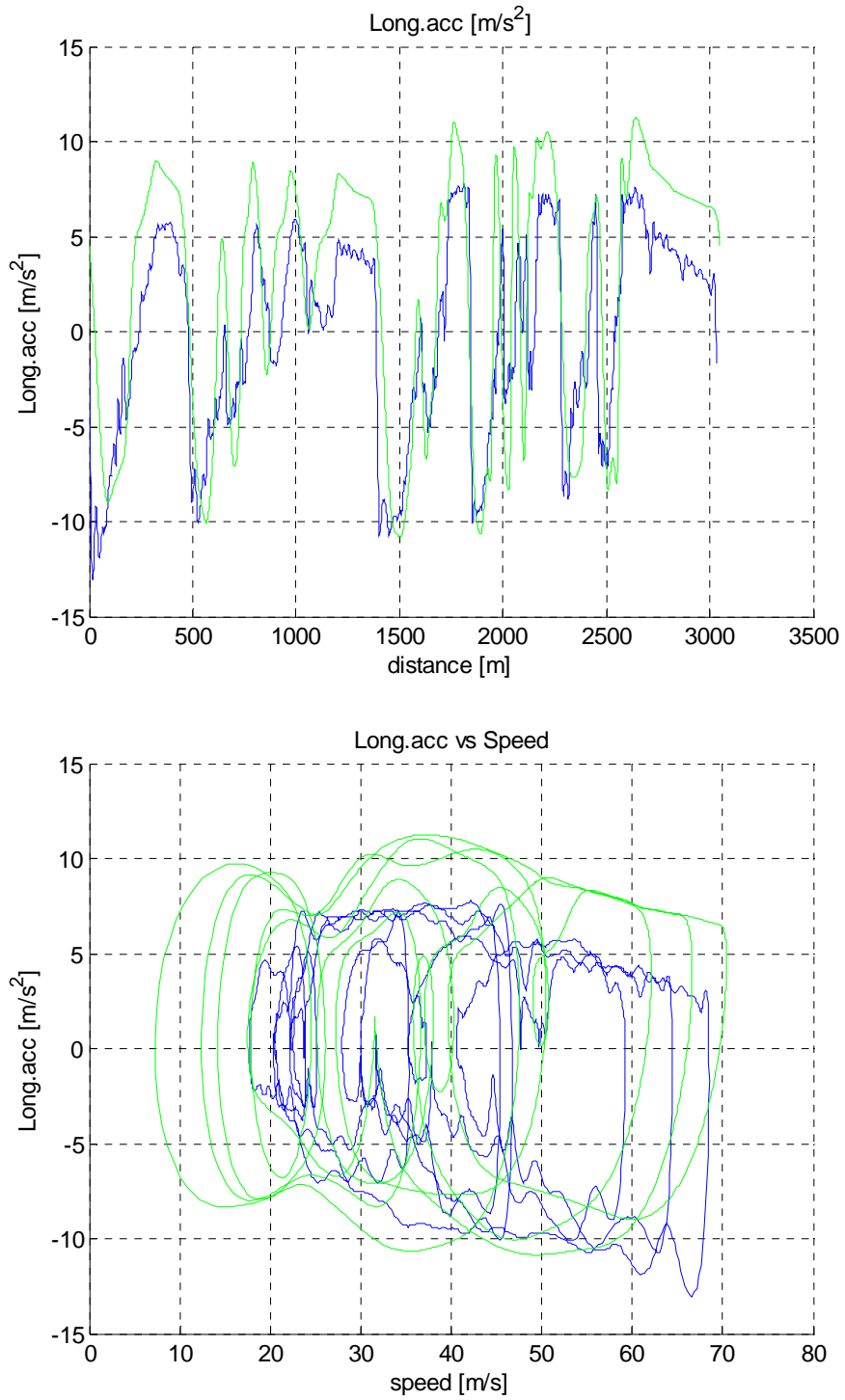


Figura 2-71 D211 GP - Confronto angolo di sterzo

Dunlop D211 GP: **Longitudinal Acceleration GPS [m/s<sup>2</sup>]**



**Figura 2-72 D211 GP - Confronto accelerazioni longitudinali**

Dunlop D211 GP: **G-G diagram** [m/s<sup>2</sup>]

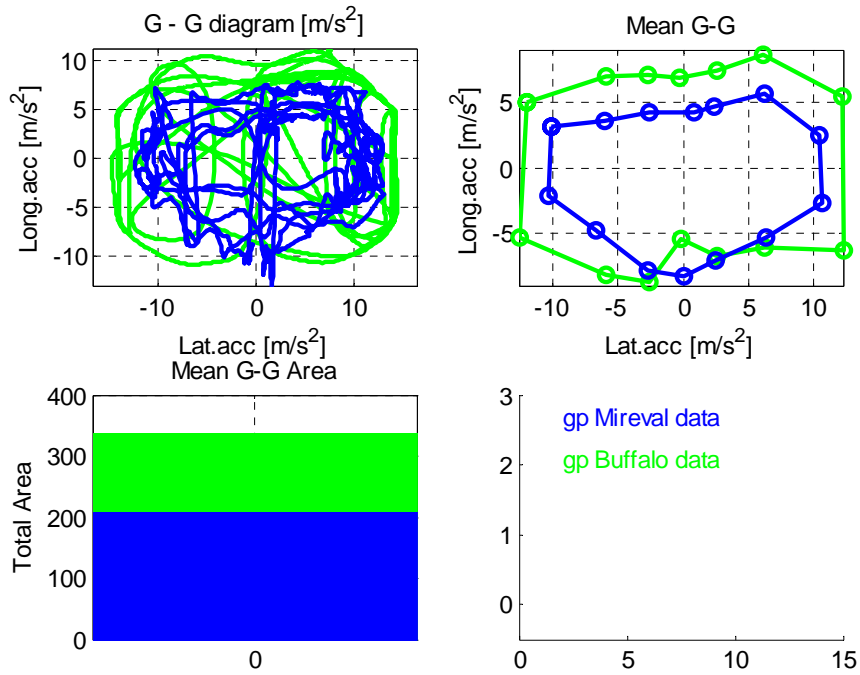


Figura 2-73 D211 GP - Diagramma GG

Dunlop D211 GP: **Acceleration index**

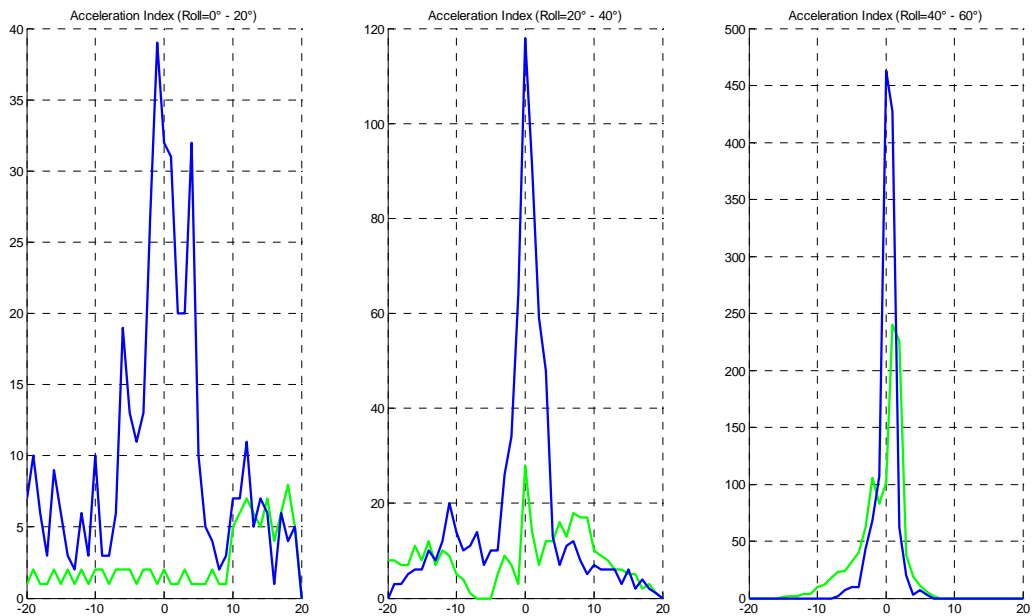


Figura 2-74 D211 GP - Acceleration Index

### 2.7.2.4 Pirelli Diablo Corsa 3

In questa sezione vengono riportate le analisi sopra descritte per il set di pneumatici Pirelli Diablo Corsa 3.

In tutti i grafici sotto riportati vale la seguente leggenda:

- **BLU**: dati sperimentali
- **Verde**: simulazioni numeriche con set parametri dei pneumatici ottenuti mediante Flat-Track© (Buffalo) ); per tali analisi si è utilizzato il file “*GSXR\_dc3\_buf.lua*”.

#### Pirelli Diablo Corsa 3: Speed GPS [m/s]

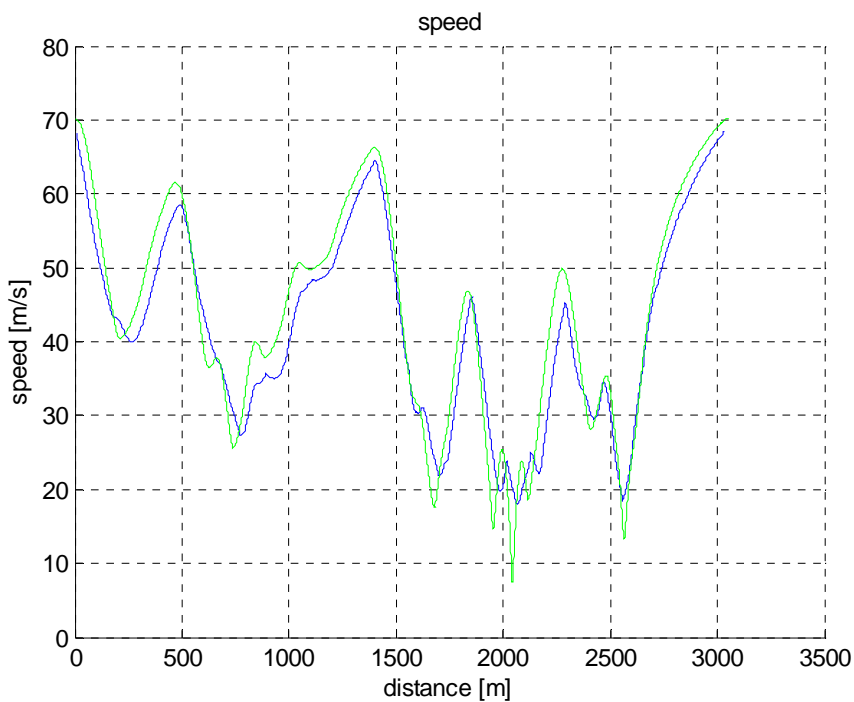
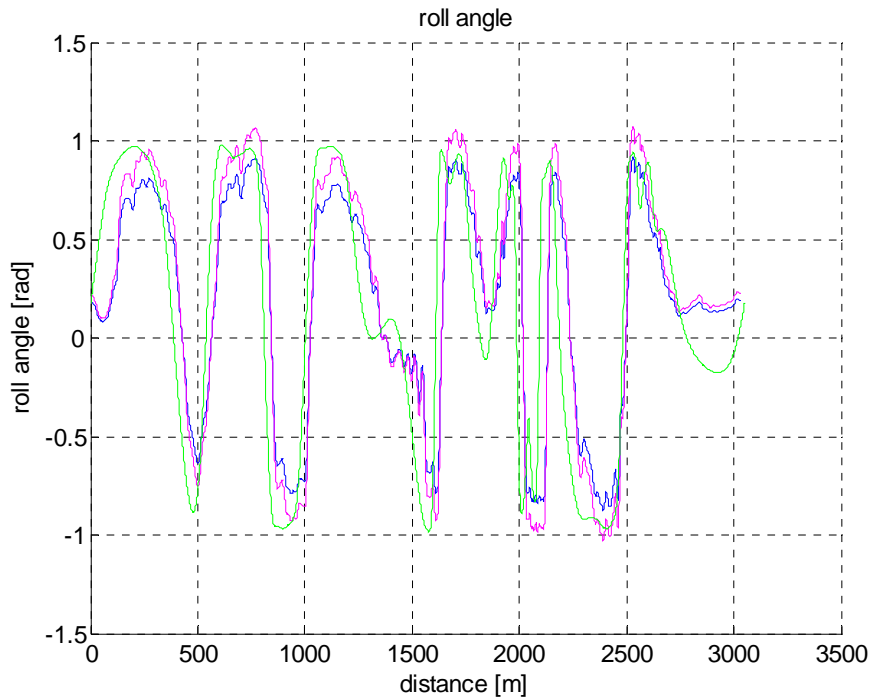


Figura 2-75 Diablo Corsa 3 - Confronto velocità

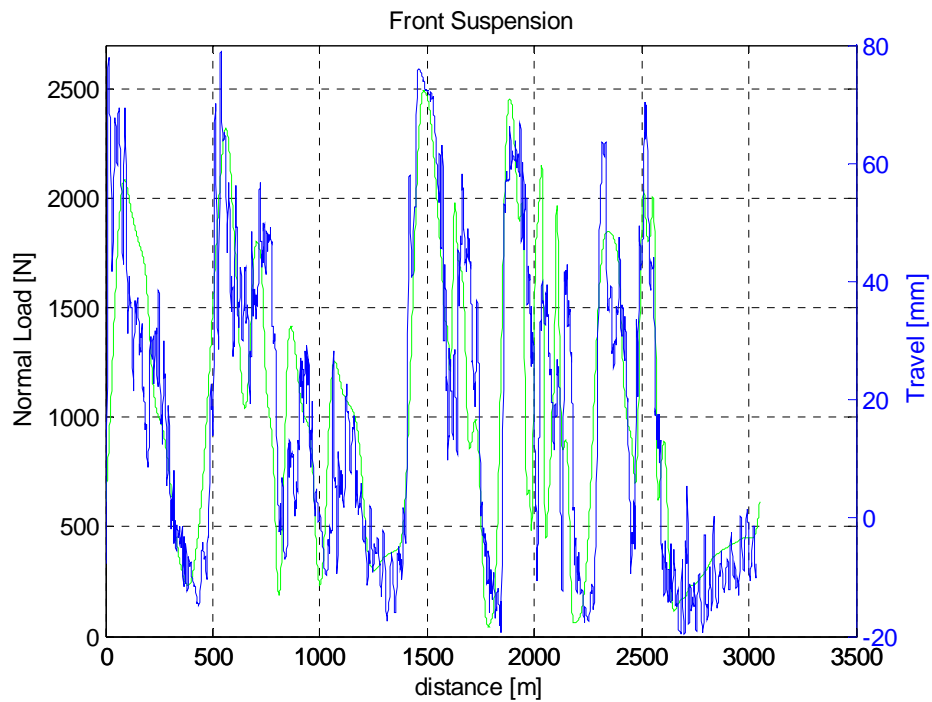
### Pirelli Diablo Corsa 3P: **Banking GPS**

Si ricorda che il colore **Magenta** identifica il rollio effettivo calcolato con i dati sperimentali.



**Figura 2-76** Diablo Corsa 3 - Confronto angolo di rollio

### Pirelli Diablo Corsa 3: **Susp\_F [mm]**



**Figura 2-77** Diablo Corsa 3 - Confronto escursione sospensione anteriore

Pirelli Diablo Corsa 3: **Torque [Nm]**

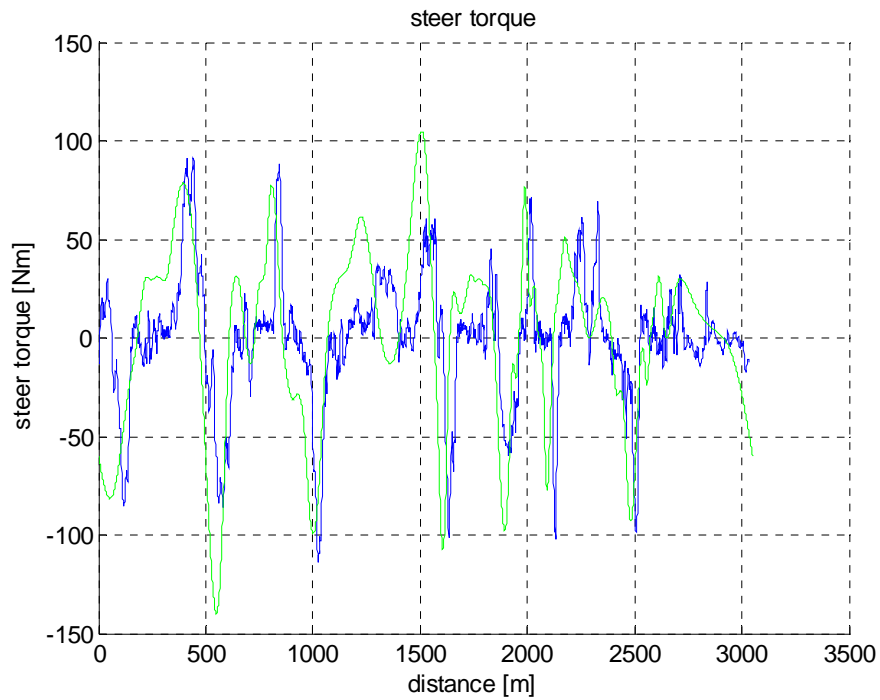


Figura 2-78 Diablo Corsa 3 - Confronto coppia di sterzo

Pirelli Diablo Corsa 3: **Steering angle [deg]**

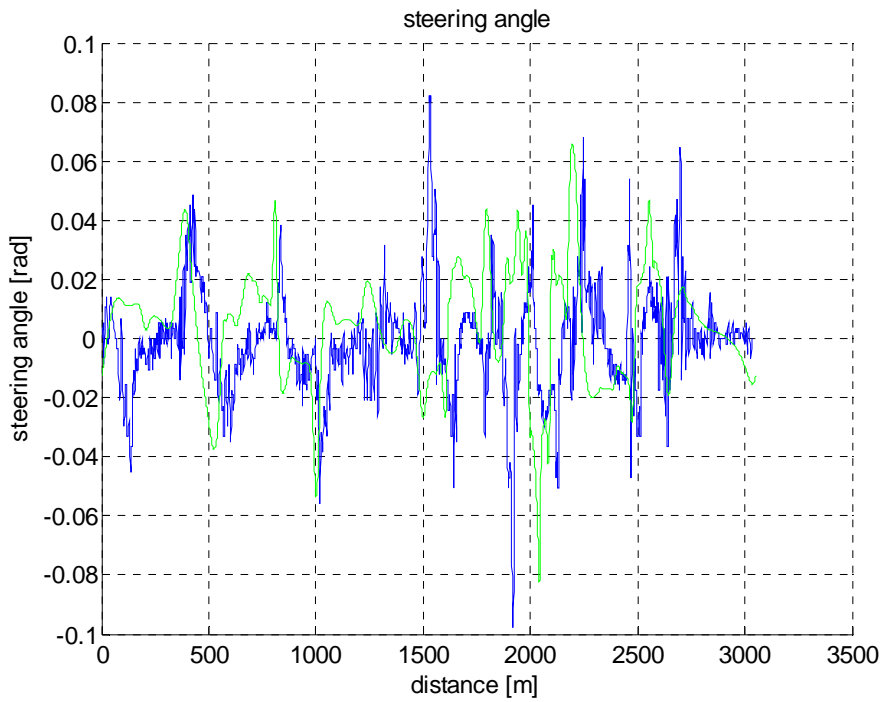
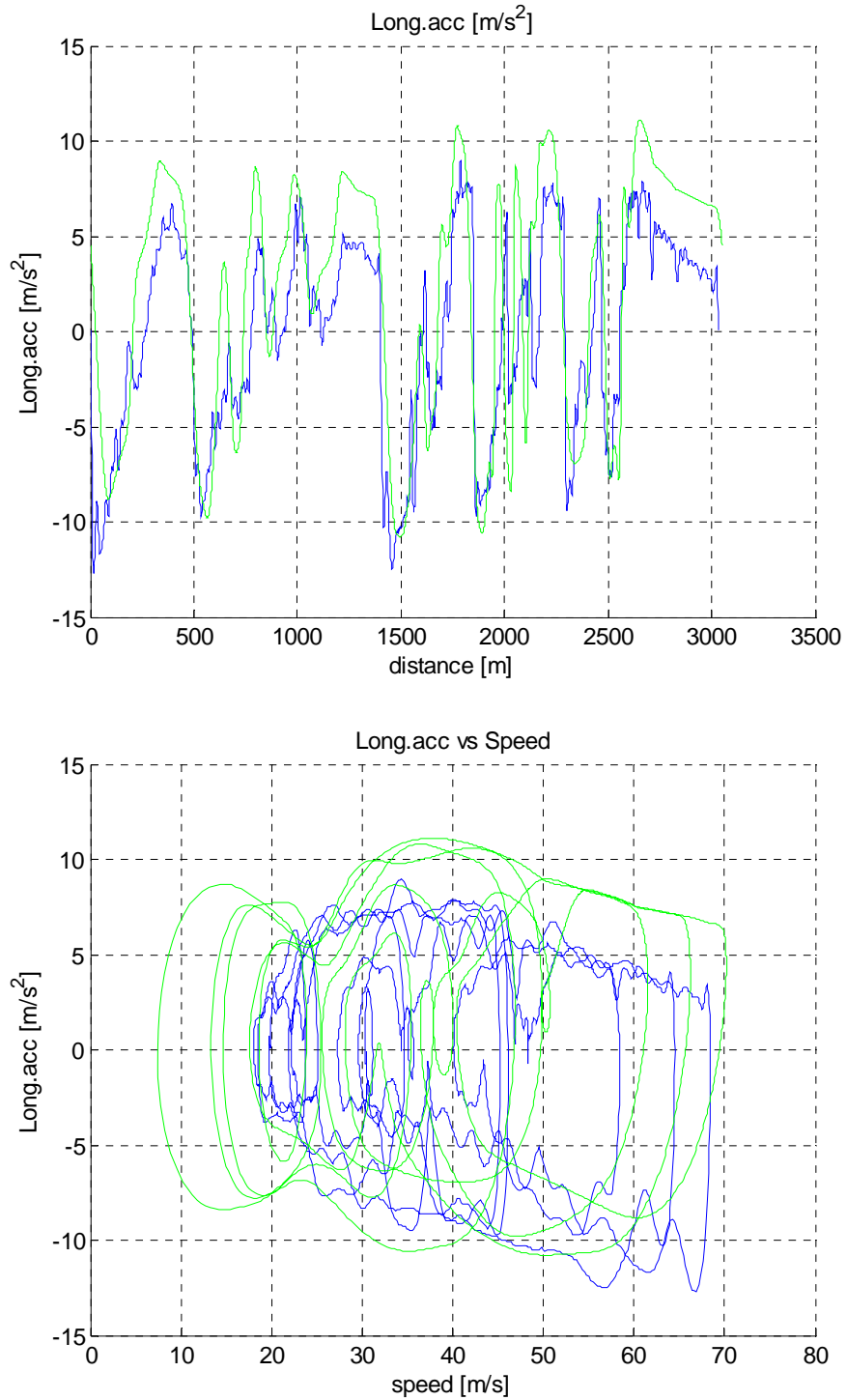


Figura 2-79 Diablo Corsa 3 - Confronto angolo di sterzo

### Pirelli Diablo Corsa 3: Longitudinal Acceleration GPS [m/s<sup>2</sup>]



**Figura 2-80** Diablo Corsa 3 - Confronto accelerazione longitudinale

Pirelli Diablo Corsa 3: **G-G diagram** [m/s<sup>2</sup>]

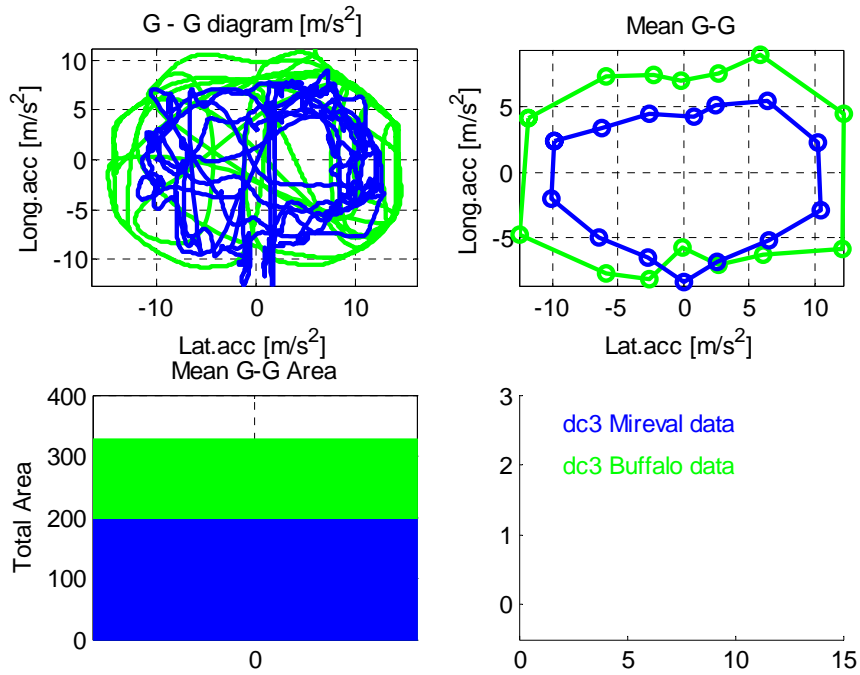


Figura 2-81 Daiblo Corsa 3 - Diagramma GG

Pirelli Diablo Corsa 3: **Acceleration index**

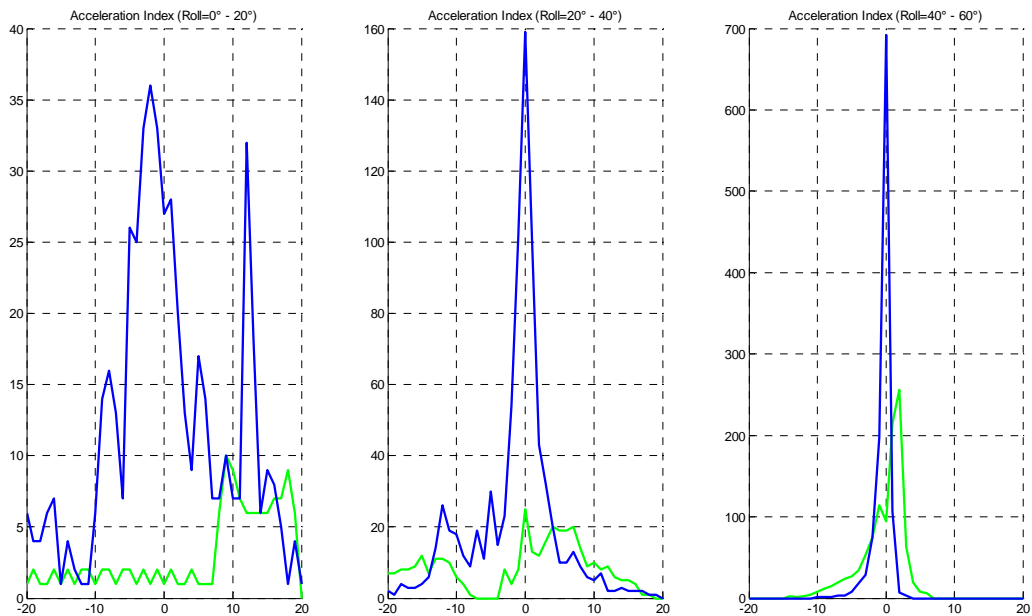


Figura 2-82 Diablo Corsa 3 - Acceleration Index



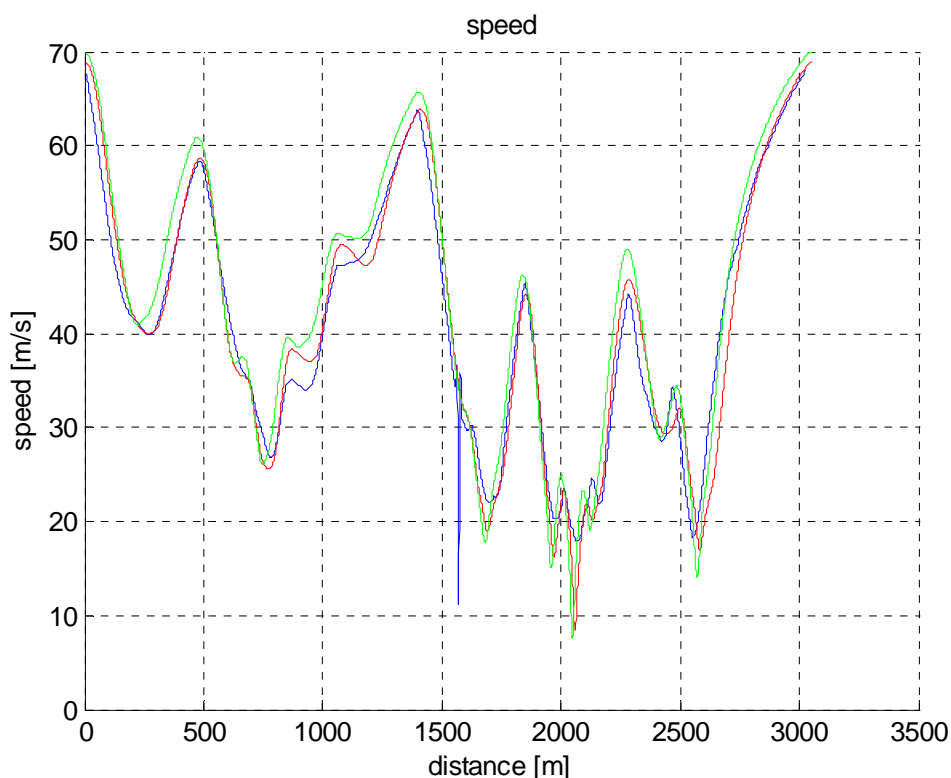
### 2.7.2.5 Michelin Pilot Power

In questa sezione vengono riportate le analisi sopra descritte per il set di pneumatici Michelin Pilot Power.

In tutti i grafici sotto riportati vale la seguente leggenda:

- **BLU**: dati sperimentali
- **Rosso**: simulazioni numeriche con set parametri dei pneumatici ottenuti mediante MotoTireMeter® (Padova); per tali analisi si è utilizzato il file “*GSXR\_pow\_autofit.lua*”.
- **Verde**: simulazioni numeriche con set parametri dei pneumatici ottenuti mediante Flat-Track© (Buffalo) ); per tali analisi si è utilizzato il file “*GSXR\_pow\_buf.lua*”.

Michelin Pilot Power: **Speed GPS [m/s]**

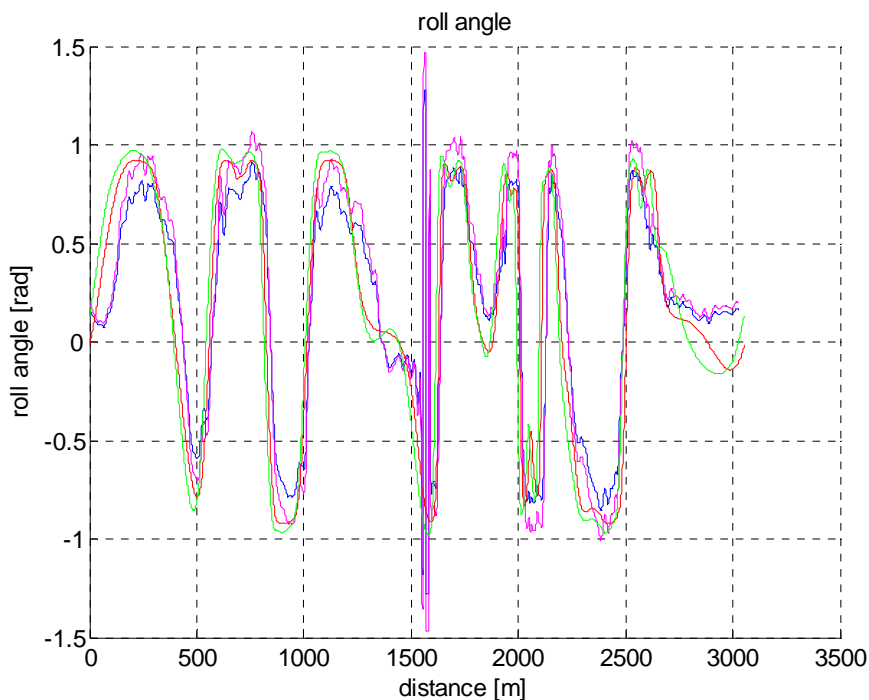


**Figura 2-83 Pilot - Confronto velocità**

Si nota come il sistema GPS abbia riscontrato un’anomalia di funzionamento in prossimità dei 1550m, tale discontinuità si è verificata per tutte le grandezze basate su tale tecnologia.

### Michelin Pilot Power: **Banking GPS**

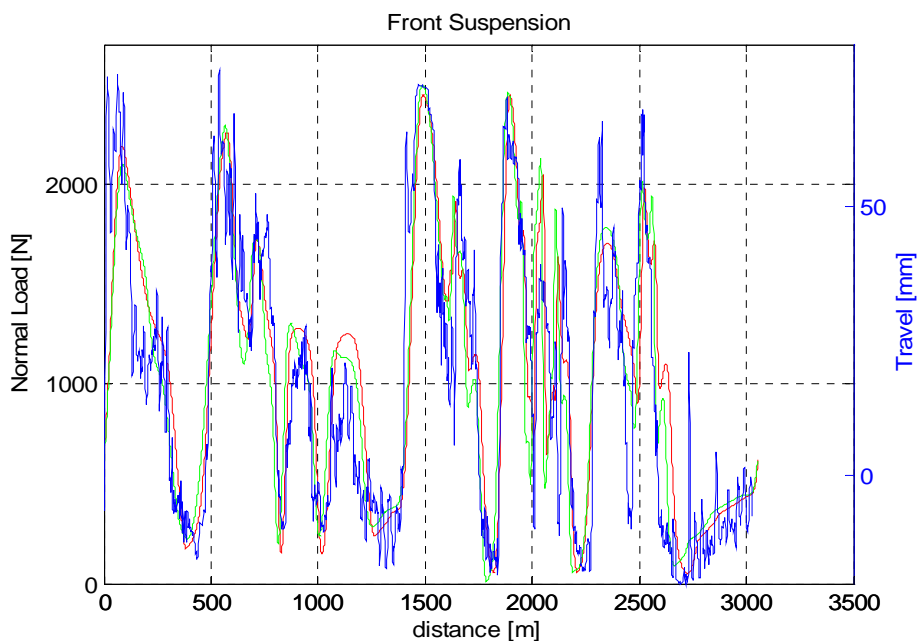
Si ricorda che il colore **Magenta** identifica il rollio effettivo calcolato con i dati sperimentali.



**Figura 2-84 Pilot - Confronto angolo di rollio**

Si nota come il sistema GPS abbia riscontrato un'anomalia di funzionamento in prossimità dei 1550m, tale discontinuità si è verificata per tutte le grandezze basate su tale tecnologia.

### Michelin Pilot Power: **Susp\_F [mm]**



**Figura 2-85 Pilot - Confronto escursione sospensione anteriore**

Michelin Pilot Power: **Torque [Nm]**

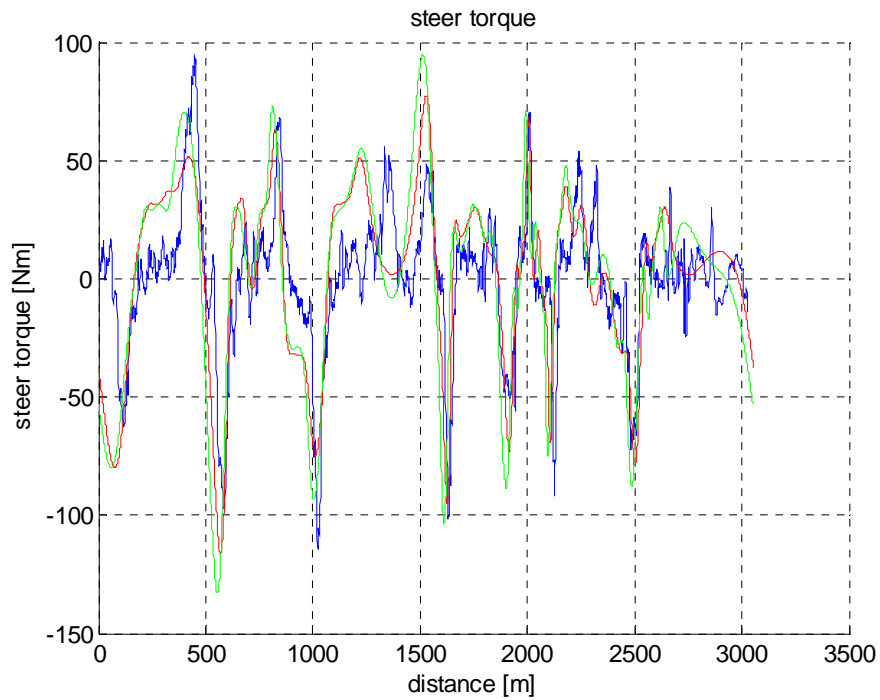


Figura 2-86 Pilot - Confronto coppia di sterzo

Michelin Pilot Power: **Steering angle [deg]**

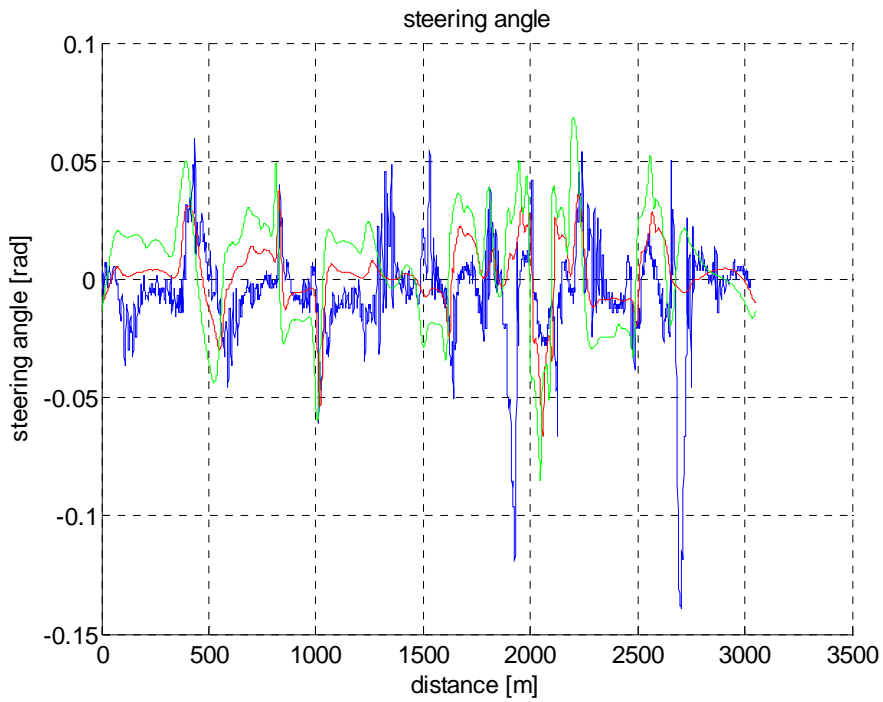
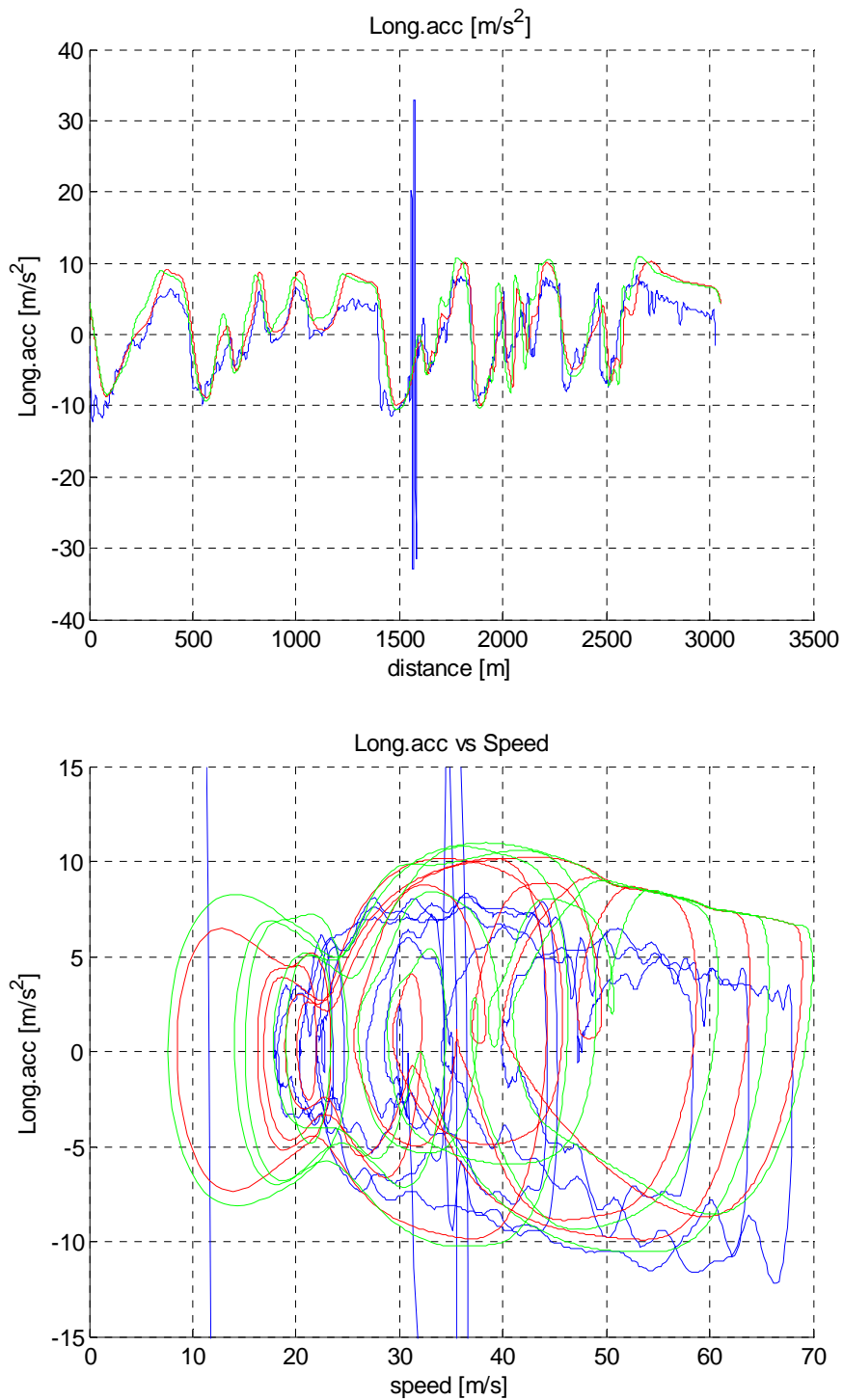


Figura 2-87 Pilot - Confronto angolo di sterzo

Michelin Pilot Power: **Longitudinal Acceleration GPS [m/s<sup>2</sup>]**



**Figura 2-88 Pilot - Confronto accelerazione longitudinale**

Si nota come il sistema GPS abbia riscontrato un'anomalia di funzionamento in prossimità dei 1550m, tale discontinuità si è verificata per tutte le grandezze basate su tale tecnologia.

Michelin Pilot Power: **G-G diagram [m/s<sup>2</sup>]**

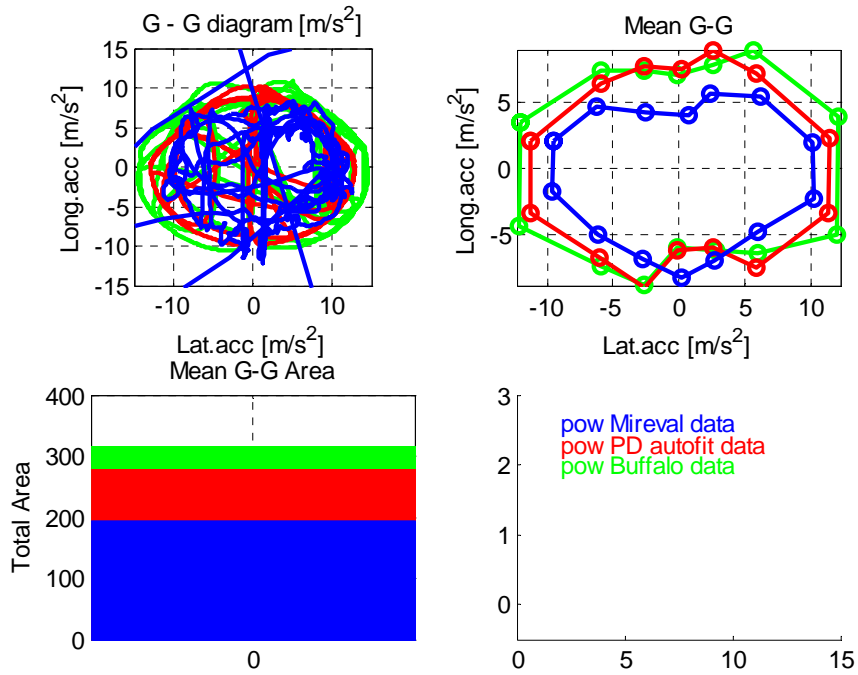


Figura 2-89 Pilot - Diagamma GG

Michelin Pilot Power: **Acceleration index**

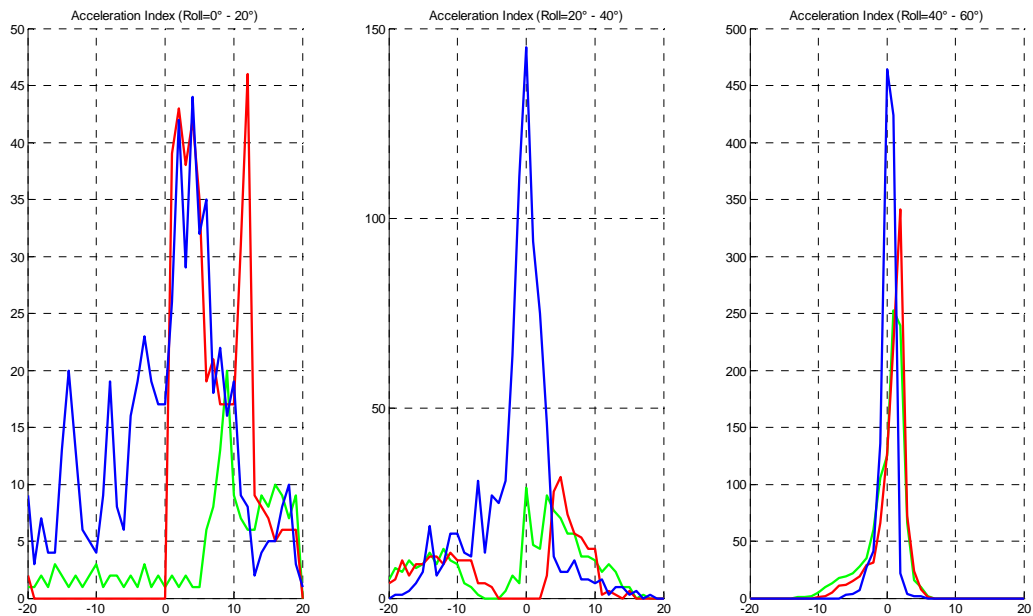


Figura 2-90 Pilot - Acceleration Index

## 2.7.4 Conclusioni

Dalle analisi condotte è emerso che il codice OptiMa-RM© può essere usato in maniera proficua per analizzare il comportamento dei motoveicoli, un valido strumento di indagine per analisi qualitative.

Tuttavia il modello del circuito di Mireval riprodotto non può ritenersi completamente federe al circuito reale, oltre alla limitazione dovuta ad un sviluppo bidimensionale si è riscontrata anche un diverso raggio per la curva  $\Omega$ , tale fatto non preclude alla genericità dei risultati o alla qualità delle indagini parametriche, solo limita le analisi quantitative dei parametri dei pneumatici;

Il software OptiMa-RM©, nonostante le limitazioni intrinseche del codice quali:

- Circuito bidimensionale
- Assenza del modello delle sospensioni.
- Modello del pneumatico lineare con saturazione.

Riesce a fornire risultati delle simulazioni in linea con i dati sperimentali.

Il modello del pneumatico presenta una sensibilità e accuratezza tale da caratterizzare in maniera adeguata i differenti set di coperture; pertanto si può ritenere il codice OptiMa-RM© un valido strumento di analisi di motoveicoli lungo traiettorie complesse.

## 2.8 Metodo della Manovra Ottima: analisi parametrica

Dopo aver verificato l'efficacia e l'attendibilità del *Metodo della Manovra Ottima*, si procede con la sua effettiva applicazione in termini progettuali.

### 2.8.1 Introduzione

Il *Metodo della Manovra Ottima* è in grado di riprodurre manovre realistiche ed attinenti alle rilevazioni telemetriche. Di conseguenza l'applicazione per investigare l'influenza dei parametri di progetto nelle prestazioni dei veicoli da competizione è pienamente giustificata. A tal proposito la motocicletta Suzuki GXS R 1000 K7 con pneumatici DUNLOP QUALIFIE RR del precedente capitolo viene ripresa e considerata come veicolo di riferimento, in relazione al fatto che il suo modello numerico risulta ben collaudato e verificato. L'applicazione progettuale del *Metodo della Manovra Ottima* consiste innanzitutto in una serie di studi parametrici, per investigare come le prestazioni della motocicletta varino al variare dei parametri che caratterizzano i pneumatici.

### 2.8.2 D.O.E. analisi

DoE (Design of Experiment – Programmazione degli Esperimenti: sequenza di prove sperimentali da effettuare per studiare e ottimizzare un processo).

Un esperimento programmato è una prova o una serie di prove in cui vengono fatte variare deliberatamente le variabili di ingresso di un processo (*fattori*), in modo da poter osservare e identificare le corrispondenti variazioni della risposta in uscita.

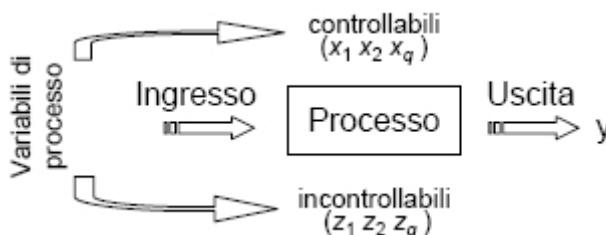


Figura 2-91 Schema analisi D.O.E

I metodi della programmazione degli esperimenti possono essere usati sia nello sviluppo sia nella messa a punto del processo per migliorarne le prestazioni o per ottenere un processo robusto ovvero insensibile alle sorgenti esterne di variabilità.

Obiettivi dell'esperimento possono comprendere:

- determinare quali variabili hanno più influenza sulla risposta;
- come aggiustare le variabili per ottimizzare la risposta;
- come aggiustare le variabili per minimizzare la variabilità della risposta.

Nel caso in esame lo scopo dell'analisi DOE è quello di determinare quali variabili dei pneumatici influenzano maggiormente le prestazioni della motocicletta, come indice di riferimento si è preso il tempo sul giro.

### 2.8.3 Influenza del limite di aderenza

Si è analizzata il variare del tempo impiegato per percorrere un giro di pista al variare di diversi limiti dell'ellissi di aderenza.

Nome file	Coef. $\mu$ long.	Coef. $\mu$ lat.	Coef. $\mu$ long.	Coef. $\mu$ lat.	Converged
RESULTS_lap_time_qrr_mu_r10_mu_f10_at_Mireval.txt	1	1	1	1	Y
RESULTS_lap_time_qrr_mu_r10_mu_f12_at_Mireval.txt	1	1	1.2	1.2	Y
RESULTS_lap_time_qrr_mu_r12_mu_f10_at_Mireval.txt	1.2	1.2	1	1	Y
RESULTS_lap_time_qrr_mu_r12_mu_f12_at_Mireval.txt	1.2	1.2	1.2	1.2	Y
RESULTS_lap_time_qrr_mu_x_r10_mu_y_r10_mu_x_f10_mu_y_f12_at_Mireval.txt	1	1	1	1.2	Y
RESULTS_lap_time_qrr_mu_x_r10_mu_y_r10_mu_x_f12_mu_y_f10_at_Mireval.txt	1	1	1.2	1	Y
RESULTS_lap_time_qrr_mu_x_r10_mu_y_r12_mu_x_f10_mu_y_f10_at_Mireval.txt	1	1.2	1	1	Y
RESULTS_lap_time_qrr_mu_x_r10_mu_y_r12_mu_x_f10_mu_y_f12_at_Mireval.txt	1	1.2	1	1.2	Y
RESULTS_lap_time_qrr_mu_x_r10_mu_y_r12_mu_x_f12_mu_y_f10_at_Mireval.txt	1	1.2	1.2	1	N



RESULTS_lap_time_qrr_mu_x_r10_mu_y_r12_mu_x_f12_mu_y_f12_at_Mireval.txt	1	1.2	1.2	1.2	Y
RESULTS_lap_time_qrr_mu_x_r12_mu_y_r10_mu_x_f10_mu_y_f10_at_Mireval.txt	1.2	1	1	1	Y
RESULTS_lap_time_qrr_mu_x_r12_mu_y_r10_mu_x_f10_mu_y_f12_at_Mireval.txt	1.2	1	1	1.2	Y
RESULTS_lap_time_qrr_mu_x_r12_mu_y_r10_mu_x_f12_mu_y_f10_at_Mireval.txt	1.2	1	1.2	1	Y
RESULTS_lap_time_qrr_mu_x_r12_mu_y_r10_mu_x_f12_mu_y_f12_at_Mireval.txt	1.2	1	1.2	1.2	Y
RESULTS_lap_time_qrr_mu_x_r12_mu_y_r12_mu_x_f10_mu_y_f12_at_Mireval.txt	1.2	1.2	1	1.2	Y
RESULTS_lap_time_qrr_mu_x_r12_mu_y_r12_mu_x_f12_mu_y_f10_at_Mireval.txt	1.2	1.2	1.2	1	Y

La simulazione numero 9 non ha raggiunto la convergenza pertanto non è stata persa in considerazione nelle analisi seguenti.

Il primo grafico esaminato è il grafico dei tempi, il tempo sul giro è il parametro di riferimento per valutare l'incremento di prestazioni del veicolo. Come si può osservare con variazioni del 20% del limite di aderenza dei pneumatici si riesce a ridurre il tempo di 3.6 secondi.

Osservando i grafici dei parametri dinamici si può affermare che l'incremento dell'aderenza porta ad ottenere:

- Si riscontrano lievi differenze tra le varie curve del grafico delle velocità. (Figura 2.92)
- Differenti profili delle velocità portano ad ottenere differenti angoli di rollio. (Figura 2.92)
- Cambiando i parametri dinamici la coppia di sterzo applicata al manubrio dal pilota cambia. (Figura 2.92).
- La deriva dei pneumatici e l'angolo di sterzo non subiscono notevoli variazioni. (Figura 2.92)
- L'accelerazione longitudinale e le forze longitudinali dipendono in maniera diretta con i limiti di aderenza lungo la coordinata x, come ci si aspettava. (Figura 2.93)

- L'accelerazione longitudinale e le forze longitudinali dipendono in maniera diretta con i limiti di aderenza lungo la coordinata  $y$ , come ci si aspettava. (Figura 2.93)
- L'area totale dell'ellisse di aderenza aumenta in maniera diretta con la riduzione del tempo; più aumento l'ellisse, minore sarà il tempo sul giro. (Figura 2.94)
- Il variare il parametro dell'aderenza genera notevoli cambiamenti al segnale della coppia di sterzo che si traduce in notevoli variazioni dell'*Acceleration Index*, dai grafici si può notare come pneumatici più prestanti comportino sforzi maggiori per il pilota, tale fatto come già espresso non è ben visto dall'utilizzatore. (Figura 2.95)
- Lo *Steering Ratio* non subisce notevoli variazioni al variare dell'aderenza. (Figura 2.95)





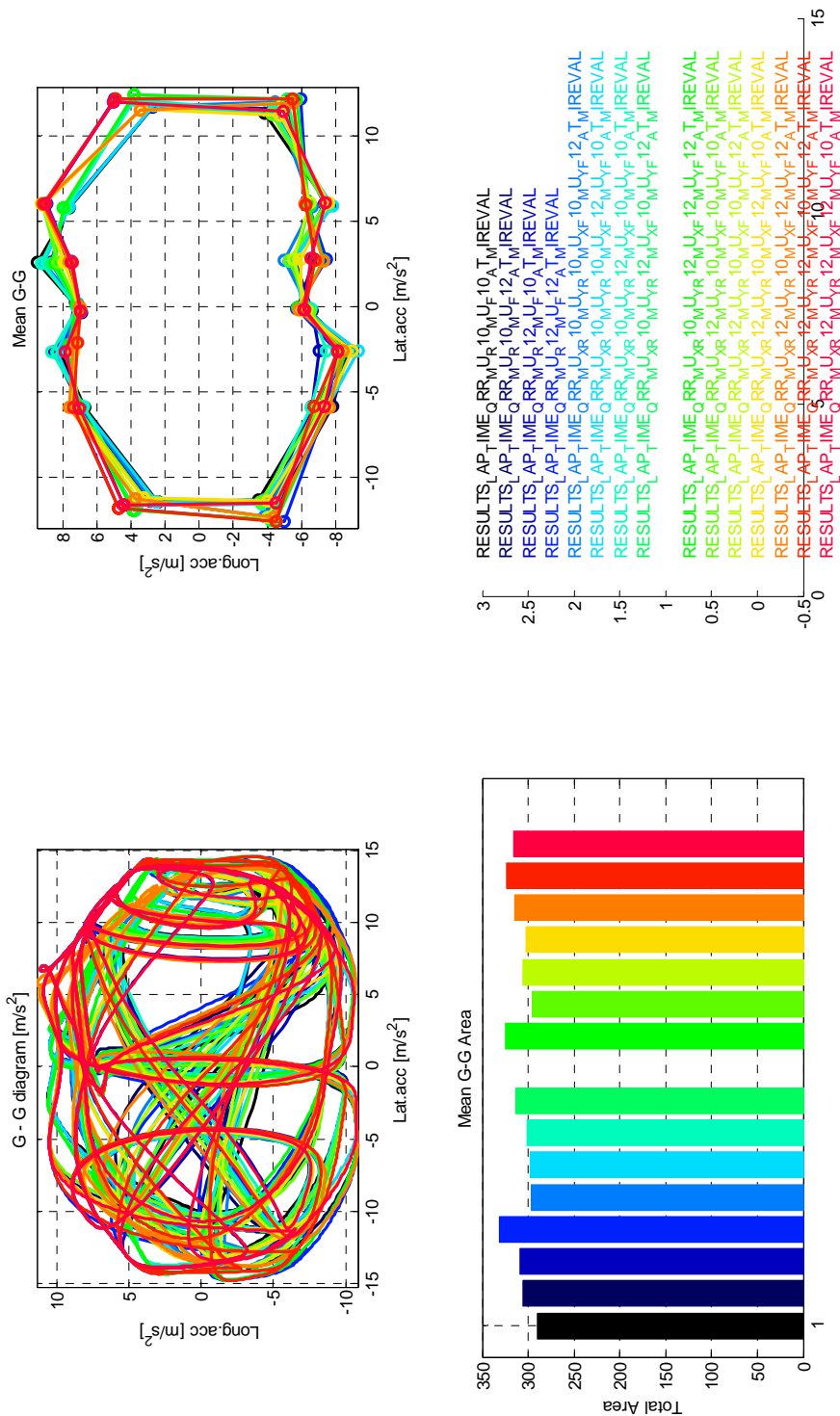


Figura 2-94 Analisi DOE aderenza

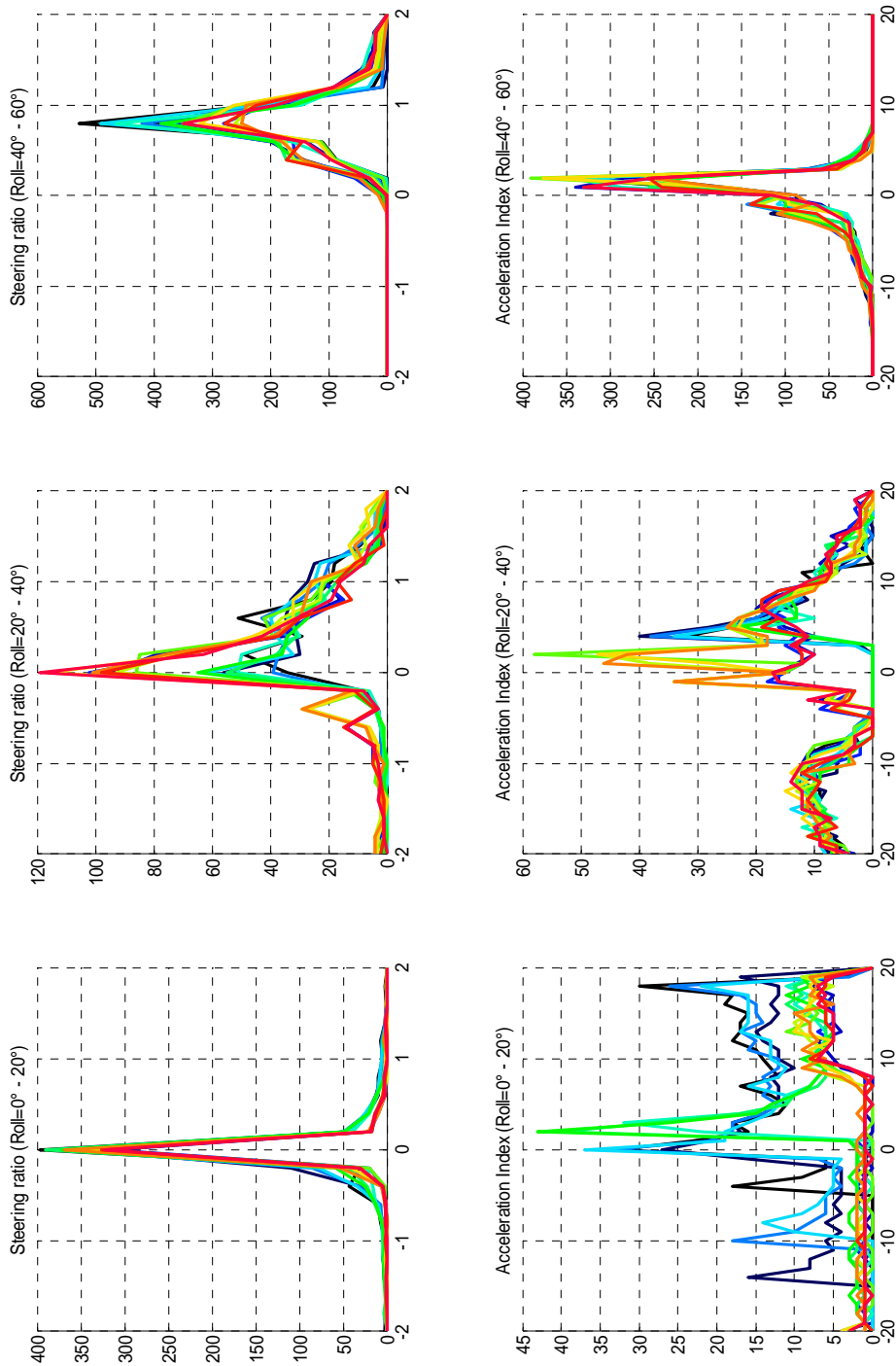
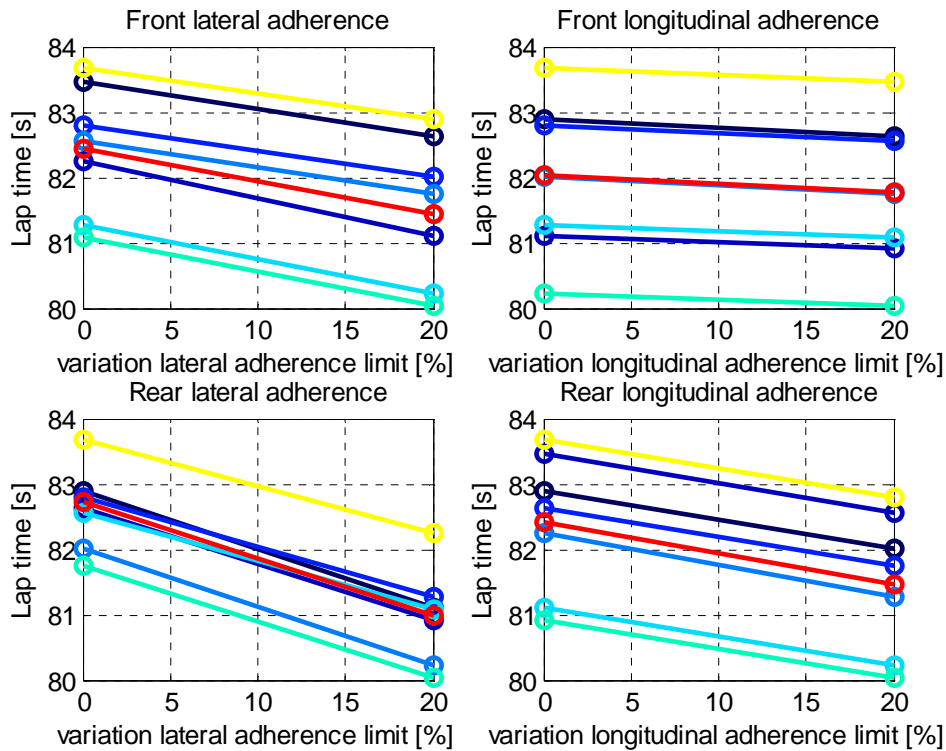


Figura 2-95 Analisi DOE aderenza

L'analisi D.O.E. può essere riassunta dalla seguente serie di grafici in cui vengono riportati i tempi (parametro di riferimento) delle differenti configurazioni raggruppati per i differenti parametri indipendenti. Viene poi indicata, in rosso, il valor medio di tali tempi.



**Figura 2-96 Analisi DOE aderenza**

Come si può osservare la pendenza delle curve è maggiore nel caso in cui viene modificata l'aderenza laterale del pneumatico posteriore, quindi tale parametro è quello più influente per ridurre il tempo di percorrenza.

Altra informazione che viene data da tali grafici è che il modello utilizzato si comporta in modo estremamente lineare e per tale analisi vale la sovrapposizione degli effetti.

Per concludere si può osservare come il codice per meglio sfruttare le potenzialità delle differenti coperture esegua differenti traiettorie.

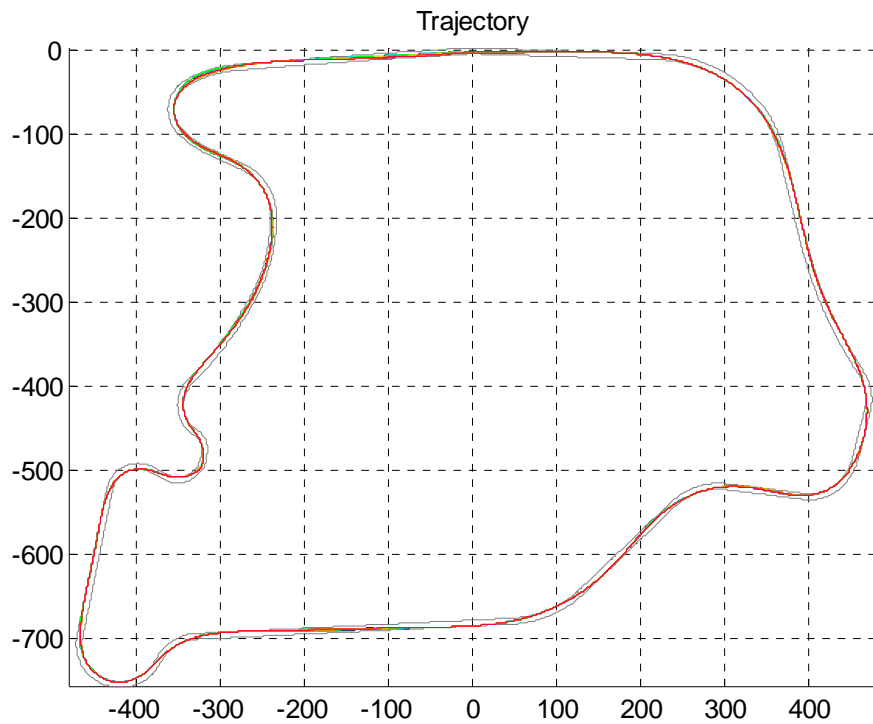


Figura 2-97 Analisi DOE aderenza - Traiettorie

#### 2.8.4 Influenza delle rigidità del pneumatico

Si è analizzata il variare del tempo impiegato per percorrere un giro di pista al variare di diversi valore per i coefficienti di rigidità dei pneumatici. Nella tabella seguente sono riportate le differenti condizioni testate.

Nome file	Coef. $K\lambda$ Rear	Coef. $K\phi$ Rear	Coef. $K\lambda$ Front	Coef. $K\phi$ Front	Converged
RESULTS_lap_time_qrr_klr=10_kpr=10_klf=10_kpf=10_at_Mireval.txt	1	1	1	1	Y
RESULTS_lap_time_qrr_klr=09_kpr=09_klf=10_kpf=10_at_Mireval.txt	0.9	0.9	1	1	Y
RESULTS_lap_time_qrr_klr=09_kpr=09_klf=11_kpf=11_at_Mireval.txt	0.9	0.9	1.1	1.1	Y



RESULTS_lap_time_qrr_klr=09_kpr=10_klf=10_k pf=10_at_Mireval.txt	0.9	1	1	1	Y
RESULTS_lap_time_qrr_klr=10_kpr=09_klf=10_k pf=10_at_Mireval.txt	1	0.9	1	1	Y
RESULTS_lap_time_qrr_klr=10_kpr=10_klf=09_k pf=09_at_Mireval.txt	1	1	0.9	0.9	Y
RESULTS_lap_time_qrr_klr=10_kpr=10_klf=09_k pf=10_at_Mireval.txt	1	1	0.9	1	Y
RESULTS_lap_time_qrr_klr=10_kpr=10_klf=10_k pf=09_at_Mireval.txt	1	1	1	0.9	Y
RESULTS_lap_time_qrr_klr=10_kpr=10_klf=10_k pf=11_at_Mireval.txt	1	1	1	1.1	Y
RESULTS_lap_time_qrr_klr=10_kpr=10_klf=11_k pf=10_at_Mireval.txt	1	1	1.1	1	Y
RESULTS_lap_time_qrr_klr=10_kpr=10_klf=11_k pf=11_at_Mireval.txt	1	1.1	1.1	1	Y
RESULTS_lap_time_qrr_klr=10_kpr=11_klf=10_k pf=10_at_Mireval.txt	1	1.1	1	1	Y
RESULTS_lap_time_qrr_klr=11_kpr=10_klf=10_k pf=10_at_Mireval.txt	1.1	1	1	1	Y
RESULTS_lap_time_qrr_klr=11_kpr=11_klf=09_k pf=09_at_Mireval.txt	1.1	1.1	0.9	0.9	Y
RESULTS_lap_time_qrr_klr=11_kpr=11_klf=10_k pf=10_at_Mireval.txt	1.1	1.1	1	1	Y
RESULTS_lap_time_qrr_klr=11_kpr=11_klf=11_k pf=11_at_Mireval.txt	1.1	1.1	1.1	1.1	Y

Il primo grafico esaminato è il grafico dei tempi, il tempo sul giro è il parametro di riferimento per valutare l'incremento di prestazioni del veicolo. Come si può osservare con variazioni delle rigidzze di rollio e di sideslip non influenzano il tempo impiegato a percorrere il tracciato, differenza massima inferiore ai 4 centesimi di secondo.

Osservando i grafici dei parametri dinamici si può affermare che le variazioni di rigidzza:

- Non variano il profilo della velocità (Figura 2.98).
- Non variano il profilo dell'angolo di rollio (Figura 2.98).
- Non modificano la coppia di sterzo da esercitare (Figura 2.98).
- L'angolo di sterzo varia in concomitanza con le variazioni degli angoli si deriva dei pneumatici (Figura 2.98)
- Le forze sviluppate dai pneumatici sono le medesime per tutte le configurazioni, quello che varia è l'angolo di deriva che deve essere utilizzato per generare tali forze. (Figura 2.99).
- Le accelerazioni longitudinali e laterali non subiscono variazioni di rilievo , così come avviene per l'ellisse di trazione (Figura 2.100).
- Non essendoci variazioni alla coppia di sterzo e all'accelerazione laterale il parametro *Acceleration Index* non subisce variazioni. (Figura 2.101).
- Le variazioni delle rigidzze dei pneumatici influenzano notevolmente gli angoli di deriva e di conseguenza l'angolo da applicare allo sterzo, questo parametro è estremamente importante per determinare lo *Steering Ratio*; dalla (Figura 2.101).si può notare come soprattutto per elevati angoli di rollio i differenti pneumatici presentano caratteristiche di maneggevolezza differenti, si verifica il passaggio graduale da configurazioni sottosterzanti a sovrasterzanti fino ad raggiungere anche configurazioni controsterzanti.

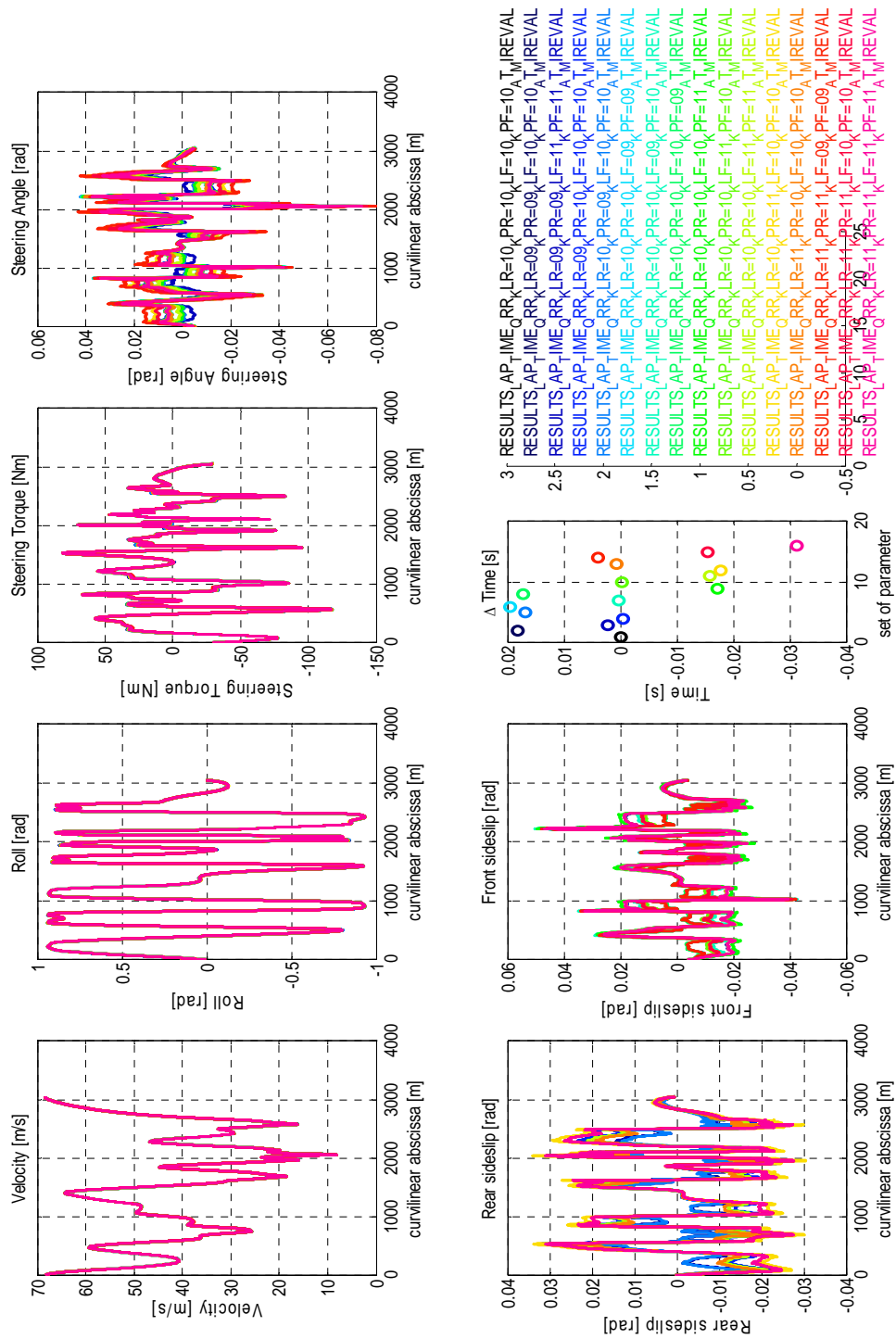


Figura 2-98 Analisi DOE rigidezza

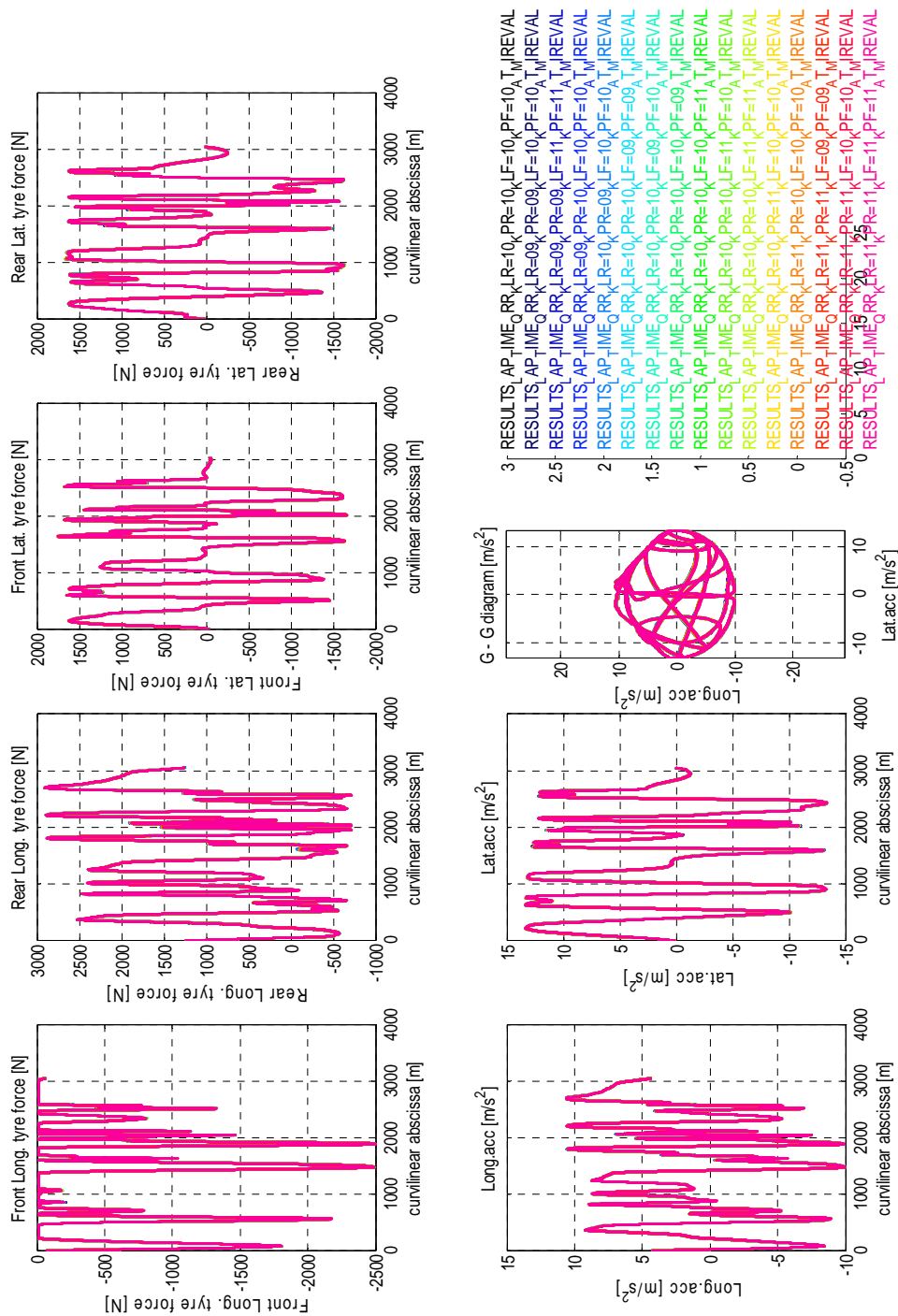


Figura 2-99 Analisi DOE rigidzza

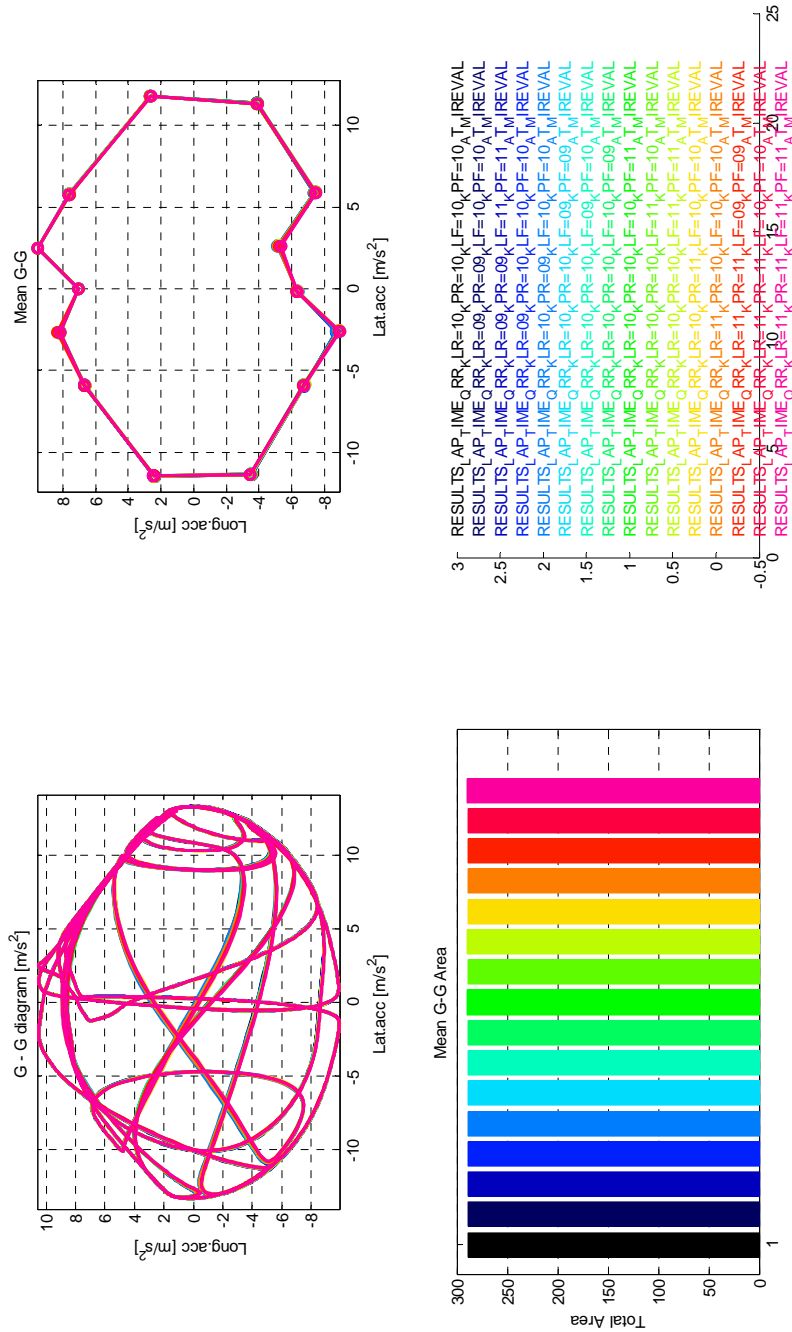


Figura 2-100 Analisi DOE rigidezza

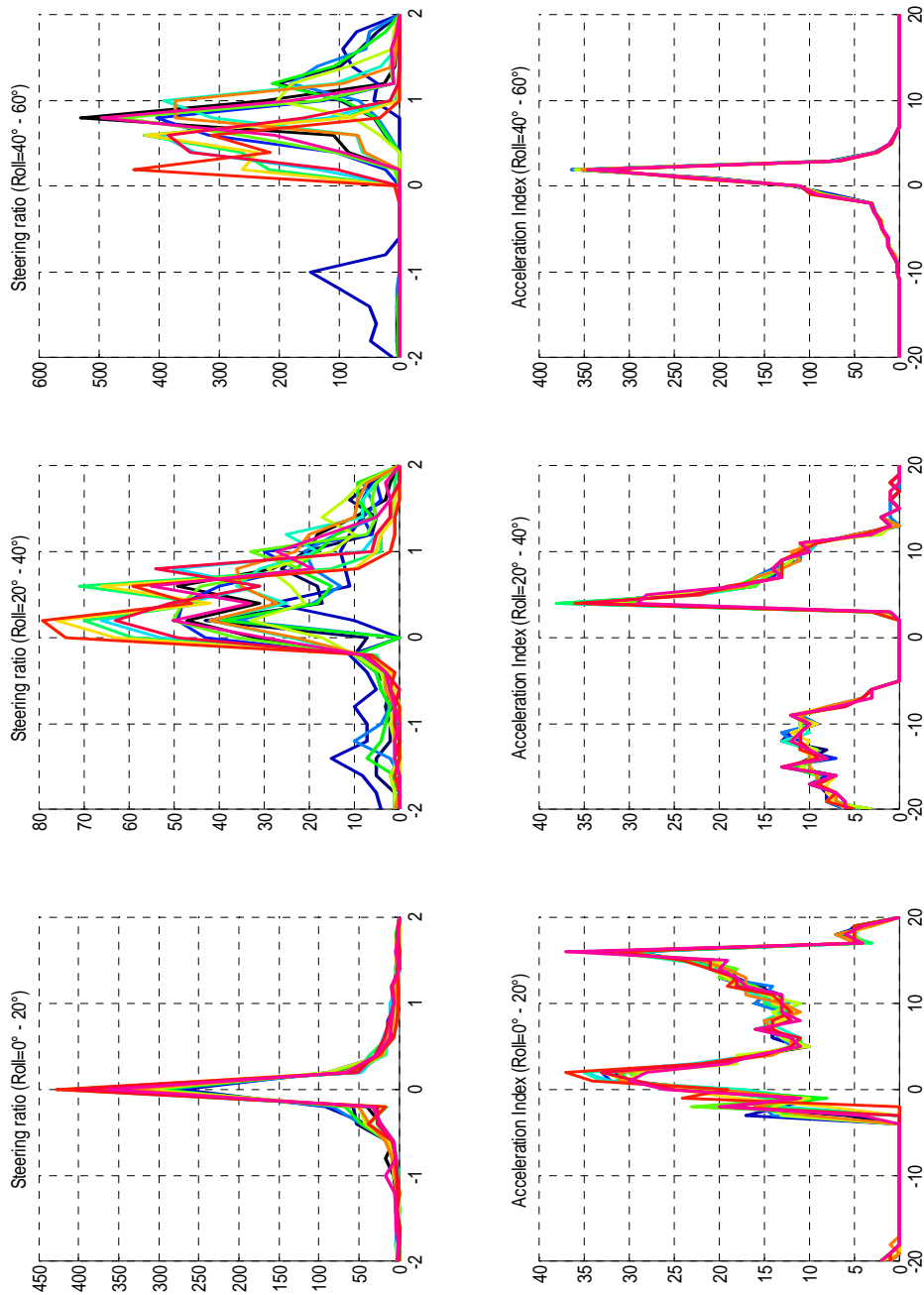
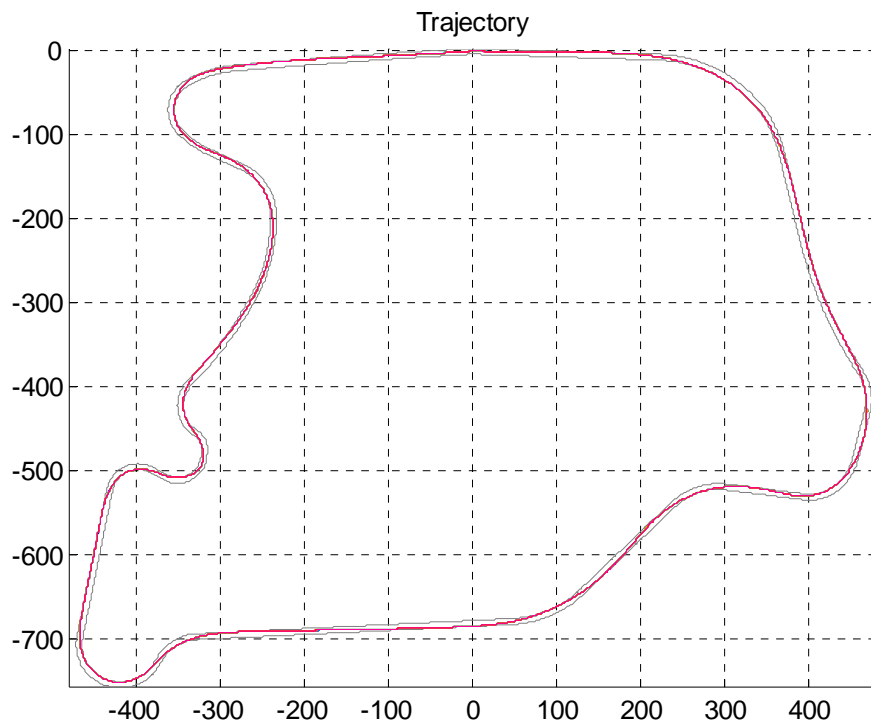


Figura 2-101 Analisi DOE rigidezza

Come si può osservare nel grafico delle traiettorie il controllo non esegue manovre differenti tra le varie configurazioni, tale fatto era evidente dai profili dei segnali esaminati, ma viene meglio evidenziato in tale grafico.



**Figura 2-102 Analisi DOE rigidezza - Traiettoria**

Nel grafico della pagina seguente vengono analizzate le forze laterali dei pneumatici riferiti ai differenti effetti che le generano, per migliorare la leggibilità del grafico sono stati riportati solo i punti in cui il carico alla ruota risultasse superiore alle condizioni statiche.

Pertanto per la ruota posteriore si è considerato il fenomeno della trazione, mentre per l'anteriore le forze si riferiscono alle condizioni di frenata, la linea tratteggiata rossa sta a indicare il carico statico di riferimento.

Come si può notare dai grafici, per ogni configurazione esaminata, la forza laterale ha lo stesso rapporto con l'angolo di rollio, mentre per rispettare l'equilibrio del veicolo il sistema deve adottare angoli di slip differenti.

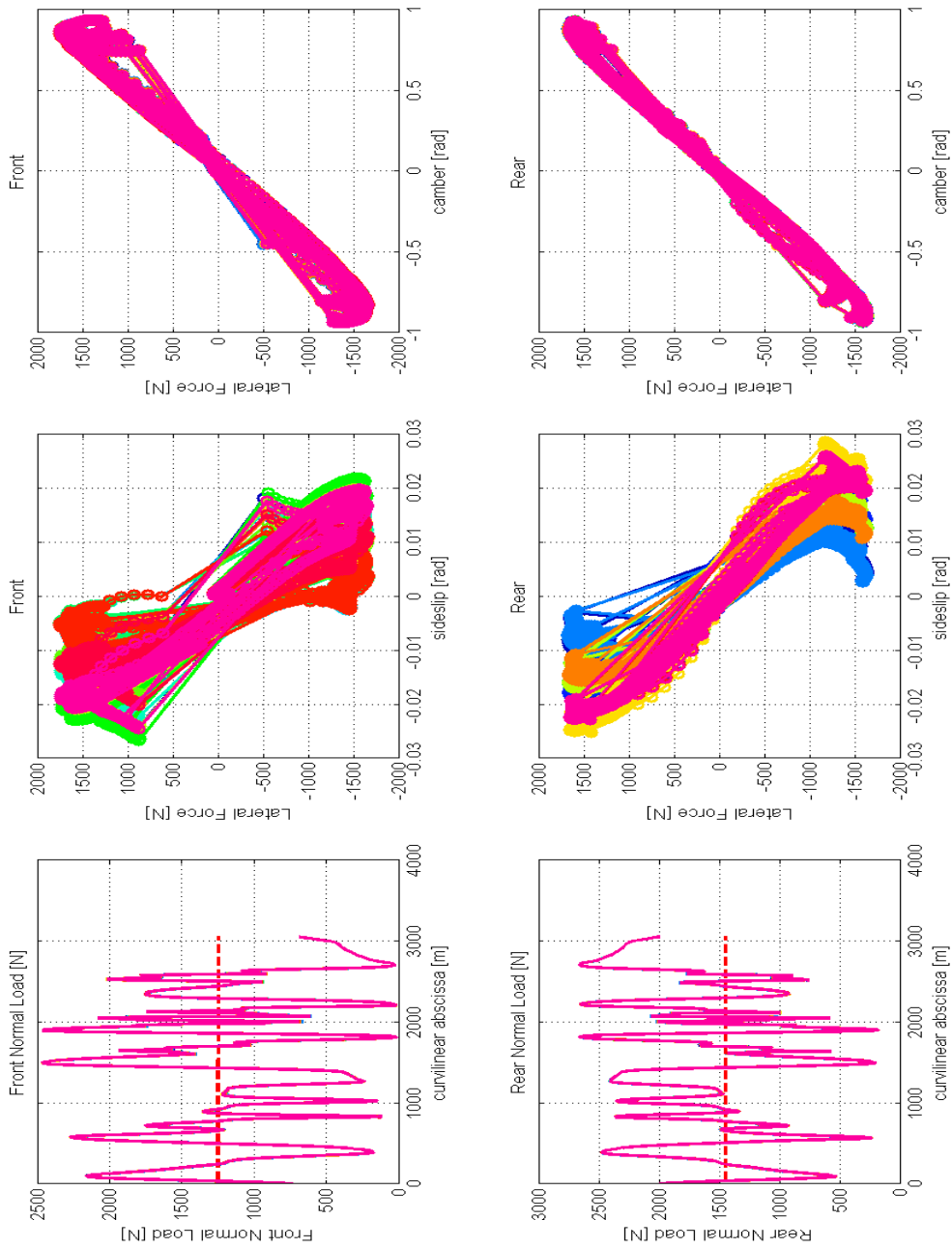


Figura 2-103 Analisi DOE rigidezza – Forze laterali



### **2.8.5 Conclusioni**

L'analisi parametrica mediante codice della *Manovra Ottima* ha evidenziato come l'aumentare dell'aderenza del pneumatico aumentino le prestazioni, tale parametro è in particolar modo influenzato dalle proprietà chimiche della miscela e dalla pulizia del tracciato. Aumentare l'ellisse di aderenza si traduce sempre in una riduzione dei tempi, anche se richiede al pilota uno sforzo fisico maggiore per sfruttare tale potenziale.

Intervenendo sulla struttura del pneumatico si possono variare le rigidità dei pneumatici, questi parametri non hanno effetti sul tempo della prestazione ma hanno grandi ripercussioni nella maneggevolezza del mezzo.

Nella realtà produttiva risulta difficile eseguire la medesima tipologia di test, in quanto i due parametri analizzati (aderenza e rigidità) non sono tra loro indipendenti. Modificando il limite di aderenza cambiando miscela si cambiano anche le proprietà di rigidità del pneumatico. Tuttavia da tale analisi si può dedurre che il target per nuovi pneumatici per motociclette supersportive deve prevedere un incremento dell'aderenza, contenere la rigidità di rollio e correggere la maneggevolezza del mezzo mediante una opportuna rigidità di deriva.

## **2.9 Bibliografia**

- [1] "Steady Turning Of Two Wheeled Vehicles" – V. Cossalter, A. Doria, R. Lot – Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, Vol 31, N° 3, pp 157-181, march 1999
- [2] "Development of Handling Test Procedures for Motorcycles" – D. Weir, J. Zellner – SAE paper 780313, 1978
- [3] "Rider skill influences on motorcycles manoeuvring" – R. S. Rice – SAE paper 780312, 1978
- [4] "Experimental Study on Motorcycle Steering Performance" – A. Aoki – SAE Congress and Exposition Cobo Hall, Detroit, February 26 – March 2, 1979
- [5] "Considerations of Turning Performance for Motorcycles" – H. Ishii, Y. Tezuka – JSAE 9734601, SAE 972127, 1997
- [6] "The Stability and Control of Motorcycles" – R. Sharp – Journal Mechanical Engineering Science, Vol 13, No. 5, 1971

- [7] A. Bellati, V. Cossalter, S. Garbin. Mechanisms of steering control of motorcycles , 9° International Conference “High-Tech Cars And Engines”, Modena, 29-30 May,2003.
- [8] D. Bortoluzzi, R. Lot, N. Ruffo. Motorcycle steady turning: the significance of geometry and inertia, 7° International Conference “Florence ATA 2001”, 23-25 May, 2001.
- [9] J. Fajans. Steering in bicycles and motorcycles, American Journal of Physics, Volume 68, Number 7 , pp. 654-659, July, 2000.
- [10] T. Foale. Motorcycle Handling and Chassis Design - the art and science, first printing, Spain, 2002.
- [11] K. Code. The soft science of road racing motorcycles - The technical procedures and workbook for road racing motorcycles, first edition, Acrobat Books, USA, 1986.
- [12] K. Riedl, P. Lugner. Naehere untersuchungen zur stationaren kurvenfahrt von einspurfahrzeugen, Vehicle system dynamics, Vol. 11, 1982, pp. 175-193.
- [13] Katayama, Aoki, Nishimi, Okayama. Measurement of Structural Properties of Riders, proc. of the 4th International Pacific Conference on Automotive Engineering, Melbourne, Australia, 1987.
- [14] V. Cossalter, M. Da Lio R. Lot, L.Fabbri : A General Method for the Evaluation of Vehicle Manoeuvrability with Special Emphasis on Motorcycles, Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, Vol 31, N° 2, pp 113-135, February 1999
- [15] V. Cossalter, M. Da Lio, F. Biral , L.Fabbri: Evaluation of Motorcycle Manoeuvrability with the Optimal Manoeuvre Method, SAE Meeting;1998 Motorsports Engineering Conference&Exposition, Dearborn, Michigan, 16-19 November 1998
- [16] F. Biral, M. Da Lio: Modelling Driver with the Optimal Manoeuvre Method, 7<sup>th</sup> International Conference ATA, paper 01A1029, Florence, 23-25 May 2001
- [17] F. Biral: Manovrabilità e Maneggevolezza dei Motocicli con il Metodo della Manovra Ottima, Tesi del Dottorato di Ricerca in Meccanica Applicata XIII ciclo, anni accademici 1997-2000
- [18] E. Bertolazzi, F. Biral, M. Da Lio, Symbolic-Numeric Efficient Solution of Optimal Control Problems for Multibody Systems, submitted to Journal of Computational Methods in Science and Engineering, Collana scientifica DIMS n°22, 1-19 (2003).
- [19] P. E. Gill, W. Murray, and M. A. Saunders, SNOPT: an SQP algorithm for largescale constrained optimization, SIAM J. Optim., 12 (2002), pp. 979–1006 (electronic).
- [20] R. Serbant and L. R. Petzold, COOPT—a software package for optimal control of largescale

differential-algebraic equation systems, *Math. Comput. Simulation*, 56 (2001), pp. 187–203. *Method of lines* (Athens, GA, 1999).

[21] R. Bulirsch, E. Nerz, H. J. Pesch, and O. von Stryk, Combining direct and indirect methods in optimal control: range maximization of a hang glider, in *Optimal control* (Freiburg, 1991), vol. 111 of *Internat. Ser. Numer. Math.*, Birkhäuser, Basel, 1993, pp. 273–288.

[22] J. L. Troutman, *Variational calculus and optimal control*, Undergraduate Texts in Mathematics, Springer-Verlag, New York, second ed., 1996. With the assistance of William Hrusa, *Optimization with elementary convexity*.

[23] B. C. Fabien, Numerical solution of constrained Optimal Control Problems with parameters, *Applied Mathematics and Computation*, 80 (1996), pp. 43-62.

[24] P. Deuffhard, G. Heindl, Affine invariant convergence theorems fro Newton’s Method and extensions to related methods, *SIAM J. Numer. Anal.* Vol. 16, 1979.

[25] H.B. Pacejka. *Tire and Vehicle Dynamics (2<sup>nd</sup> edition)*. SAE, 2006, ISBN 0 7680 1702 5

[26] V.Cossalter, A.Doria, R.Lot. Steady Turning of Two-Wheeled Vehicles, *Vehicle System Dynamics*, Vol. 31, 1999, pp 157–181.

[27] V.Cossalter, G.Dalla Torre, R.Lot, M.Massarò A multibody tool for the optimization of the suspension setup and geometric layout of racing motorcycles, *Proceedings of the FISITA World Automotive Congress*, Munich, Germany, 14-19 September 2008.

[28] M. Peretto: Studi sperimentali e teorici su maneggevolezza, stabilit  e manovrabilit  dei veicoli a due ruote. Tesi del Dottorato di Ricerca in Ingegneria Motociclistica XX ciclo, anni accademici 12005-2007

## Ringraziamenti

Ringrazio il gruppo di ricerca MDRG dell’Universit  di Padova e l’EMO Department di GOODYEAR DUNLOP FRANCE per il supporto fornito, ed in particolare il prof. Cossalter, il prof. Lot, A. Aguggiaro, S. Montet e J. Seguy.