

UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI BOLOGNA
FACOLTÀ DI INGEGNERIA
CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA MECCANICA
CURRICULUM MOTOVEICOLO

TESI
IN
MOTORCYCLE VEHICLE DYNAMICS

Stima dell'aderenza tra pneumatico e asfalto tramite un osservatore veicolo

Candidato:
Carrieri Marco

Relatore:
Prof. Martini Alberto

Correlatori:
Prof. Rivola Alessandro
Prof. Marco Troncossi
Ing. Attisano David

Anno accademico 2022/2023

Per mamma e papà che mi hanno insegnato a non accontentarmi mai.

Abstract

Il documento tratta lo sviluppo di un osservatore veicolo impiegato su motocicli sportivi prodotti in serie col fine di stimare l'aderenza fra pneumatico e asfalto, servendosi esclusivamente delle equazioni della dinamica e delle letture della piattaforma inerziale. Per quantificare il grip è necessario calcolare, in maniera robusta ed accurata, i coefficienti d'attrito, lo slip longitudinale e angoli di deriva degli pneumatici. I primi sono ottenuti utilizzando le sei equazioni della dinamica, tre traslazioni e tre rotazioni, da cui è possibile ricavare le forze scambiate tra ciascun pneumatico e l'asfalto. Al fine di rendere il modello dinamico robusto rispetto a variazioni degli input, è stato proposto un sistema di correzione per i principali parametri del veicolo quali massa, coefficiente di resistenza aerodinamica e coefficiente d'attrito fra pastiglie e dischi dei freni. Un ulteriore miglioramento del modello è ottenuto stimando la corsa delle sospensioni e il movimento laterale del pilota in curva, ottenendo una previsione dello spostamento del baricentro associato a tali fenomeni. Lo slip longitudinale viene calcolato conoscendo le velocità del veicolo e di entrambi gli pneumatici, misurate usando le ruote foniche, presenti su ogni motociclo moderno. La conoscenza del raggio di rotolamento dello pneumatico è cruciale per il calcolo dello slip ma questo può variare a causa dell'usura o dell'impiego di pneumatici differenti da quelli di serie. Un sistema di correzione, analogo a quello citato in precedenza, è stato quindi sviluppato anche per questo parametro. Corretti gli input del modello dinamico e reso robusto il calcolo dello slip, è stato possibile definire la caratteristica dello pneumatico. Questa è stata modellata con una funzione invertibile di slip e attrito ed è stata resa adattabile agendo su un singolo parametro. Il modello, sviluppato in MATLAB, è stato successivamente convertito in Simulink per poter essere scritto in codice C ed essere caricato in centralina per l'utilizzo real time. Nella parte conclusiva della trattazione sono illustrati i risultati nelle stime dell'aderenza, al variare delle condizioni ambientali, dei circuiti, dei piloti e anche del veicolo utilizzato.

Indice

Ringraziamenti	ii
Abstract	iii
List of Figures	vi
1 Introduzione e stato dell'arte	1
1.1 Campo di applicazione	1
1.2 Determinazione del massimo attrito	2
2 Modelli analitici	5
2.1 Segnali acquisiti dalla IMU	5
2.1.1 Rotazione rispetto agli angoli di montaggio	6
2.1.2 Integrazione dei giroscopi e rotazione dei segnali	6
2.1.3 Filtraggio: la media mobile	7
2.2 Equazioni cardinali della dinamica	8
2.2.1 Sistema di riferimento	9
2.2.2 Equilibrio alla traslazione lungo X e Z	10
2.2.3 Equilibrio dei sottosistemi: le ruote	11
2.2.4 Equilibrio alla rotazione attorno all'asse Y	14
2.2.5 Equilibrio alla traslazione lungo Y	16
2.2.6 Equilibrio alla rotazione attorno all'asse Z	17
2.2.7 Equilibrio alla rotazione attorno all'asse X	18
2.3 Correzione degli input per il modello dinamico	20
2.3.1 Correzione della massa	21
2.3.2 Stima del coefficiente di resistenza aerodinamica	24
2.3.3 Stima del coefficiente d'attrito fra pastiglie e dischi	25
2.4 Correzione della posizione del baricentro	26
2.4.1 Stima della corsa delle sospensioni	26
2.4.2 Stima spostamento pilota	38
2.5 Correzione degli input per la stima del grip	41
2.5.1 Correzione dello slip	42
2.5.2 Stima della deriva posteriore	43
2.6 Modello adattivo dello pneumatico	45
2.7 L'aderenza	49
2.7.1 Grip longitudinale della ruota posteriore	50
2.7.2 Grip laterale della ruota posteriore	52

2.7.3	Grip longitudinale della ruota anteriore	53
3	Implementazione Simulink	55
3.1	Blocco dinamica	55
3.1.1	Calcolo dei coefficienti d'attrito longitudinale	57
3.1.2	Calcolo dei coefficienti d'attrito laterale	59
3.2	Differenze nei segnali real time ed offline	61
3.3	Media mobile e filtro IIR	62
3.4	Differenze negli intervalli di stima	63
3.5	Allineamento dei risultati	63
4	Validazione sperimentale	65
4.1	Risultati della stima della massa	66
4.2	Risultati della stima del drag	66
4.3	Risultati della stima dell'attrito pastiglie-dischi	67
4.4	Risultati del modello delle forcelle	67
4.5	Risultati del modello dell'ammortizzatore posteriore	69
4.6	Risultati della stima dello spostamento del baricentro	71
4.7	Risultati della stima dello spostamento del pilota	72
4.8	Risultati della correzione del raggio di rotolamento	75
4.9	Risultati della stima della deriva	77
4.10	Risultati della stima dell'aderenza	78
4.10.1	Vallelunga, aderenza mediata sul giro	78
4.10.2	Valencia, aderenza istantanea	79
4.10.3	Moto da turismo	82
5	Conclusioni e futuri sviluppi	85
	Bibliografia	89

Elenco delle figure

1.1	Importanza della conoscenza del massimo attrito	2
1.2	Possibilità per la determinazione del massimo attrito	3
1.3	Possibilità di stima slip-based	3
2.1	Sistema di riferimento IMU	6
2.2	Sistema di riferimento moto e strada	7
2.3	Effetto della media mobile sul segnale di un accelerometro	8
2.4	Esempio di media mobile troppo aggressiva	8
2.5	Sistema di riferimento	9
2.6	Diagramma di corpo libero piano x-z	11
2.7	Diagramma di corpo libero sottoinsiemi ruote	12
2.8	Modellazione della driveline	12
2.9	Impianto frenante motociclistico	13
2.10	Diagramma di corpo libero rotazione attorno ad Y	15
2.11	Pilota in curva: spostamento del baricentro	16
2.12	Diagramma di corpo libero piano Y-Z	17
2.13	Diagramma di corpo libero piano X-Y	18
2.14	Diagramma di corpo libero piano Y-Z	18
2.15	Effetto giroscopico sul rollio	20
2.16	Andamento della massa stimata	21
2.17	Andamento della massa media stimata	21
2.18	Intervalli di attivazione	23
2.19	Dispersione dell'errore sulla stima della massa	23
2.20	Pilota in carena	24
2.21	Pilota in frenata	25
2.22	Motociclo su profilo ondulato	27
2.23	Rigidità ridotta forcella	28
2.24	Rigidità ridotta ammortizzatore posteriore	29
2.25	Massa sospesa unica	29
2.26	Separazione massa sospesa	30
2.27	Forze sulla forcella anteriore	31
2.28	Caratteristiche forza spostamento per molle	31
2.29	Mappa per calcolo affondamento forcella	32
2.30	Soluzioni costruttive sospensione posteriore	33
2.31	Squat e load transfer line	34
2.32	Diagramma di corpo libero forcellone	35
2.33	Angolo del ramo teso della catena	35

2.34	Effetto dello squat ratio sull'assetto	36
2.35	Lookup table ammortizzatore	37
2.36	Variazione assetto in frenata	38
2.37	Rollio in funzione dello stile di guida	39
2.38	Stili differenti di guida	39
2.39	Diagramma di corpo libero rotazione asse X	40
2.40	Differenze nella deriva misurata	43
2.41	Generazione della componente di rollio	44
2.42	Generazione della componente di deriva	44
2.43	Deriva positiva	45
2.44	Deriva negativa	45
2.45	Andamento Magic Formula	46
2.46	Distribuzione delle osservazioni	47
2.47	Fitting di dati acquisiti	48
2.48	Effetto della variazione dello parametro b	48
2.49	Confronto fra fitting e calcolo con parametro b	49
2.50	Errore commesso utilizzando 'b' invece del fitting	49
2.51	Suddivisione pneumatico posteriore	50
2.52	Distribuzione delle osservazioni attrito slip	51
2.53	Effetto dell'attrito combinato	52
2.54	Distribuzione delle osservazioni attrito deriva	53
2.55	Distribuzione delle osservazioni attrito slip	54
3.1	Blocchi Simulink osservatore veicolo	56
3.2	Blocco dinamica	57
3.3	Calcolo forza longitudinale anteriore	57
3.4	Calcolo forza verticale anteriore	58
3.5	Calcolo forza longitudinale posteriore	58
3.6	Calcolo forza verticale posteriore	58
3.7	Calcolo coefficienti d'attrito longitudinale	59
3.8	Calcolo forza laterale posteriore	60
3.9	Calcolo forza laterale anteriore	60
3.10	Calcolo coefficienti d'attrito laterale	61
3.11	Differenze nel rollio	61
3.12	Differenze nel beccheggio	62
3.13	Differenze nel filtraggio	62
3.14	Differenze negli intervalli di stima	63
3.15	Differenze nei risultati di stima	64
3.16	Definizione del livello di aderenza	64
4.1	Andamento della massa stimata	66
4.2	Andamento Cx	66
4.3	Andamento coefficiente d'attrito tra pastiglie e disco	67
4.4	Stima corsa forcella Valencia	68
4.5	Stima corsa forcella Vallelunga	68
4.6	Effetto del precarico su una molla	69
4.7	Stima della corsa dell'ammortizzatore Valencia	70

4.8	Stima della corsa dell'ammortizzatore Vallelunga	70
4.9	Stima dell'abbassamento del baricentro a Valencia	71
4.10	Stima dell'abbassamento del baricentro a Vallelunga	71
4.11	Andamenti dello spostamento del baricentro a Valencia	72
4.12	Andamenti dello spostamento del baricentro a Vallunga	73
4.13	Differenze sulle Fz	74
4.14	Differenze sulle Fy	74
4.15	Layout circuito di Valencia	75
4.16	Correzione del raggio di rotolamento a Valencia	76
4.17	Andamento dello slip corretto	76
4.18	Effetto dello slip corretto	77
4.19	Andamento della stima della deriva	77
4.20	Andamenti aderenza longitudinale mediata	79
4.21	Andamenti aderenza laterale mediata	79
4.22	Aderenza longitudinale istantanea	80
4.23	Andamento correzione raggio di rotolamento	81
4.24	Aderenza laterale istantanea	81
4.25	Aderenza pneumatico 1	82
4.26	Aderenza pneumatico 2	83
4.27	Aderenza pneumatico 3	84

Capitolo 1

Introduzione e stato dell'arte

1.1 Campo di applicazione

La stima dell'aderenza fra pneumatico e asfalto è un tema su cui le case automobilistiche e la ricerca stanno investendo molte risorse al fine di incrementare l'efficacia dei controlli elettronici e, conseguentemente, la sicurezza del guidatore. Essere in grado di prevedere il massimo attrito, strettamente collegato col grip, che lo pneumatico può esercitare in condizione di esercizio aiuterebbe il sistema di controllo ad intervenire nella misura corretta durante la guida.

Per esempio, durante le brusche accelerazioni a basso rollio e con fondo asciutto, dovrebbe essere possibile sfruttare la potenza del motore fino al raggiungimento del limite di impennamento, senza incorrere in tagli da parte del controllo di trazione. Qualora si cerchi di replicare la stessa manovra su asfalto bagnato o con alto angolo di rollio, il controllo di trazione, se opportunamente tarato, deve limitare la coppia erogata dal motore al fine di evitare la perdita di aderenza. La conoscenza del massimo attrito esprimibile e lo slip a cui questo si ottiene è quindi di primaria importanza al fine di rendere versatile la strategia di controllo. La taratura ottimale è quella che consente la massima prestazione evitando di incorrere in perdite di aderenza che metterebbero a rischio il pilota.

Attualmente, sulle moto moderne, il pilota può selezionare il livello di controllo più adatto alle sue esigenze, passando da un intervento molto invasivo, che può minare le prestazioni, ad uno molto libero, che permette una leggera perdita di aderenza. La conoscenza del livello di grip disponibile può portare la logica di controllo a prescindere dall'intervento del pilota per adattarsi, incrementando la sicurezza per gli utenti meno esperti. Un controllo ADAS (advanced driver assistance systems) che richiede la conoscenza del massimo attrito è il sistema di frenata di emergenza. Per il corretto funzionamento di tale controllo, la previsione dell'attrito potenziale è necessaria per ricavare la distanza d'arresto, parametro chiave per questo tipo di applicazione. Una sovrastima del coefficiente d'attrito porterebbe al rischio di collisioni in quanto, la distanza di arresto effettiva sarebbe maggiore di quella calcolata. In figura 1.1 ([1]) è possibile notare come la conoscenza di questo parametro diventi sempre più cruciale incrementando la raffinatezza

del controllo.

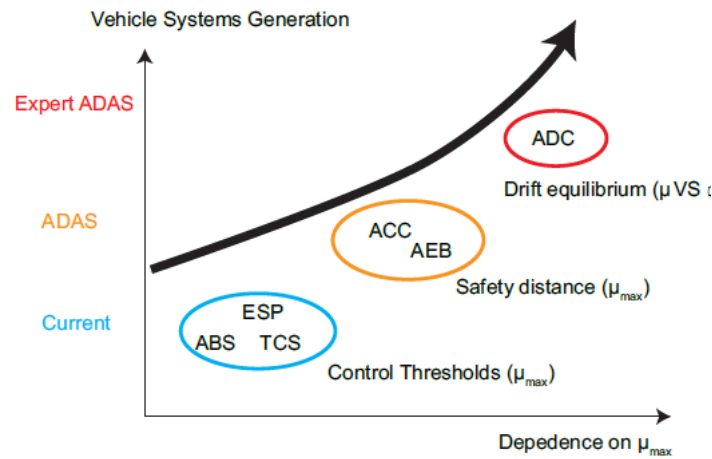


Figura 1.1: Importanza della conoscenza del massimo attrito

1.2 Determinazione del massimo attrito

Il massimo attrito esprimibile è frutto dell'interazione fra pneumatico ed asfalto, molto complessa da modellare e dipendente dalle proprietà di entrambi i corpi in contatto. La sua determinazione è molto discussa in letteratura e, come visibile in figura 1.2, può essere ottenuta utilizzando diverse metodologie. Quella sviluppata all'interno della trattazione è 'Tyre slip-based', scelta per non aggiungere ulteriore sensoristica al veicolo al fine di non incrementarne i costi e la complessità. Lo slip è una grandezza acquisita su tutti i veicoli moderni e, combinata al modello dinamico presente nell'osservatore, può essere usata per la predizione del massimo attrito disponibile.

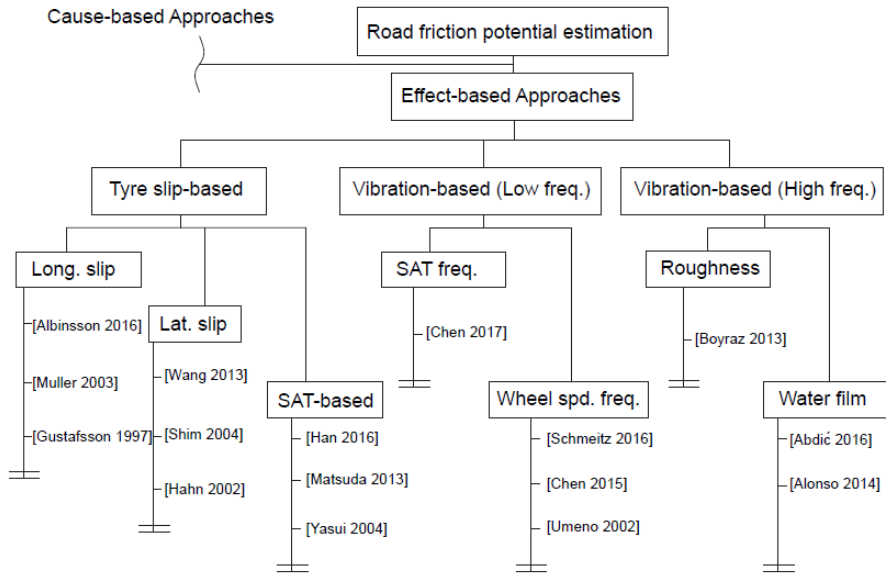


Figura 1.2: Possibilità per la determinazione del massimo attrito

Tra le varie metodologie 'Tyre slip-based' proposte in in figura 1.3 è stata scelta quella 'model-based' riferita alla dinamica longitudinale. Le altre soluzioni riferite alla dinamica longitudinale, non approfondite in questa trattazione, sono inapplicabili su motocicli (active force exc.) o inaccurate (slip slope).

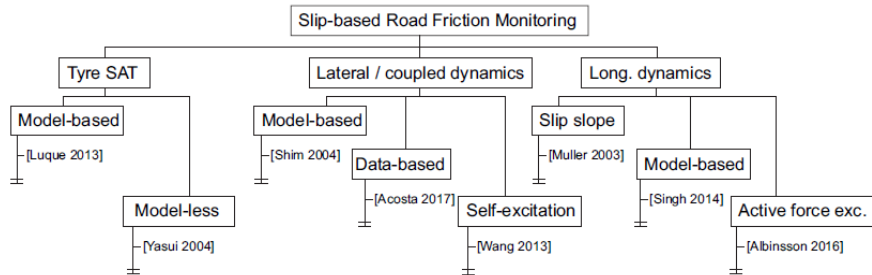


Figura 1.3: Possibilità di stima slip-based

Diviene quindi necessario caratterizzare lo pneumatico, ed i modelli più comunemente impiegati sono: la 'Magic Formula' e il 'Brush model'. Tali modelli sono in grado di considerare variazioni rispetto ai seguenti parametri tipici dello pneumatico:

- Pressione di gonfiaggio
- Carico verticale
- Rigidezza della carcassa
- Temperatura
- Frequenza di eccitazione

e della condizione di asfalto:

- Microtexture dell'asfalto
- Macrotexture dell'asfalto
- Presenza di corpi esterni fra pneumatico ed asfalto

Data l'impossibilità di determinare tutti i parametri richiesti dai modelli sopra citati, è stato scelto di utilizzare un modello più semplice ma che si adattasse alle condizioni operative con facilità. Il modello descritto alla sezione 2.6 utilizza infatti un solo parametro di adattamento che viene calcolato dalla conoscenza dell'attrito longitudinale (laterale) e dello slip (deriva) dello pneumatico. Al fine di ottenere risultati più accurati e robusti sono stati corretti entrambi gli input del modello gomma:

- Coefficiente d'attrito: corretto agendo sui parametri che influenzano le equazioni della dinamica presentate nel seguito.
- Slip longitudinale: corretto adattando il raggio di rotolamento degli pneumatici.

L'aderenza viene infine stimata confrontando il massimo attrito esprimibile nella condizione di funzionamento dello pneumatico con un valore di riferimento imposto a priori. Il massimo attrito viene ricavato massimizzando la funzione che caratterizza lo pneumatico nella condizione di esercizio riscontrata.

Capitolo 2

Modelli analitici

All'interno di questo capitolo sono descritti i segnali acquisiti dalla piattaforma inerziale, il loro processamento, e le equazioni della dinamica del veicolo, risolte nel sistema di riferimento fisso solidale alla strada. Successivamente, sono proposti dei sistemi di correzione che, sotto specifiche condizioni, adattano i parametri utilizzati come input dal modello. In questo modo l'osservatore è in grado di adattare il modello a fronte di variazioni di pilota, dotazione tecnica (pneumatici e pastiglie freno) e di condizione di utilizzo. Viene illustrato anche un metodo per calcolare la posizione del baricentro del veicolo, stimando la corsa delle sospensioni e lo spostamento del pilota. La correzione dei parametri discussi fino a questo punto è necessaria per rendere il modello dinamico più corretto e versatile, al fine di minimizzare gli errori nel calcolo dei coefficienti d'attrito.

A valle di quest'ultima correzione, si trova la correzione del raggio di rotolamento, necessaria a compensare l'usura degli pneumatici, e finalizzata a correggere i valori di slip longitudinale, calcolati tramite le velocità del veicolo acquisite tramite le ruote foniche.

A valle del modello dinamico e di tutte le correzioni effettuate, è possibile caratterizzare lo pneumatico usando una funzione semplice, ma che sia in grado di cogliere il comportamento dello pneumatico in esercizio. Il capitolo si conclude con la definizione più dettagliata di aderenza per ciascuna porzione dei due pneumatici.

2.1 Segnali acquisiti dalla IMU

Tutta la trattazione si basa sui segnali acquisiti dalla IMU (inertial measurement unit), dotata di tre accelerometri e altrettanti giroscopi. I dati acquisiti saranno quindi tre accelerazioni lineari del veicolo e tre velocità angolari, riferite al sistema solidale alla IMU. Gli step da seguire per un corretto post processing sono:

- Rotazione dei segnali rispetto agli angoli di montaggio
- Integrazione dei giroscopi: utilizzando il filtro di Kalman è possibile integrare le velocità angolari, ricavando gli angoli di rollio, beccheggio ed imbardata.

- Rotazione dei segnali rispetto agli angoli di Eulero: noti gli angoli, è possibile ruotare i segnali per portarli dal sistema di riferimento moto, al riferimento fisso solidale alla strada.
- Filtraggio: applicazione della media mobile per eliminare rumori residui.
- Applicazione del teorema del trasporto: traslazione del centro della terna di riferimento, dalla piattaforma inerziale al centro di gravità.

2.1.1 Rotazione rispetto agli angoli di montaggio

La piattaforma inerziale è dotata di un suo sistema di riferimento come mostrato in figura 2.1, rispetto al quale acquisisce accelerazioni e velocità angolari. Quando la si installa è necessario predisporre le rotazioni dei segnali necessarie per portare il sistema di riferimento della piattaforma a coincidere con quello della moto in configurazione statica.

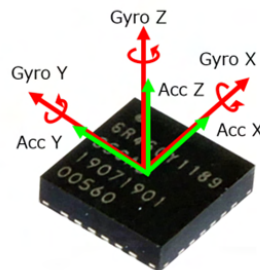


Figura 2.1: Sistema di riferimento IMU

2.1.2 Integrazione dei giroscopi e rotazione dei segnali

Quando si integrano i segnali provenienti dai giroscopi è necessario applicare il filtro di Kalman (si rimanda a [2] per una descrizione dettagliata) al fine di escludere il rumore inevitabilmente presente ed evitare la deriva dei segnali integrati. Una volta noti gli angoli di Eulero è possibile effettuare le rotazioni necessarie a sovrapporre il sistema IMU, ora sovrapposto con quello moto, al sistema solidale alla strada durante il moto del veicolo. In figura 2.2 è possibile notare la differenza fra il sistema moto (in blu), e quello strada (in verde), traslati per ragione di chiarezza grafica.

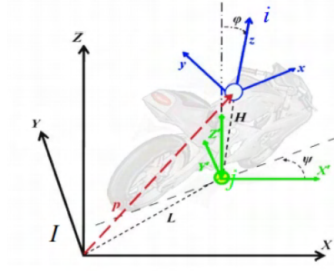


Figura 2.2: Sistema di riferimento moto e strada

Noti gli angoli è possibile scrivere le matrici di rotazione elementari rispetto ad x (2.1), y (2.2) e z (2.3), utilizzando gli angoli in uscita dal filtro di Kalman.

$$R_\phi = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\phi) & -\sin(\phi) \\ 0 & \sin(\phi) & \cos(\phi) \end{bmatrix} \quad (2.1)$$

$$R_\mu = \begin{bmatrix} \cos(\mu) & 0 & \sin(\mu) \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin(\mu) & 0 & \cos(\mu) \end{bmatrix} \quad (2.2)$$

$$R_\psi = \begin{bmatrix} \cos(\mu) & -\sin(\mu) & 0 \\ \sin(\mu) & \cos(\mu) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.3)$$

Per ottenere la matrice di trasformazione R_{AB} che porta le grandezze dal sistema di riferimento moto a quello strada è sufficiente comporre le rotazioni, vedi 2.4, moltiplicandole in ordine da x a z.

$$R_{AB} = R_\phi R_\mu R_\psi \quad (2.4)$$

La matrice di trasformazione risultante sarà quindi quella in 2.5.

$$R_{AB} = \begin{bmatrix} c_\mu c_\psi & -c_\mu s_\psi & s_\mu \\ s_\phi s_\mu c_\psi + c_\phi s_\psi & c_\phi c_\psi - s_\phi s_\mu s_\psi & -c_\phi c_\mu \\ s_\phi s_\psi - c_\phi s_\mu c_\psi & c_\phi s_\mu s_\psi + s_\phi s_\psi & c_\phi s_\mu \end{bmatrix} \quad (2.5)$$

Per ottenere il vettore delle velocità angolari o delle accelerazioni, nel sistema di riferimento desiderato, sarà quindi sufficiente moltiplicarlo per la matrice R_{AB} .

2.1.3 Filtraggio: la media mobile

Per rimuovere il rumore residuo che caratterizza i segnali di accelerometri e giroscopi è solitamente applicata una media mobile, definita alla 2.6, su un intervallo variabile in funzione del filtraggio che si vuole ottenere

$$y[i] = \frac{1}{M} \sum_{j=0}^{M-1} x[i+j] \quad (2.6)$$

In figura 2.3 è possibile visualizzare l'effetto della media mobile sul segnale rumoroso acquisito da un accelerometro.

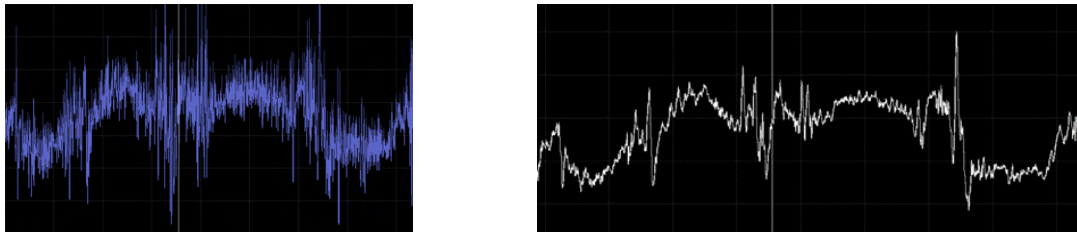


Figura 2.3: Effetto della media mobile sul segnale di un accelerometro

Incrementare eccessivamente il numero di campioni su cui si effettua la media porta alla perdita di informazioni contenute nel segnale, come mostrato in figura 2.4 dove in giallo, si ha il segnale troppo filtrato, ed in azzurro quello filtrato correttamente.

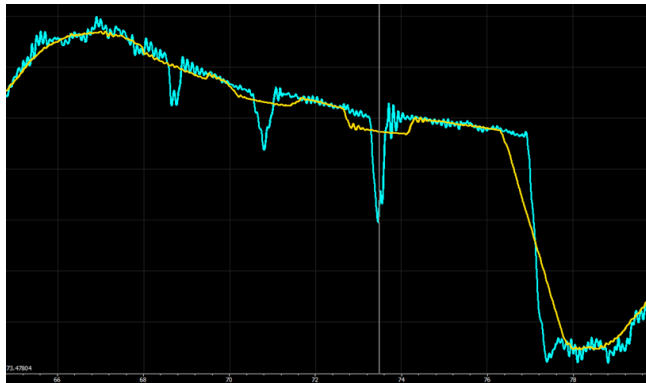


Figura 2.4: Esempio di media mobile troppo aggressiva

I due canali visualizzati nell'immagine precedente, sono due accelerazioni longitudinali su un rettilineo, le cui locali decrescite sono causate dai cambi marcia. Il segnale giallo, a causa di un filtraggio troppo pesante, vede una riduzione molto minore e più prolungata del proprio andamento; falsando le informazioni contenute al suo interno. La media mobile non è l'unico filtro applicabile, ma viene scelto perchè è semplice da interpretare, usare e non introduce ritardi eccessivi nel segnale filtrato; contrariamente al filtro IIR, discusso alla sezione 3.3 ed utilizzato nell'applicazione real time.

2.2 Equazioni cardinali della dinamica

All'interno di questa sezione sono presentate tutte le equazioni della dinamica che governano il moto del veicolo e il sistema di riferimento utilizzato. La prima equazione cardinale della dinamica, (vedi 2.7) definisce l'equilibrio alla traslazione rispetto ai tre assi.

$$\frac{d\bar{Q}}{dt} = \bar{F}^{(e)} + \bar{R}^{(e)} \quad (2.7)$$

Dove $\bar{Q}$ indica la quantità di moto del sistema, $\bar{F}^{(e)}$ la risultante delle forze esterne agenti sul sistema, ed $\bar{R}^{(e)}$ la risultante delle reazioni vincolari agenti sul sistema. La quantità di moto può essere scritta come sommatoria di tutti i contributi presenti dotati di massa e velocità come in 2.8.

$$\bar{Q} = \sum_{n=1}^N m_i \bar{v}_i \quad (2.8)$$

La seconda equazione cardinale può essere esplicitata come visibile in 2.9.

$$\frac{d\bar{K}_O}{dt} = \bar{M}_F^{(e)} + \bar{M}_R^{(e)} \quad (2.9)$$

Dove $\bar{M}_F^{(e)}$ rappresenta il momento risultante delle forze esterne applicate, $\bar{M}_R^{(e)}$ il momento delle reazioni vincolari esterne, e $\bar{K}_O$ rappresenta il momento della quantità di moto rispetto al polo O, definito alla 2.10, con $\bar{r}_i$ il braccio della quantità di moto del punto i-esimo.

$$\bar{K}_O = \sum_{n=1}^N m_i \bar{v}_i \wedge \bar{r}_i \quad (2.10)$$

Tutti i momenti, incluso quello della quantità di moto, devono quindi essere calcolati rispetto ad O. Queste due equazioni vettoriali si traducono in un sistema da sei equazioni scalari che, una volta risolte, consentono di calcolare le forze a terra.

2.2.1 Sistema di riferimento

Il sistema di riferimento utilizzato per la risoluzione delle equazioni della dinamica è quello di figura 2.5, posizionato nel centro di gravità del veicolo. Si ricordi che il sistema di riferimento è solidale al veicolo, ma gli assi non cambiano la loro orientazione durante il moto.



Figura 2.5: Sistema di riferimento

Rimane da sottolineare la necessità di traslare il sistema di riferimento dalla posizione della IMU a quella del baricentro. Per ottenere lo spostamento dell'orgine degli assi è stato applicato il teorema del trasporto, esplicitato in 2.11 dove le grandezze introdotte sono:

- Velocità angolare Ω
- Accelerazione angolare $\dot{\Omega}$
- Matrice di trasformazione fra i due sistemi di riferimento $S_{IMU-COG}$
- Accelerazione lineare: con componenti $\ddot{X}, \ddot{Y}, \ddot{Z}$
- Distanza fra la IMU e il centro di gravità espressa nel sistema di riferimento moto r_{IMU-G}^{Bike}
- Velocità relativa fra IMU e centro di gravità espressa nel sistema di riferimento moto v_{IMU-G}^{Bike} : questo parametro è spesso considerato nullo come approssimazione.

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}_G \\ \ddot{y}_G \\ \ddot{z}_G \end{bmatrix} = S_{IMU-G} \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{z} \end{bmatrix} - [\dot{\Omega} \wedge r_{IMU-G}^{Bike} + \Omega \wedge [\Omega \wedge r_{IMU-G}^{Bike}] + r_{IMU-G}^{Bike} + 2\Omega \wedge v_{IMU-G}^{Bike}] \quad (2.11)$$

2.2.2 Equilibrio alla traslazione lungo X e Z

Le forze agenti sul veicolo nelle direzioni x e z, visibili in 2.6, sono:

- Forze d'inerzia $m\ddot{X}$ e $m\ddot{Z}$: calcolate moltiplicando la massa per le due componenti di accelerazioni acquisite dalla IMU.
- Carichi verticali agenti sulle ruote N_f ed N_r : reazioni vincolari incognite.
- Forza longitudinale posteriore $F_{X,rear}$: può essere di frenata o di spinta. La prima viene calcolata partendo dalla pressione frenante che attua l'impianto posteriore; può anche essere generata dal freno motore. La forza di spinta viene invece ottenuta partendo dalla coppia erogata dal motore, attuato dal pilota tramite la manopola dell'acceleratore.
- Forza longitudinale anteriore $F_{X,front}$: può essere solo frenante e viene generata dai due dischi anteriori, attuati dalla pressione frenante esercitata dal pilota.

Si ottengono quindi le due equazioni di equilibrio 2.12 e 2.13 che caratterizzano la dinamica nel piano moto.

$$m\ddot{X} = F_{X,front} + F_{X,rear} - F_{aero,X} \quad (2.12)$$

$$m\ddot{Z} = N_r + N_f + F_{aero,Z} \quad (2.13)$$

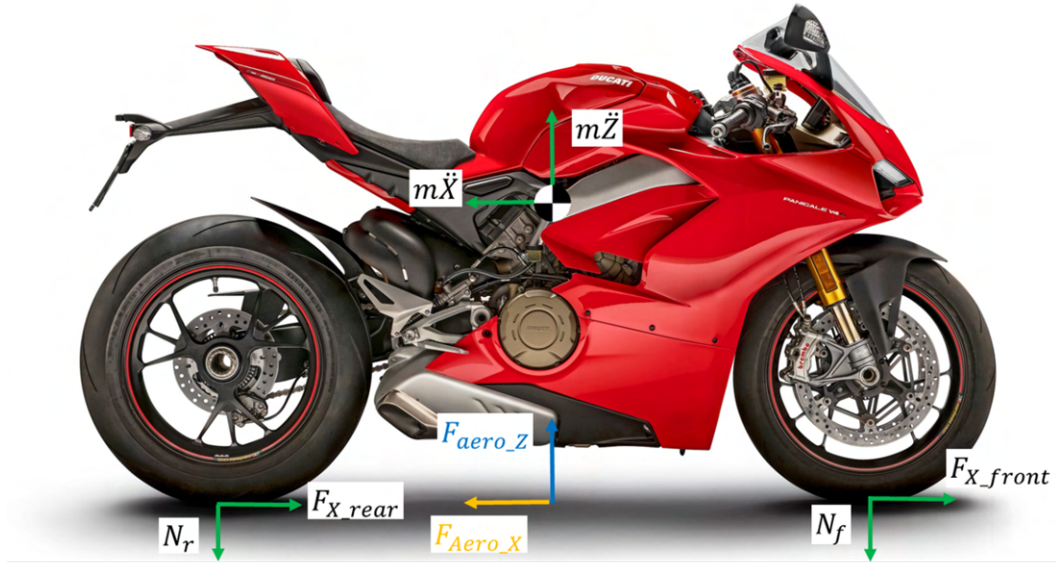


Figura 2.6: Diagramma di corpo libero piano x-z

2.2.3 Equilibrio dei sottosistemi: le ruote

Al fine di ricavare le forze longitudinali agenti sulle ruote è necessario considerare l'equilibrio di questi due sottoinsiemi. Nella 2.14 si ha l'equilibrio della ruota posteriore e nella 2.15 della anteriore. Le forze in gioco sono:

- Forza motorice posteriore $F_{Xeng,rear}$
- Forza frenante anteriore e posteriore $F_{Xbrk,front}, F_{Xbrk,rear}$
- Forza d'inerzia anteriore $F_{Xinertia}$: il contributo della ruota posteriore è considerato direttamente dentro la forza motrice.
- Forze di resistenza al rotolamento $F_{rot,front}$ e $F_{rot,rear}$: il modello proposto le considera esterne e dipendenti dalla velocità e dallo slip della ruota.

$$F_{X,rear} = F_{Xeng,rear} - F_{Xbrk,rear} - F_{rot,rear} \quad (2.14)$$

$$F_{X,front} = -F_{Xbrk,rear} - F_{rot,front} - F_{Xinertia} \quad (2.15)$$

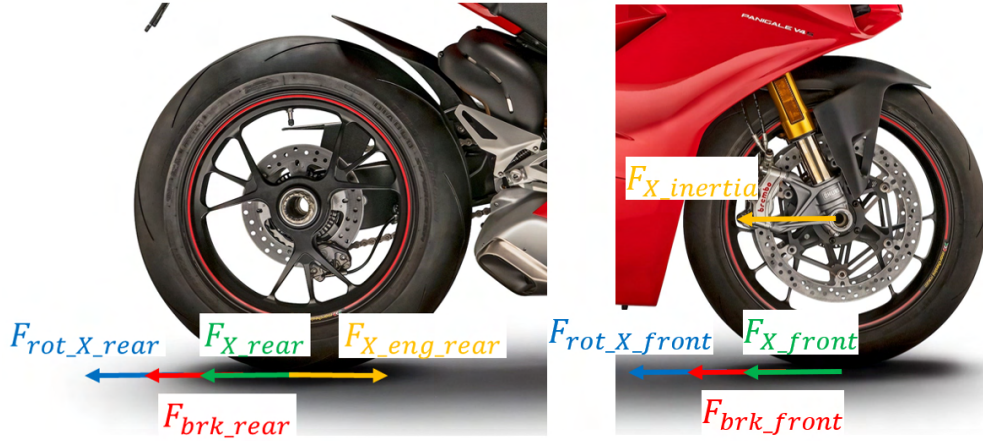


Figura 2.7: Diagramma di corpo libero sottoinsiemi ruote

Modellazione della trasmissione

Il calcolo della forza, in direzione X, erogata dal motore (vedi 2.18) necessita del valore della coppia alla ruota data dalla 2.16. La figura 2.8 illustra il modello fisico che consente di ricavare la spinta a terra $F_{X_{eng, rear}}$ dalla coppia motorice, considerando gli organi rotanti che caratterizzano motore e trasmissione.

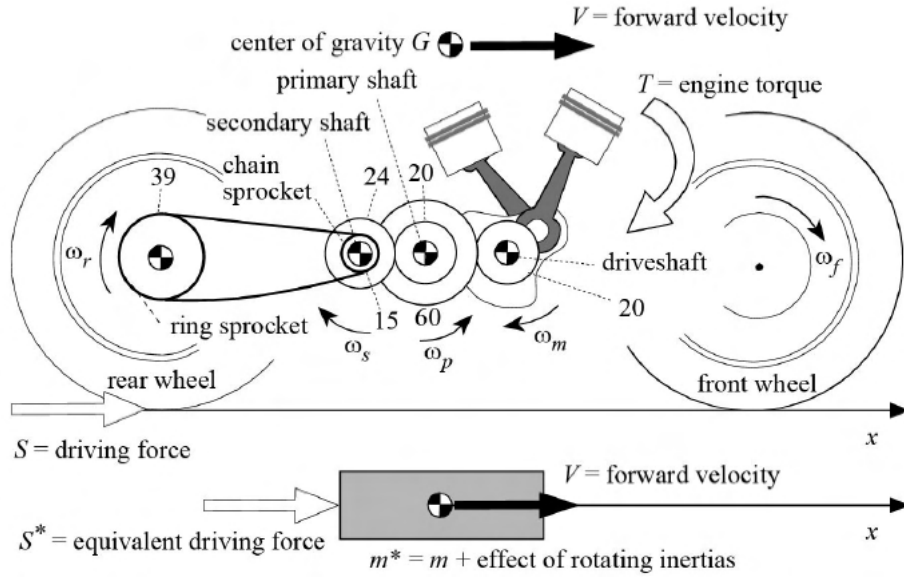


Figura 2.8: Modellazione della driveline

$$Trq_{rear} = \frac{Trq_{eng}}{\tau_{tot}} - (I_{eng} + I_{pr}\tau_{pr}^2 + I_{sec}\tau_{pr}^2\tau_{gear}^2)\frac{\dot{\omega}}{\tau_{tot}} - I_{wheel}\dot{\omega}_{wheel} \quad (2.16)$$

E' possibile definire un parametro, detto massa ridotta (2.17), che considera la necessità, da parte del motore, di accelerare sia il veicolo, che la rotazione degli organi del motore e della trasmissione. La massa ridotta sarà quindi la somma della

massa del veicolo, più il contributo inerziale del motore e del cambio, modulato in funzione della loro velocità di rotazione.

$$m^* = m + (I_{eng}\tau_{eng}^2 + I_{pr}\tau_{pr}^2 + I_{sec}\tau_{sec}^2 + I_{f,w}\tau_{f,w}^2 + I_{r,w}\tau_{r,w}^2) \quad (2.17)$$

$$F_{Xeng,rear} = R_{def,rear}Trq_{rear} \quad (2.18)$$

I parametri usati nelle equazioni 2.16, 2.18 e 2.17 sono:

- Coppia erogata Trq_{eng} : nota tramite dalle mappe motore che richiedono la conoscenza dell'apertura della manopola e del regime di rotazione.
- Inerzie di tutte le masse rotanti I_i : primario, cambio e ruote.
- Accelerazione angolare degli organi rotanti $\dot{\omega}$.
- Raggio di rotolamento $R_{def,rear}$: definito utilizzando delle mappe fornite dal costruttore dello pneumatico che dipendono dalla velocità e dal rollio.
- Rapporti di velocità: definiti come il rapporto fra la velocità angolare dell'organo considerato e la velocità veicolo $\tau_i = \frac{\omega_i}{V}$.

Modellazione impianto frenante

Per ricavare la forza frenante, sia anteriore che posteriore, è necessario caratterizzare l'impianto frenante nota la sua costruzione, un esempio è raffigurato in figura 2.9.

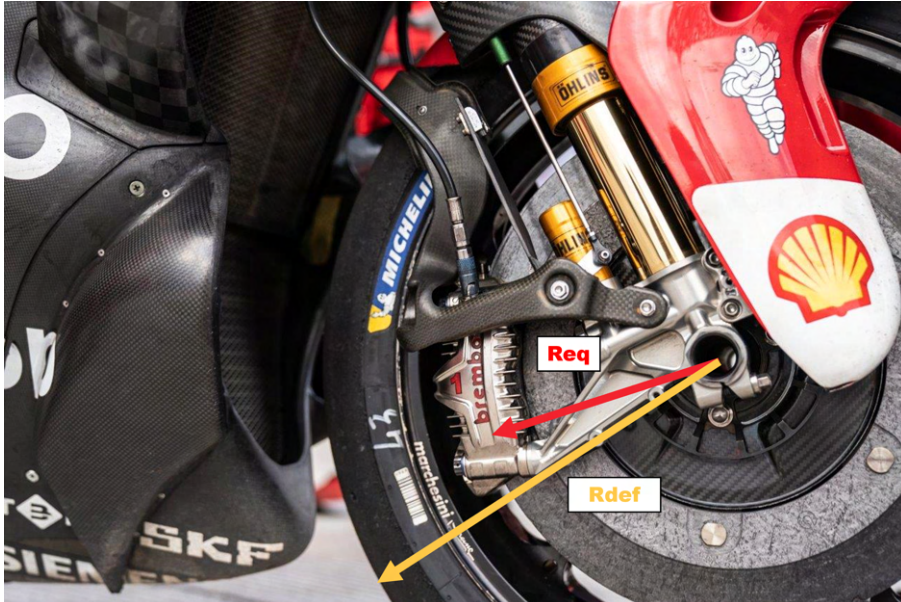


Figura 2.9: Impianto frenante motociclistico

Il modello utilizzato necessita della conoscenza di:

- Numero di dischi n_{disc} : uno alla ruota posteriore e due su quella anteriore.

- Raggio efficace R_{disc} : dipendente dal posizionamento della pastiglia sul disco e dalle dimensioni caratteristiche degli stessi
- Numero dei pistoncini n_{pist} e loro dimensione A_{pist} : sono gli organi che schiacciano le pastiglie sul disco.
- Attrito pastiglie dischi μ_{past} : fornito dal costruttore delle pastiglie, varia in base ad usura, temperatura e condizione di utilizzo (presenza di sporcizia o umidità).
- Raggio di rotolamento R_{def} : trattato in maniera approfondita in seguito.

La pressione frenante esercitata dal pilota viene acquisita in centralina e viene usata per il calcolo della forza a terra nella 2.19.

$$F_{brk} = p A_{pist} n_{pist} n_{disc} \mu_{past} \frac{R_{disc}}{R_{def}} \quad (2.19)$$

Forze di resistenza al rotolamento

Il riferimento, per quanto riguarda il calcolo del coefficiente d'attrito volvente, è la formula 2.20 proposta da Prof. Cossalter all'interno del suo libro ([3]). Dal coefficiente d'attrito volvente è possibile ricavare la forza resistente moltiplicandolo per il carico verticale agente sulla ruota considerata come da 2.21.

$$f_{f/r} = \frac{f_1}{P_{f/r}} V + \frac{f_2}{P_{f/r}} V^2 \quad (2.20)$$

$$F_{rotX, front/rear} = f_{f/r} N_{f/r} \quad (2.21)$$

Al fine di considerare un contributo dipendente dallo slip longitudinale dello pneumatico, la 2.21 è stata riscritta come 2.22.

$$F_{rotX, front/rear} = f_{f/r} N_{f/r} + k F_{x, f/r} \kappa_{f/r} \quad (2.22)$$

κ rappresenta lo slip longitudinale dello pneumatico e k è una costante da tarare. In questo modo è stato possibile associare un assorbimento energetico anche al fenomeno dello slip. Le costanti f_1 , f_2 e k sono state calibrate ad hoc come mostrato nella sezione 2.3.1.

2.2.4 Equilibrio alla rotazione attorno all'asse Y

Al fine di determinare le forze verticali agenti sugli pneumatici non è sufficiente considerare la 2.13, in quanto sono presenti due incognite per una singola equazione. Per chiudere il problema e determinare tali reazioni vincolari è necessario sfruttare anche l'equilibrio alla rotazione attorno all'asse Y, richiamando la seconda equazione cardinale. L'equazione che deriva dal diagramma di corpo libero 2.10 è la 2.23 che, combinata alla 2.13, consente il calcolo delle forze verticali. Il polo utilizzato per il calcolo di tutti i momenti è il baricentro infatti, l'inerzia rispetto a Y, è considerata rispetto a tale punto, così come tutti i bracci delle forze. Le grandezze introdotte per la definizione del diagramma di corpo libero 2.10 sono:

- Coppia d'inerzia $I_Y \ddot{\theta}_Y$: dovuta all'inerzia del veicolo a cominciare il moto di beccheggio.
- Momento delle forze aerodinamiche attorno a Y M_{aeroY} : ricavato tramite le simulazioni aerodinamiche, funzione del rollio.
- Passo e semipasso p, b : distanza fra i punti di contatto delle due ruote e posizione del baricentro rispetto alla ruota posteriore. Il passo è considerato variabile secondo il rollio del veicolo.
- Altezza del baricentro h^G
- Rollio inerziale ϕ_I : approfondito nella sezione 2.2.4

$$I_Y \ddot{\theta}_Y = M_{aeroY} - bF_{Z, rear} + (p - b)F_{Z, front} + h^G \cos(\phi_I)(F_{X, tot} - h_{aero}F_{aeroX}) \quad (2.23)$$

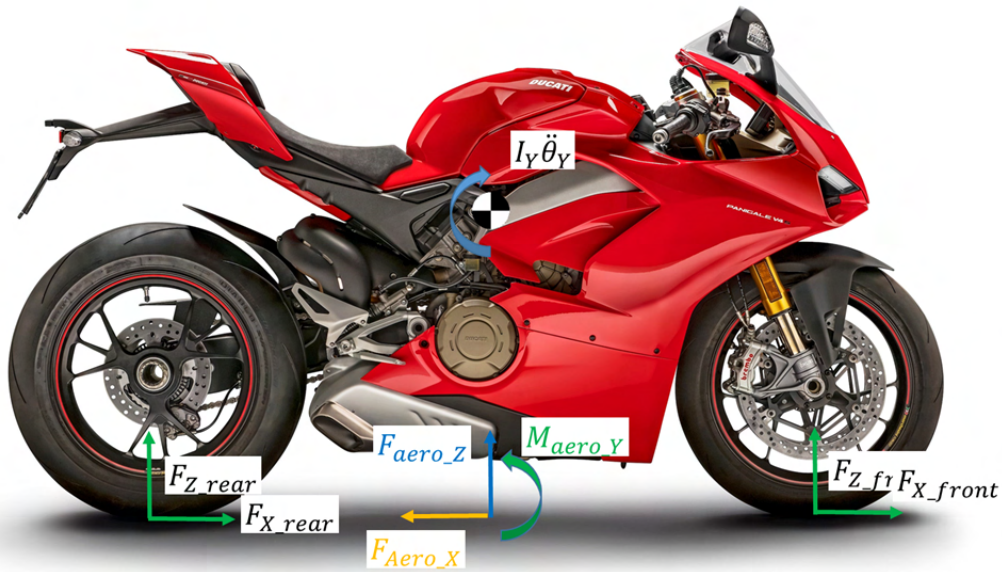


Figura 2.10: Diagramma di corpo libero rotazione attorno ad Y

Rollio inerziale

Durante la percorrenza della curva il pilota si sposta lateralmente rispetto al piano di simmetria (vedi 2.11), le forcelle si comprimono, l'ammortizzatore si estende e il punto di contatto si sposta verso l'estremità dello pneumatico.

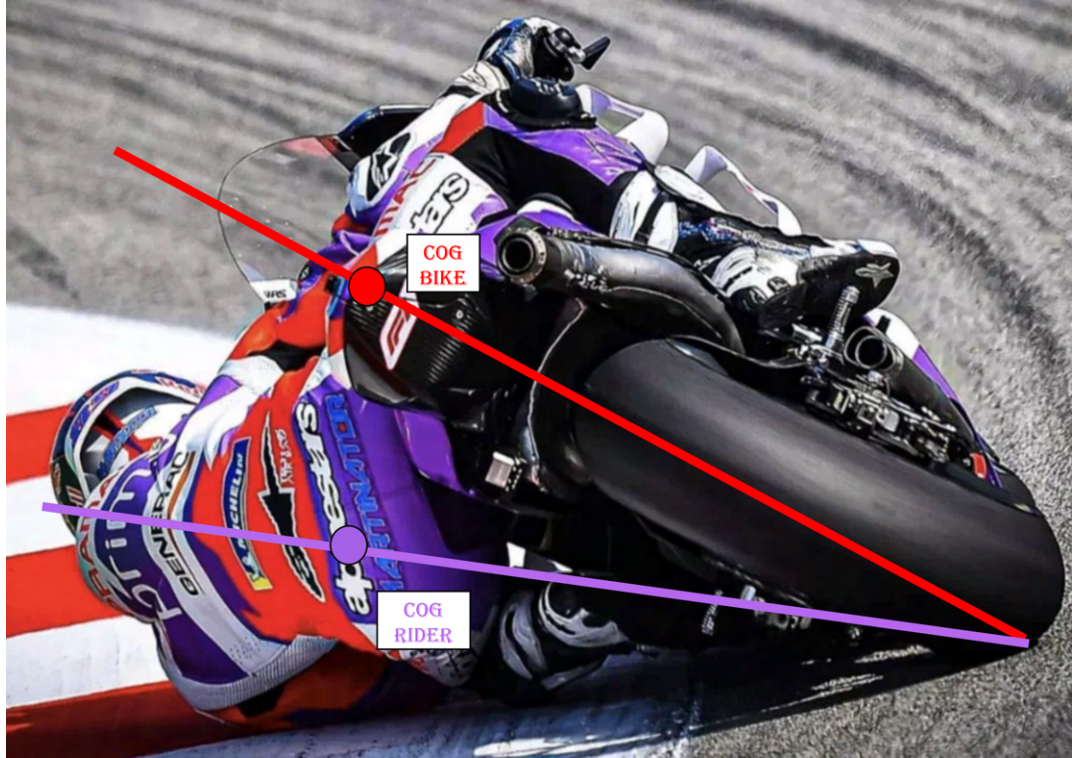


Figura 2.11: Pilota in curva: spostamento del baricentro

Si intuisce facilmente che il baricentro del sistema moto più pilota non apparirà più al piano moto ma sarà spostato fuori da esso. Per compensare con un primo semplice approccio, tutti questi fenomeni di difficile previsione, viene calcolato il rollio inerziale come 2.24.

$$\phi_I = 0.95\phi \quad (2.24)$$

Questa semplice approssimazione è convenzionalmente accettata nell'ambito della modellazione dinamica dei motocicli, ma è stata approfondita nella sezione 2.4.2, rendendola più accurata.

2.2.5 Equilibrio alla traslazione lungo Y

Una volta caratterizzata la dinamica nel piano X-Z è possibile passare all'equilibrio attorno all'asse Y. Le forze in gioco per la dinamica laterale sono:

- Forza d'inerzia $m\ddot{Y}$: ottenuta, come negli altri casi, moltiplicando la massa per l'accelerazione acquisita.
- Forze laterali $F_{Y,front}$ e $F_{Y,rear}$: sono le reazioni vincolari incognite della dinamica laterale e consentono la percorrenza delle curve.
- Forza aerodinamica F_{aeroY} : forza aerodinamica laterale, ottenuta da simulazioni aerodinamiche.

In figura 2.12 è possibile osservare il diagramma di corpo libero che, tramite la 2.25, descrive la dinamica laterale.

$$m\ddot{Y} = F_{Y,front} + F_{Y,rear} + F_{aeroY} \quad (2.25)$$



Figura 2.12: Diagramma di corpo libero piano Y-Z

2.2.6 Equilibrio alla rotazione attorno all'asse Z

Anche in questo caso, la sola prima cardinale non è sufficiente a determinare le due reazioni vincolari incognite, quindi, è necessario scrivere l'equilibrio alla rotazione rispetto all'asse Z. In figura 2.13 è possibile visualizzare il diagramma di corpo libero per l'equilibrio alla rotazione attorno all'asse di imbardata. Le grandezze in gioco sono:

- Coppia d'inerzia $I_Z\ddot{\Theta}_Z$: calcolato come per la rotazione attorno ad Y.
- Forze longitudinali: già viste nella 2.12
- Forze laterali $F_{Y,rear}$ e $F_{Y,front}$: le reazioni vincoli incognite.
- Coppia aerodinamica M_{aeroZ} : calcolato come $\frac{1}{2}\rho_{air}C_{mZ}AV^2$

$$I_Z\ddot{\Theta}_Z = (p-b)F_{Y,front} - bF_{Y,rear} - h^G \sin(\phi_I)(F_{Xtot} - h_{aero}F_{aeroX}) + M_{aeroZ} \quad (2.26)$$

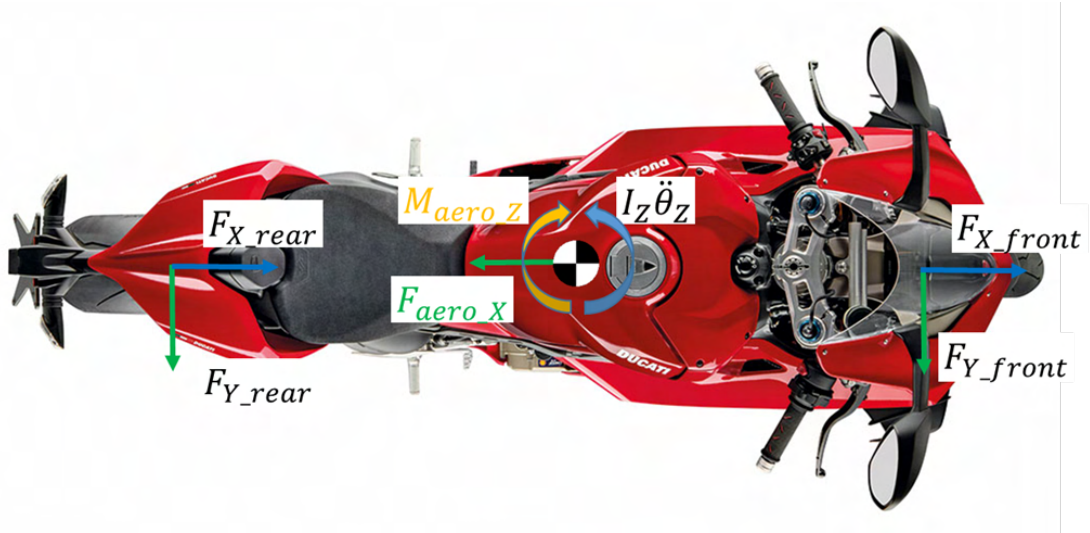


Figura 2.13: Diagramma di corpo libero piano X-Y

2.2.7 Equilibrio alla rotazione attorno all'asse X

Nonostante le reazioni vincolari incognite siano già state tutte determinate, è comunque possibile scrivere l'equazione di equilibrio alla rotazione attorno ad x 2.27, servendosi del diagramma di corpo libero 2.14.

$$I_X \ddot{\theta}_X = -h^G \cos(\phi_I)(F_{Y_{tot}} + h^A F_{aeroY}) + h^G \sin(\phi_I)(F_{Z_{tot}} + h^A F_{aeroZ}) + M_{aeroX} - M_{g,X} \quad (2.27)$$

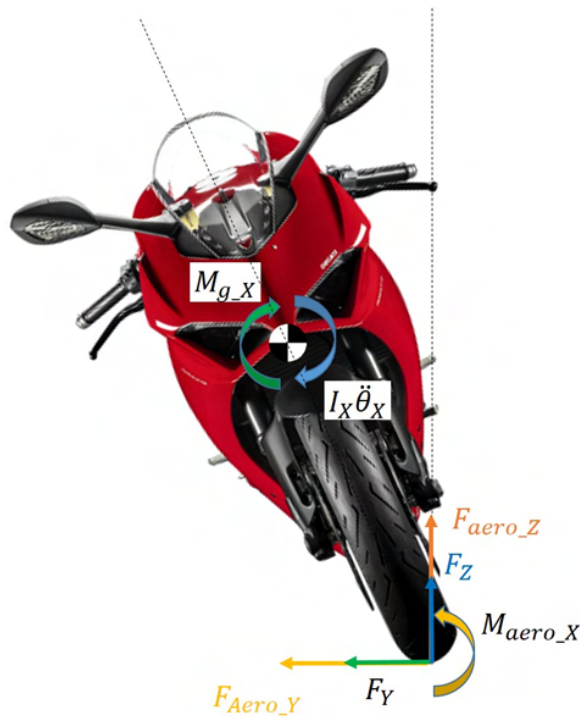


Figura 2.14: Diagramma di corpo libero piano Y-Z

Le grandezze introdotte nella 2.27 sono:

- Altezza del centro di pressione h^A : altezza del punto dove si può considerare applicata la risultante delle pressioni.
- Momento giroscopico $M_{g,x}$: trattato separatamente nella sezione 2.2.7

Momenti giroscopici

Questo tipo di fenomeno è di primaria importanza per l'equilibrio dei motocicli in quanto, oltre ad essere intrinsecamente instabili, hanno una massa contenuta che li rende sensibili a questo tipo di effetti. I giroscopi si basano sulla legge di conservazione del momento angolare, da cui deriva la 2.28.

$$\vec{M}_g = I_Y \vec{\alpha} \wedge \vec{\theta} \quad (2.28)$$

Dove I_Y è l'inerzia del corpo lungo la direzione Y, $\vec{\alpha}$ è la velocità di rotazione rispetto a tale asse, e $\vec{\theta}$ la velocità in una direzione diversa dalla precedente. Dimensionalmente si ottiene una coppia, la cui direzione è ortogonale al piano generato dalle due velocità, con verso che tende a sovrapporre la prima alla seconda. Nell'esempio in figura 2.15 è visibile come una variazione nell'angolo di imbardata porti, grazie alla presenza degli organi rotanti del motore, alla generazione di una coppia diretta lungo l'asse x calcolata nella 2.29.

$$|\vec{M}_{g,\phi}| = \left(\frac{i_{f,v}v}{R_f} + \frac{(i_{r,y} + i_{eq}v)}{R_r} \right) \dot{\psi} \cos(\phi) \quad (2.29)$$

Le grandezze utilizzate sono:

- Inerzie delle ruote $i_{y,f}$ e $i_{y,r}$
- Inerzia equivalente del motore e gli organi rotanti i_{eq}
- Velocità di imbardata $\dot{(\psi)}$
- Velocità del veicolo v
- Rollio ϕ

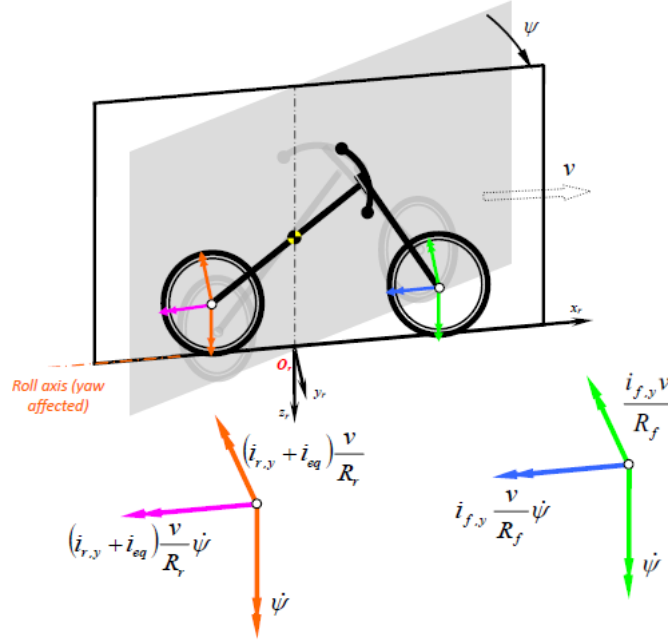


Figura 2.15: Effetto giroscopico sul rollio

Si deduce come, durante la percorrenza di una curva, la moto riceva una coppia che tende a mantenerla dritta. Tale fenomeno è positivo al fine di mantenere l'equilibrio ed evitare di cadere per i guidatori meno esperti, ma è negativo qualora un pilota cerchi di inserire in curva la moto più velocemente. Gli effetti giroscopici agenti su una moto sono molteplici, ma è stato scelto di considerare solo quello agente sul rollio, causato dagli organi rotanti, in quanto il più significativo.

2.3 Correzione degli input per il modello dinamico

Le equazioni dinamiche analizzate nella sezione 2.2 utilizzano diversi input:

- Massa
- Coefficiente di resistenza aerodinamica (C_x)
- Attrito fra pastiglie e dischi freno

L'osservatore descritto in questa trattazione sarà impiegato su veicoli di serie, quindi, gli utilizzatori saranno diversi e/o possono utilizzare accessori diversi per il proprio veicolo. Al variare del pilota o del suo abbigliamento, corrisponde una variazione di massa, talvolta anche significativa. La statura dello stesso, unita alla sua capacità di sistemarsi in carena, influenzano in maniera significativa il coefficiente di resistenza aerodinamica (C_x) infine, la scelta delle pastiglie freno, la loro pulizia e temperatura possono alterare, anche fortemente, l'attrito che queste esplicano con il disco.

Al fine di determinare i parametri sopra citati è possibile utilizzare le equazioni della dinamica che non presentano alcuna incognita come la 2.12 mentre, la

2.27, viene utilizzata per la determinazione dello spostamento pilota nella sezione 2.4.2. Ciascuno di questi parametri è stimato in finestre specifiche di funzionamento, all'interno delle quali il modello è robusto abbastanza per calcolarli in maniera affidabile. La prima parte dello sviluppo del sistema di stime, per ogni parametro, è la definizione delle condizioni sotto cui correggerlo. Successivamente, viene verificato che le stime avvengano in intervalli temporali diversi fra loro, senza sovrapposizioni. Adattare due parametri, utilizzando allo stesso istante la stessa equazione, porterebbe la stima a non convergere. Infine, qualora necessario, vengono calibrate alcune costanti presenti nel modello.

2.3.1 Correzione della massa

La stima della massa, espressa nella 2.30, è apparentemente immediata da ottenere, ma la sua dipendenza diretta dalla accelerazione longitudinale la rende molto sensibile ad errori di misura. Lo stesso rumore, presente nel segnale dell'accelerometro, apparirà quindi anche alla massa stimata.

$$m_{est} = \frac{F_{X,front} + F_{X,front} - F_{aeroX}}{a_X} \quad (2.30)$$

In figura 2.16 è possibile visualizzare l'iniziale andamento della massa stimata in un'uscita di diversi giri. Prima della revisione degli intervalli di stima e della calibrazione delle costanti.

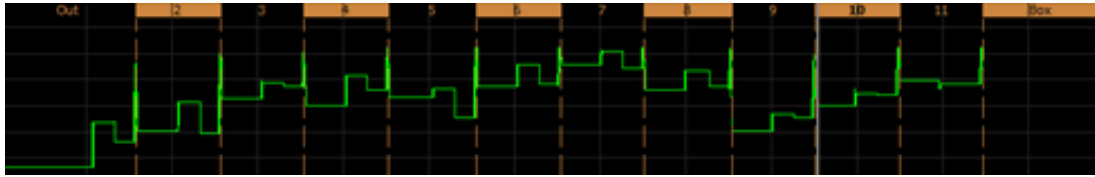


Figura 2.16: Andamento della massa stimata

Il risultato è molto instabile, oscilla e presenta dei picchi in punti specifici del circuito ed inoltre è lontano dai risultati previsti. Per ridurre l'oscillazione dei risultati è stata inizialmente effettuata una media della massa stimata all'interno di un giro, come visibile in figura 2.17, dove è stata lasciata la scala per maggiore chiarezza.

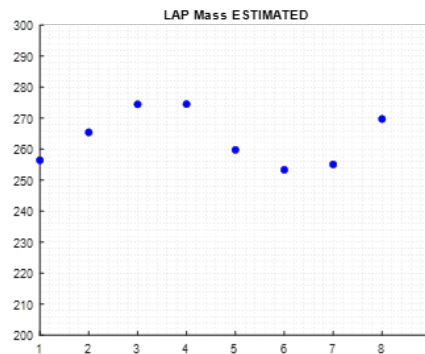


Figura 2.17: Andamento della massa media stimata

Partendo da questi risultati, il target imposto è stato quello di ottenere una stima robusta che non si servisse di una media sul giro, convergesse ai valori target in massimo due giri, ed evidenziasse la decrescita della massa a causa del consumo di carburante.

Scelta dell'intervallo di stima

Al fine di rendere il risultato più affidabile sono stati ridotti gli intervalli di stima per escludere alcuni fenomeni:

- Cambi marcia: sono istanti in cui si ha un brusco calo della accelerazione longitudinale e non è facile modellarli nel correttamente.
- Forti accelerazioni: quando l'accelerazione è molto alta c'è una maggiore dispersione nei risultati di stima.
- Impennate: durante queste fasi di guida il modello dinamico non è più robusto perchè la ruota anteriore non è attaccata al suolo. Tali fenomeni vengono riconosciuti utilizzando le ruote foniche: quando la anteriore presenta velocità molto ridotta rispetto alla posteriore, si considera il veicolo in impennata.
- Elevati rollii: durante le curve il modello è sicuramente meno accurato rispetto al moto rettilineo e, vista la sensibilità del parametro, è preferibile stimarlo laddove c'è una maggiore sicurezza del risultato.
- Frenate: durante le frenate vengono adattati i coefficienti d'attrito quindi non è possibile stimare altri parametri.

La stima viene quindi condotta in moto quasi puramente rettilineo. Durante l'utilizzo in pista, con veicoli dotati di una potenza molto alta, i rettilinei risultano percorsi in tempi molto brevi. Durante la percorrenza degli stessi sono anche presenti: impennate, alte accelerazioni e cambi marcia. L'intervallo di stima disponibile su un rettilineo, già molto breve, viene ulteriormente ridotto da questi fenomeni che devono essere esclusi. In figura 2.18, è possibile visualizzare gli intervalli di attivazione sul circuito di Cremona, i segnali raffigurati sono:

- Velocità (rosso)
- Riconoscimento dei cambi marcia (viola): è un segnale logico, quando è al valore minimo si ha il funzionamento nominale mentre, al massimo, avviene la cambiata.
- Stima della massa (giallo): la stima è attiva quando il segnale si alza. L'intervallo di stima è spezzato da una cambiata.
- Stima del drag (azzurro): la stima è attiva quando il segnale si alza ed è spezzata da una cambiata. Da notare l'assenza di sovrapposizione fra questa stima e la precedente.

- Impennata (arancione): riconosciuta solo all’inizio del secondo rettilineo, nessuna stima è attiva durante questo evento, si manifestano solo i cambi marcia.

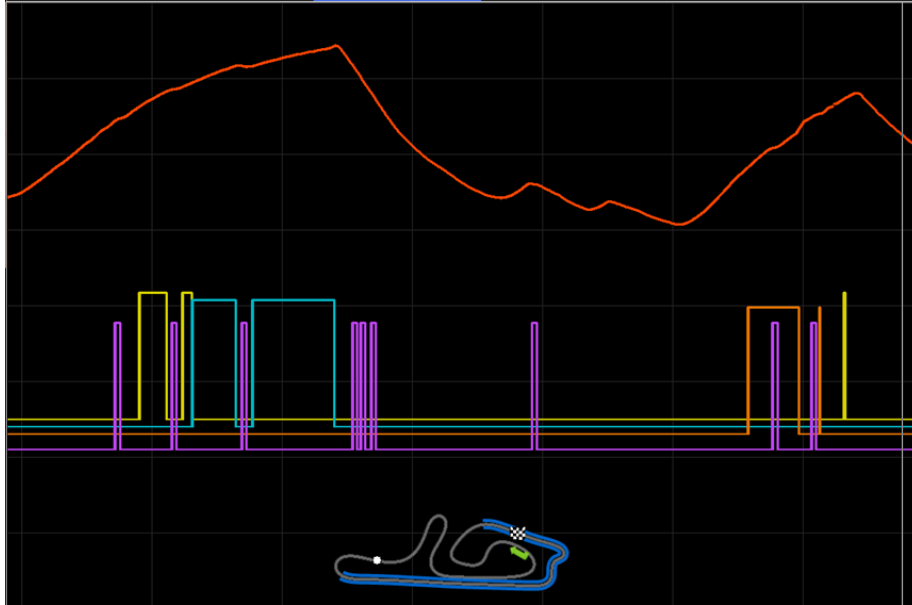


Figura 2.18: Intervalli di attivazione

Si osserva come, nonostante il circuito di Cremona abbia un rettilineo lungo 900 metri, i campioni validi per la stima siano molto ridotti.

Calibrazione delle costanti

Al fine di convergere ad un risultato corretto, sono state calibrate le costanti che determinano le forze di resistenza al rotolamento, già viste nella equazione 2.20. Dopo aver considerato un ristretto intervallo di stima, è stato effettuato un confronto fra la massa stimata e quella effettiva ed i risultati sono evidenziati in figura 2.19: sull’asse verticale è visualizzato l’errore commesso sulla stima e in orizzontale la velocità. Aumentando la velocità l’errore risulta sempre più contenuto mentre, a basse velocità, la stima risulta molto meno robusta. Le osservazioni a bassa velocità sono state ottenute ad accelerazioni più elevate, questo causa la maggiore dispersione riscontrata in tale intervallo.

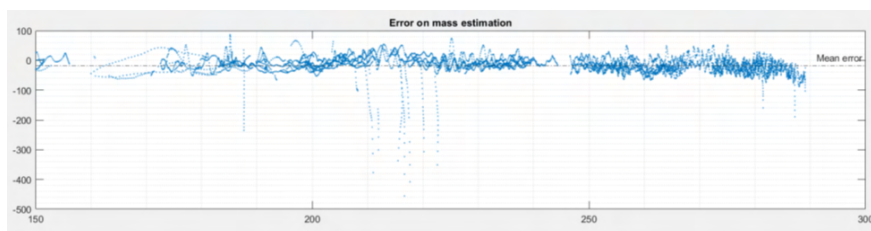


Figura 2.19: Dispersione dell’errore sulla stima della massa

Sulla base di questi risultati è stata effettuata una grid-search che inseguisse il target di massa richiesto in tutto il dataset disponibile. In questo modo sono state trovate le costanti f_1 , f_2 e k che minimizzassero l'errore sui dati considerati. Rimane da notare che la calibrazione delle costanti è stata effettuata solo dopo aver ristretto l'intervallo di stima per evitare di includere errori nella grid-search.

2.3.2 Stima del coefficiente di resistenza aerodinamica

Al pari della massa, la resistenza aerodinamica di un motoveicolo varia in base alla stazza del pilota, ma anche in funzione di come questo si posiziona in sella durante la guida. Come visibile in figura 2.20, un pilota 'in carena' minimizza la resistenza aerodinamica del veicolo.



Figura 2.20: Pilota in carena

Considerando che l'utilizzatore medio avrà un comportamento differente rispetto al pilota professionista ed alle simulazioni CFD, è stato predisposto un sistema di adattamento analogo a quello già visto per la stima della massa. L'adattamento del parametro avviene escludendo gli stessi eventi citati precedentemente e evitando la sovrapposizione delle due stime. L'equazione utilizzata per effettuare la stima è la 2.32, ottenuta combinando l'equilibrio alla traslazione lungo x alla 2.31 che esplicita la forza aerodinamica longitudinale.

$$F_{aeroX} = \frac{1}{2} C_x \rho_{air} A V^2 \quad (2.31)$$

$$C_x = \frac{2(F_{X,front} + F_{X,rear} - m\ddot{X})}{\rho A V^2} \quad (2.32)$$

Le nuove grandezze nelle due equazioni soprastanti sono:

- Densità dell'aria ρ_{air} : dipendente dalle condizioni ambientali.
- Area frontale A : dipendente dal profilo del veicolo.

Si deduce immediatamente come, la stima del drag, sia meno sensibile a rumore di misura rispetto a quella della massa in quanto, eventuali errori, si sommano agli altri termini invece di moltiplicarsi direttamente al risultato. Per ottenere valori realistici è stato sufficiente effettuare la stima negli intervalli corretti, senza modificare ulteriormente le costanti trovate al passo precedente. Le finestre migliori dove effettuare la stima sono caratterizzate da velocità molto alte in modo che il pilota sia correttamente posizionato in carena e che l'accelerazione sia contenuta, in modo che eventuali errori sull'inerzia (quindi la stima della massa) siano meno significativi. La correzione aerodinamica viene quindi effettuata sotto condizioni simili a quelle della massa, ma per velocità più alte. Il C_x non varia esclusivamente in base al pilota, ma anche in funzione del suo posizionamento in sella durante la guida. E' stata quindi sviluppata una lookup table che adattasse il valore stimato tramite un fattore di penalità, dipendente dalla fase di guida e dal rollio. Come visibile in figura 2.21, il pilota durante la frenata esce dalla carena e lo stesso avviene quando effettua una curva. La 2.33 evidenzia come il drag stimato sul rettilineo sia corretto usando un fattore di penalità dipendente dal rollio e dalla fase di guida (frenata o accelerazione).

$$C_x = K_x(\phi, RidingPhase)C_{x,est} \quad (2.33)$$



Figura 2.21: Pilota in frenata

2.3.3 Stima del coefficiente d'attrito fra pastiglie e dischi

L'equazione di equilibrio lungo la direzione X viene modificata (vedi 2.34) esplicitando il termine relativo alla forza frenante, anteriore o posteriore, a seconda di quale dei due attriti si voglia stimare.

$$\mu_{brk} = \frac{R_{def}(F_{aeroX} - m\ddot{X} - F_{rot} - F_{Xinertia})}{R_{disc}p_f A_{pist}n_{pist}n_{disc}} \quad (2.34)$$

La stima dell'attrito tiene in considerazione anche il surriscaldamento dell'impianto che avviene durante le frenate più brusche e durature. Il fattore di penalità

introdotto dipende dalla temperatura dell'impianto, stimata tramite un semplice modello termico (non approfondito), e influenza fortemente e negativamente l'attrito. Il sistema di adattamento del coefficiente d'attrito si attiva durante le frenate che superano una certa soglia di pressione frenante esercitata dal pilota. Tale procedimento è utile per compensare modifiche del tipo di pastiglia o dell'attrito esprimibile che possono essere causate da usura, o inclusione di corpi esterni.

2.4 Correzione della posizione del baricentro

Durante il moto del veicolo, oltre alle rotazioni rigide attorno all'asse di rollio, beccheggio ed imbardata ci sono due fenomeni che alterano la posizione del baricentro: la corsa delle sospensioni e lo spostamento laterale del pilota. Questi sono considerati, in maniera fortemente semplificata, tramite il rollio inerziale, descritto alla sezione 2.2.4.

Il comportamento del pilota durante la guida, fortemente dipendente dalle sue abilità, rende il rollio inerziale inadatto a considerare i fenomeni fisici descritti. Il movimento laterale del baricentro causato dal pilota, viene calcolato dall'equazione di equilibrio alla rotazione rispetto all'asse x, ossia la 2.27. Tale spostamento viene stimato per considerare lo stile di guida dell'utilizzatore che influenza la dinamica del veicolo.

Per quanto riguarda la corsa delle sospensioni, questa potrebbe essere misurata facilmente usando dei potenziometri installati sulle forcelle e sull'ammortizzatore posteriore, ma questi strumenti non sono installati sulle moto di serie per contenerne i costi e la complessità. Per sopperire a questa mancanza, è stato sviluppato un modello black-box, calibrato sulla base dei dati acquisiti dalle moto di sviluppo. Questi veicoli sono dotati di una sensoristica più completa di quelle che vengono commercializzate, al fine di acquisire una più vasta quantità di dati.

I due fenomeni descritti in questa introduzione influenzano le equazioni della dinamica perchè modificano la posizione del baricentro, utilizzato per calcolare gli equilibri rotazionali.

2.4.1 Stima della corsa delle sospensioni

Le sospensioni di un veicolo collegano le masse sospese a quelle non sospese ed hanno il compito di smorzare le sollecitazioni esterne provenienti dal profilo della strada e dai carichi applicati, garantendo il compromesso fra comfort e prestazione durante la guida. In figura 2.22 è possibile notare l'effetto di un profilo stradale ondulado, il periodo delle oscillazioni dipende dal profilo stradale e dalla velocità di avanzamento secondo la legge 2.35.

$$T = \frac{L_{wave}}{V} \quad (2.35)$$

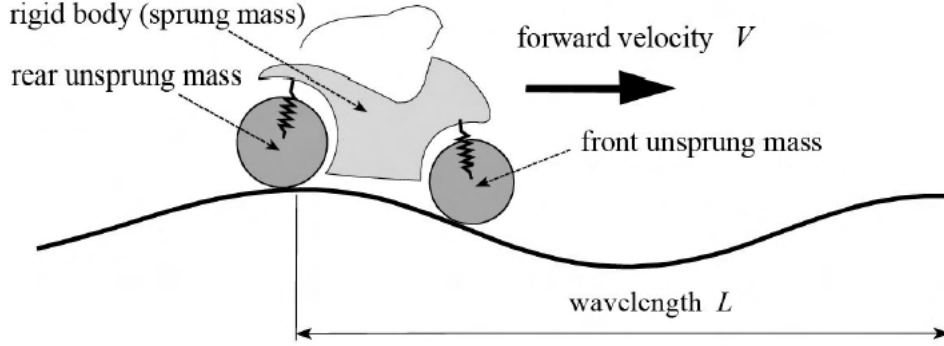


Figura 2.22: Motociclo su profilo ondulato

Per ottenere un modello fisico delle sospensioni si utilizzano tipicamente le rigidità ridotte, sia per l'anteriore che per il posteriore, al fine di costruire modelli dinamici equivalenti che sono illustrati in seguito.

Per quanto riguarda la forcella anteriore, indipendentemente da quale sia la sua costruzione, è possibile ottenere una rigidità verticale equivalente, come mostrato in figura 2.23. Questo parametro è ottenuto considerando che le due soluzioni debbano avere la stessa energia durante a pari condizione di funzionamento. Considerando la conservazione dell'energia per i due sistemi 2.36 e la relazione cinematica fra gli spostamenti 2.37, si ottiene la rigidità ridotta secondo la formula 2.38, con ovvio utilizzo dei simboli.

$$\frac{1}{2}K_{rid}\Delta_{rid,front}^2 = \frac{1}{2}K\Delta_{front}^2 \quad (2.36)$$

$$\Delta_{front} = \frac{\Delta_{rid,front}}{\cos(\epsilon)} \quad (2.37)$$

$$K_{rid,front} = \frac{K, front}{\cos^2(\epsilon)} \quad (2.38)$$

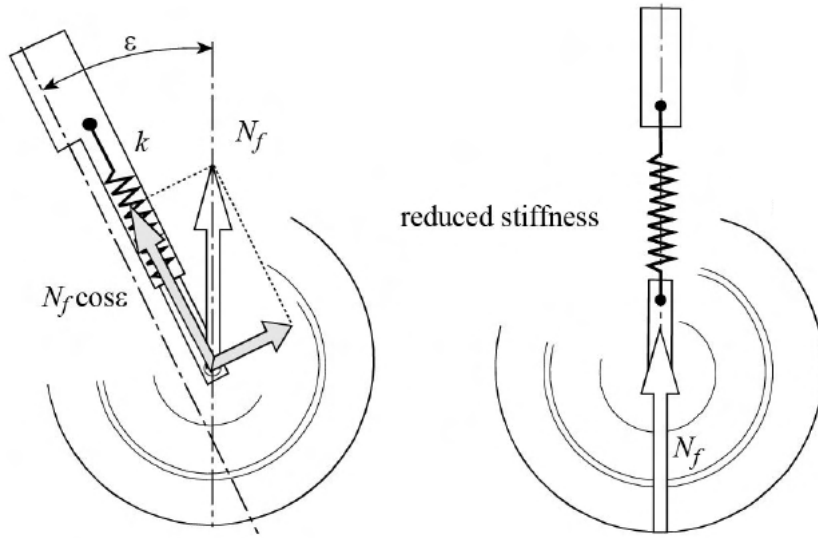


Figura 2.23: Rigidezza ridotta forcella

Una relazione analoga alla 2.38 viene ricavata anche per la componente di smorzamento (2.39), seguendo il principio analogo secondo cui la parte smorzante equivalente deve dissipare la stessa energia di quella reale.

$$C_{rid,front} = \frac{C_{front}}{\cos^2(\epsilon)} \quad (2.39)$$

Per l'ammortizzatore posteriore la conversione è più complessa perchè richiede la conoscenza della relazione fra spostamento verticale della ruota e corsa dell'ammortizzatore, ossia il rapporto di leva τ . Tale caratteristica dipende dalla costruzione scelta per il meccanismo e dalle quote geometriche, ma il procedimento necessario per calcolare la rigidezza ridotta rimane invariato ed è espresso nella 2.40.

$$K_{rid,rear} = K_{rear} \tau^2 \quad (2.40)$$

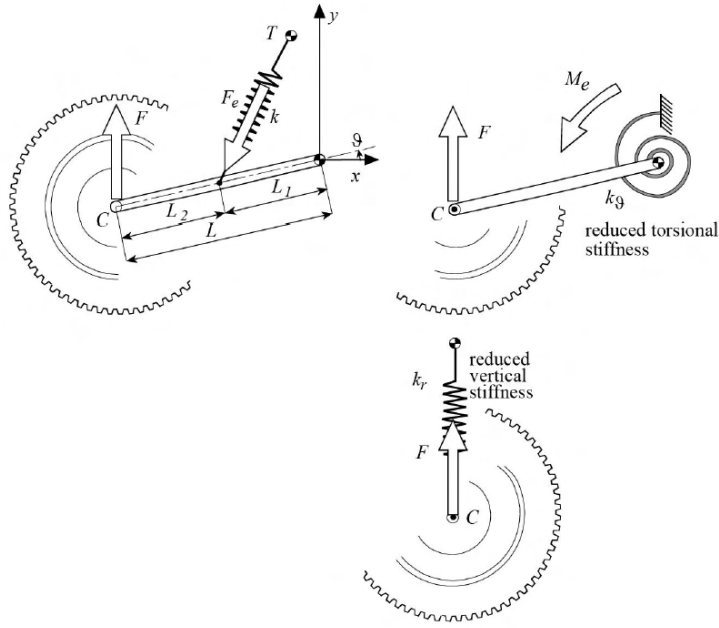


Figura 2.24: Rigidezza ridotta ammortizzatore posteriore

Lo stesso principio viene applicato per il calcolo della componente smorzante alla 2.41.

$$C_{rid, rear} = C_{rear} \tau^2 \quad (2.41)$$

Ricavate le rigidezze e gli smorzamenti ridotti, è possibile ricondursi ad un sistema meccanico equivalente come quello in figura 2.25 dove la massa ridotta è unica.

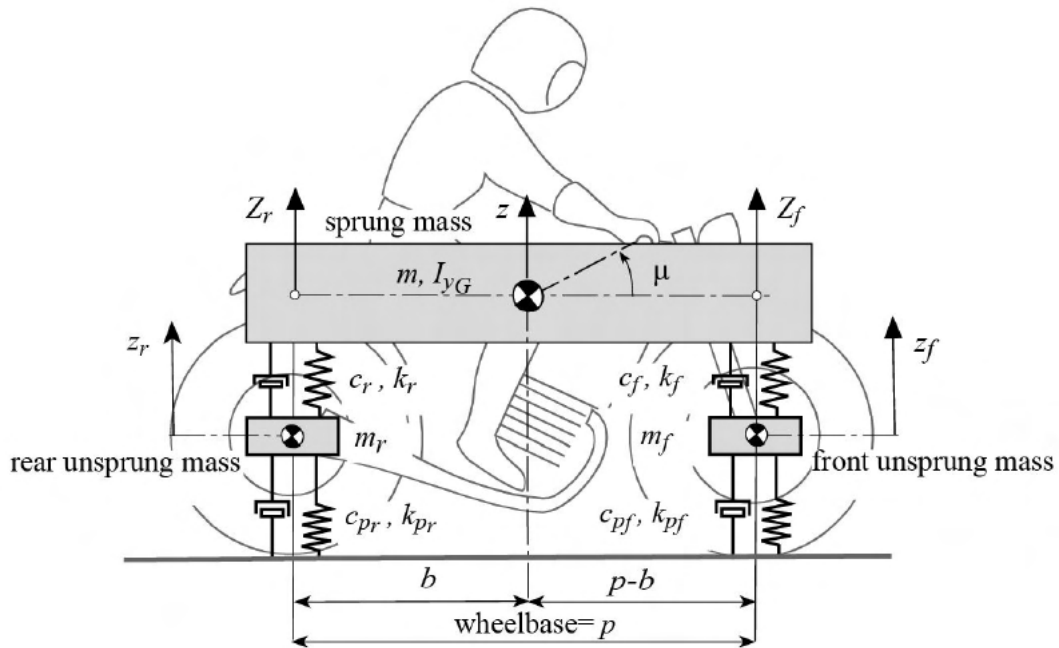


Figura 2.25: Massa sospesa unica

In alternativa, è possibile separare la massa ridotta in due masse differenti come in figura 2.26, calcolate secondo 2.42 e 2.43.

$$M_f = m \frac{b}{p} \quad (2.42)$$

$$M_r = m \frac{p-b}{p} \quad (2.43)$$

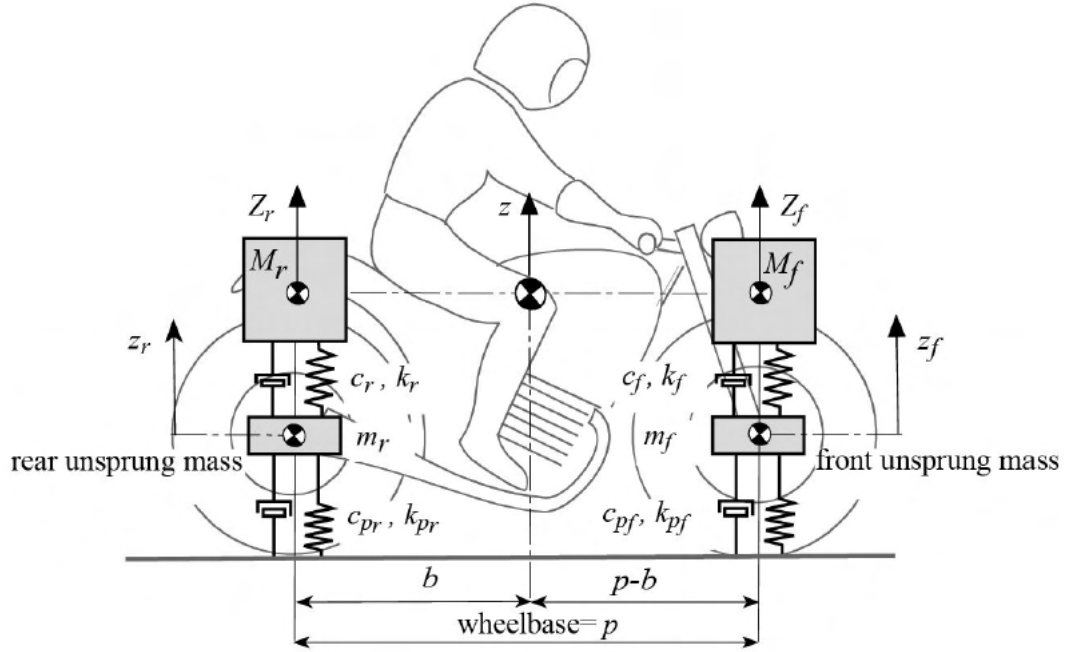


Figura 2.26: Separazione massa sospesa

In entrambi i modelli è visibile una seconda coppia molla-smorzatore che collega la massa non sospesa all'asfalto, questa rappresenta lo pneumatico e non viene approfondita in questa sezione. Nonostante i passaggi precedenti, il modello fisico non è stato esplorato ulteriormente a causa di alcuni fenomeni, di difficile modellazione, la cui omissione portava ad errori nella stima troppo elevati. E' stato scelto di sviluppare un modello black-box, basato sulla importante mole di dati a disposizione, per garantire semplicità e velocità di calcolo, tipiche dall'applicazione on board. Per entrambe le sospensioni sono state usate due look-up table a doppio input per la determinazione della corsa. Una volta ricavate le corse di entrambe le sospensioni, è stato possibile ricondursi al conseguente abbassamento del baricentro ed integrarlo nelle equazioni della dinamica.

Modello delle forcelle

Le forcelle impiegate sui veicoli moderni sono telescopiche a steli rovesciati ed i carichi applicati su di esse, durante il loro funzionamento (figura 2.27), sono causati dall'interazione fra pneumatico ed asfalto.

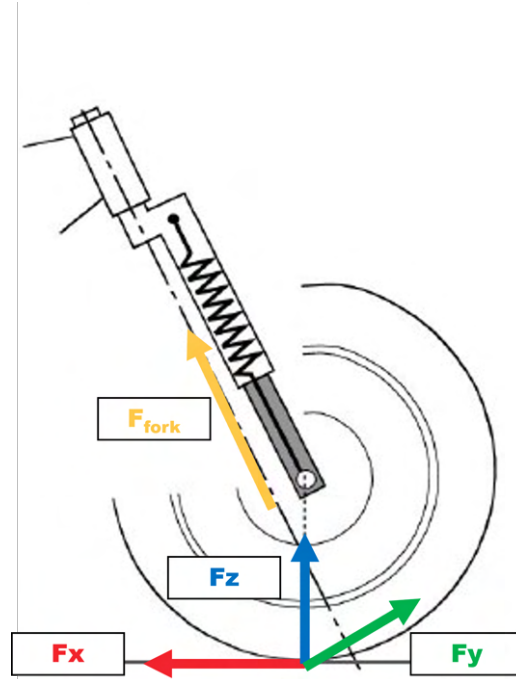


Figura 2.27: Forze sulla forcella anteriore

Tali componenti di forza sono sommate lungo l'asse forcella al fine di ottenere la forza totale che comprime la sospensione anteriore (vedi 2.44). La forza laterale, il cui contributo potrebbe essere erroneamente trascurato, contribuisce alla compressione delle forcelle quando la moto presenta rollio non nullo.

$$F_{fork} = F_{X,front} \sin(\epsilon) + \cos(\epsilon)(F_{Y,front} \sin(\phi) + F_{Z,front} \cos(\phi)) \quad (2.44)$$

Le prima variabile è stata scelta al fine di considerare il carico complessivamente applicato per ogni fase di guida (F_{fork}); la seconda necessitava di una correlazione con la corsa e la velocità di affondamento. Il beccheggio (μ) è stata quindi la scelta più immediata per soddisfare i requisiti richiesti. Una variabile correlata all'affondamento è necessaria per tener conto dell'andamento non lineare delle rigidità delle molle (vedi 2.28).

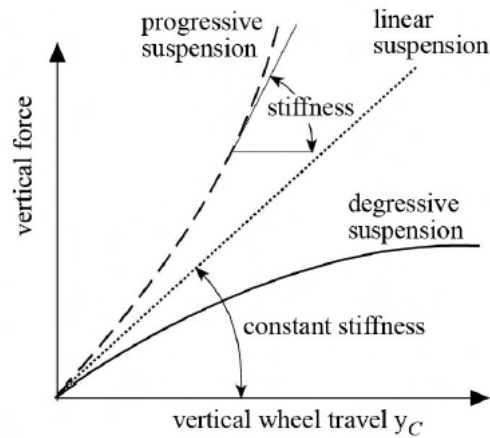


Figura 2.28: Caratteristiche forza spostamento per molle

La caratteristica della sospensione anteriore è progressiva, quindi, la rigidità aumenta al progredire della corsa. Questo fenomeno è causato dal contatto fra gli anelli della molla, che causa una riduzione della lunghezza utile della stessa, incrementandone la rigidità. Un'altra ragione che ha portato alla scelta della variabile del beccheggio è stata la necessità di avere una variabile che contenesse informazioni circa la velocità di affondamento delle forcelle, determinante per la componente smorzante della sospensione. Inizialmente era stato utilizzato la velocità di beccheggio come variabile, ma i risultati ottenuti erano peggiori rispetto a quelli ottenuti con il beccheggio vero e proprio. In figura 2.29 è proposta la visualizzazione in ambiente MATLAB della mappa utilizzata per fittare i dati sperimentali.

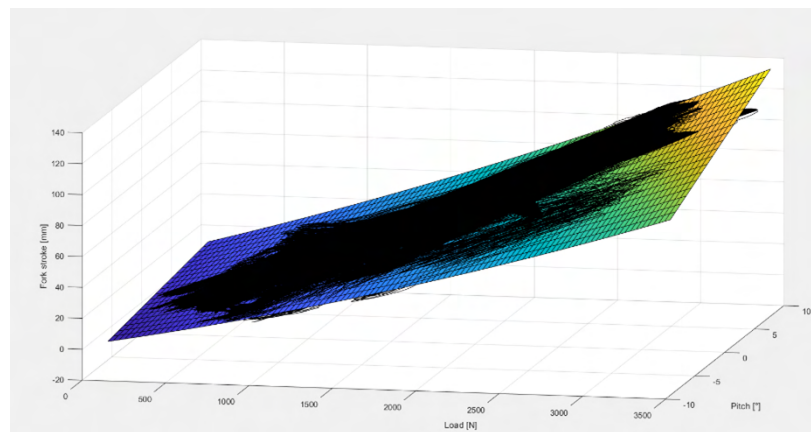


Figura 2.29: Mappa per calcolo affondamento forcella

E' possibile riscontrare la non linearità rispetto al carico applicato per alti affondamenti, coerentemente con la caratteristica delle molle progressive.

Modello della sospensione posteriore

Una sospensione posteriore ha diverse possibilità costruttive, alcune delle quali sono evidenziate in figura 2.30, ma la sua particolarità principale è l'effetto del tiro catena sulla sua corsa.

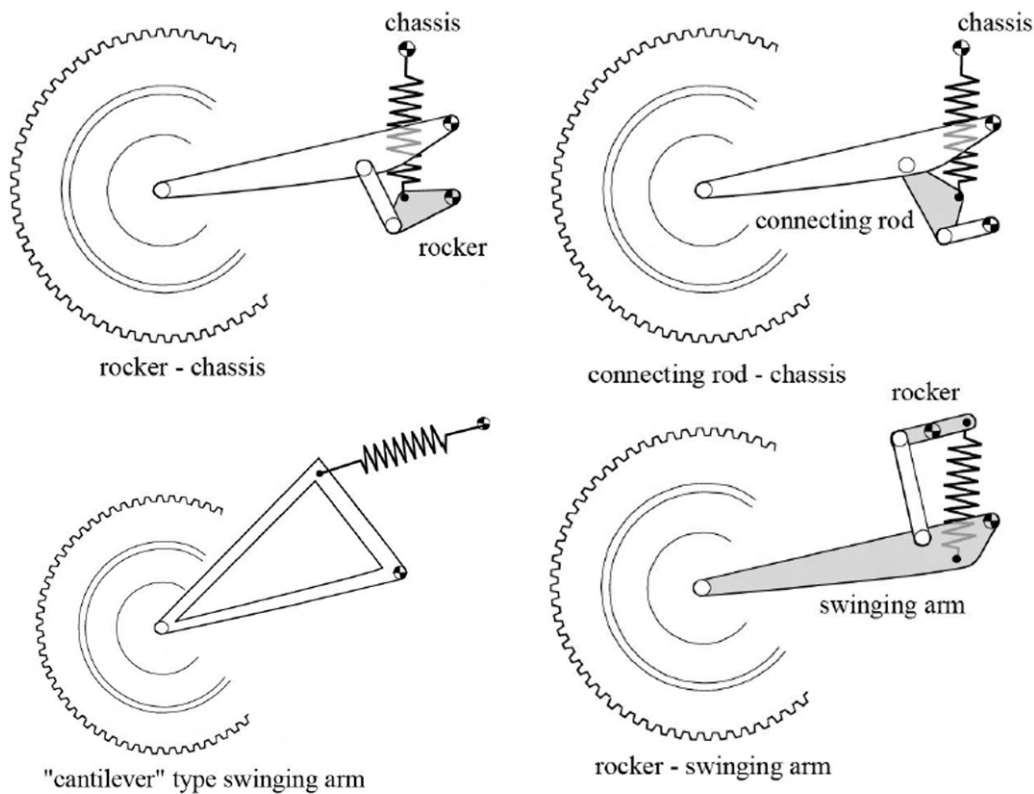


Figura 2.30: Soluzioni costruttive sospensione posteriore

Il tiro, generato dalla coppia del motore e trasmesso dalla catena fino alla ruota posteriore, ha effetti sulla corsa della sospensione che dipendono dalle quote geometriche del veicolo. Una moto può essere considerata 'squattante' o 'anti-squattante' a seconda del suo comportamento all'aumentare del tiro catena. In figura 2.31 è possibile notare le principali grandezze che influenzano la dinamica dell'ammortizzatore posteriore:

- Passo (p): distanza fra i punti di contatto delle due ruote.
- Altezza del centro di gravità (h): al suo aumentare aumenta il trasferimento di carico e viceversa.
- Lunghezza del forcellone (L).
- Raggio della ruota (R_r), di corona (r_c) e pignone (r_p).
- Posizione reciproca del pivot rispetto alla corona, sia orizzontale (x_p) che verticale (y_p): il pivot è un organo meccanico che consente la connessione fra telaio e forcellone, deve ovviamente poter consentire la rotazione rispetto all'asse di montaggio.

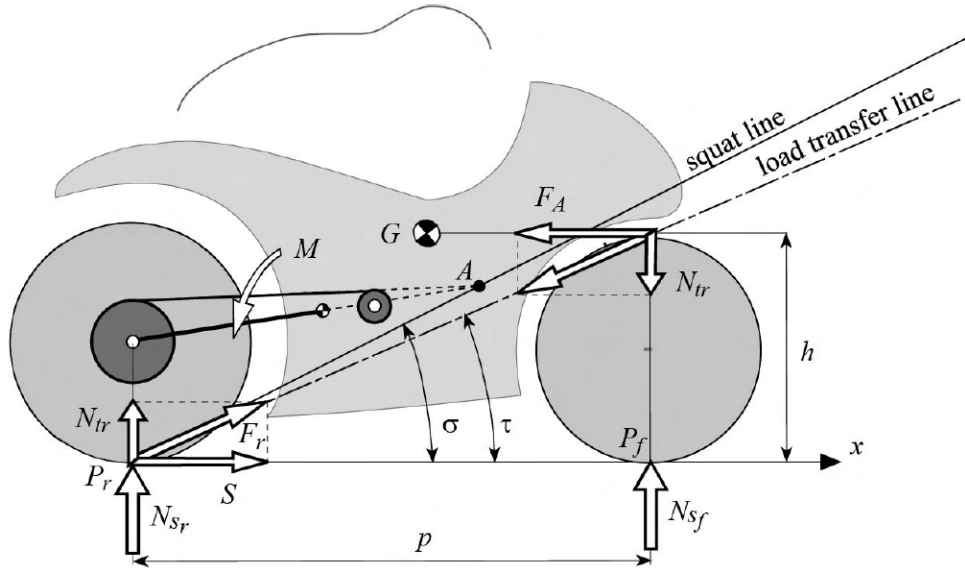


Figura 2.31: Squat e load transfer line

Al fine di esplicitare lo squat ratio, è necessario considerare l'equilibrio del forcellone, visibile in figura 2.32, ed esplicitato nella equazione 2.45. Le grandezze utilizzate sono:

- Momento elastico (M_v): è esclusivamente la componente necessaria ad equilibrare il trasferimento di carico e la spinta, non considerando i carichi statici.
- Trasferimento di carico (N_{tr}): aumento di carico posteriore dovuto alla spinta.
- Angolo forcellone (ϕ): inclinazione del forcellone rispetto all'orizzontale.
- Inclinazione del ramo teso della catena (η)

$$M_v = N_{tr}L\cos(\phi) - TL\left[\frac{r_c}{R_r}\sin(\phi) + \sin(\phi - \eta)\right] \quad (2.45)$$

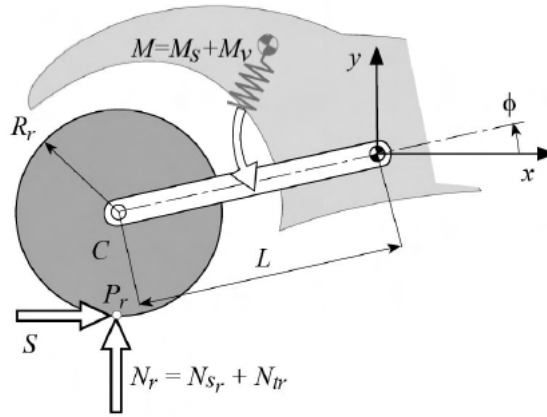


Figura 2.32: Diagramma di corpo libero forcellone

La spinta a terra è stata scritta in funzione del tiro catena (2.46) al fine di esplicitarlo nelle equazioni.

$$S = \frac{Tr_c}{R_r} \quad (2.46)$$

Successivamente, è possibile considerare la trasmissione per determinare l'angolo del ramo teso della catena e quello del forcellone scrivendo la 2.47 servendosi dello schema di figura 2.33.

$$b - (r_c - r_p)\cos(\eta) = L_c\sin(\eta) \quad (2.47)$$

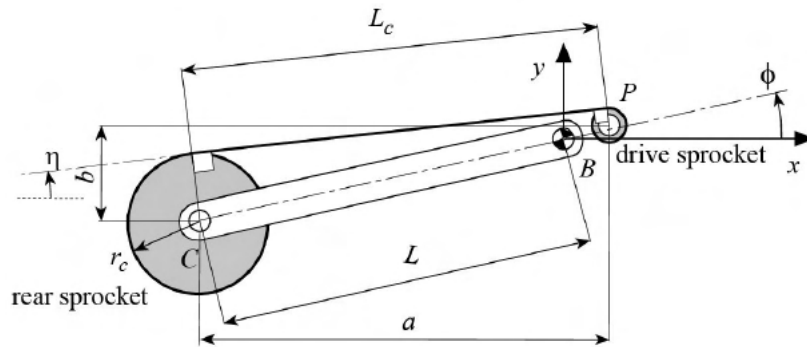


Figura 2.33: Angolo del ramo teso della catena

Esplicitando la posizione del pivot è possibile scrivere la 2.48, partendo dalla 2.47.

$$\eta = \frac{b - (r_c - r_p)}{L_c} = \arcsin\left(\frac{L\sin(\phi) + y_p - (r_c - r_p)}{L_c}\right) \quad (2.48)$$

Utilizzando le equazioni descritte in precedenza, ed omettendo i passaggi algebrici, si calcola lo squat ratio come nella 2.49, definendolo come il rapporto fra il momento generato dal trasferimento di carico e quello risultante di spinta e tiro catena.

Servendosi degli angoli σ , ossia l'angolo del tiro catena e τ , angolo del trasferimento di carico, è possibile definire lo squat ratio come esplicitato nella 2.50.

$$R = \frac{N_{tr} L \cos(\phi)}{S L \sin(\phi) + T L \sin(\phi - \eta)} \quad (2.49)$$

$$R = \frac{h \cos(\phi)}{p(\sin(\phi) + \frac{R_r}{r_c} \sin(\phi - \eta))} = \frac{\tan(\tau)}{\tan(\sigma)} \quad (2.50)$$

Il valore dello squat ratio influenza fortemente il comportamento dinamico del veicolo in esercizio, come visibile in figura 2.34.

- $R=1$: il comportamento del veicolo è detto neutro e l'estensione della forcella dipende esclusivamente dal trasferimento di carico.
- $R>1$: il comportamento si dice squattante e la compressione della sospensione posteriore è incrementata dall'effetto del tiro catena e della spinta.
- $R<1$: il comportamento è antisquattante ossia, quando la moto è soggetta alla spinta, entrambe le sospensioni si estendono.

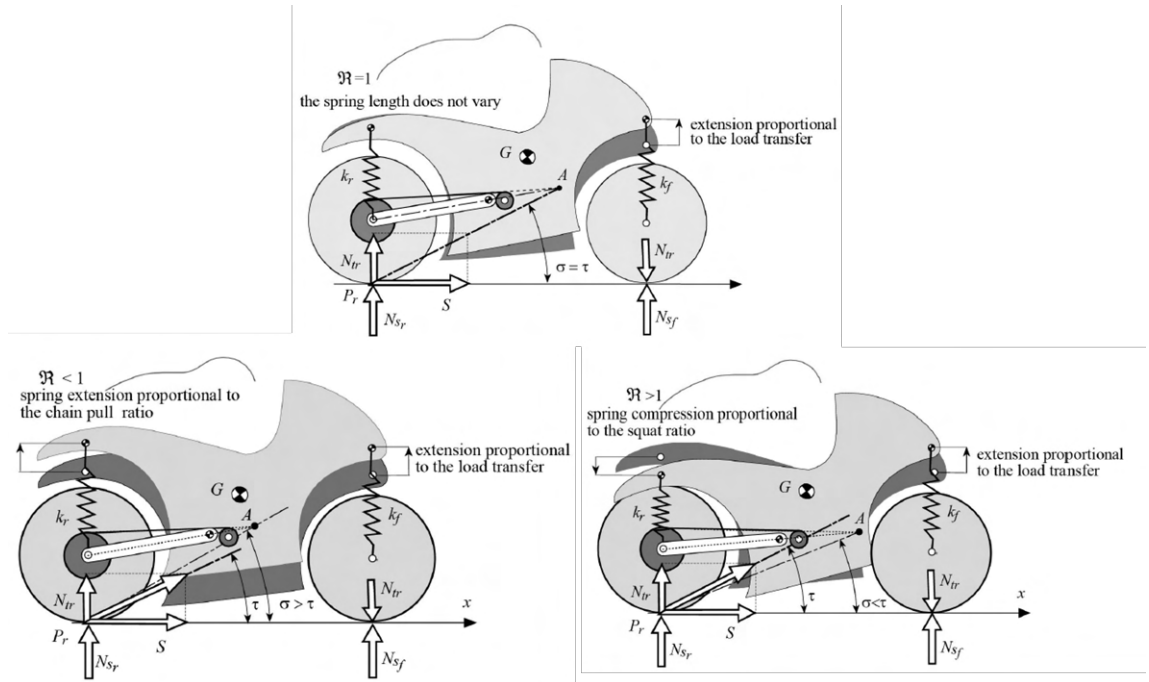


Figura 2.34: Effetto dello squat ratio sull'assetto

Data la complessità di una completa modellazione fisica, è stato scelto di sviluppare un modello black-box analogo a quello delle sospensioni. Gli input utilizzati sono i coefficienti di attrito longitudinale e laterale. Il coefficiente d'attrito longitudinale è correlato sia al carico verticale che alla spinta erogata dal motore mentre, quello laterale, è collegato al carico laterale, oltre che a quello verticale. In figura 2.35 è possibile visualizzare la lookup table costruita coi risultati sperimentali.

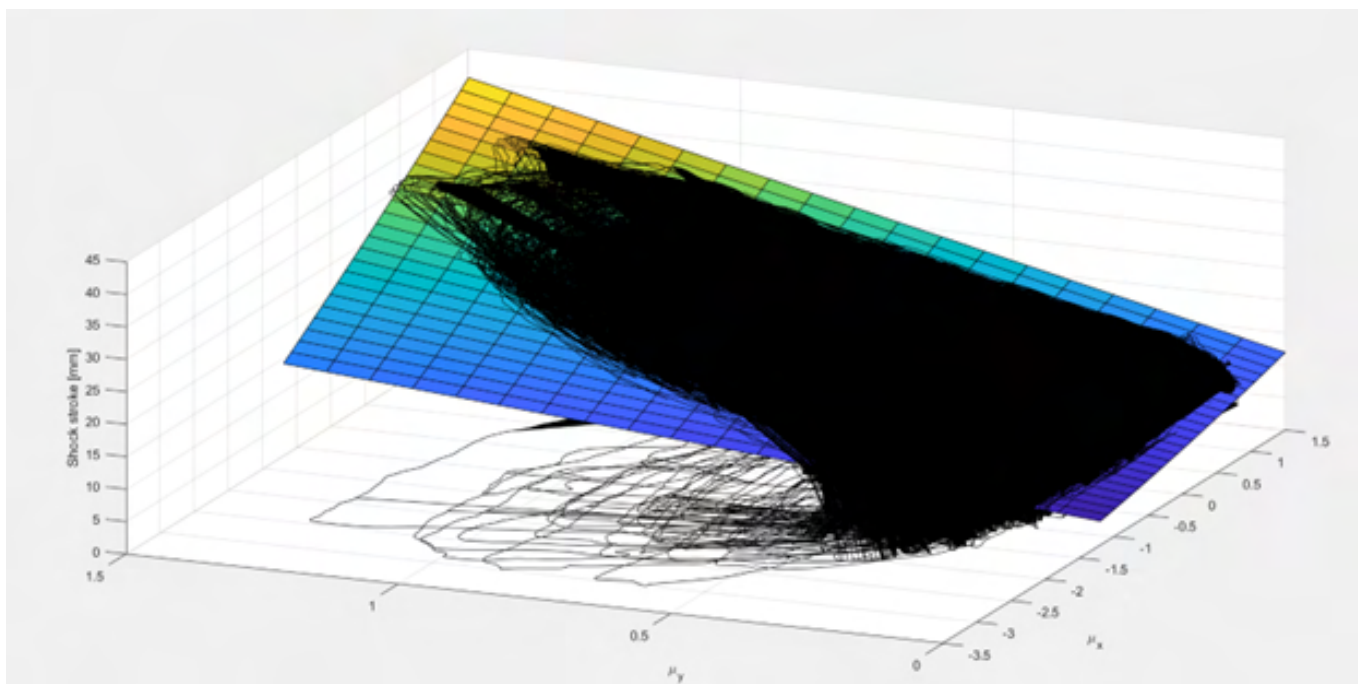


Figura 2.35: Lookup table ammortizzatore

Dai risultati ottenuti nella costruzione della mappa è ragionevole attendersi una previsione peggiore rispetto a quello ottenuto con la sospensione anteriore, in particolare per bassi valori di attrito.

Abbassamento del baricentro

Una volta noti gli affondamenti delle sospensioni, anteriore e posteriore, è possibile ricavare il conseguente beccheggio del veicolo e, con esso, il movimento del baricentro. In figura 2.36 è possibile notare il cambio di assetto del veicolo durante la frenata.

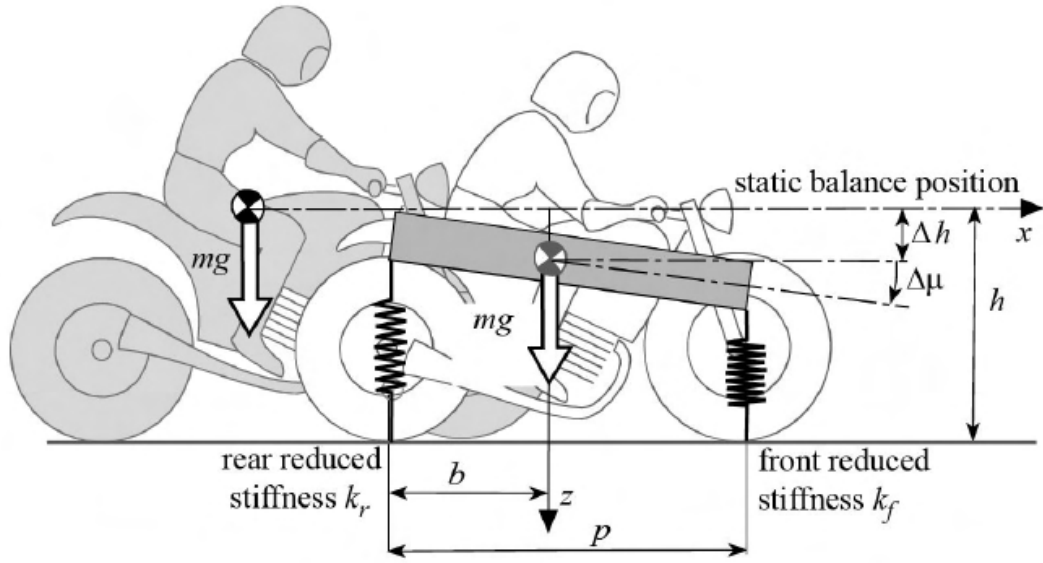


Figura 2.36: Variazione assetto in frenata

Durante le frenate, a causa dell'affondamento della forcella, il baricentro tenderà ad abbassarsi in maniera significativa mentre; in accelerazione, tornerà molto più vicino alla condizione di equilibrio statico.

2.4.2 Stima spostamento pilota

Un pilota esperto, durante la percorrenza di una curva, si sporge fortemente verso il centro della curva. Questo movimento viene effettuato per diverse ragioni:

- Ridurre il rollio: riferendosi a figura 2.37, è immediato notare che un pilota che si sporge in curva ha meno necessità di inclinare la moto per percorrerla. Avere un rollio ridotto consente di effettuare una manovra più sicura in quanto, un valore inferiore, riduce la forza laterale sullo pneumatico (vedi 2.51), allontanando il punto di funzionamento dal limite di aderenza. La forza laterale è infatti proporzionale a quella verticale tramite la tangente dell'angolo di rollio, maggiore sarà il rollio, maggiore sarà la componente laterale per una fissata velocità di percorrenza.
- Abbassare il baricentro: in questo modo la moto trasferisce meno carico ed è possibile accelerare maggiormente senza incorrere in impennamento o, analogamente, frenare senza incorrere in ribaltamento frontale.

$$F_{Tyre} = K_{\phi}\phi + K_{\lambda}\lambda \quad (2.51)$$

Dove i parametri sono:

- K_{ϕ} : rigidità di rollio dello pneumatico
- K_{λ} : rigidità di deriva dello pneumatico

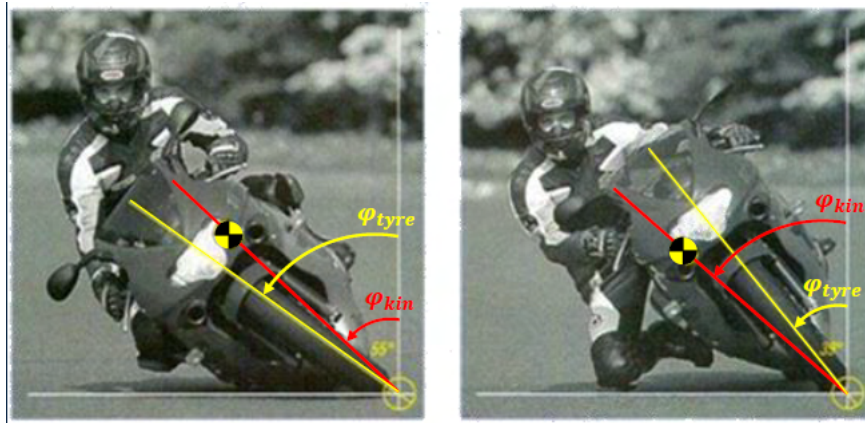


Figura 2.37: Rollio in funzione dello stile di guida

E' evidente come lo spostamento del pilota, specie per motocicli ad applicazione sportiva, non possa essere trascurato al fine di rendere affidabile il modello dinamico costruito. Ogni utilizzatore avrà uno stile di guida differente in funzione del suo livello di esperienza e del suo stile personale, ed impatterà in maniera differente sullo spostamento laterale del baricentro, come mostrato in figura 2.38.

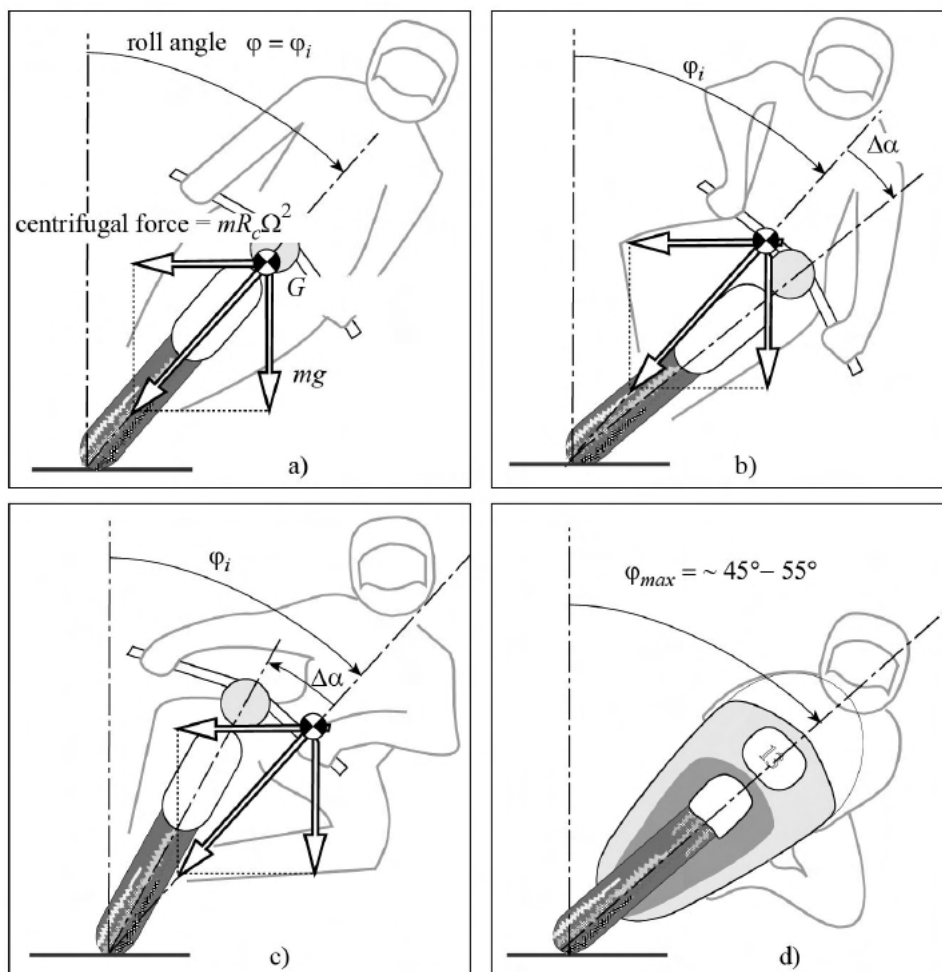


Figura 2.38: Stili differenti di guida

L'equazione di equilibrio alla rotazione rispetto all'asse X viene utilizzata per ricavare lo spostamento laterale e, servendosi del diagramma di corpo libero di figura 2.39, è possibile scriverla come in 2.53, nella quale sono stati introdotti i raggi del toroide dello pneumatico. Lo del centro di gravità varia secondo lo stile di guida del pilota e la manovra da effettuare ma, per ipotesi, è stata scelta una legge sinusoidale (2.52) per modulare lo spostamento rispetto al rollio. In questo modo si procede a determinare un solo parametro, successivamente moltiplicato per una funzione nota del rollio. In questo modo, a rollio nullo o molto contenuto, il baricentro risulta rimanere nel piano di simmetria della moto. E' importante sottolineare che il parametro ΔY_G rappresenta lo spostamento laterale del baricentro del sistema moto più pilota, non solo del pilota.

$$\Delta Y_G = \Delta Y_0 * \sin(\phi) \quad (2.52)$$

$$\begin{aligned} I_x \ddot{\Theta}_X = & \\ & - [h^G \cos(\phi) + (\rho - \Delta Y_0) \sin^2(\phi)] F_{Y_{tot}} \\ & - h_{aero} \cos(\phi) F_{aeroY} + [h^G \sin(\phi) + (\Delta Y_0 - \rho) \sin(\phi) \cos(\phi)] F_{Z_{tot}} \\ & + h_{aero} \sin(\phi) F_{aeroZ} + M_{aeroZ} - M_{g,X} \end{aligned} \quad (2.53)$$

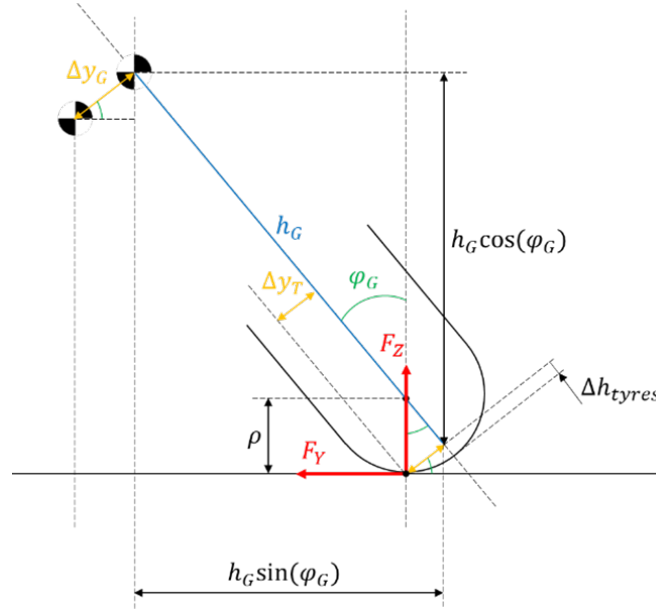


Figura 2.39: Diagramma di corpo libero rotazione asse X

Dalla 2.53 è possibile quindi estrarre il parametro ΔY_0 che, tramite la 2.52, consente di ricavare lo spostamento del baricentro del sistema.

$$\begin{aligned} \Delta Y_0 = & \\ & [I_x \ddot{\Theta} + h^G \cos(\phi) (F_{Y_{tot}} - F_{Z_{tot}} \sin(\phi)) + \sin^2(\phi) (F_{Y,front} \rho_f + F_{Y,rear} \rho_r) + \\ & h_{aero} \cos(\phi) F_{aeroY} + \sin(\phi) \cos(\phi) (F_{Z,front} \rho_f + F_{Z,rear} \rho_r) - \\ & h_{aero} \sin(\phi) F_{aeroZ} - M_{aeroZ} + M_{g,X}] / \\ & (F_{Y_{tot}} \sin^2(\phi) + F_{Z_{tot}} \sin(\phi) \cos(\phi)) \end{aligned} \quad (2.54)$$

Una volta ottenuto il modello fisico che consente di calcolare lo spostamento laterale, è necessario trovare gli intervalli migliori per effettuare l'adattamento. Il calcolo è stato effettuato nei centri curva, al fine di limitare al minimo gli errori infatti; in tali istanti della percorrenza, l'accelerazione laterale è prevalente rispetto a quella longitudinale e la velocità di rollio è solitamente molto bassa. In questo modo le incertezze sulle inerzie e le masse hanno poca influenza sul calcolo dello spostamento. Il parametro stimato viene diviso fra curve a destra ed a sinistra, il risultato ottenuto in un centro curva viene mantenuto fino al successivo dallo stesso lato, dove poi viene ricalcolato. Come visibile alla sottosezione 4.7, in caso di piloti professionisti, lo spostamento laterale misurato rimane circa costante nelle diverse curve. Lo stesso non avverrebbe se si considerassero le acquisizioni di un pilota amatore, la cui ripetibilità delle manovre è molto inferiore rispetto ad i dati in esame.

Modifiche alle equazioni della dinamica

Contrariamente a quanto avvenuto per lo spostamento verticale del baricentro, che andava a modificare un parametro pre esistente, lo spostamento laterale deve essere introdotto; questo porta quindi alla necessità di riscrivere gli equilibri alla rotazione lungo Y (2.55) e Z (2.56).

$$I_Y \ddot{\Theta}_Y = -bF_{Y,rear} + (p-b)F_{Y,front} + [h^G \cos(\phi) + (\rho - \Delta Y_0) \sin^2(\phi)] + M_{aeroY} \quad (2.55)$$

$$\begin{aligned} I_Z \ddot{\Theta}_Z = & -bF_{Y,rear} + (p-b)F_{Y,front} - \\ & [h^G \sin(\phi) + (\Delta Y_0 - \rho) \sin(\phi) \cos(\phi)] F_{Xtot} + h_{aero} \sin(\phi) F_{aeroX} + M_{aeroZ} \end{aligned} \quad (2.56)$$

2.5 Correzione degli input per la stima del grip

Al fine di stimare il grip longitudinale, è necessario rendere robusto il calcolo dello slip. Tale parametro è infatti dipendente dal raggio di rotolamento dello pneumatico, che varia secondo l'usura e la tipologia di modello scelto dal pilota. Per non introdurre errori nel calcolo di questo parametro, ascissa della caratteristica pneumatico, è stato sviluppato un adattamento analogo a quello dei precedenti parametri.

Per quanto riguarda l'aderenza laterale, questa utilizza l'angolo di deriva (o side-slip) come grandezza sulle ascisse della funzione caratterizzante. Questa grandezza non è facilmente misurabile, se non utilizzando appositi (e costosi) strumenti di misura, disponibili soltanto nella fase di sviluppo del veicolo. Al fine di stimare questa grandezza, è stato scelto di utilizzare una lookup table basata sui dati a disposizione.

Una volta corretto lo slip e determinata la deriva dello pneumatico, è possibile introdurre il modello adattivo dello pneumatico per determinare il massimo attrito per ogni condizione di funzionamento.

2.5.1 Correzione dello slip

Lo slip è definito come il rapporto fra la velocità del veicolo e quella della ruota posteriore (2.57). La velocità del veicolo è ricavata dalla ruota fonica anteriore (quando la moto non impenna) e quella della ruota posteriore tramite la fonica posteriore. Se non ci fosse alcuno slip, quindi nessuna velocità relativa tra pneumatico ed asfalto, non sarebbe possibile generare spinta o forza frenante, quindi questo è sempre presente, ad eccezione di particolari casi. La differenza di velocità fra punto di contatto ed asfalto fa sì che le fibre dello pneumatico si comprimano o si estendano per poi resistere, rispettivamente, spinta o frenata tramite il ritorno elastico.

$$\kappa = -\frac{V - \omega R_{rot}}{V} \quad (2.57)$$

Come visibile dalla definizione della grandezza stessa, il calcolo lo slip necessita della conoscenza del raggio di rotolamento dello pneumatico. Nelle applicazioni motociclistiche gli pneumatici non sono piatti, ma presentano un profilo curvo al fine di consentire il rollio del veicolo. Il raggio di rotolamento sarà una funzione del punto della gomma su cui la moto è in appoggio, oltre che della velocità di rotazione dello stesso che ne influenza lo schiacciamento. Si può quindi definire il raggio di rotolamento come una funzione di rollio e velocità come in 2.58.

$$R_{def} = R(\phi, V) \quad (2.58)$$

Oltre alla dipendenza dal rollio e dalla velocità, lo pneumatico è anche soggetto ad usura in esercizio. Essendo la gomma molto più morbida dell'asfalto su cui rotola, è soggetta ad una perdita di materiale che ne causa una diminuzione del raggio. Rimane da sottolineare la possibilità che l'utilizzatore del veicolo impieghi pneumatici differenti da quelli di serie, con un profilo e raggio diversi. Per ovviare a queste due possibilità è stato sviluppato un semplice modello che consente di correggere il valore dello slip calcolato. Durante la fase di recupero giochi, ossia quando il veicolo non sta né accelerando né frenando, lo slip deve essere nullo in quando allo pneumatico non è richiesto di erogare alcuna forza longitudinale. Qualora l'assunzione precedente non fosse ottenuta, si definisce una grandezza (velocità residua) che lo annulla in quelle fasi (2.59). Le grandezze introdotte nella formula successiva sono:

- Velocità della ruota posteriore V_R
- Velocità veicolo V
- Velocità residua ΔV_R

$$\kappa + \frac{\Delta V_R - V}{V} 100 = 0 \rightarrow \frac{\Delta V_R}{V} - 1 = -\frac{\kappa}{100} \quad (2.59)$$

Con qualche passaggio algebrico è possibile definire il fattore correttivo dello slip longitudinale nella 2.60.

$$\frac{\Delta V_R}{V} = K_T = 1 - \frac{\kappa}{100} \quad (2.60)$$

Tale fattore non è unico per tutto lo pneumatico, ma viene diviso in funzione della porzione dello pneumatico in: fascia centrale (K_C), destra (K_D) e sinistra (K_S).

In questo modo l'usura della porzione sinistra non influirà sulla correzione dello slip durante la percorrenza delle curve a destra e viceversa. Lo slip corretto viene calcolato come in 2.61.

$$\kappa_{corr} = \frac{K_T V_R - V}{V} \quad (2.61)$$

2.5.2 Stima della deriva posteriore

Alla sezione precedente è stato stimato lo slip longitudinale, responsabile della generazione della forza di spinta o di frenata. Per la forza laterale interviene l'angolo di deriva (sideslip), la cui stima è molto più complessa, sebbene la sua definizione (2.62) sia apparentemente semplice.

$$\lambda = -atan\left(\frac{V_Y}{V_X}\right) \quad (2.62)$$

La deriva è ottenuta dall'integrazione del segnale di imbardata, il cui risultato non è affidabile; è stato quindi scelto di creare una mappa che lo stimasse partendo dalla forza laterale e dal rollio. Questa è stata generata basandosi su dei dati acquisiti con uno strumento di misura molto più accurato delle tradizionali piattaforme inerziali, impiegato solo in specifici test. In figura 2.40 è possibile notare gli andamenti del segnale di riferimento (bianco), acquisito dallo strumento più accurato, la deriva stimata dalla centralina (arancione), e l'errore commesso (azzurro).

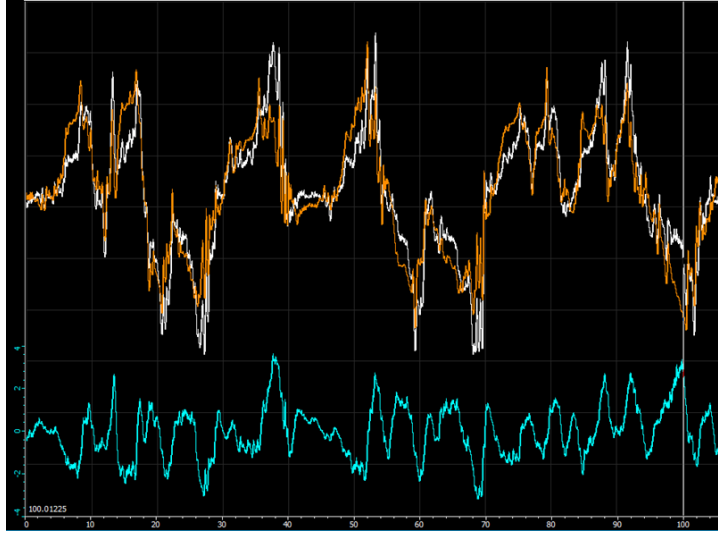


Figura 2.40: Differenze nella deriva misurata

L'errore medio assoluto è di un millimetro, molto elevato se rapportato ai valori massimi di circa 6° che si possono riscontrare per questa grandezza.

Il modello sviluppato si basa sulla generazione della forza laterale sullo pneumatico, già vista nella equazione 2.51, secondo cui la forza esercitata dallo pneumatico dipende da una componente di rollio e una di deriva. La componente prevalente

nella forza laterale sullo pneumatico è quella di rollio, la quale viene imposta dalla guida del pilota come già mostrato in figura 2.38 ed è generata dalla rigidità della carcassa (vedi figura 2.41).

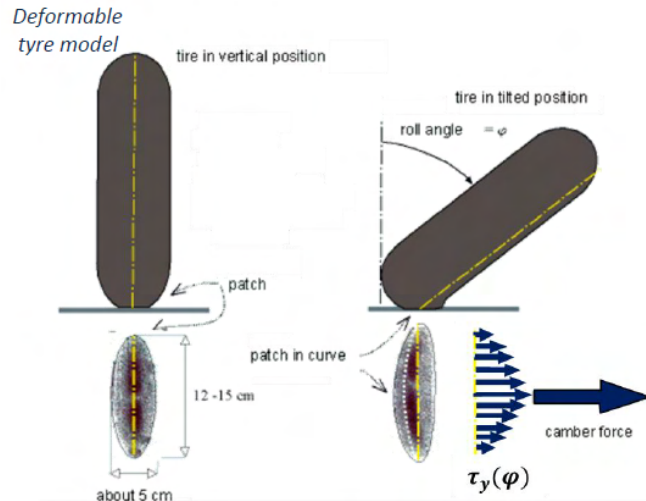


Figura 2.41: Generazione della componente di rollio

La componente di deriva, la cui origine è raffigurata in figura 2.42, è causata dall'elasticità dell'area di contatto dello pneumatico.

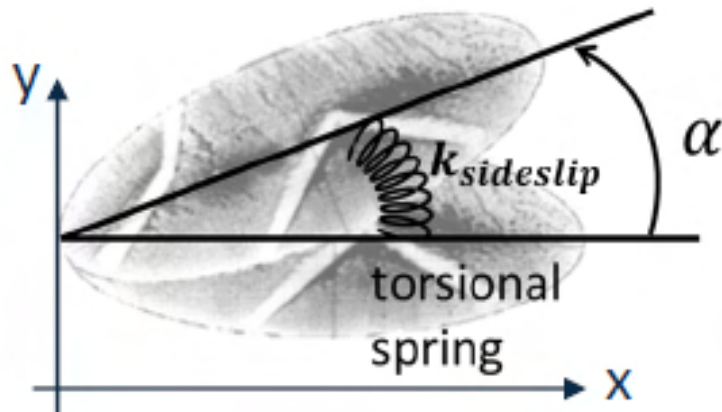


Figura 2.42: Generazione della componente di deriva

Qualora la forza richiesta sia interamente coperta da quella di rollio, non ci sarà nessuna deriva sullo pneumatico, ma questa si manifesterà in caso di eccesso o difetto della forza generata dal rollio. Le possibilità sono quindi tre:

- Nessuna deriva: la forza di rollio soddisfa esattamente la richiesta di carico laterale sullo pneumatico.

- Deriva positiva: la componente di rollio non è sufficiente a coprire la forza necessaria a garantire l'equilibrio, quindi, è richiesto un contributo positivo della deriva, come visibile in figura 2.43. L'effetto è quello dell'apertura dell'angolo di deriva verso l'esterno della curva. Questo comportamento è tipico di pneumatici con alta rigidezza di rollio o dello spostamento laterale del pilota verso l'interno della curva, che limita il rollio geometrico dello pneumatico (2.37).
- Deriva negativa: la componente di rollio è eccessiva e garantisce una forza troppo elevata che deve essere compensata dalla deriva, vedi figura 2.44. L'effetto è quello di un angolo di sideslip che va verso l'interno della curva. Questo comportamento è tipico di pneumatici con bassa rigidezza di rollio o dello stile di guida 'motard' che impone un alto angolo di rollio alla moto, cercando volutamente una deriva negativa.

Questo parametro è stato stimato utilizzando un modello black-box che prendesse come input la forza laterale calcolata dalle equazioni della dinamica ed il rollio, combinandoli in una lookup table realizzata sui dati di particolari uscite. La mole di dati a disposizione non era molto elevata e riguardava un solo circuito, limitando quindi le possibilità di stimare correttamente la grandezza target.

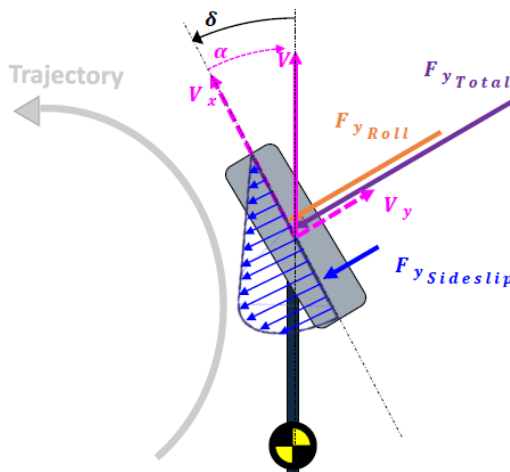


Figura 2.43: Deriva positiva

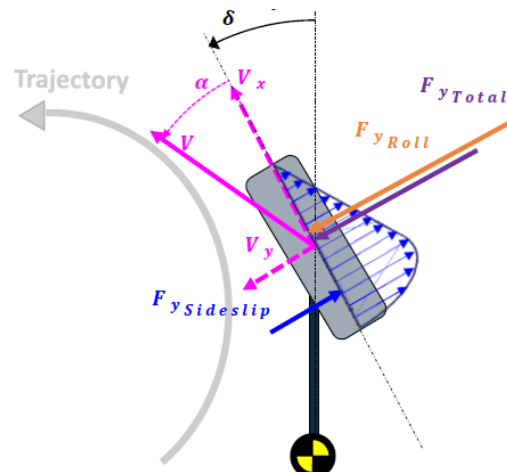


Figura 2.44: Deriva negativa

2.6 Modello adattivo dello pneumatico

La caratterizzazione degli pneumatici consente di ottenere le relazioni fra la forza generata, longitudinale e laterale, e le grandezze che le generano, slip longitudinale e deriva. Tali funzioni possono essere ottenute seguendo diversi metodi, ma quello più diffuso è sicuramente la 'Magic formula', sviluppata da Hans Pacejka nel suo libro [4]. Questa formula viene comunemente usata per fittare i dati sperimentali secondo la relazione 2.63, con l'aggiunta di due termini che governano la traslazione della curva, ottenendo l'andamento di figura 2.45.

$$F(\kappa) = D \sin(C \tan(B\kappa - E(B\kappa - \tan(B\kappa)))) \quad (2.63)$$

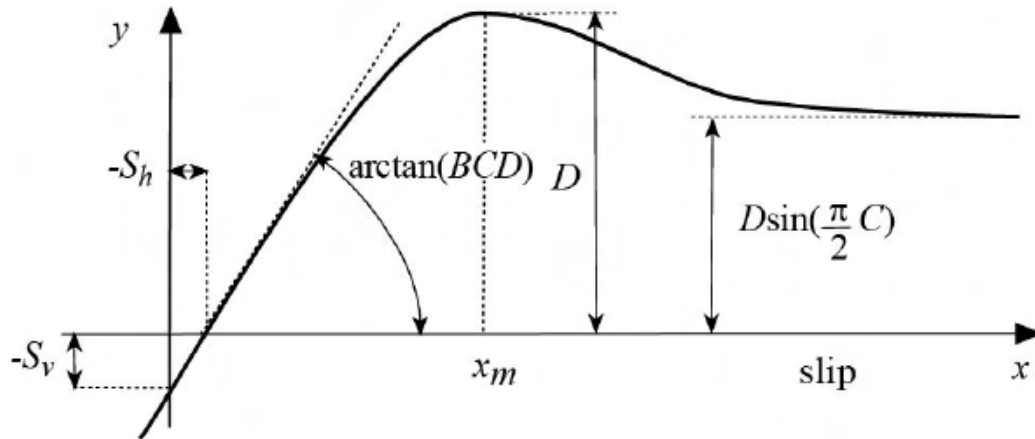


Figura 2.45: Andamento Magic Formula

Le varie costanti possono essere determinate conducendo diverse prove sperimentali, consentendo di ottenere una descrizione completa di tutti i parametri che influiscono sul comportamento dello pneumatico. Data l'impossibilità di gestire un numero così largo di parametri e di testare tutti gli pneumatici compatibili con il veicolo in esame, è stato scelto di sviluppare un modello semplificato che si adattasse alla condizione operativa. L'utilizzo che sarà fatto di questa funzione sarà diverso rispetto a quello presentato: note le forze, lo slip e la deriva, si cerca la funzione che caratterizza lo pneumatico, senza ricorrere ad un fitting, non eseguibile onboard.

Confrontando la funzione ottenuta nelle condizioni operative con un riferimento imposto, sarà possibile definire l'aderenza. Inizialmente era stato proposto di usare un modello lineare, ma le osservazioni sperimentali si distribuivano in maniera fortemente non lineare, portando a risultati inaffidabili nelle stime del grip. In figura 2.46 è possibile osservare la distribuzione delle osservazioni attrito-slip per due giri e il suo discostamento dall'andamento lineare.

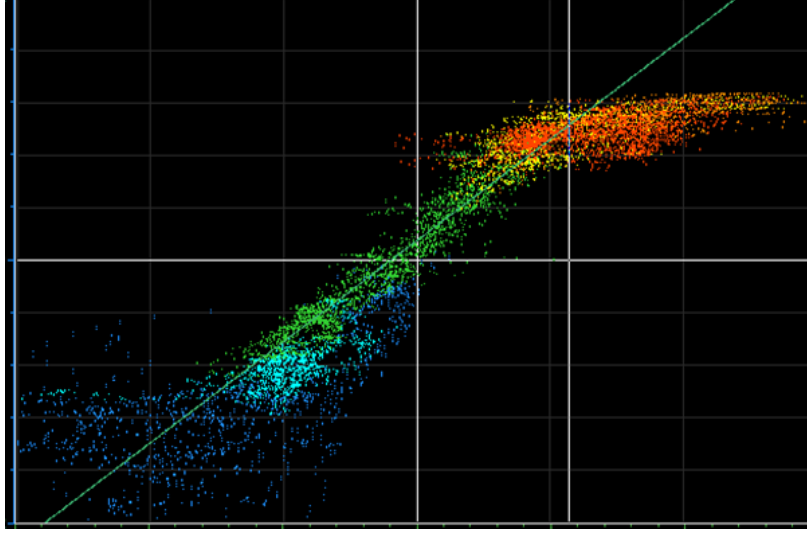


Figura 2.46: Distribuzione delle osservazioni

L'attraversamento della zona non lineare è necessario per raggiungere il massimo attrito esprimibile, tale punto di funzionamento che è quello che massimizza la spinta o la frenata e, con esse, la performance in pista. Come citato in precedenza, non è possibile eseguire il fitting dei dati istante per istante durante il funzionamento del veicolo, è quindi necessario trovare una funzione invertibile (2.64) che, noti l'attrito longitudinale (laterale) e lo slip (deriva), sia nota. Oltre ad essere invertibile, tale funzione deve essere adattabile tramite un singolo parametro, ottenibile tramite l'inversione della funzione.

$$b = f^{-1}(\mu, x) \quad (2.64)$$

I requisiti principali per una funzione che caratterizzi lo pneumatico sono:

- Presenza di un massimo: massimo attrito esprimibile nella condizione operativa, il parametro più importante nella trattazione.
- Primo tratto lineare: intervallo entro cui il modello lineare funziona correttamente, tipico dei più bassi valori di slip.
- Asintoto orizzontale all'infinito: valore a cui tende l'attrito quando lo pneumatico slitta completamente, mai raggiunto in condizioni normali.

Inizialmente è stata proposta una funzione di due parametri (2.65) per il fitting dei dati con risultati visibili in figura 2.47.

$$\mu = f(a, b, x) \quad (2.65)$$

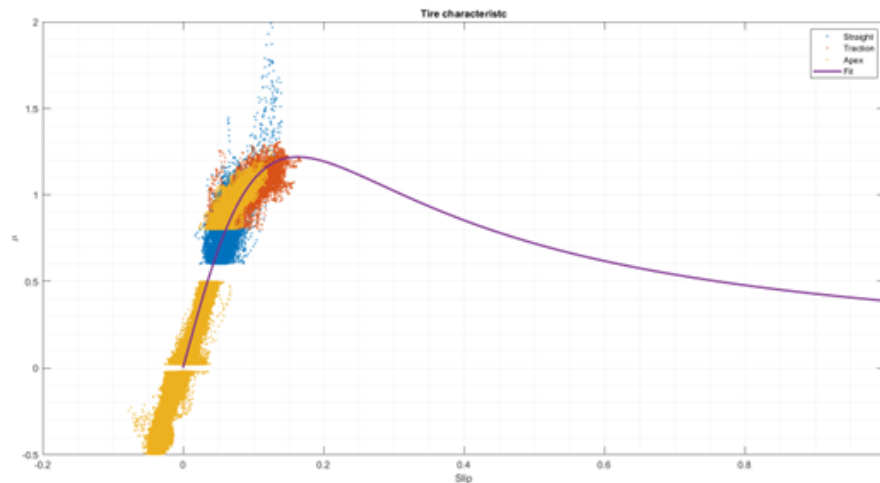


Figura 2.47: Fitting di dati acquisiti

Una volta appurata la bontà della funzione candidata per la modellazione dello pneumatico, è stata fissata una costante (a) e valutato l'effetto di una variazione dell'altra (b), come visibile in figura 2.48. Al fine di essere adatta a rappresentare il comportamento dello pneumatico, il parametro b deve essere in grado di ridurre il massimo attrito e, contestualmente, spostarlo verso valori di slip più alti quando l'aderenza diminuisce. Infatti, in una condizione di minore aderenza, lo pneumatico ha bisogno di slittare maggiormente per generare la stessa forza di uno in condizioni ideali (qualora tale forza sia raggiungibile).

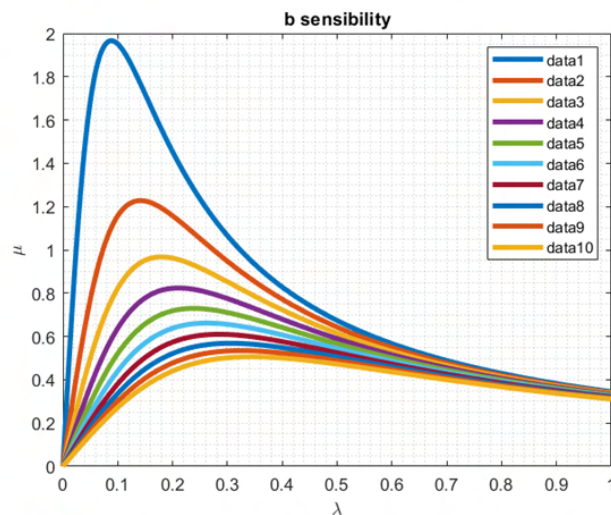


Figura 2.48: Effetto della variazione dello parametro b

Si può notare come la variazione del parametro b influenzi simultaneamente il massimo attrito ottenibile e lo slip a cui questo si manifesta, replicando fedelmente l'effetto delle variazioni di aderenza. Al fine di verificare l'affidabilità dell'utilizzo del modello proposto in sostituzione del fitting, è stata confrontata la funzione

ottenuta dal calcolo di b con quella ottenuta fittando i dati. I risultati, visibili in figura 2.49, e divisi su tre porzioni dello pneumatico, mostrano una ottima sovrapposizione dei due risultati mentre, in figura 2.50, è visibile l'andamento dell'errore commesso.

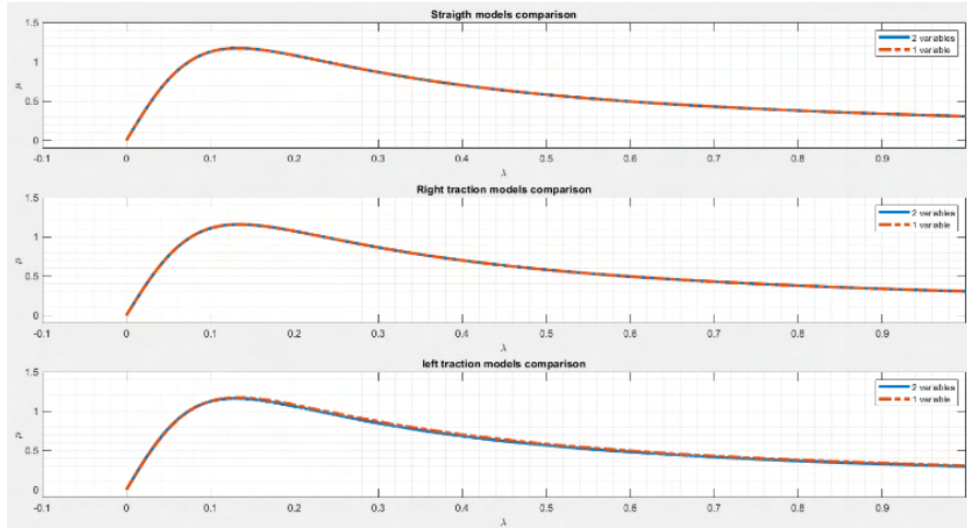


Figura 2.49: Confronto fra fitting e calcolo con parametro b

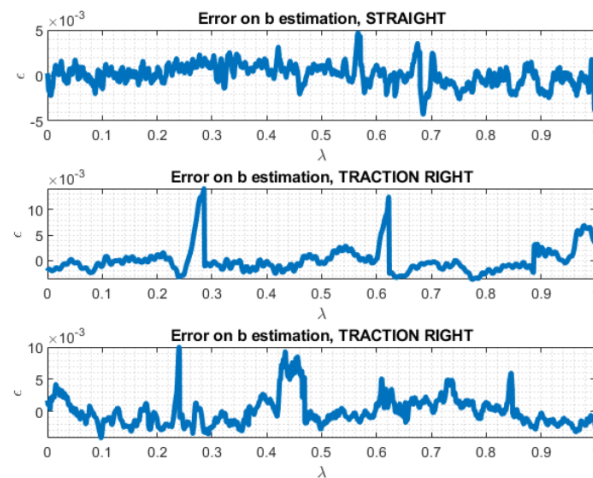


Figura 2.50: Errore commesso utilizzando ' b ' invece del fitting

Ritenuto accettabile l'errore commesso nel caratterizzare lo pneumatico usando il parametro b , è stato possibile procedere e definire l'aderenza.

2.7 L'aderenza

L'aderenza è definita come il rapporto fra il coefficiente d'attrito massimo nelle condizioni operative dello pneumatico, e l'attrito di riferimento, costante imposta

a priori. Il numeratore della funzione è definito calcolando il massimo della funzione ottenuta stimando il parametro b .

$$grip = \frac{\mu_{max}}{\mu_{ref}} = \frac{f(X_{max})}{\mu_{ref}} \quad (2.66)$$

La stessa formula (2.66) e la stessa metodologia di calcolo dell'aderenza vengono utilizzati per tutte le grandezze:

- Grip longitudinale ruota posteriore: diviso in tre porzioni 'Straight', 'Traction' destro e sinistro.
- Grip laterale ruota posteriore: definito come 'Apex' destro e sinistro.
- Grip longitudinale ruota anteriore: diviso in 'Braking', 'Entry' destro e sinistro.

Per differenziare ciascuna porzione dello pneumatico sono stati definiti degli intervalli di rollio, in modo da identificare la porzione di pneumatico in appoggio(2.51). Oltre al rollio, per ciascun intervallo, dovranno essere rispettati limiti su diversi segnali, al fine di delimitare l'intervallo di stima.

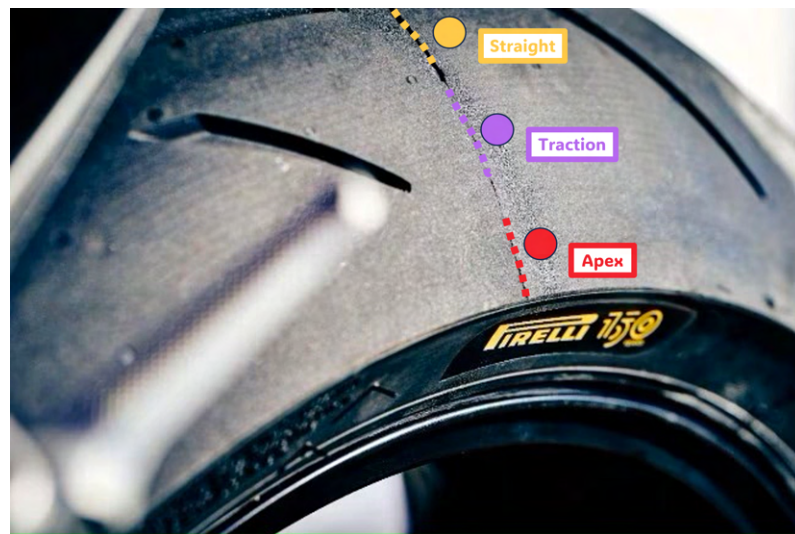


Figura 2.51: Suddivisione pneumatico posteriore

2.7.1 Grip longitudinale della ruota posteriore

Lo pneumatico posteriore viene diviso in tre porzioni secondo il rollio misurato dalla piattaforma inerziale. La porzione centrale dello pneumatico è in appoggio a rollii ridotti, quando la moto si trova in condizioni di attrito puramente longitudinale. In questi tratti (*Straight*) le osservazioni si distribuiscono nella zona di transizione fra la parte lineare e non. Per quando riguarda la porzione di *traction*, il rollio è più alto e la condizione operativa è di attrito combinato. Gli istanti considerati in questa porzione di pneumatico sono tipicamente le uscite di curva,

in cui accelerazione laterale e longitudinale sono confrontabili. Nella 2.68 è espletata la definizione della stima dell'aderenza longitudinale, con la più generale 2.66. In figura 2.52 è possibile vedere in verde, le osservazioni di straight ed in bianco quelle di traction, su un grafico dove su X è riportato lo slip e su Y l'attrito longitudinale, definito come alla 2.67. Da notare che non sono considerate le forze resistenti al rotolamento nel calcolo del coefficiente d'attrito longitudinale.

$$\mu_X = \frac{F_{Xeng, rear}}{F_{Z, rear}} \quad (2.67)$$

$$grip_{X, rear} = \frac{\mu_{X, max}}{\mu_{X, ref}} = \frac{f(\kappa_{max})}{\mu_{X, ref}} \quad (2.68)$$

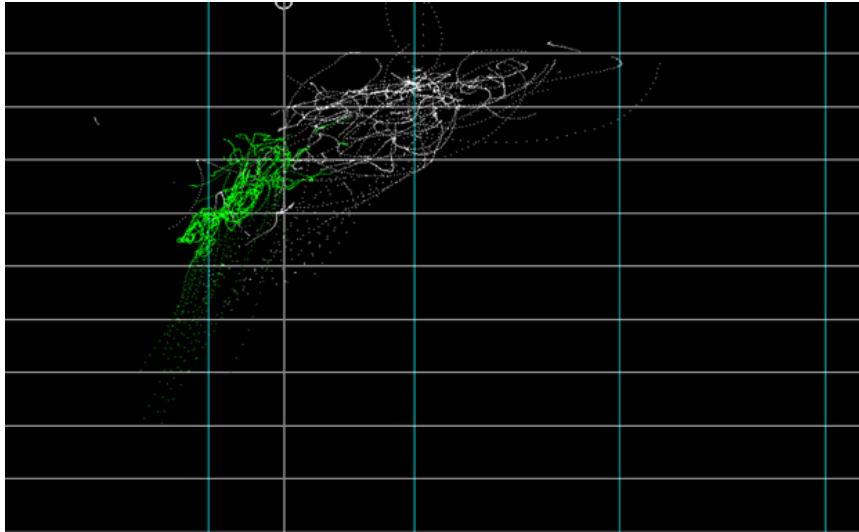


Figura 2.52: Distribuzione delle osservazioni attrito slip

La principale differenza fra l'aderenza nella fase di *Straight* e quella in *Traction*, è la presenza dell'accelerazione laterale, che nel primo caso è molto limitata. La presenza dell'accelerazione laterale, che si traduce in aumento della deriva, comporta una riduzione del massimo attrito longitudinale esprimibile, come evidenziato anche in figura 2.53 dove α è l'angolo di deriva. Tale riduzione non dipende dall'aderenza garantita dal circuito, ma dalla simultanea richiesta di forza laterale e longitudinale. Per ovviare a questo problema, l'attrito riferimento per la porzione di *Traction* è stato impostato ad un valore minore rispetto a quello in fase di *Straight*, in modo da ottenere coerenza nei risultati.

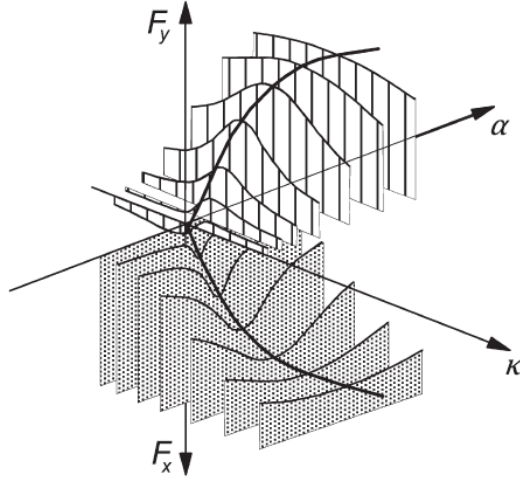


Figura 2.53: Effetto dell'attrito combinato

2.7.2 Grip laterale della ruota posteriore

Per quanto riguarda la porzione più esterna dello pneumatico, il grip viene definito sulla base della forza laterale e l'angolo di deriva riscontrato. La gomma viene suddivisa nell'estremità destra e sinistra, e la fase di *Apex* è definita per i valori di rollio più alti fra quelli riscontrabili e con accelerazioni longitudinali molto basse, prossime allo zero. La relazione per il calcolo dell'aderenza laterale è la 2.70, in analogia con quella prevista per quella longitudinale. Il calcolo del coefficiente d'attrito (2.69) è semplicemente il rapporto fra la forza laterale sulla ruota posteriore e il carico verticale agente su di essa. In figura 2.54 sono mostrati gli andamenti di un grafico forza laterale contro l'angolo di deriva, ai positivi corrispondono le curve a sinistra e viceversa.

$$\mu_Y = \frac{F_{Y,rear}}{F_{Z,rear}} \quad (2.69)$$

$$grip_{Y,rear} = \frac{\mu_{Y,max}}{\mu_{Y,ref}} = \frac{f(\lambda_{max})}{\mu_{Y,ref}} \quad (2.70)$$

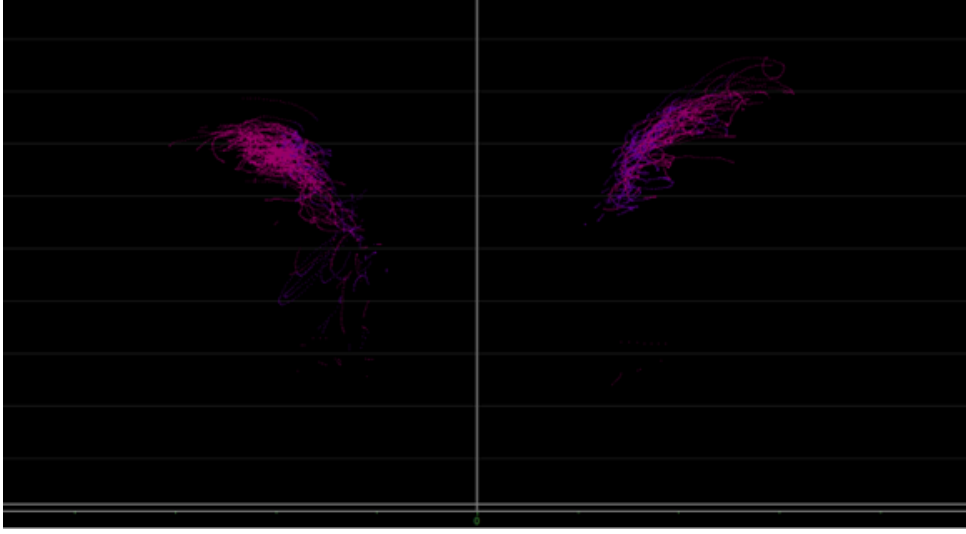


Figura 2.54: Distribuzione delle osservazioni attrito deriva

2.7.3 Grip longitudinale della ruota anteriore

La stima del grip della ruota anteriore è quella meno robusta, in quanto si basa su un calcolo dello slip ancora in via di sviluppo. Durante le frenate entrambe le ruote sono soggette a slittamento, e nessuna delle due velocità acquisite dalle foniche può essere utilizzata per calcolare la velocità del veicolo. Il GPS (global positioning system) non può essere utilizzato per ovviare all'incertezza sul calcolo della velocità veicolo, in quanto capiona a frequenze che sono circa un quinto di quelle delle foniche. La stima della velocità del veicolo viene quindi effettuata integrando l'accelerometro durante le frenate. La definizione dell'aderenza longitudinale della ruota anteriore (2.71) rimane invece coerente con le precedenti.

$$grip_{X,front} = \frac{\mu_{X,front}}{\mu_{X,ref}} = \frac{f(\kappa_{max})}{\mu_{X,front}} \quad (2.71)$$

Le osservazioni di slip e attrito longitudinale per la ruota anteriore sono visibili in figura 2.55. Anche la ruota anteriore è suddivisa in porzioni a seconda del rollio imposto e sono: in verde la frenata a moto dritta (*Braking*) e, in bianco, a moto inclinata (*Entry*).

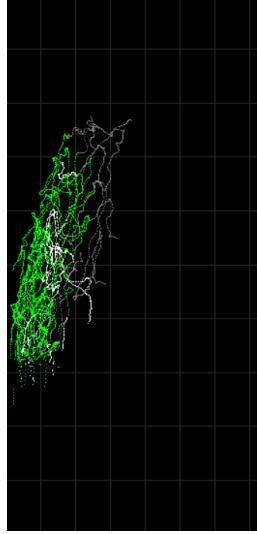


Figura 2.55: Distribuzione delle osservazioni attrito slip

Come prevedibile, i risultati sono molto dispersi e rimangono nel campo lineare dello pneumatico anteriore. Il modello utilizzato per questa stima è quello lineare, sicuramente più semplice ed accurato per l'applicazione.

Non è possibile apprezzare la saturazione della curva dello pneumatico a causa del raggiungimento del limite di ribaltamento anteriore prima di quello di aderenza. Alla fase di *Entry* è spesso associato un attrito minore rispetto a quella di frenata da dritto, in quanto, inclinando la moto, è necessario ridurre la pressione frenante per evitare di incorrere in bloccaggi della ruota anteriore.

Capitolo 3

Implementazione Simulink

Simulink è un ambiente per modellare, analizzare e simulare sistemi dinamici ed è caratterizzato da una programmazione a blocchi. Viene largamente impiegato perchè consente una rapida conversione in linguaggio C, utilizzato dalla centralina del veicolo, tramite tool appositi. La differenza principale con MATLAB, oltre al tipo di programmazione, risiede nelle simulazioni che sono condotte su base tempo e non sui campioni. Questo dettaglio rende impossibile la conoscenza dei campioni futuri, invece presente offline, rendendo impossibile l'utilizzo della media mobile per filtrare i segnali. Il modello dinamico, già presente in Simulink, presenta un grado di accuratezza inferiore rispetto a quello sviluppato su MATLAB e non è stato possibile aggiornarlo alla versione più recente. Una modifica così profonda del modello real time avrebbe richiesto una revisione completa del codice centralina, non possibile a causa dei tempi ridotti. Inoltre, i segnali disponibili onboard, sono diversi da quelli utilizzati offline in particolare gli angoli integrati dai giroscopi. Real time la centralina svolge in maniera autonoma l'integrazione e gli altri passaggi visti nella sezione 2.1 mentre, offline, viene utilizzato un algoritmo sviluppato ad hoc.

In primo luogo viene fornita una visione d'insieme sul blocco delle equazioni della dinamica e, successivamente, sono considerati uno ad uno i calcoli per le forze sugli pneumatici e i coefficienti d'attrito.

Vengono poi mostrate le differenze nei filtri fra il modello offline e quello onboard oltre agli effetti che queste hanno sul riconoscimento degli intervalli di stima.

Nella parte conclusiva sono mostrate le differenze fra gli andamenti dell'aderenza prevista dal modello MATLAB ed il Simulink.

3.1 Blocco dinamica

In figura 3.1, sono mostrati i blocchi che caratterizzano l'osservatore e sono messi in evidenza con colori diversi quelli principali:

- Dinamica: approfondito nelle seguenti sottosezioni.

- Cinematica: calcola slip e deriva.
- Usura: corregge il raggio di rotolamento per ottenere un calcolo robusto dello slip.
- Correzioni: corregge gli input del modello dinamico, i suoi output sono gli input del primo blocco.
- Grip: caratterizza lo pneumatico e definisce l'aderenza.

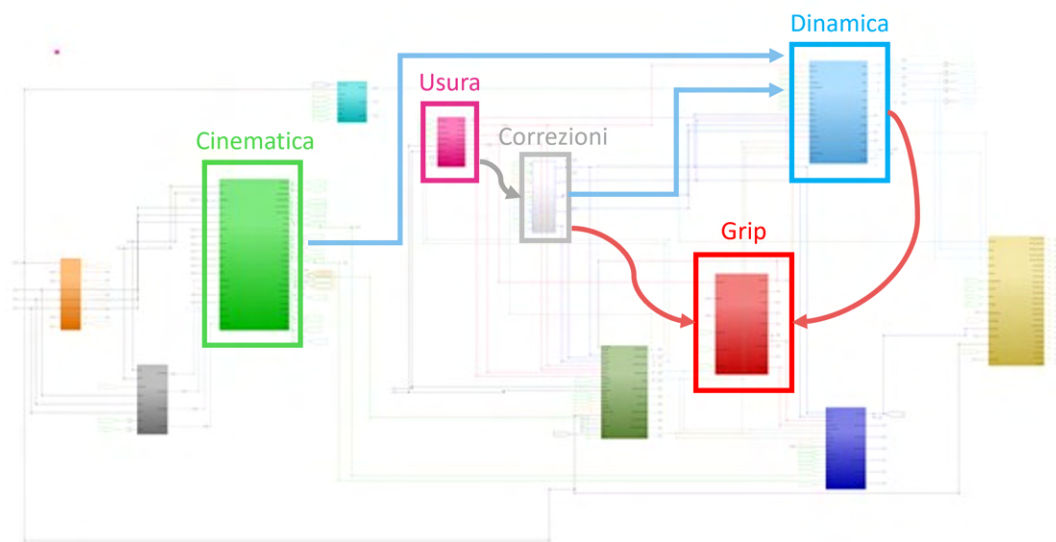


Figura 3.1: Blocchi Simulink osservatore veicolo

Una volta fornita una visione d'insieme di tutto il modello Simulink, viene proposta un'immagine contenente il solo blocco della dinamica (3.2), suddiviso nelle porzioni principali. Nel blocco è possibile riconoscere diverse porzioni:

- Calcolo delle forze longitudinali: dove avviene la modellazione della trasmissione per ottenere la forza posteriore e, da essa, si calcola la forza agente sulla ruota davanti, senza modellare l'impianto frenante.
- Calcolo delle forze laterali: utilizzando l'equilibrio alla traslazione rispetto ad Y e la rotazione attorno all'asse Z.
- Calcolo delle forze verticali: utilizzando l'equilibrio alla traslazione lungo ad Z e la rotazione attorno all'asse Y.
- Calcolo degli attriti: usano come input le grandezze precedenti e ne effettuano il rapporto.

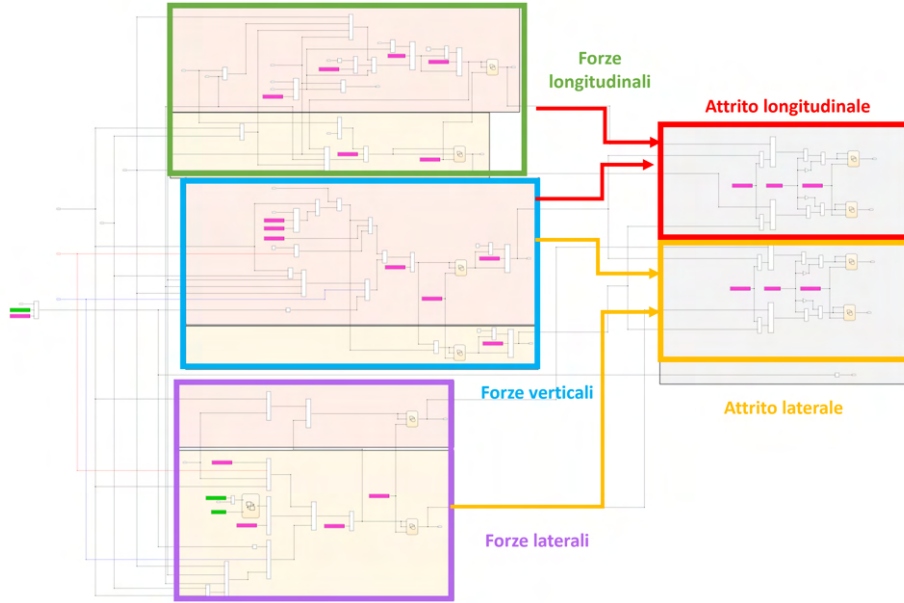


Figura 3.2: Blocco dinamica

3.1.1 Calcolo dei coefficienti d'attrito longitudinale

In questa sezione sono mostrati i diagrammi a blocchi necessari per il calcolo dei coefficienti di attrito longitudinale, questi richiedono la conoscenza dei carichi longitudinali e verticali su ciascuna ruota.

In figura 3.3, è possibile osservare il calcolo della forza longitudinale per la ruota anteriore.

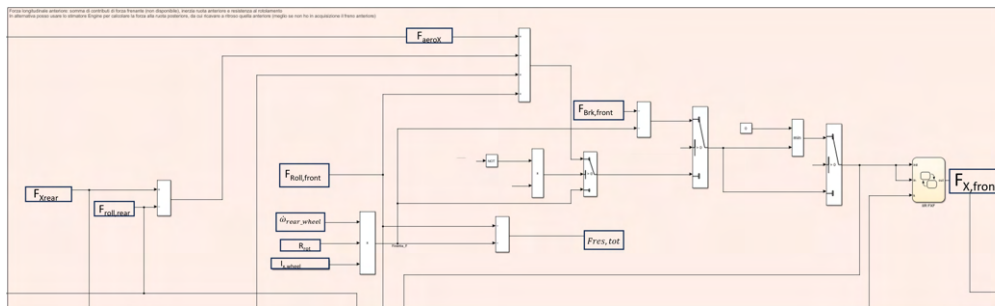


Figura 3.3: Calcolo forza longitudinale anteriore

Da notare come la forza longitudinale non sia ottenuta dalla modellazione dell'impianto frenante, questo per ovviare alla possibile assenza del segnale della pressione nell'impianto sui alcuni veicoli. Al termine dei passaggi algebrici è collocato un blocco che applica il filtro IIR subito prima di esportare la variabile.

Nella 3.4 è rappresentato il calcolo della forza verticale anteriore, necessaria a determinare il coefficiente d'attrito longitudinale.

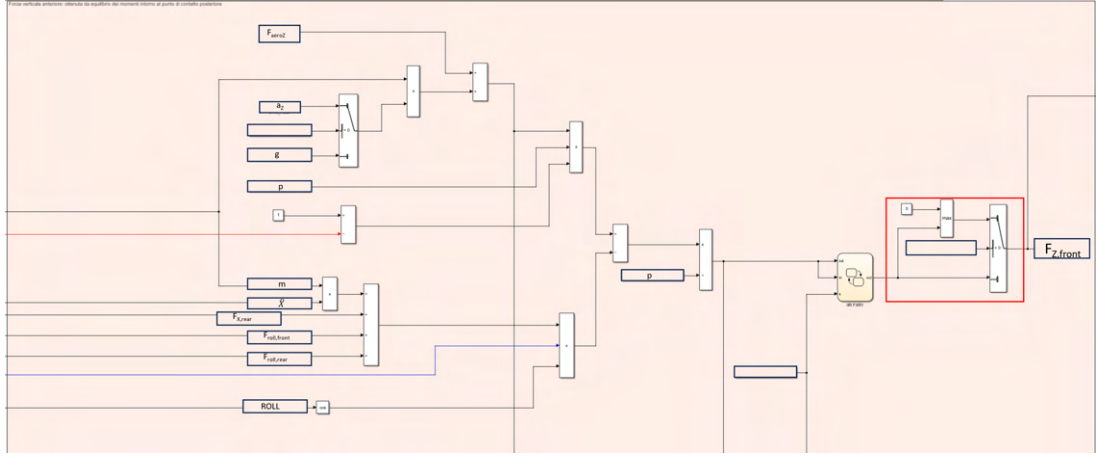


Figura 3.4: Calcolo forza verticale anteriore

In rosso è evidenziato uno *Switch* che serve ad evitare di raggiungere valori negativi per la forza longitudinale, infatti, durante l'impennamento, senza questa condizione si osserverebbe una forza minore di zero. Un carico verticale negativo è incompatibile con l'unilateralità del vincolo di contatto fra ruota e strada.

Per quanto riguarda il calcolo della forza verticale posteriore, questo è riportato nella 3.5.

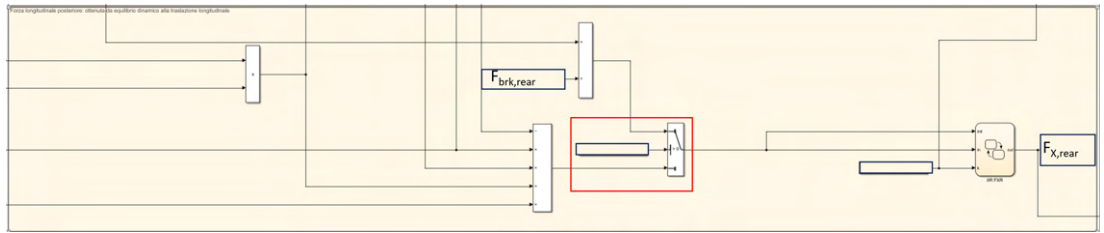


Figura 3.5: Calcolo forza longitudinale posteriore

In rosso viene evidenziato uno *Switch* che serve a differenziare il calcolo della forza longitudinale a seconda dell'utilizzo richiesto. Come descritto alla 2.67, il calcolo del coefficiente d'attrito utilizza la forza longitudinale prodotta dal motore e dal freno, trascurando le componenti di rotolamento.

Al fine di determinare i coefficienti d'attrito longitudinali rimane da esplicitare il calcolo della forza verticale posteriore, definito alla 3.6.

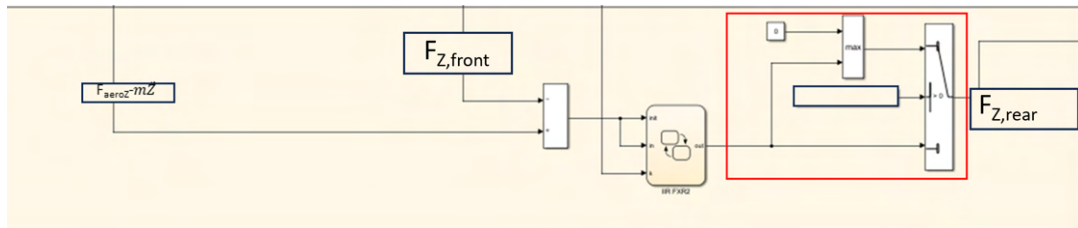


Figura 3.6: Calcolo forza verticale posteriore

Lo *Switch* evidenziato in rosso è necessario ad evitare che la forza verticale diventi negativa, similmente a quanto visto per quella anteriore.

Nella 3.7 vengono definiti i coefficienti d'attrito longitudinale per entrambe le ruote.

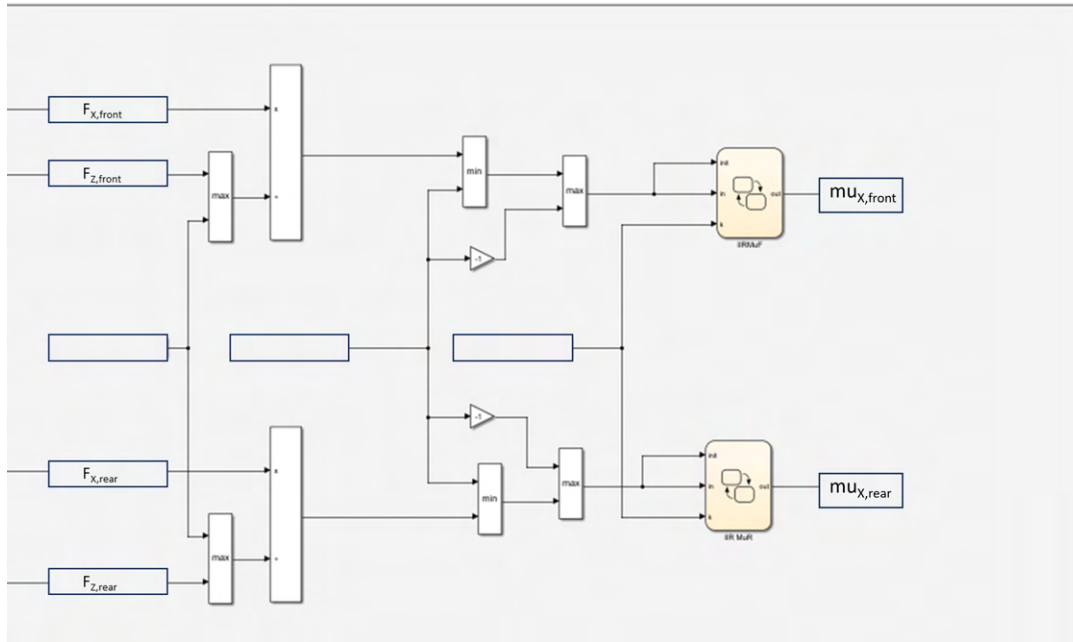


Figura 3.7: Calcolo coefficienti d'attrito longitudinale

Sono state introdotte delle saturazioni sul carico verticale al fine di non generare singolarità quando il carico verticale sulle ruote tende a zero. Sono stati saturati anche i coefficienti stessi per evitare valori troppo alti causati da eventuali *Spyke* dei segnali.

3.1.2 Calcolo dei coefficienti d'attrito laterale

Avendo già determinato le forze verticali alla sezione precedente, è necessario calcolare quelle laterali ed effettuare il rapporto.

In figura 3.8 sono riportati i passaggi per il calcolo della forza laterale per la ruota posteriore.

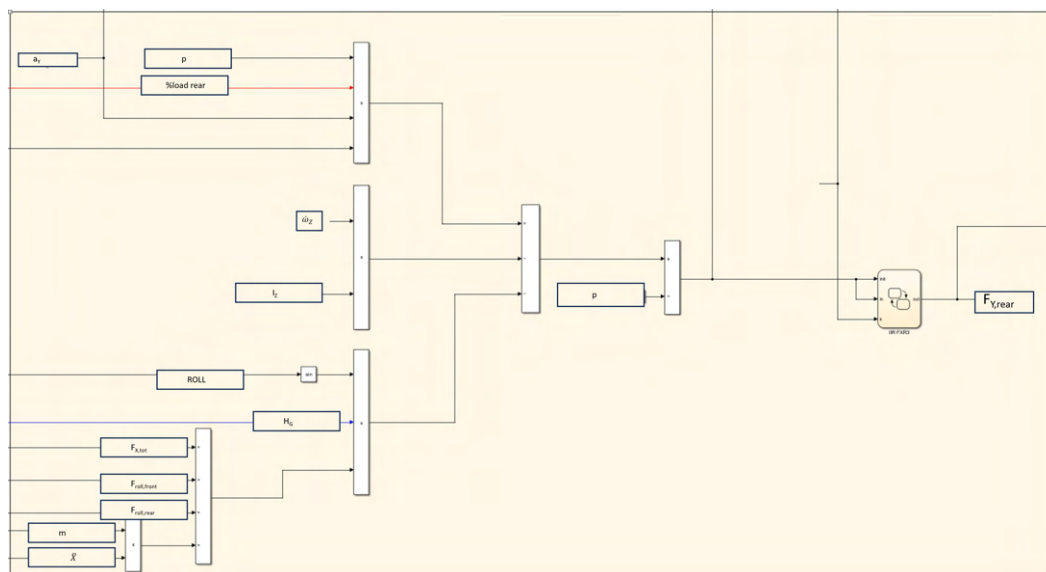


Figura 3.8: Calcolo forza laterale posteriore

Infine, in figura 3.9, è rappresentato il calcolo della forza laterale sulla ruota anteriore.

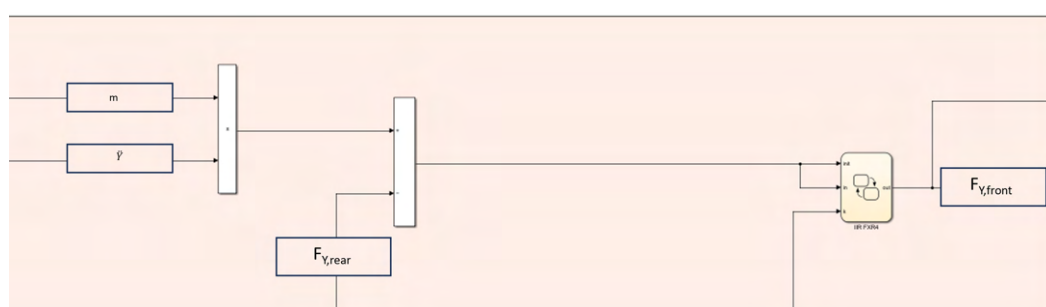


Figura 3.9: Calcolo forza laterale anteriore

Le forze laterali possono essere sia positive che negative, quindi, non sono saturate come accadeva nel caso dei carichi verticali.

Il calcolo dei coefficienti di attrito laterali è mostrato in figura 3.10.

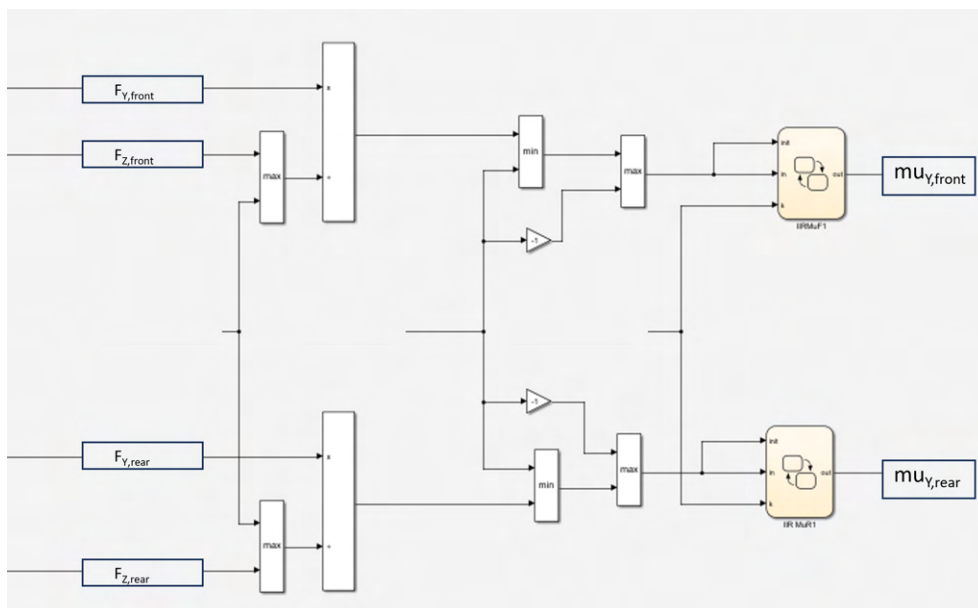


Figura 3.10: Calcolo coefficienti d'attrito laterale

Anche in questo caso è stata limitata la forza verticale così come i coefficienti d'attrito.

3.2 Differenze nei segnali real time ed offline

Tra le differenze del modello Simulink e MATLAB ci sono i segnali utilizzati. Lavorando offline infatti, sono disponibili segnali differenti, frutto del post processing; questo non è ovviamente possibile onboard, quindi, la centralina elabora autonomamente i dati con cui alimentare il modello.

In figura 3.11 è possibile notare le differenze fra due segnali di rollio. In bianco si ha il segnale fornito dalla centralina, in grigio quello ottenuto processando i dati offline ed in rosso la differenza fra i due.

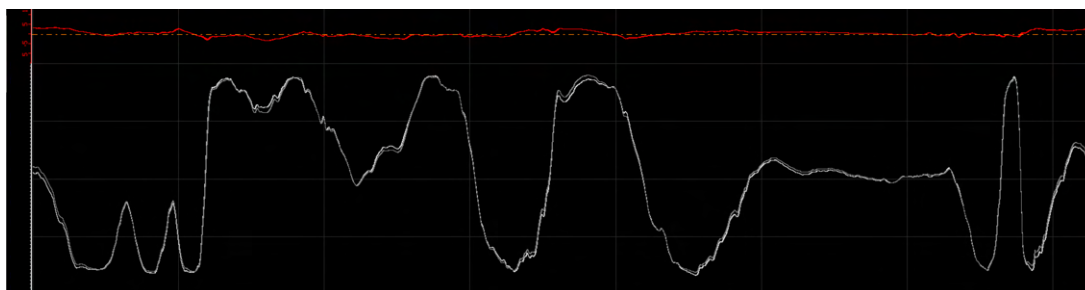


Figura 3.11: Differenze nel rollio

Le differenze non sono elevate, ma possono raggiungere picchi di circa 5° .

Un altro esempio, anche più significativo, è fornito dal beccheggio, le cui differenze sono mostrate in figura 3.12. In bianco è raffigurato il segnale proveniente dalla centralina, in verde quello processato ed in rosso la differenza.

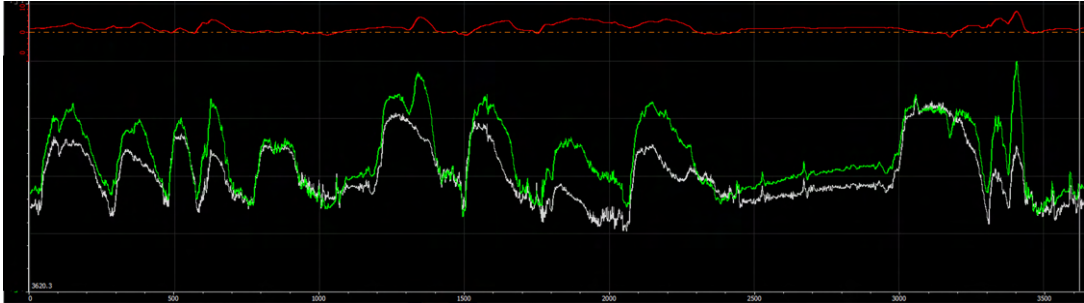


Figura 3.12: Differenze nel beccheggio

Nel caso del beccheggio, il comportamento complessivo è sensibilmente differente e gli errori superano i 5° in diverse porzioni del giro considerato. Fortunatamente, i valori tipici sono molto inferiori rispetto a quelli di rollio, introducendo differenze contenute nel modello.

3.3 Media mobile e filtro IIR

Per una descrizione della media mobile si rimanda a 2.1.3. Il filtro IIR (infinite impulse response) viene utilizzato in Simulink poichè non richiede la conoscenza dei campioni futuri, assente nelle applicazioni real time. Il limite maggiore di questo filtro risiede nel ritardo che introduce al ridursi della frequenza di taglio: maggiore sarà l'effetto filtrante richiesto (minore frequenza di taglio), maggiore sarà il ritardo introdotto. In figura 3.13 è possibile confrontare un segnale filtrato tramite media mobile a 250ms(bianco) e con un IIR a 3Hz (giallo).

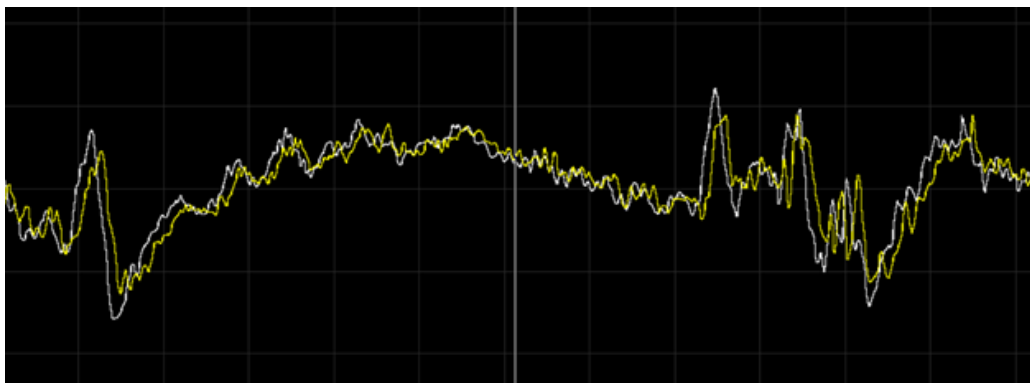


Figura 3.13: Differenze nel filtraggio

Il ritardo dei due segnali, se non opportunamente gestito, può portare al mancato riconoscimento delle finestre di attivazione dei vari sistemi di stima come in 3.14.

3.4 Differenze negli intervalli di stima

In figura 3.14, a titolo di esempio, sono evidenziate le differenze fra MATLAB e simulink, nel riconoscimento degli intervalli di stima dell'aderenza longitudinale della ruota posteriore. In ordine dall'alto verso il basso si hanno:

- Grip straight da Simulink (verde scuro)
- Grip straight da MATLAB (verde chiaro)
- Grip traction destro da Simulink (giallo centrale)
- Grip traction destro da MATLAB (arancione centrale)
- Grip traction sinistro da Simulink (giallo in fondo)
- Grip traction sinistro da MATLAB (arancione in fondo)

Si può notare come il riconoscimento non è perfettamente sovrapposto, in alcuni casi si perdono interamente delle attivazioni.

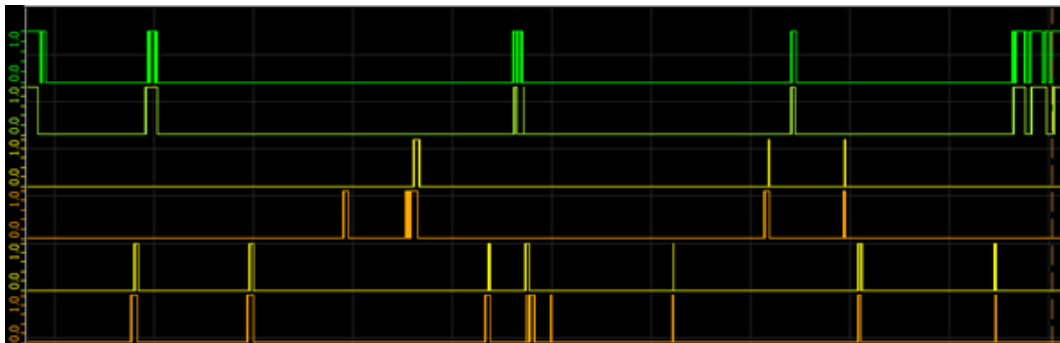


Figura 3.14: Differenze negli intervalli di stima

3.5 Allineamento dei risultati

Al fine di ottenere gli stessi output fra i due modelli, le frequenze di taglio degli IIR e gli attriti di riferimento sono stati leggermente modificati sul modello Simulink. Come verifica, in figura 3.15, sono visualizzati gli andamenti del grip per la ruota posteriore. Di seguito saranno sempre evidenziati in bianco i segnali provenienti dal modello MATLAB e con colori diversi quelli stimati da Simulink. Dall'alto si hanno: grip straight, traction destro e sinistro, apex destro e sinistro. Il segnale monotono crescente sulla parte bassa dell'immagine è il tempo di attivazione dei due sistemi di stima, in bianco per MATLAB e in viola Simulink.

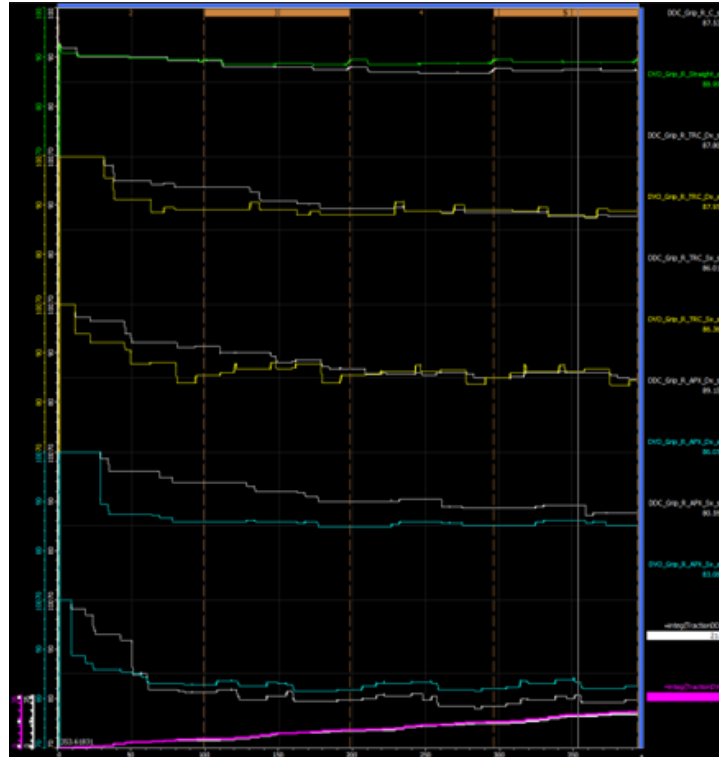


Figura 3.15: Differenze nei risultati di stima

Si può notare come i comportamenti dei segnali siano congruenti e i tempi di attivazione praticamente coincidenti. La completa sovrapposizione non è possibile da ottenere perchè, come accennato in precedenza, ci sono differenze nei segnali presi come input, nel filtraggio degli stessi e nel modello dinamico utilizzato.

L'aderenza longitudinale stimata viene usata, in figura 3.16, per definire il livello di grip utilizzato per modulare i controlli.

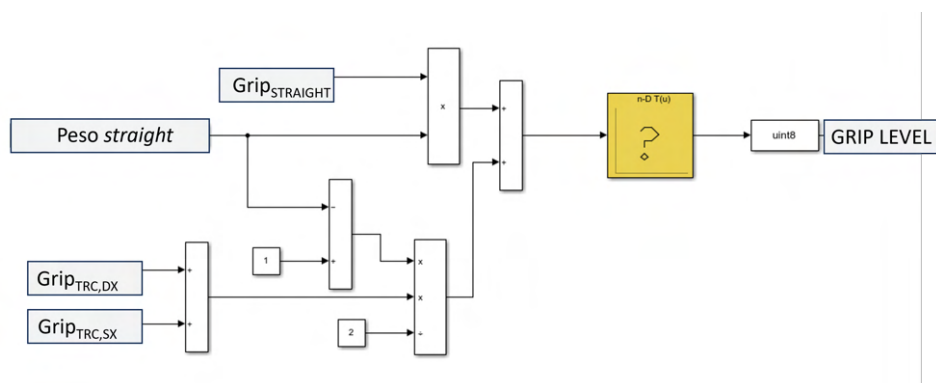


Figura 3.16: Definizione del livello di aderenza

Il livello di aderenza viene discretizzato in funzione del grip presente su ciascuna porzione dello pneumatico, utilizzando una lookup table e dei pesi. Questa grandezza, discretizzata su diversi livelli, sarà usata per adattare le soglie dei controlli elettronici.

Capitolo 4

Validazione sperimentale

Tutti i modelli proposti all'interno della trattazione sono stati validati confrontando i risultati ottenuti, con i segnali acquisiti usati come riferimento. Al fine di rendere i confronti quando più efficaci possibili, sono stati utilizzati dati acquisiti su circuiti diversi, da piloti diversi.

I primi risultati proposti coinvolgono le grandezze stimate usando l'equazione di equilibrio lungo l'asse X e sono: massa, drag e attrito fra pastiglie dei freni.

Per quanto riguarda il modello delle sospensioni, l'ammortizzatore posteriore e l'abbassamento del baricentro, sono stati considerati i dati acquisiti su due circuiti diversi, Vallelunga e Valencia, con piloti di massa sensibilmente differente, 90 e 75kg. Sulle stesse due uscite viene validato anche il modello di calcolo per lo spostamento laterale del baricentro, sensibilmente influenzato dalla geometria del circuito, lo stile di guida e la massa del pilota.

Per valutare l'andamento della correzione del raggio di rotolamento è stato utilizzato il circuito di Valencia, fortemente sbilanciato verso sinistra. Sono mostrati anche gli andamenti dello slip corretto, ed il suo effetto sulle osservazioni slip-attrito.

Prima di passare alla verifica del modello di stima del grip, sono presentati i risultati della stima della deriva, ottenuti confrontando i risultati con le misurazioni di un apposito strumento di misura che garantisce la massima accuratezza. Gli unici dati disponibili erano stati acquisiti sul circuito di Jerez, in Spagna.

I risultati di stima della stima dell'aderenza sono proposti per il circuito di Vallelunga durante una giornata inizialmente asciutta ma che, successivamente, ha visto la necessità di utilizzare delle gomme da bagnato. Questo test ha consentito di verificare il corretto riconoscimento e la velocità di adattamento del modello alle condizioni di bagnato. In secondo luogo, è proposto nuovamente il circuito di Valencia per verificare se, la decrescita del raggio di rotolamento della porzione sinistra della gomma, è accompagnata da una conseguente perdita di aderenza. Il test è stato reso più complesso dalla mancanza di alcuni segnali nella prima delle

tre uscite considerate, il che ha causato il mancato funzionamento della correzione del raggio di rotolamento. Il modello è riuscito, nei giri successivi all'uscita difettosa, a compensare l'iniziale mancato funzionamento, stimando correttamente le grandezze richieste.

Per concludere il capitolo, sono proposti dei dati acquisiti su moto da turismo durante specifiche prove sul bagnato. Il modello, sebbene sviluppato per moto sportive, continua a fornire stime ragionevoli senza operare alcuna modifica. Questo rende possibile il suo utilizzo su una più vasta gamma di veicoli, a patto di adattare alcuni parametri chiave negli intervalli di attivazione delle stime.

4.1 Risultati della stima della massa

Una volta corretto il modello agendo sugli intervalli di stima e le costanti di rotolamento, è stato ottenuto un risultato più stabile e coerente coi target attesi, come visibile in figura 4.1. Con la linea arancione tratteggiata è rappresentato il target da inseguire mentre, in verde, la massa stimata.

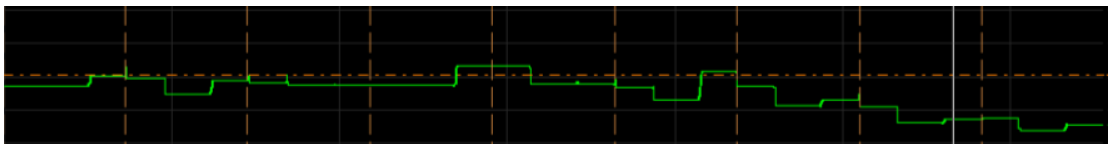


Figura 4.1: Andamento della massa stimata

Rimane evidente una lieve oscillazione attorno al valore di riferimento ma, dopo circa 5 giri, è possibile riscontrare il calo dovuto al consumo di carburante. Il risultato finale di questa stima è un compromesso tra la velocità di adattamento del parametro e la sua stabilità attorno al valore target. Maggiore sarà la velocità di adattamento richiesta, minore sarà la stabilità del segnale attorno al valore target.

4.2 Risultati della stima del drag

Gli andamenti del coefficiente di resistenza aerodinamica stimato sono stabili e convergono ai valori attesi, come mostrato in figura 4.2, dove la linea tratto-punto orizzontale rappresenta il target da inseguire e quella verde il C_x stimato.

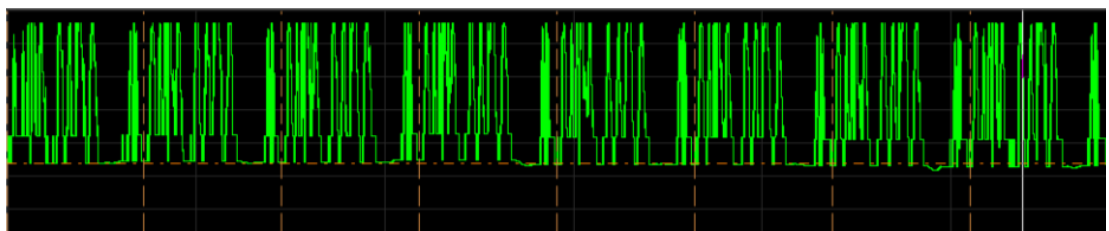


Figura 4.2: Andamento C_x

Dal risultato è possibile notare l'effetto del fattore di penalità che causa l'innalzamento del segnale fuori dai tratti rettilinei. Tale variazione non va confusa con un comportamento scorretto del modello previsionale, ma rappresenta l'effetto dello spostamento del pilota durante la guida. L'adattamento vero e proprio avviene sui rettilinei, ossia nei tratti dove il segnale verde rimane circa orizzontale salvo lievi adattamenti. L'efficacia della stima si può riscontrare nella stabilità dei risultati sul rettilineo, garantita dall'efficacia del modello, ma anche dalla ripetitibilità delle manovre da parte dei test rider.

4.3 Risultati della stima dell'attrito pastiglie-dischi

Nel grafico di figura 4.3 si può notare come, durante un'uscita, l'attrito delle pastiglie anteriori converga ad un valore circa costante, salvo evidenziare alcuni bruschi cali. Tali diminuzioni repentine sono causa dello stress termico dell'impianto frenante che penalizza fortemente la performance in frenata.

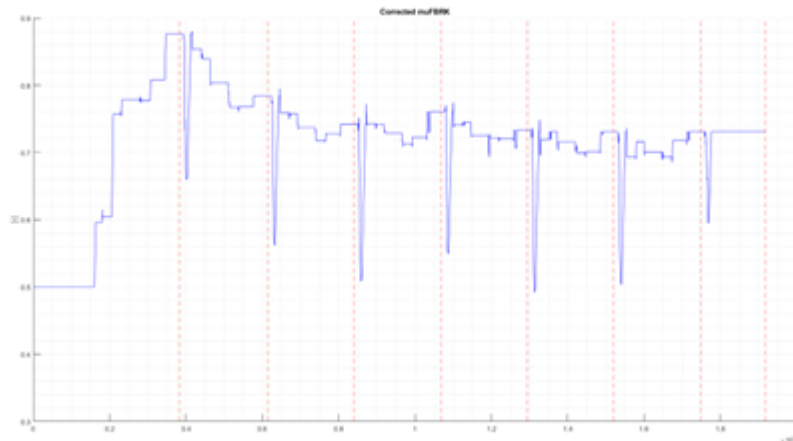


Figura 4.3: Andamento coefficiente d'attrito tra pastiglie e disco

Anche per questa stima è possibile riscontrare un veloce adattamento del parametro ed una buona stabilità dello stesso nel tempo, fatta eccezione per i tratti dove lo stress termico penalizza l'attrito presente.

4.4 Risultati del modello delle forcelle

Utilizzando le equazioni della dinamica è possibile calcolare le forze agenti sulla ruota anteriore, da cui si ricava il carico complessivo agente lungo l'asse forcella; il beccheggio viene invece ricavato integrando i giroscopi come visto nella sezione 2.1.2. Note queste due grandezze, ed utilizzando la lookup table, è possibile ottenere la corsa delle forcelle. Nel seguito sono mostrati i risultati del modello previsionale (segnale viola) confrontato con il segnale di riferimento acquisito dal potenziometro (in bianco) mentre, in azzurro, è raffigurato l'andamento dell'errore commesso nella stima. In figura 4.4 sono mostrati i risultati di una simulazione

condotta sul circuito di Valencia con un pilota di massa 75kg mentre, nella 4.5, i dati sono stati acquisiti a Vallengunga con un pilota di circa 90kg. Le masse sono da intendersi con pilota completamente vestito.

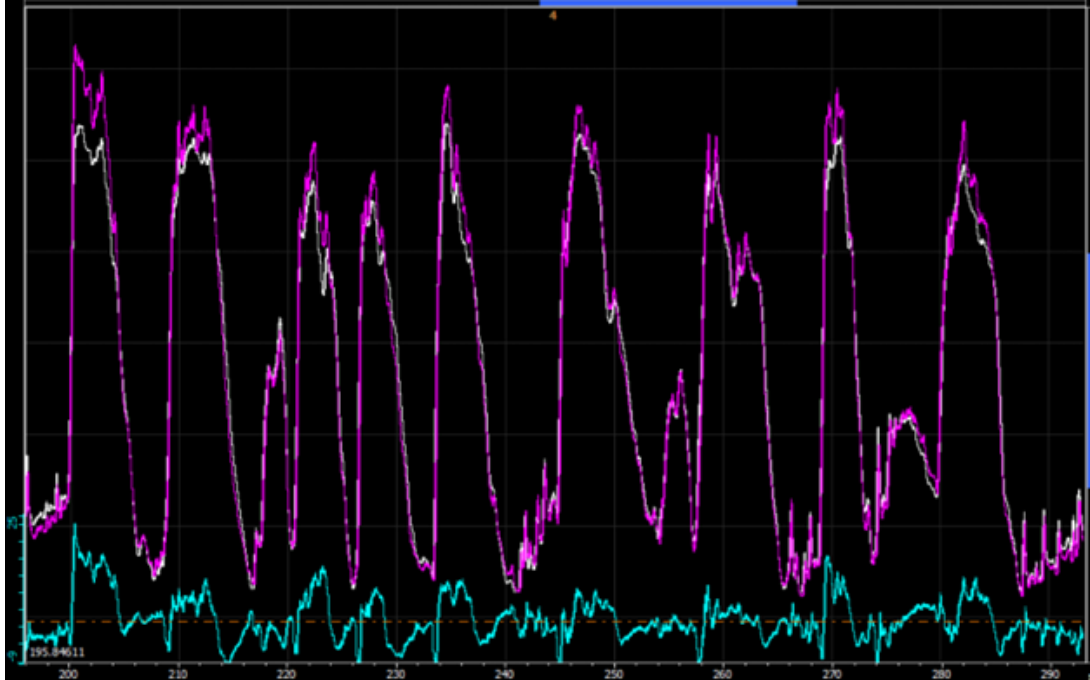


Figura 4.4: Stima corsa forcella Valencia

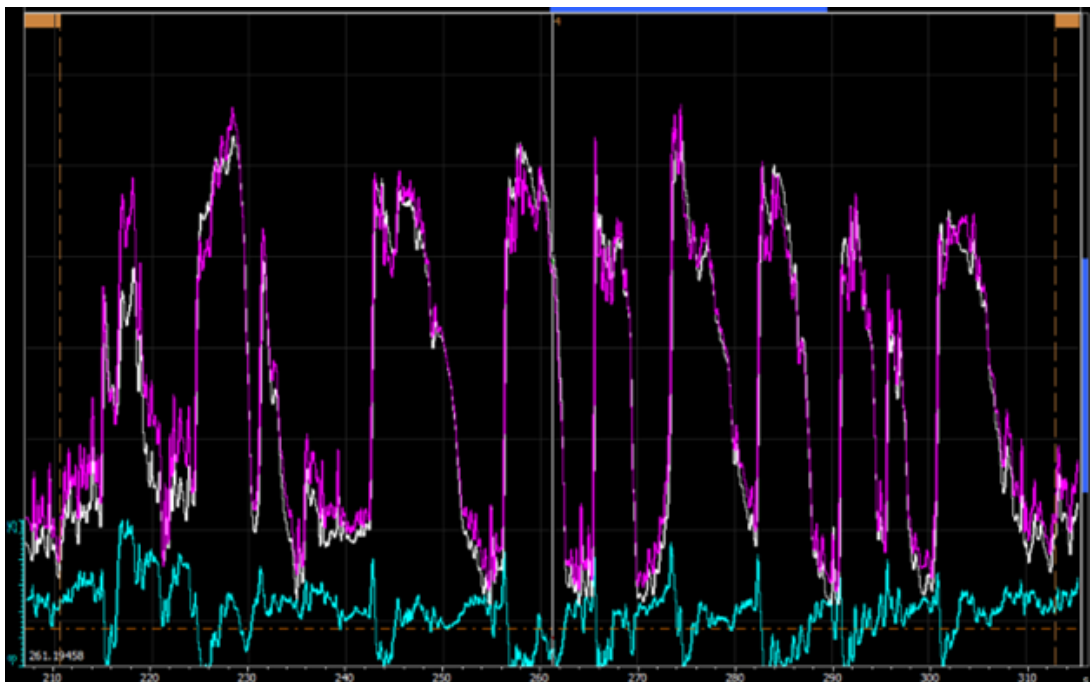


Figura 4.5: Stima corsa forcella Vallengunga

L'errore medio assoluto è di 3.9mm nella run condotta a Valencia e di 5.9mm in quella di Vallelunga. Da notare che le corse massime delle sospensioni anteriori per moto di questo genere si aggirano intorno ai 110mm, il che rende l'errore commesso molto contenuto. L'andamento reale viene seguito in maniera affidabile dal modello, con errori limitati nonostante le differenze nel circuito, nei piloti e negli assetti utilizzati. Il tipico difetto di un modello black-box è l'incapacità di adattarsi alla variazione di parametri ma, considerando due casi estremamente diversi fra loro, l'errore rimane entro livelli accettabili per l'applicazione. Le principali differenze di assetto che possono essere riscontrate fra le due uscite sono i livelli di precarico; questa regolazione infatti, viene comunemente effettuata al variare del peso del pilota. Livelli di precarico diversi si traducono in corse massime differenti per lo stesso livello di forza applicata sulla sospensione, come visibile nella 4.6.

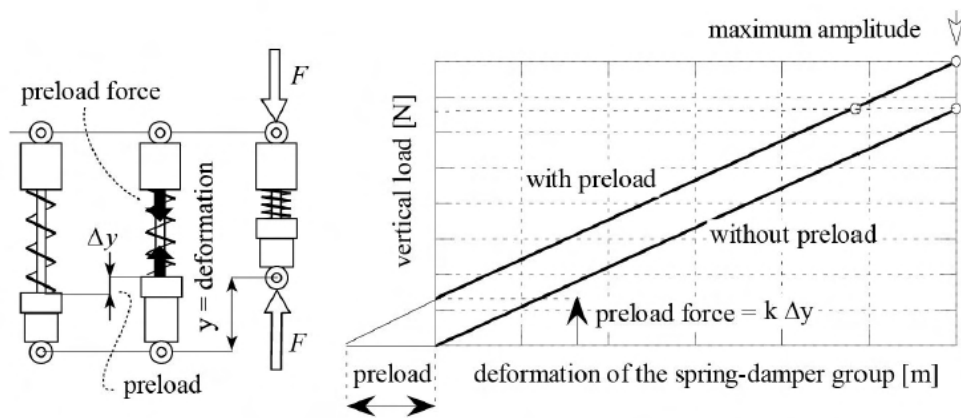


Figura 4.6: Effetto del precarico su una molla

Non è attualmente possibile introdurre una correzione in funzione del precarico, in quanto non è acquisito un canale ad esso correlato. Alcuni moderni tipi di sospensione, spesso usati per le moto turistiche, sono in grado di acquisire il livello di precarico grazie ad un apposito potenziometro. Se tale grandezza fosse disponibile si potrebbe inserire una correzione al modello in funzione del livello di precarico conferito alla sospensione, limitando l'errore dovuto a questa modifica di assetto.

4.5 Risultati del modello dell'ammortizzatore posteriore

Dal calcolo delle forze a terra, ottenuto tramite le equazioni della dinamica, è possibile ricavare i coefficienti d'attrito μ_X e μ_Y . Questi due valori sono poi usati come input per la lookup table che restituisce il valore di corsa previsto. Nelle figure 4.7 e 4.8 sono presentati i risultati del modello previsionale. Per il confronto sono stati utilizzati gli stessi giri impiegati per la validazione del modello della sospensione anteriore. In viola si ha il segnale previsto dal modello, in bianco quello acquisito dal potenziometro, ed in azzurro l'andamento dell'errore.

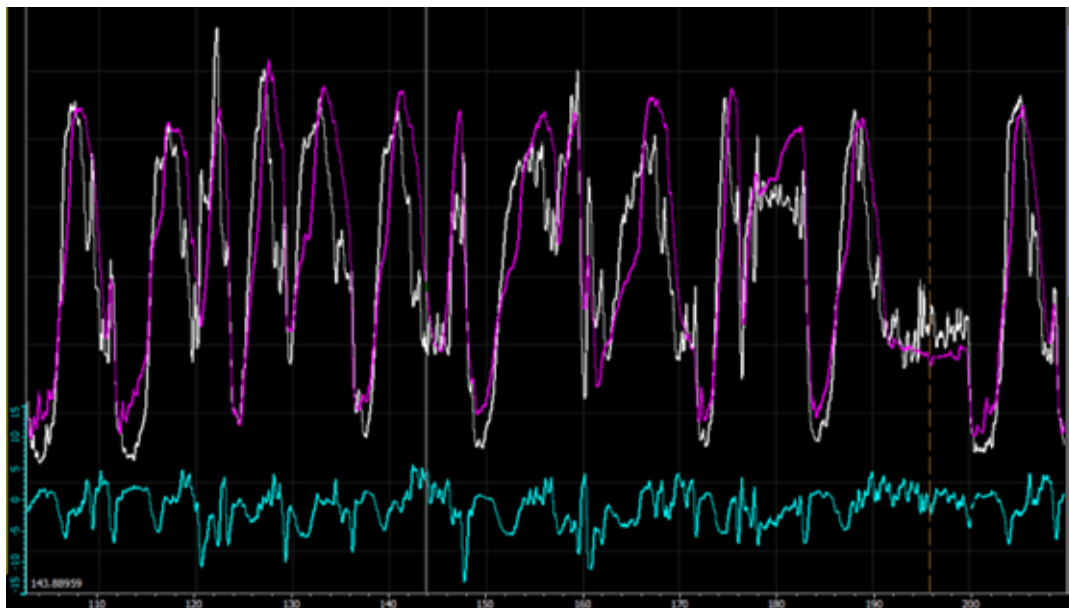


Figura 4.7: Stima della corsa dell'ammortizzatore Valencia

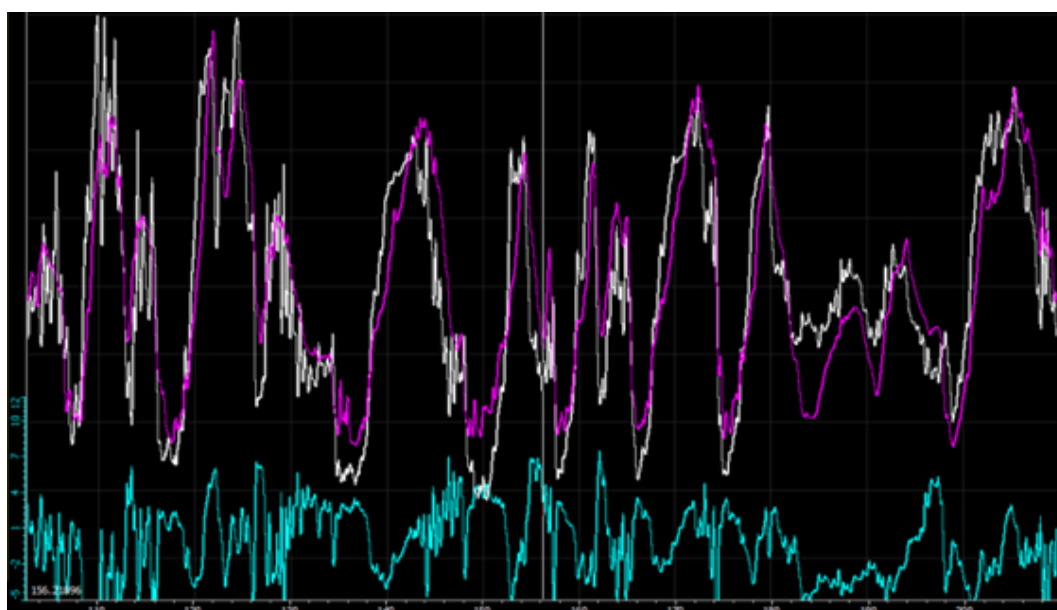


Figura 4.8: Stima della corsa dell'ammortizzatore Vallenga

L'errore medio assoluto commesso nella simulazione del circuito di Valencia è 2.3mm mentre, per quella di Vallenga, è di 2.5mm. E' da sottolineare l'andamento leggermente meno fedele rispetto a quello visto per il modello delle forcelle inoltre, l'errore percentuale per questa stima è leggermente maggiore rispetto alle forcelle, in quanto le corse massime tipiche degli ammortizzatori si aggirano intorno ai 40mm.

4.6 Risultati della stima dello spostamento del baricentro

Nelle figure 4.9 e 4.10 sono messi in evidenza i risultati della stima l'abbassamento del baricentro, con riferimento ai due giri utilizzati nelle sezioni precedenti per forcelle ed ammortizzatore. In bianco è rappresentato il valore reale, in verde quello previsto, in azzurro l'errore commesso nella stima.

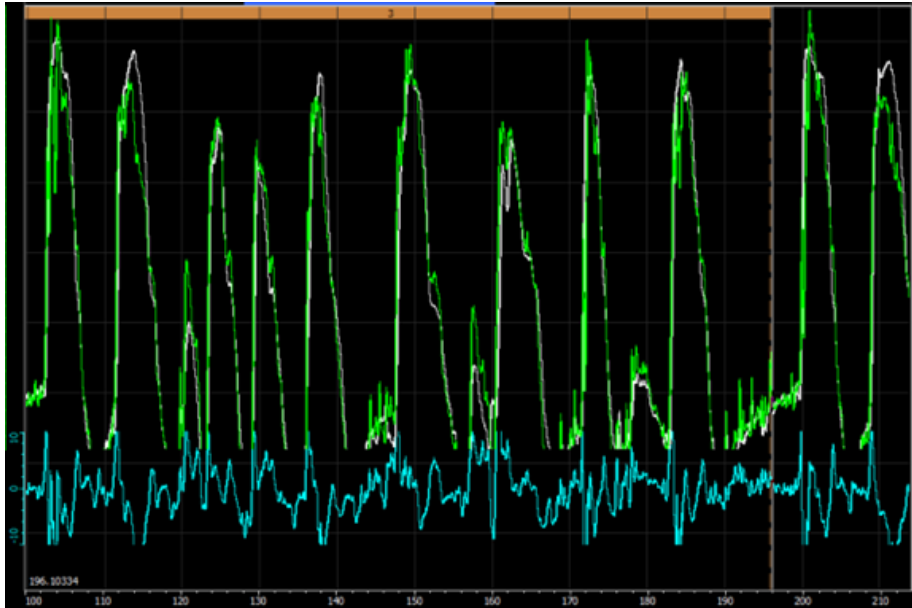


Figura 4.9: Stima dell'abbassamento del baricentro a Valencia

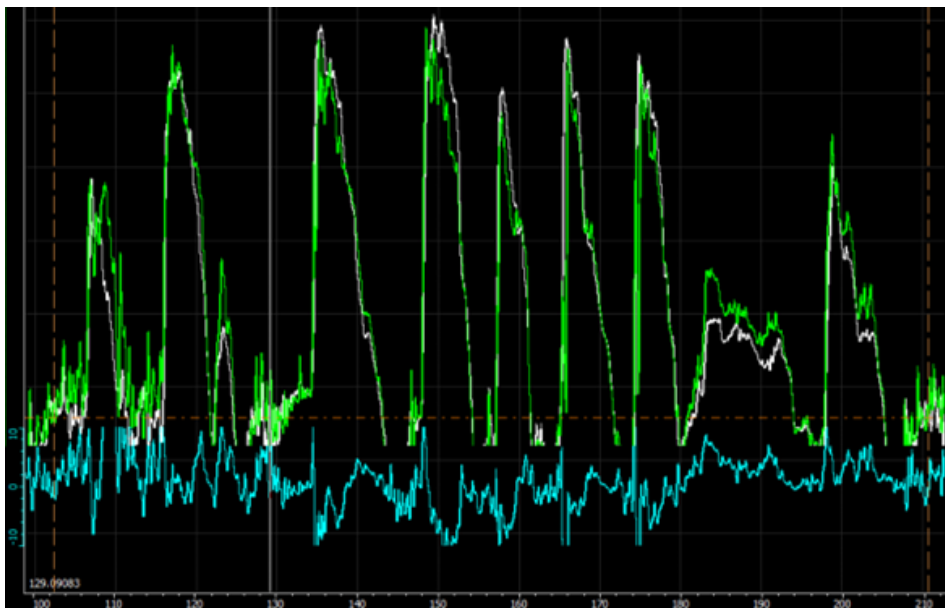


Figura 4.10: Stima dell'abbassamento del baricentro a Vallelunga

Come citato in precedenza, la forcella è quella che contribuisce maggiormente all'abbassamento del baricentro, infatti, è possibile notare una somiglianza importante fra i grafici soprastanti e i due che presentavano i risultati delle forcelle (4.4 e 4.5). Gli errori medi assoluti sulla stima sono di circa 3.5 e 3.6mm a testimonianza della bontà dei due modelli precedentemente descritti.

4.7 Risultati della stima dello spostamento del pilota

Nelle figure 4.11 e 4.12 sono visibili:

- Rollio: segnale giallo.
- Velocità: segnale rosso.
- Intervalli di attivazione: segnale bianco.
- Spostamento a destra: segnale viola.
- Spostamento a sinistra: segnale verde.
- Tempo di attivazione complessivo: segnale crescente bianco in basso.

Si nota come, gli istanti di attivazione, siano molto corti e situati nelle zone dove si hanno i minimi delle velocità, compatibilmente coi vincoli imposti al sistema di stime. In accordo con la convenzione scelta, lo spostamento a destra è considerato negativo e quello a sinistra positivo.

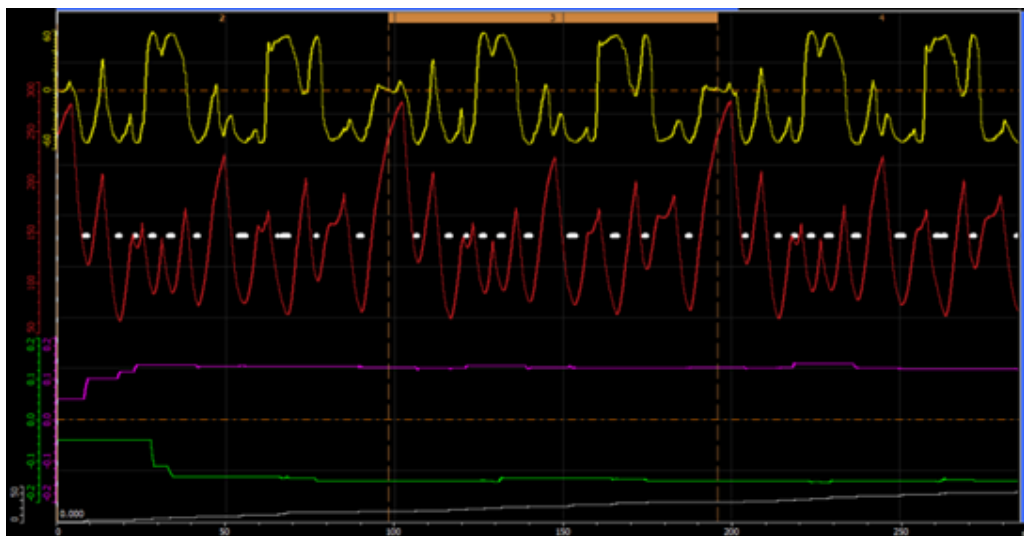


Figura 4.11: Andamenti dello spostamento del baricentro a Valencia

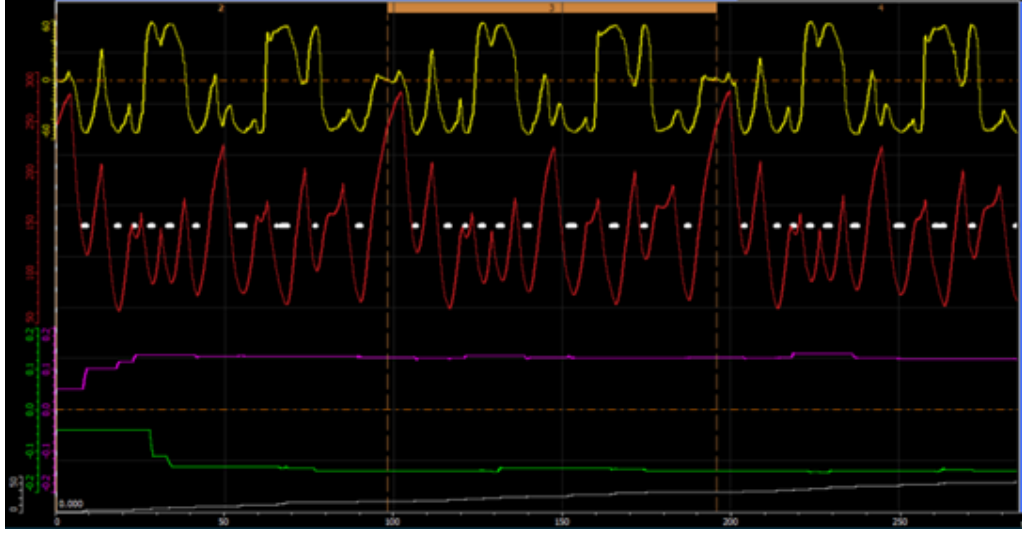


Figura 4.12: Andamenti dello spostamento del baricentro a Vallunga

Nonostante i tempi di attivazione molto ridotti, la stima converge al valore target con rapidità, in sole due attivazioni raggiunge il risultato che rimane molto stabile, evidenziando l'accuratezza del modello e complice l'utilizzo di dati provenienti da piloti professionisti, in grado di replicare le stesse manovre ogni giro. Nell'uscita di Vallunga, dove il pilota ha una massa sensibilmente maggiore, si può osservare come il segnale in viola si attesti ad un valore leggermente più alto rispetto al caso precedente. Le cause possono essere diverse, dalla morfologia della pista, allo stile di guida, ma una sostanziale differenza fra questo caso ed il precedente è il peso del pilota: un guidatore più pesante sarà in grado di determinare uno spostamento maggiore del centro di gravità a parità di comportamento in sella. L'effetto di questo calcolo sul modello dinamico può essere valutato studiando le differenze fra le forze calcolate, con e senza l'adattamento della posizione del pilota. Nei due grafici 4.14 e 4.13) sono mostrate le differenze nelle forze verticali rear e front. La differenza è calcolata come:

$$\epsilon = F_{rider,OFF} - F_{rider,ON} \quad (4.1)$$

Questo implica che, laddove il delta è positivo, la forza calcolata con la correzione è più bassa, e viceversa. Sono evidenziate in rosso le zone ad alto rollio, in cui sono riscontrate le maggiori differenze nelle forze verticali, che sono dell'ordine di 100N.

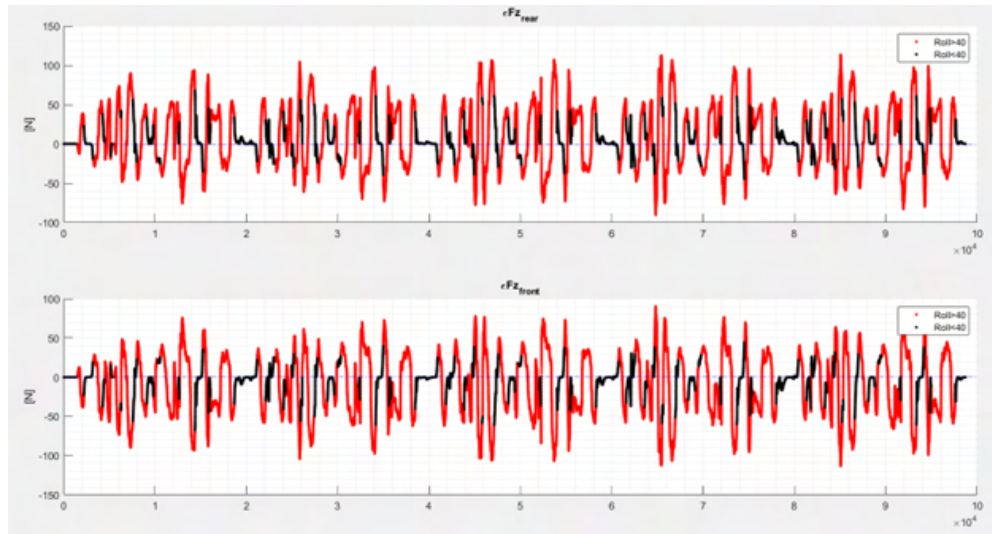


Figura 4.13: Differenze sulle Fz

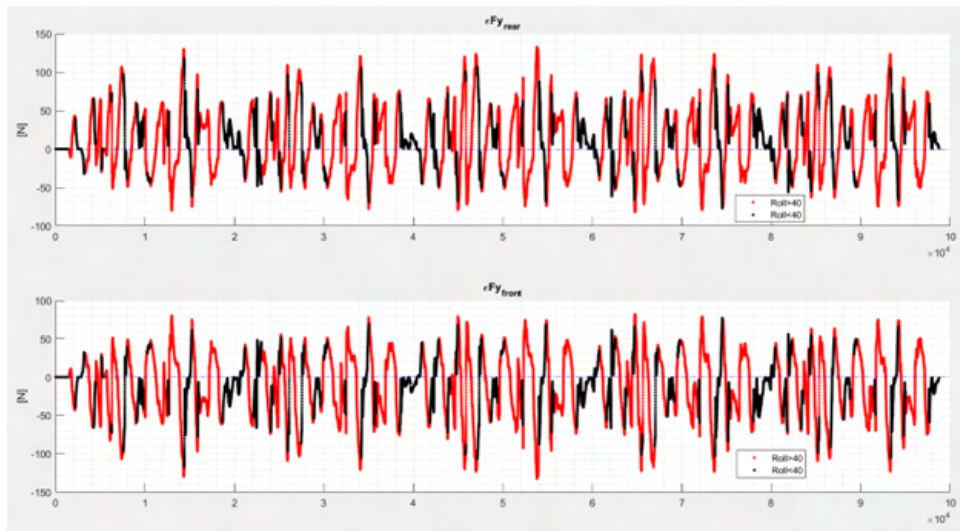


Figura 4.14: Differenze sulle Fy

Per le forze verticali, si può affermare che il movimento del pilota diminuisce la quota verticale del baricentro, riducendo l'effetto del trasferimento di carico. Questo fenomeno si traduce in un aumento di carico anteriore a parità di accelerazione positiva: quanto più il pilota abbassa il baricentro del veicolo durante la guida, tanto più potrà accelerare evitando l'impennamento. Viceversa, in frenata, il carico posteriore rimarrà più alto a causa dello spostamento del pilota, e questo gli consentirà di frenare maggiormente entrando in curva, limitando il ribaltamento.

Un'altra importante caratteristica è che, ad una perdita di carico verticale del posteriore, corrisponde un guadagno di carico verticale dell'anteriore e viceversa. Questa proprietà è ovvia considerando che l'equilibrio deve essere mantenuto indipendentemente dal comportamento del pilota.

Per le forze laterali, l'interpretazione in questo caso non è altrettanto diretta, ma si può affermare che durante la frenata la ruota anteriore sia soggetta ad un carico laterale maggiore mentre; in accelerazione, si carica maggiormente la posteriore. Questo comportamento non è positivo, in quanto la ruota anteriore è già soggetta ad un alto carico longitudinale. Considerando l'ellisse di trazione durante la fase di frenata, lo spostamento laterale avvicina il punto di funzionamento ai limiti di aderenza, per questa ragione i piloti rimangono nel piano moto durante la fase di frenata, per poi sporgersi una volta alleggerita la pressione sul freno.

4.8 Risultati della correzione del raggio di rotolamento

Per testare il modello è stato scelto il circuito di Valencia per mostrare il diverso comportamento tra fascia centrale, destra e sinistra. Questo circuito è noto per la sua grande quantità di curve a sinistra, come visibile nella 4.15, che stressano quella parte dello pneumatico.

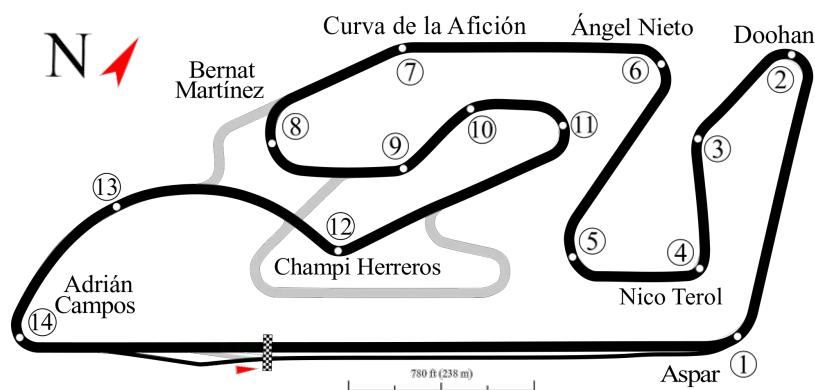


Figura 4.15: Layout circuito di Valencia

Con riferimento alla 4.16, partendo dall'alto, è possibile trovare gli andamenti dei fattori correttivi per: fascia centrale, destra e sinistra. Come prevedibile, quest'ultima presenta un fattore moltiplicativo che scende molto più rapidamente, a causa della rimozione di materiale per usura. Un fattore moltiplicativo maggiore di 1 è possibile, in quanto il raggio di rotolamento riscontrato può essere anche maggiore di quello preso come riferimento. La fascia centrale è quella che viene corretta meno frequentemente, poichè il recupero giochi avviene tipicamente quando la moto è piegata, durante la transizione fra frenata ed accelerazione. Per tutte e tre le porzioni dello pneumatico si osserva un andamento decrescente, in linea con quanto atteso considerando il processo di usura.

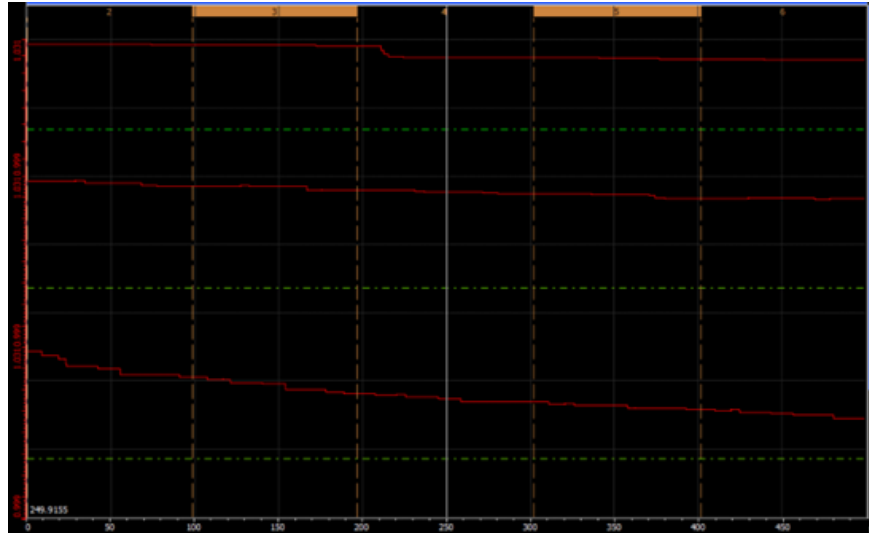


Figura 4.16: Correzione del raggio di rotolamento a Valencia

Considerando esclusivamente sesto ed ultimo giro dell'uscita a cui fa riferimento l'immagine precedente, si possono osservare in figura 4.17: in rosso lo slip corretto, ed in verde quello senza correzione. La grandezza corretta è traslata verso l'alto in maniera significativa, ci sono istanti in cui vale fino a tre punti percentuali in più. Il comportamento è coerente con quanto atteso perché uno pneumatico, usurandosi, necessita di maggior slip per produrre la stessa forza longitudinale a terra.

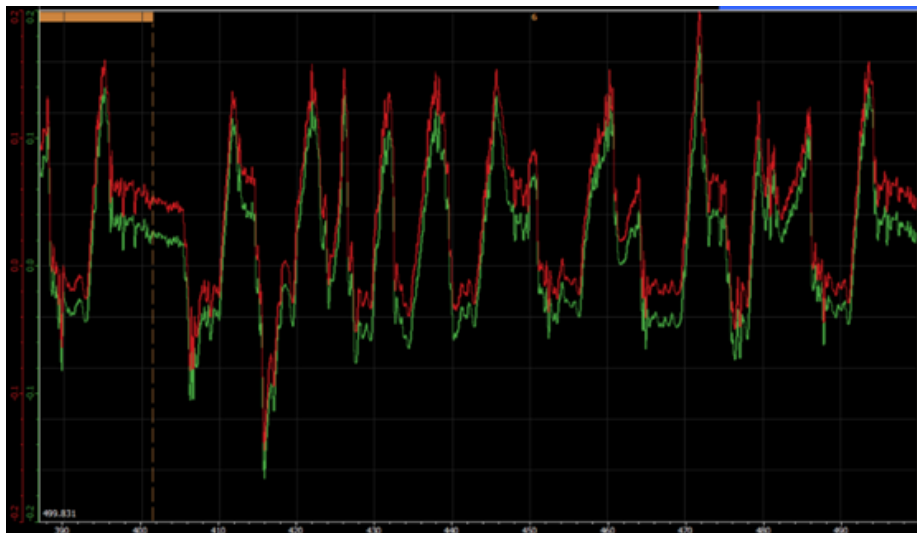


Figura 4.17: Andamento dello slip corretto

In figura 4.18 è visibile come la correzione dello slip influenzi la distribuzione delle osservazioni sul piano slip-attrito longitudinale. Quelle rappresentate in verde sono le osservazioni che utilizzano lo slip corretto, in rosso quelle che usano il valore non adattato.

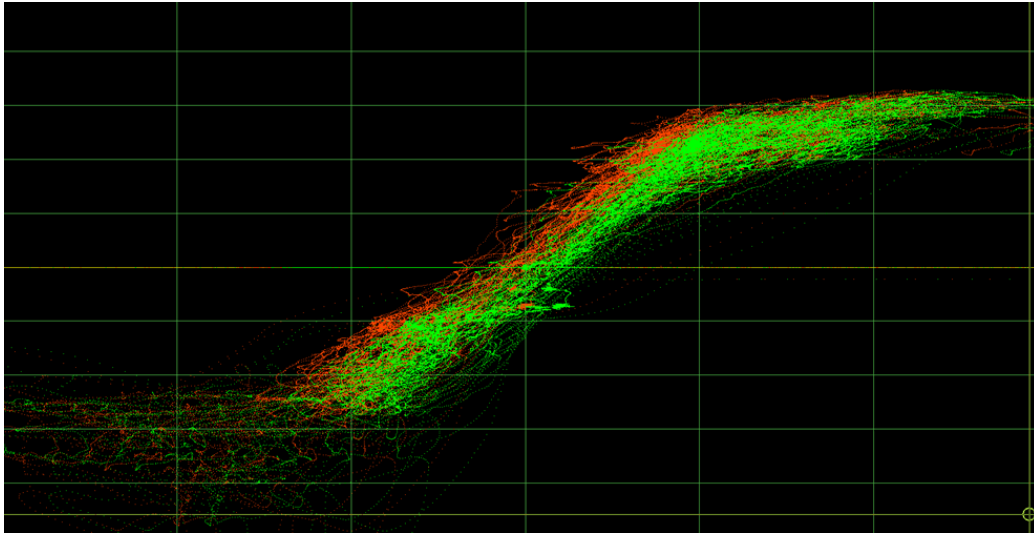


Figura 4.18: Effetto dello slip corretto

Coerentemente con quanto atteso, i valori di attrito rimangono coerenti e la curva viene traslata verso destra, quindi, verso valori più alti di slip.

4.9 Risultati della stima della deriva

Nella figura 4.19 si possono riconoscere: in bianco il valore di deriva usato come riferimento, in viola quello predetto dal modello ed in azzurro l'errore fra i due. L'errore medio assoluto sulla stima durante un giro è pari a 0.74° . Su valori tipici di circa 4° durante le curve.

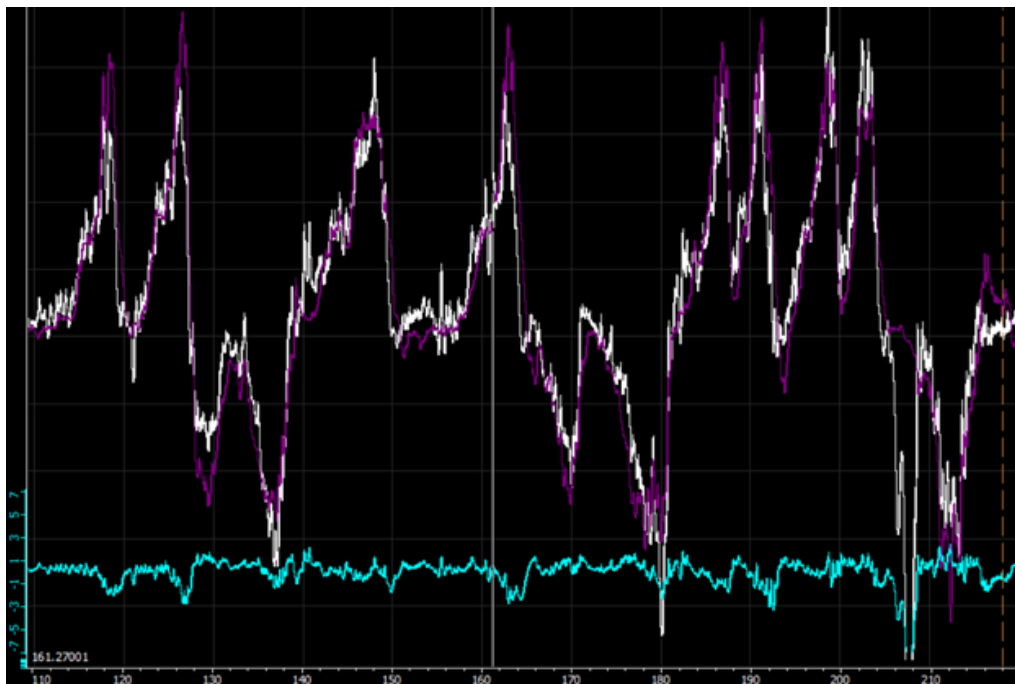


Figura 4.19: Andamento della stima della deriva

L'errore è significativo e varia a seconda della condizione di utilizzo dello pneumatico. Questo perchè, basandosi sulla caratteristica della gomma, incorre in variazioni tipiche di usura o condizioni di funzionamento. Purtroppo non è possibile ottenere stime migliori a causa della difficoltà di misura diretta di questa grandezza.

4.10 Risultati della stima dell'aderenza

All'interno di questa sezione sono presentati i risultati della stima del grip. Il modello è stato testato su due uscite in pista con moto sportive e su due test sul bagnato di un modello da turismo.

I primi risultati presentati sono basati sui dati acquisiti sul circuito di Vallelunga e sono stati mediati giro per giro.

Per mostrare la velocità di adattamento del modello ed il suo comportamento istantaneo, sono proposti i risultati di tre uscite sul circuito di Valencia visualizzati in ambiente Wintax senza effettuare alcuna media.

In conclusione il modello è stato testato sui dati acquisiti da una moto da turismo, guidata su un circuito circolare bagnato.

4.10.1 Vallelunga, aderenza mediata sul giro

Durante un test condotto sul circuito di Vallelunga, si sono alternati due piloti diversi e due condizioni meteorologiche diverse. In figura 4.20 è possibile visualizzare gli andamenti del grip longitudinale, mediato sul giro, per tutte e tre le porzioni dello pneumatico. Sull'asse x sono rappresentati i giri e le rette verticali separano le diverse uscite. Le prime due uscite sono state caratterizzate da asfalto asciutto e da pneumatici nuovi. Durante la terza uscita ha cominciato a piovere e l'aderenza è drasticamente diminuita su tutte e tre le porzioni dello pneumatico. La gomma da bagnato, durante le ultime due uscite, risulta avere un livello di aderenza ridotto di circa dieci punti percentuali rispetto allo pneumatico da asciutto usato.

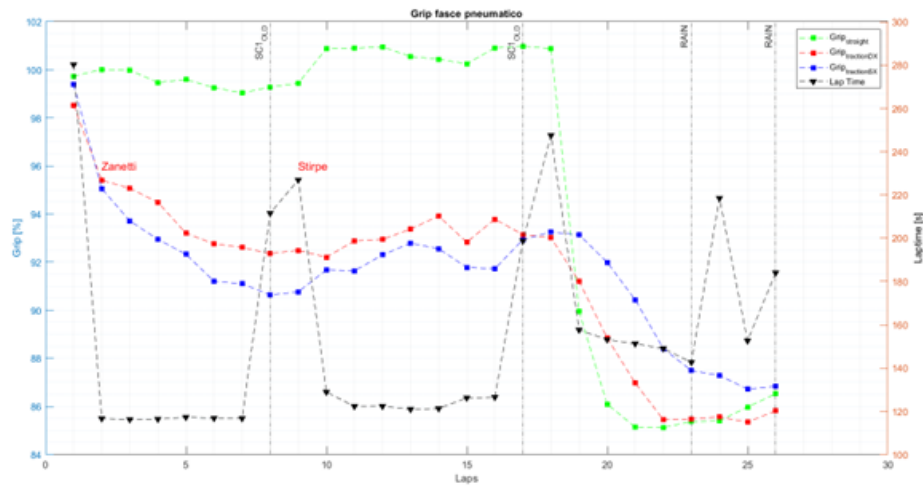


Figura 4.20: Andamenti aderenza longitudinale mediata

L'andamento dell'aderenza in *Apex* è rappresentato nella 4.21.

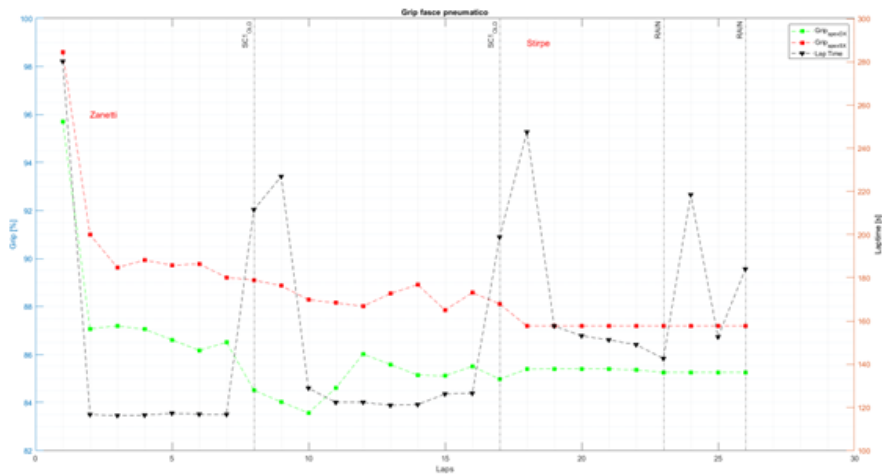


Figura 4.21: Andamenti aderenza laterale mediata

L'aderenza laterale non vede modifiche al suo andamento durante le ultime due uscite poichè, a causa delle condizioni di bagnato, il pilota non raggiunge rollii sufficientemente elevati da utilizzare la porzione più esterna della gomma. Il comportamento fino alla seconda uscita è in linea con quello osservato per l'aderenza longitudinale.

4.10.2 Valencia, aderenza istantanea

Per mostrare la robustezza del modello proposto, non solo come media sul giro, ma anche come valori istantanei, vengono proposti i risultati in ambiente Wintax. Durante le uscite il pilota è rimasto lo stesso. In figura 4.22 è possibile visualizzare dall'alto gli andamenti di:

- Grip *Straight*.
- Grip *Traction* destro.
- Grip *Traction* sinistro.

In azzurro, sotto ciascun segnale di aderenza, sono raffigurate le attivazioni del sistema di stima. Come riferimento viene utilizzata una linea orizzontale tratto-punto verde che indica un valore di aderenza pari al 90%.

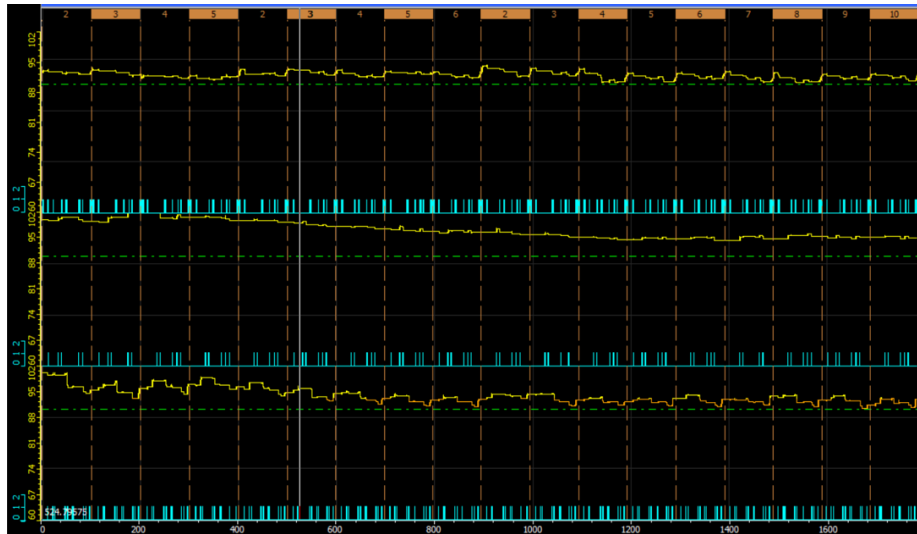


Figura 4.22: Aderenza longitudinale istantanea

Come prevedibile, noto il layout del circuito già visto alla 4.15, la porzione destra dello pneumatico è quella che perde la minore quantità di aderenza. Osservando attentamente si può notare come, il segnale del grip sulla fascia sinistra, sia meno stabile rispetto agli altri due. Questo andamento è dovuto al fatto che, in diverse curve a sinistra, ci siano condizioni limite di attrito combinato. Come evidenziato in figura 2.53, tali condizioni operative limitano fortemente il massimo attrito longitudinale esprimibile. Il modello riconosce tale diminuzione del massimo attrito esprimibile, ma non deve essere associata ad una mancanza di aderenza causata dalla condizione di asfalto. Limitando la massima accelerazione laterale o, alternativamente, il massimo attrito laterale ammissibile, si potrebbero escludere questi intervalli di stima per l'aderenza. Al fine di non ridurre troppo i campioni coinvolti nella stima, è stato scelto di mantenere questa oscillazione del segnale, ritenuta non penalizzante nella performance del modello.

In figura 4.23 è riportato l'andamento del coefficiente correttivo sul raggio di rotolamento per le stesse uscite sul circuito di Valencia. In accordo con quanto visto per la stima dell'aderenza, anche l'usura della porzione sinistra risulta maggiore rispetto alle altre, eccetto durante la prima uscita in cui la mancanza di un segnale acquisito ha reso impossibile effettuare la stima.



Figura 4.23: Andamento correzione raggio di rotolamento

La porzione centrale (in alto) dello pneumatico vede una diminuzione costante del raggio di rotolamento, ma quella sinistra (in basso) decresce in maniera ancora più decisa, complice anche l'assenza di correzione nella prima uscita, compensata efficacemente in quelle successive. In figura 4.24 è mostrato l'andamento dell'aderenza laterale per lo pneumatico posteriore, in alto il segnale riferito alla porzione sinistra ed in basso per la porzione destra.

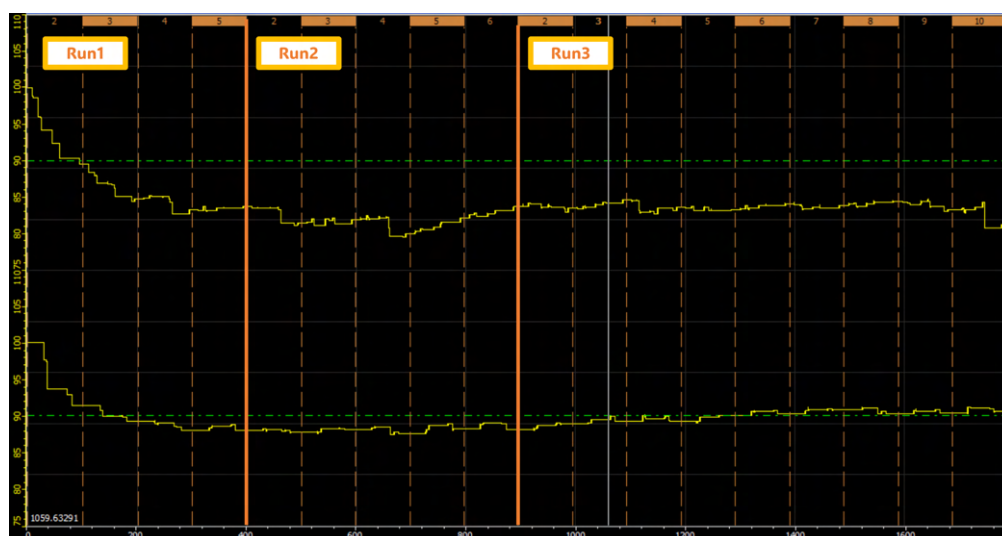


Figura 4.24: Aderenza laterale istantanea

L'aderenza per la porzione sinistra decresce molto rapidamente fino a valori inferiori anche del 5% rispetto a quelli della porzione destra, coerentemente con quanto atteso. Al termine di queste tre uscite, per un totale di poco meno di 30 giri, lo pneumatico era molto usurato e l'aderenza stimata si attestava intorno al 90%. Una perdita di dieci punti percentuali di aderenza può non sembrare elevata, ma le differenze degli slip che i piloti devono garantire per ottenere la stessa performance diventano significativamente più elevati, rendendo la guida più complessa e meno efficace.

4.10.3 Moto da turismo

Lo stesso modello di stima dell'aderenza, sviluppato per i modelli più sportivi della gamma, è stato testato su tre particolari test di una moto da turismo. Questi esperimenti sono stati condotti in un circuito circolare in condizioni di asfalto bagnato. Le prove sono state condotte con pneumatici diversi, al fine di determinare quello che garantisse, fissate le condizioni di esercizio, la miglior aderenza sul bagnato. Data la circolarità del circuito, vengono proposti gli andamenti solo della porzione centrale e destra dello pneumatico, le uniche in appoggio. In figura 4.25 sono mostrati, partendo dall'alto, gli andamenti dell'aderenza in fase *Straight* e *Traction* destro. Nella prima uscita il modello si adatta alla condizione di aderenza riscontrata durante il giro di preparazione, convergendo rapidamente a valori molto bassi. Il segnale riferito alla porzione destra dello pneumatico diventa rosso sotto l'85% del grip riscontrato. Al di sotto di entrambi i segnali di aderenza sono mostrati, in azzurro, gli intervalli di attivazione.

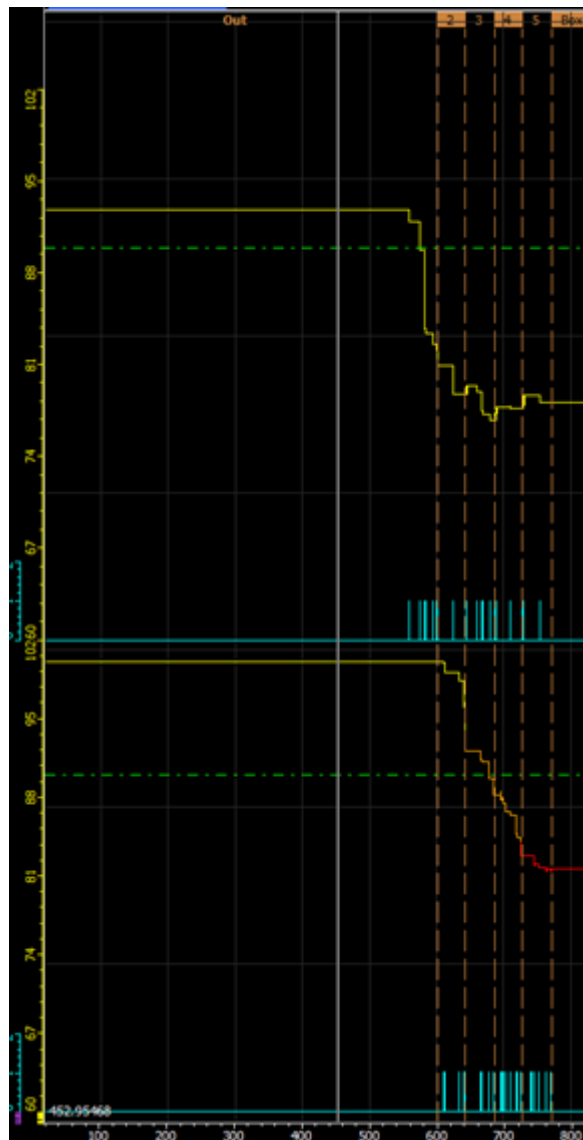


Figura 4.25: Aderenza pneumatico 1

Si può osservare come il modello preveda una perdita di aderenza pari a circa un quinto di quella disponibile, per entrambe le porzioni considerate. A causa della importante differenza di aderenza riscontrata, sono necessari tre giri per raggiungere il target. Questo problema è stato arginato consentendo allo osservatore, caricato in centralina, di abbassare i valori di partenza qualora l'utilizzatore inserisca le mappe da bagnato per il traction control.

Nella 4.26 sono visibili gli andamenti per secondo pneumatico.

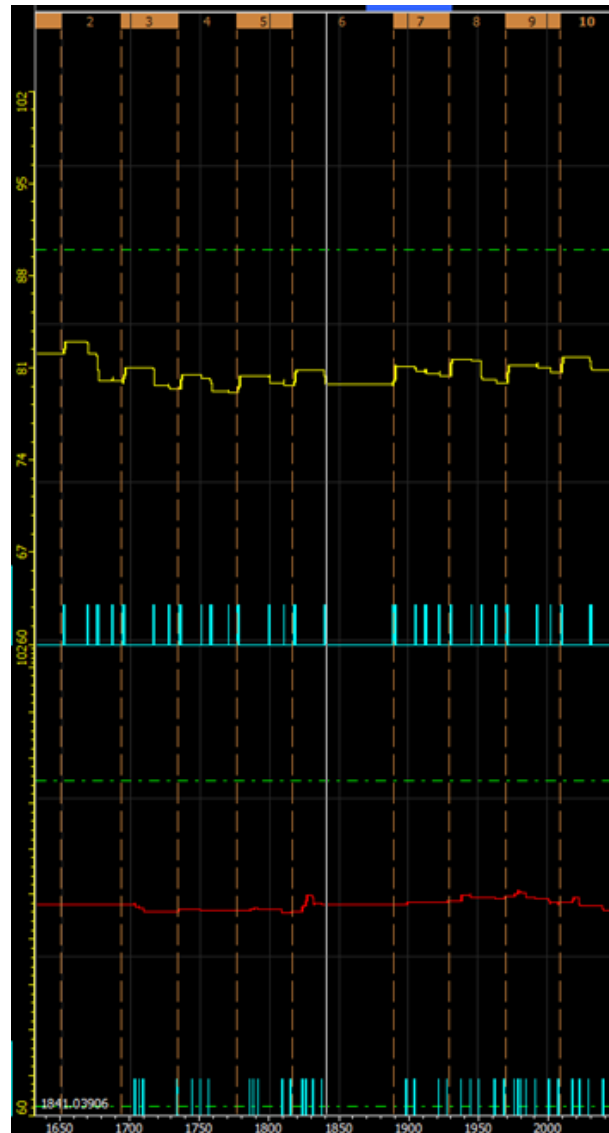


Figura 4.26: Aderenza pneumatico 2

Il valore ottenuto è molto vicino al precedente e non è richiesta la fase di adattamento. Il numero di attivazioni è molto alto, quindi, il valore stimato può essere considerato robusto.

Infine, in figura 4.27 sono riportati i segnali ottenuti dal terzo test.

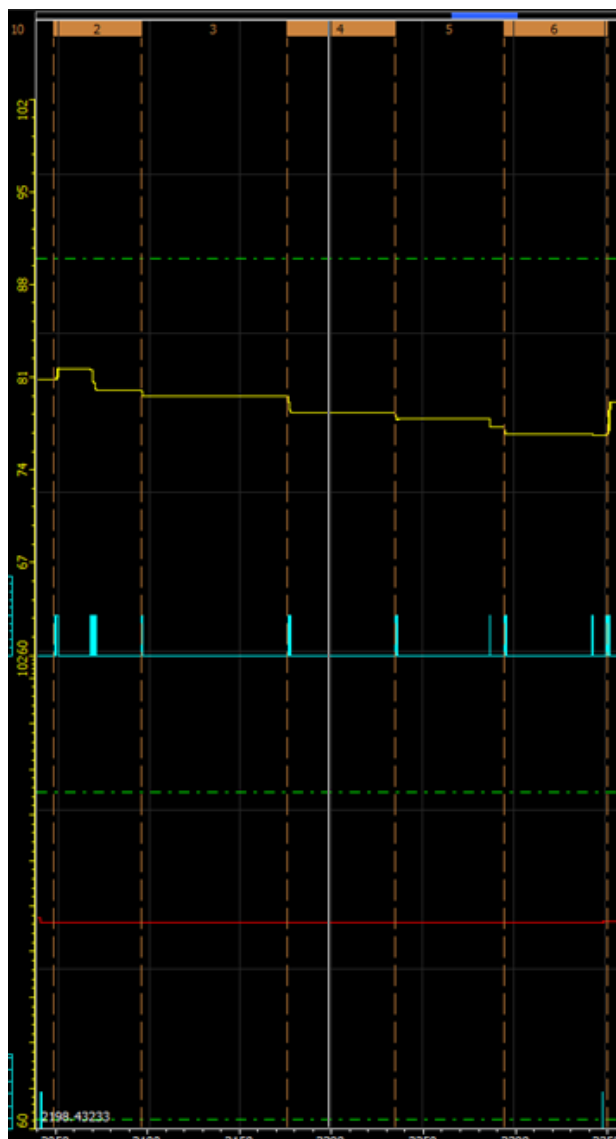


Figura 4.27: Aderenza pneumatico 3

In questo caso l'aderenza della porzione centrale vede un'ulteriore decrescita (circa 5%) mentre, quella laterale, non risente di alcun adattamento a causa del rollo limitato. Si può notare come le attivazioni siano poche in questa uscita, massimo due per giro.

Lo pneumatico che sembra avere meno aderenza nelle condizioni descritte, è l'ultimo, con un livello di aderenza stimato pari a circa il 75%. La mancanza di adattamento della porzione laterale non può essere colmata a causa dei valori di rollo contenuti.

Capitolo 5

Conclusioni e futuri sviluppi

Lo sviluppo di questo elaborato aveva il fine di quantificare il massimo attrito disponibile durante l'utilizzo del veicolo, senza aggiungere ulteriore sensoristica a quella già presente sui modelli di serie. La stima del massimo attrito è complicata dalla necessità di conoscere la caratteristica dello pneumatico, soggetta a variazioni rispetto a molti parametri. L'utilizzo di una funzione invertibile per la caratterizzazione dello pneumatico ha consentito di adattare l'andamento alle condizioni operative riscontrate. Gli input utilizzati dal modello sono i coefficienti d'attrito, lo slip e la deriva e necessitano di essere calcolati col massimo della accuratezza.

La correzione dei coefficienti d'attrito si riduce ad un miglioramento del modello dinamico, quindi, ad un irrobustimento degli input utilizzati nelle equazioni della dinamica. Gli input corretti nella sezione 2.3 sono diversi, e sono stati adattati usando sia modelli fisici che basati sui dati acquisiti. Ciò ha consentito sia di sfruttare le due equazioni della dinamica pure che altrimenti non avrebbero fornito alcuna informazione, sia la grossa mole di dati a disposizione.

I risultati sull'adattamento della massa hanno messo in evidenza la difficoltà di stimare un parametro dipendente in maniera diretta dalla accelerazione ma, tramite un'accurata selezione degli intervalli di stima, è stato possibile ottenere risultati soddisfacenti. La massa del veicolo influenza direttamente la forza d'inerzia, ed un suo adattamento è stato prioritario per irrobustire il modello dinamico a fronte di variazioni del parametro.

Stimare il coefficiente di resistenza aerodinamica è stato meno complesso grazie alla minore sensibilità agli errori di misura, ciò ha consentito di tener conto della stazza e del posizionamento del pilota sui rettilinei. L'adattamento del C_x in funzione del rollio e della fase di guida è stato stimato sulla base dei risultati delle simulazioni CFD e non è stato oggetto della trattazione.

I coefficienti d'attrito fra pastiglie e dischi dei freni hanno presentato risultati stabili ed affidabili e, grazie al semplice modello termico già presente, è stato possibile valutare la perdita di performance durante le frenate più brusche. Il sistema di stime è stato sviluppato al fine di ovviare ad eventuali differenze nelle pastiglie

utilizzate o nelle condizioni operative.

Data l'importanza dello spostamento del pilota durante la guida, è stato necessario considerarne l'entità sfruttando il modello dinamico. I risultati sono robusti, ed influenzano il calcolo delle forze in maniera coerente con quanto atteso. A confermare ulteriormente i risultati, è l'effetto di una maggiore massa del pilota, che sembra in grado di determinare un maggiore spostamento laterale del baricentro del sistema.

Per la modellazione delle sospensioni è stata abbandonata la caratterizzazione fisica ed è stato sviluppato un modello black-box sia per l'anteriore, che per il posteriore. La variazione dell'assetto, dovuto ad un diverso pilota in sella, non ha portato ad errori significativi, nonostante le masse in gioco fossero sensibilmente differenti. L'errore sulla stima delle forcelle era molto più contenuto rispetto all'ammortizzatore posteriore, questo ha consentito, grazie alla differenza fra le due corse in esercizio, di ottenere un'ottima previsione sullo spostamento del baricentro.

Adattati gli input del modello dinamico, la correzione si sposta sulle grandezze collocate sull'asse delle ascisse della caratteristica dello pneumatico: lo slip e la deriva.

Lo slip è fortemente influenzato dal raggio di rotolamento e questo varia in funzione dello pneumatico utilizzato e dell'usura in esercizio. Un sistema di adattamento che adattasse tale parametro è stato sviluppato utilizzando la condizione di recupero giochi, riconosciuta tramite appositi segnali. Il funzionamento di questo modello è stato validato sul circuito di Valencia, mostrando un comportamento coerente su tutte le porzioni dello pneumatico.

La deriva è un parametro molto complesso da stimare e la sua misura non è stata ritenuta affidabile. Per ovviare a tale sistema, si è ricorso nuovamente ad un modello black-box che si servisse di particolari misurazioni per essere costruito. I dati in possesso non erano molti quindi il modello presenta un errore ancora piuttosto elevato.

Infine, validata la possibilità di utilizzare la funzione proposta per interpretare le osservazioni sperimentali, è stata definita l'aderenza come il rapporto fra il massimo attrito previsto ed una soglia imposta sulla base dell'esperienza e dei dati acquisiti.

L'aderenza è stata suddivisa sui due pneumatici e sulle diverse porzioni degli stessi. Il suo calcolo per la ruota anteriore è risultato ancora non soddisfacente a causa di una difficile stima dello slip. Per tutte le porzioni della ruota posteriore, il comportamento è coerente, sia mediato sui giri, che visualizzato istante per istante. Inoltre, sono stati ottenuti risultati incoraggianti utilizzando lo stesso modello per i dati acquisiti da moto da turismo, aprendo le porte ad un impiego molto

più ampio del modello discusso. Adattando i parametri geometrici e inerziali del veicolo, oltre alle soglie imposte per identificare gli intervalli di stima, è possibile estendere l'utilizzo ad ogni veicolo, con risultati che sembrano convincenti ma che andrebbero approfonditi.

I principali punti da approfondire sono:

- Slip longitudinale della ruota anteriore: ottenere un calcolo più accurato di questa grandezza consentirebbe di avere una stima affidabile anche della aderenza sulla ruota anteriore.
- Stima della deriva posteriore: l'errore commesso è elevato, se fosse disponibile un dataset più ampio e variegato potrebbe essere utile sviluppare una rete neurale per la determinazione di questa grandezza.
- Stima della posizione dello sterzo: basandosi sui dati acquisiti sulle moto di sviluppo, è possibile sviluppare un modello per la previsione dello sterzo da impiegare per il calcolo della deriva anteriore, finalizzato a determinare l'aderenza laterale della ruota anteriore.
- Utilizzo stradale: il modello è stato studiato e tarato per l'applicazione sportiva, un utilizzo stradale, con velocità e sollecitazioni inferiori, potrebbe causare la mancata attivazione degli intervalli di stima. Al fine di garantire un utilizzo più efficace in tali contesti, uno studio più approfondito su questo tipo di acquisizioni sarebbe necessario.

Nonostante la presenza di alcuni punti aperti il modello è in grado di riconoscere variazioni di aderenza tipiche delle transizioni fra asfalto asciutto e bagnato e fra una gomma nuova ed una usurata. La conoscenza istantanea del grip, quindi del massimo attrito, può essere impiegata per l'adattamento automatico delle soglie limite di controlli come il *traction control* o lo *slide control*, migliorando sicurezza e performance durante la guida in pista.

Bibliografia

- [1] M. Blundell M. Acosta, S. Kanarachos. Road friction virtual sensing: A review of estimation techniques with emphasis on low excitation approaches. *MDPI: Applied sciences*, 2017.
- [2] G. Bishop G. Welch. An introduction to the kalman filter. *Department of ComputerScience of North Carolina*, 1997.
- [3] Vittore Cossalter. *Motorcycle Dynamics*. Second Edition. Lulu.com, 2019.
- [4] Hans B. Pacejka. *Tire and Vehicle Dynamics*. Fourth Edition. Elsevier, 2012.
- [5] Massimo Guiggiani. *The science of Vehicle Dynamics*. Second Edition. Springer, 2014.
- [6] C. Pagliara G. Moradin E. Leo, M. Pezzola. Effects of tire wear on motorcycle dynamic. *Symposium on the Dynamics and Control of Single-Track Vehicles*,, 2019.
- [7] M. Pomoni. Exploring smart tires as a tool to assist safe driving and monitor tire–road friction. *MDPI: Vehicles*, 2022.
- [8] et.al Muhammad Nasiruddin Mahyuddin. Adaptive observer-based parameter estimation with application to road gradient and vehicle mass estimation. *IEEE TRANSACTIONS ON INDUSTRIAL ELECTRONICS*, VOL. 61,, 2014.
- [9] C. Zhang H. Bai L. Xu S. Jiang, C. Wang. Adaptive estimation of road slope and vehicle mass of fuel cell vehicle. *Elsevier*, 2019.
- [10] A. Tapus D. Martinez M. Kissai, B. Monsuez. A new linear tire model with varying parameters. *2nd IEEE International Conference on Intelligent Transportation Engineering*, 2017.