

POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale



Sviluppo di un metodo innovativo per stimare
la massa di un veicolo in *real-time*

Aprile 2018

Relatori

Prof. Ing. Stefano d'Ambrosio

Ing. Roberto Vitolo

Candidato

Andrea Panettella

Sommario

La massa del veicolo è un dato di fondamentale importanza quando si ha a che fare con lo sviluppo di sistemi che mirano a ottimizzare la performance e il comfort di guida. Questo dato dipende dal carico della vettura e dal numero di passeggeri, non conoscibili a priori, per cui, se si vuole introdurre questo ulteriore fattore per modificare la gestione di alcuni comandi di centralina, è necessario stimare un valore di massa realistico, con una accuratezza accettabile e fornirlo come input ai vari *controller* nel minor tempo possibile. Analogamente, si può desumere l'importanza del carico verticale agente su ciascuna ruota e della pressione di gonfiaggio degli pneumatici, che impattano enormemente su comfort e sicurezza di guida, ma hanno anche una discreta incidenza sul consumo (e di conseguenza sulle emissioni di CO₂); ma non solo: alcuni sistemi di controllo attivi come sistemi di frenaggio e di trazione (ABS e ESP), o di controllo della coppia erogata, potrebbero trarne beneficio per adattarsi alle condizioni reali di carico, migliorando le performance globali del veicolo su strada.

In questa tesi viene mostrato un metodo di stima della massa per veicoli automobilistici *light-duty* capaci di convergere, in *real-time*, a risultati con errori inferiori al 3% in un tempo di pochi minuti; si introduce, inoltre, il correlato modello di valutazione della distribuzione del carico sulle ruote. Questi modelli sono oggetto della proposta di brevetto “*On-line vehicle mass and load distribution estimation*” di un progetto POC (*Proof of Concept*) sovvenzionato dal Politecnico di Torino e portato avanti dal *Team ATPC* del Politecnico di Torino. L'aspetto innovativo del metodo proposto è rappresentato principalmente dall'introduzione del parametro “pressione di gonfiaggio” degli pneumatici per la modellazione delle varie entità che entrano in gioco nel calcolo. A questi due modelli, elaborati in ambiente MATLAB/Simulink e testati con dati reali ottenuti grazie alla collaborazione del Centro Ricerche Fiat, si collega un proposito finale di più ampie vedute basato sulla valutazione della pressione ottimale di gonfiaggio degli pneumatici in base alle condizioni di guida stimate, realizzando un sistema ATPC, *Active Tire Pressure Control*. A monte di tutto questo, però, si deve avere un modello di stima della massa del veicolo in moto implementabile in centralina, obiettivo perseguito e positivamente raggiunto da

questo studio. I risultati, sebbene non qualitativamente ottimi, devono essere visti sotto determinate ipotesi di partenza e limitazioni di base e, altresì, come punto di partenza per propositi di migliorie future.

Abstract

The mass of a vehicle is one of the essential factors when dealing with the development of systems that aim at optimizing performance and driving comfort. This information depends on the load carried by the car and the number of passengers, and can't be known a priori, so if we want to introduce this additional factor to modify the management of some ECU's controls, a realistic mass value must be evaluated ensuring an acceptable level of accuracy, and we need to provide this value as input to the various controllers as quickly as possible. Similarly, it is possible to deduce the importance of the vertical load acting on each wheel and the tires' inflation pressure, which impact enormously on comfort and driving safety, but also have a fair impact on fuel consumption (and consequently on CO₂ emissions); but not only that: some active control systems such as brake and traction systems (ABS and ESP), or torque-control system, could benefit in order to be adapted to the actual load conditions and improving the overall performance of the vehicle on the road.

This thesis shows a mass estimation method for light-duty automotive vehicles capable of converging, in real-time, to results with an error of less than 3% in few minutes; it also introduces the related model for evaluating the load distribution acting on wheels. These models are the subject of the patent proposal "On-line vehicle mass and load distribution estimation" of a POC (Proof of Concept) project subsidized by Politecnico di Torino and carried out by Politecnico di Torino ATPC Team. The innovation of this method is represented by the introduction of factor "Inflation pressure" of tires for modeling various entities that are involved in the calculation. To these two models, elaborated in a MATLAB/Simulink environment and tested with real data provided by Fiat Research Centre, a final purpose is connected and it is the evaluation of the optimum tires' inflation pressure according to the estimated driving conditions, making a ATPC system (Active Tire Pressure Control). However, all before this, a model of in-motion vehicle mass estimation must be developed, objective pursued and positively achieved by this study. The results, although not qualitatively excellent, must be seen under certain starting assumptions and basic limitations, but also as a starting point for future purposes of improvement.

Lista delle figure

Figura 1.1 – Schema riassuntivo del funzionamento del metodo di stima della massa.	pag. 6
Figura 2.1 – Esempio di struttura dello pneumatico [1'].	pag. 9
Figura 2.2 – Sistema di riferimento per una ruota (secondo SAE) [2'].	pag. 10
Figura 2.3 – Curva prodotta dall'originale funzione seno della <i>Magic Formula</i> [3']	pag. 11
Figura 2.4 – Curva caratteristica della forza laterale (a) e del momento di auto-allineamento (b) valutate con la <i>Magic Formula</i>	pag. 12
Figura 2.5 – Diagramma esplicativo del <i>Brush Model</i> [3'].	pag. 14
Figura 2.6 – Curva della F_x ottenuta per due pressioni di gonfiaggio nominale dello pneumatico differenti, ottenuta con un carico verticale F_z pari a 3050 N. . .	pag. 16
Figura 2.7 – Riduzione del raggio di rotolamento sotto carico rispetto a quello nominale e variazione della velocità periferica.	pag. 17
Figura 2.8 – Curve <i>iso-deflection</i> di uno pneumatico (fonte: Michelin).	pag. 18
Figura 2.9 – (a) deformazione dello pneumatico dovuta al rotolamento; (b) forze applicate allo pneumatico in rotolamento [4'].	pag. 19
Figura 2.10 – Andamento qualitativo della variazione del coefficiente di resistenza al rotolamento con la velocità [5'].	pag. 20
Figura 2.11 – Andamento qualitativo della variazione del coefficiente di resistenza al rotolamento e della forza resistente con il carico verticale [5'].	pag. 21
Figura 2.12 – Andamento qualitativo della variazione del coefficiente di resistenza al rotolamento con la pressione di gonfiaggio degli pneumatici [5'].	pag. 21
Figura 2.13 – Andamento qualitativo della variazione del coefficiente di resistenza al rotolamento con il tempo di rotolamento [5'].	pag. 22
Figura 2.14 – Andamento sperimentale della variazione del coefficiente di resistenza al rotolamento con la temperatura degli pneumatici.	pag. 23
Figura 2.15 – Diverso tipo di usura indotto dall'overgonfiaggio o sottogonfiaggio dello pneumatico.	pag. 25
Figura 3.1 – Schema delle forze agenti su un veicolo in condizioni generali [4']. . .	pag. 28
Figura 3.2 – Schema delle forze generalizzate agenti sul veicolo.	pag. 30
Figura 3.3 – Componenti del <i>powertrain</i> (a), schematizzazione (b) e configurazione teorica (c) [4'].	pag. 32

Figura 3.4 – Esempio di piano quotato per un motore a combustione interna: in rosso la curva di <i>full-load</i> , in blu le curve iso-consumo.	pag. 33
Figura 3.5 – Schema della trasmissione.	pag. 34
Figura 3.6 – Esempio di ruota fonica [6'].	pag. 35
Figura 3.7 – Modello completo <i>driveline</i> (a) e semplificato (b).	pag. 36
Figura 3.8 – Sistema dinamico equivalente [4'].	pag. 36
Figura 3.9 – Andamento della forza resistente valutata in prove di coastdown in condizioni di massa totale della vettura diversa; (c) andamento della diminuzione della velocità nella prova.	pag. 41
Figura 4.1 – Curve di interpolazione della freccia in funzione del carico a pressioni nominali di gonfiaggio degli pneumatici differenti.	pag. 48
Figura 4.2 – Curve di interpolazione del raggio effettivo in funzione del carico a pressioni nominali di gonfiaggio degli pneumatici differenti.	pag. 49
Figura 4.3 – Andamento della distribuzione di carico supposta.	pag. 51
Figura 4.4 – Curva di interpolazione dei punti di LaClair.	pag. 51
Figura 4.5 – Andamento della variazione percentuale di C_{RR} e della temperatura (curva sperimentale) in funzione del tempo di rotolamento.	pag. 53
Figura 4.6 – Curva di interpolazione della variazione di CRR in funzione della temperatura dello pneumatico.	pag. 53
Figura 4.7 – Schema esplicativo del funzionamento generale del metodo.	pag. 55
Figura 4.8 – Schema dettagliato del funzionamento dell’algoritmo.	pag. 56
Figura 4.9 – Foto aerea delle piste: (a) pista prove CRF, (b) pista del centro sperimentale Balocco.	pag. 65
Figura 5.1 – Schema del ricampionamento.	pag. 68
Figura 5.2 – (a), (b), (c) andamenti delle pressioni degli pneumatici filtrate di alcune prove di acquisizione; (d) differenza tra un segnale di pressione filtrato e non.	pag. 69
Figura 5.3 – Andamenti delle temperature degli pneumatici filtrate di due prove di acquisizione.	pag. 70
Figura 5.4 – Andamenti della coppia motore erogata (a) e (b) e della velocità angolare del motore (c) e (d) di due prove differenti.	pag. 71
Figura 5.5 – (a), (b), (c) andamenti della velocità di diverse prove di acquisizione; (d) dettaglio del segnale filtrato e non.	pag. 72
Figura 5.6 – Schema di funzionamento del blocco di pre-calcolo.	pag. 73
Figura 5.7 – Andamenti dell’accelerazione e limiti di accettabilità (rosso) di diverse prove di acquisizione.	pag. 76
Figura 5.8 – Andamenti della coppia motore e relativi limiti di accettabilità (a) e (b); differenza delle velocità tra le ruote anteriori (c) e (d).	pag. 76
Figura 5.9 – Raggiungimento della convergenza del valore di raggio (a) e massa (b) nel corso dell’iterazione.	pag. 80
Figura 5.10 – (a) e (b) valori puntuali di raggio anteriore e posteriore sinistro, (c) e (d) valori puntuali di forza verticale per le ruote anteriori e posteriori relativi a due prove di acquisizione.	pag. 80

Figura 5.11 – Forza resistente calcolata e andamento della velocità corrispondente relative a due prove di acquisizione diverse.	pag. 81
Figura 5.12 – Valori di massa puntuali stimati dal modello e limiti di accettabilità per due prove differenti.	pag. 82
Figura 5.13 – Valori di massa puntuale stimati dal modello per tutte le prove di acquisizione CRF (a), (b), (c), (d), (e) e Balocco (f), (g), (h).	pag. 84
Figura 6.1 – Risultati CRF, pressione di gonfiaggio nominale degli pneumatici 1.8 bar, test 1; massa progressiva stimata in <i>real-time</i>	pag. 88
Figura 6.2 – Risultati CRF, pressione di gonfiaggio nominale degli pneumatici 1.8 bar, test 2; massa progressiva stimata in <i>real-time</i>	pag. 89
Figura 6.3 – Risultati CRF, pressione di gonfiaggio nominale degli pneumatici 1.8 bar, test 3; massa progressiva stimata in <i>real-time</i>	pag. 90
Figura 6.4 – Risultati CRF, pressione di gonfiaggio nominale degli pneumatici 2.2 bar, test 1; massa progressiva stimata in <i>real-time</i>	pag. 91
Figura 6.5 – Risultati CRF, pressione di gonfiaggio nominale degli pneumatici 2.2 bar, test 2; massa progressiva stimata in <i>real-time</i>	pag. 92
Figura 6.6 – Risultati Balocco, pressione di gonfiaggio nominale degli pneumatici 1.8 bar, test 1; massa progressiva stimata in <i>real-time</i>	pag. 93
Figura 6.7 – Risultati Balocco, pressione di gonfiaggio nominale degli pneumatici 1.8 bar, test 2; massa progressiva stimata in <i>real-time</i>	pag. 94
Figura 6.8 – Risultati Balocco, pressione di gonfiaggio nominale degli pneumatici 1.8 bar, test 3; massa progressiva stimata in <i>real-time</i>	pag. 95
Figura 6.9 – Andamento dello scostamento calcolato (a) e della stima progressiva della grandezza (b).	pag. 96
Figura 7.1 – Esempio di grafico di correlazione tra carico verticale e raggio dello pneumatico per diverse pressioni di gonfiaggio.	pag. 104

Lista delle tabelle

Tabella 4.1 – Struttura della <i>look-up table</i> $R_R-F_z-p_{infl}$ creata.	pag. 49
Tabella 4.2 – Lista dei segnali letti da TPMS.	pag. 58
Tabella 4.3 – Lista dei principali segnali letti da CAN.	pag. 59
Tabella 6.1 – Risultati CRF, pressione di gonfiaggio nominale degli pneumatici 1.8 bar, test 1; massa stimata.	pag. 88
Tabella 6.2 – Risultati CRF, pressione di gonfiaggio nominale degli pneumatici 1.8 bar, test 2; massa stimata.	pag. 89
Tabella 6.3 – Risultati CRF, pressione di gonfiaggio nominale degli pneumatici 1.8 bar, test 3; massa stimata.	pag. 90
Tabella 6.4 – Risultati CRF, pressione di gonfiaggio nominale degli pneumatici 2.2 bar, test 1; massa stimata.	pag. 91
Tabella 6.5 – Risultati CRF, pressione di gonfiaggio nominale degli pneumatici 1.8 bar, test 2; massa stimata.	pag. 92
Tabella 6.6 – Risultati Balocco, pressione di gonfiaggio nominale degli pneumatici 1.8 bar, test 1; massa stimata.	pag. 93
Tabella 6.7 – Risultati Balocco, pressione di gonfiaggio nominale degli pneumatici 1.8 bar, test 2; massa stimata.	pag. 94
Tabella 6.8 – Risultati Balocco, pressione di gonfiaggio nominale degli pneumatici 1.8 bar, test 3; massa stimata.	pag. 95

Indice

Outline

Capitolo 1 – Introduzione	pag. 1
1.1 Contesto.	pag. 1
1.2 Nomenclatura.	pag. 2
1.3 Scopo e obiettivi.	pag. 3
1.4 Scelte e limitazioni del modello.	pag. 4
1.5 Il metodo in breve.	pag. 5
Capitolo 2 – Gli pneumatici	pag. 7
2.1 Generalità.	pag. 9
2.2 Forze scambiate con il terreno.	pag. 10
2.3 Cenni sulla <i>Magic Formula</i>	pag. 11
2.4 Aderenza ed elasticità.	pag. 12
2.5 <i>Slip</i> longitudinale.	pag. 14
2.6 Raggio di rotolamento.	pag. 16
2.7 Resistenza al rotolamento.	pag. 18
2.7.1 Forza resistente.	pag. 18
2.7.2 Influenza della velocità.	pag. 20
2.7.3 Influenza del carico verticale.	pag. 20
2.7.4 Influenza della pressione di gonfiaggio.	pag. 21
2.7.5 Influenza della temperatura.	pag. 22
2.7.6 Influenza di altri fattori.	pag. 24
2.8 Pressione di gonfiaggio.	pag. 24
2.8.1 Importanza della giusta pressione di gonfiaggio.	pag. 24
2.8.2 Sistemi di monitoraggio della pressione.	pag. 25
Capitolo 3 – Dinamica longitudinale del veicolo	pag. 27
3.1 Forze agenti sul veicolo.	pag. 27
3.2 Dinamica longitudinale.	pag. 31
3.2.1 Modello teorico.	pag. 31

3.2.2	Modello motore.	pag. 32
3.2.3	Ruota fonica.	pag. 34
3.2.4	Modello dinamico equivalente.	pag. 35
3.3	Prove di <i>coastdown</i>	pag. 38
3.4	Equazione della dinamica.	pag. 41
Capitolo 4	– Approccio	pag. 45
4.1	Introduzione.	pag. 45
4.2	Strumenti di calcolo.	pag. 47
4.2.1	<i>Look-up table</i> $R-F_z-p_{infl}$: raggio effettivo.	pag. 47
4.2.2	<i>Look-up table</i> LD -massa: distribuzione del carico.	pag. 50
4.2.3	Correlazione di LaClair.	pag. 51
4.2.4	<i>Look-up table</i> $C_{RR\%}-T$: correzione C_{RR} con la temperatura.	pag. 52
4.3	Il metodo.	pag. 54
4.3.1	Dati di input.	pag. 57
4.3.2	Analisi dell’algoritmo.	pag. 59
4.4	Validazione del metodo.	pag. 64
Capitolo 5	– Stima della massa	pag. 67
5.1	Elaborazione dati.	pag. 67
5.1.1	Ricampionamento.	pag. 67
5.1.2	Filtraggio.	pag. 68
5.2	Calcolo preliminare.	pag. 72
5.2.1	Grandezze di primo tentativo, correzione e pre-calcolo.	pag. 73
5.2.2	Accettabilità preliminare.	pag. 74
5.3	Calcolo.	pag. 77
5.4	Elaborazione risultati.	pag. 81
5.4.1	Accettabilità.	pag. 81
5.4.2	Stima della massa.	pag. 84
Capitolo 6	– Risultati	pag. 87
6.1	Risultati.	pag. 87
6.2	Studi di miglioramento.	pag. 96
Capitolo 7	– Distribuzione del carico: introduzione	pag. 99
7.1	Introduzione.	pag. 99
7.2	Cenni sul metodo.	pag. 102
7.2.1	<i>Review</i> storica.	pag. 102
7.2.2	Il metodo.	pag. 103
Capitolo 8	– Conclusioni	pag. 107
Bibliografia e sitografia		
Ringraziamenti		

Outline

In questa tesi viene illustrato un modello di stima in *real-time* della massa del veicolo in moto e viene introdotto il modello di valutazione della distribuzione del carico sulle ruote ad esso associato. Si evidenziano fin da subito (capitolo 1) le limitazioni generali dei modelli e a seguire, si fa una introduzione di natura teorica su alcuni elementi che sono stati fondamentali per lo sviluppo dei modelli.

Dopo una introduzione per spiegare l'importanza degli pneumatici (capitolo 2) vengono illustrate le principali relazioni matematiche che caratterizzano i fenomeni fisici di *slip*, resistenza al rotolamento, aderenza, ecc. e che vengono utilizzate nell'algoritmo, soffermando l'attenzione sull'importanza della pressione di gonfiaggio e l'influenza che ha su vari fattori, dal comfort all'usura del battistrada alla variazione della resistenza al rotolamento e del raggio di rotolamento.

Si passa, poi, a illustrare le equazioni della dinamica del veicolo (capitolo 3) utilizzate nel modello, con riferimento alla sola dinamica longitudinale; si ricavano le forze agenti globalmente sul veicolo, si mostra come è possibile ricondurre tali forze al solo sistema motore-trasmissione-ruote e si introducono alcune procedure (ad esempio prove di *coastdown*) e/o strumenti (come la ruota fonica) per la valutazione di grandezze fondamentali all'analisi svolta.

Infine, si introduce il modello elaborato spiegando dapprima il concetto fisico-matematico (capitolo 4), accennando alla connessione con il secondo modello di valutazione della distribuzione del carico sulle ruote (qui solo introdotto). Si presentano i vari blocchi di calcolo (elaborati in ambiente MATLAB/Simulink) e la loro interazione logica (capitolo 5), i risultati ottenuti (capitolo 6) con i dati reali forniti dal Centro Ricerche Fiat e si commentano tali risultati, al fine di individuare i punti forti del metodo e le criticità emerse, oggetto di lavoro futuro.

Capitolo 1

Introduzione

1.1 Contesto

Da sempre le case automobilistiche competono nel dare ai guidatori delle proprie auto la migliore esperienza di guida possibile, cercando di soddisfare le varie esigenze e facendo in modo che la vettura risponda prontamente ai comandi del proprietario, realizzando quindi una performance ottimale. Per realizzare ciò, ingegneri e ricercatori del campo *automotive* cercano di comprendere in modo dettagliato il comportamento dinamico dei veicoli durante il moto, provando a caratterizzare i vari fenomeni con leggi fisiche applicabili in tutte le diverse condizioni di guida, sia moderate che estreme. Tali studi hanno permesso un miglioramento sempre più marcato della guidabilità del veicolo e della sua sicurezza e stabilità, soprattutto con lo sviluppo di nuovi *design* e sistemi di controllo elettronici.

Negli ultimi decenni, grazie all'introduzione dei computer di bordo, sono stati sviluppati diversi tipi di sistemi per il controllo *on-line* di parametri motore e veicolo che influiscono direttamente o indirettamente sulle prestazioni di guida e sui consumi, con lo scopo di migliorare le performance e il comfort. Molti di questi sistemi sono ottimizzati per lavorare bene in condizioni nominali o condizioni che statisticamente sono le più frequenti per una determinata classe di veicoli. Quindi, si ha spesso a che fare con modelli di tipo statico pre-calibrati, ma che si prestano bene a funzionare in modo dinamico adattivo qualora alcuni input essenziali vengano resi dinamici. Per questo motivo ultimamente si cerca di sviluppare metodi di stima *on-line* di entità che incidono in modo significativo sugli errori di calcolo dei modelli implementati in centralina e che incidono ovviamente sulle “decisioni” prese dai *controller* elettronici, tra cui metodi di stima della massa totale effettiva del veicolo e la sua distribuzione sulle ruote.

Gli incidenti stradali causano annualmente oltre un milione di morti universalmente. È

vero che a bordo veicolo ci sono tutta una serie di sistemi di sicurezza passivi come *airbag* o cinture di sicurezza, che agiscono in modo reattivo per la protezione dei passeggeri solo dopo che l'incidente è accaduto, ma non sono sufficienti. Ecco perché sono ormai resi obbligatori dalle autorità di regolamentazione dei sistemi come, ad esempio, l'ABS e l'ESP, che sono sistemi di sicurezza attiva che cercano di evitare che gli incidenti si verifichino. Molti di questi sistemi a bordo auto, che sono sistemi elettronici di controllo attivo, potrebbero usare i dati di massa e distribuzione del carico in modo da migliorare le efficienze durante l'avvio o l'arresto del veicolo e in situazioni particolari di guida (curve impegnative, asfalto bagnato o ghiacciato, partenze in salita...); tra questi ricordiamo sistemi di controllo freno (ABS), antislittamento delle ruote (ASR), di correzione della traiettoria e sterzaggio, di controllo di trazione (TCS) o ancora sistemi di controllo attivo di tipo *roll-system* e di stabilità (ESP), sistemi di controllo elettronico delle sospensioni (che utilizzano smorzatori semi-attivi collegati ad uno specifico *controller*) o anche sistemi più delicati come quello di controllo della coppia erogata.

Bisogna dire anche che queste informazioni potrebbero essere lette in modalità remota, ossia *off-line*, ad esempio tramite connessioni *wire-less* ed essere usate da strumenti di monitoraggio diagnostico o prognostico esterno dello stato del veicolo.

Il *Team ATPC (Active Tyre Pressure Control)* del Politecnico di Torino, nato dalla collaborazione tra Politecnico di Torino e FIAT con lo scopo di studiare il controllo della pressione delle gomme per ridurre il consumo di combustibile, sta ampliando sempre più il campo di ricerca; al momento, oggetto di studio prioritario è lo sviluppo di un metodo di stima della massa e della distribuzione del carico sulle ruote con due scopi: il primo, realizzare con successo la proposta di brevetto "*On-line vehicle mass and load distribution estimation*", il secondo, di ottimizzare il sistema di controllo attivo della pressione già implementato a livello prototipale in laboratorio. Si pensa, infatti, di sviluppare un modello di regolazione dinamico della pressione di gonfiaggio degli pneumatici (ATPC) con un sistema che dovrebbe essere in grado di regolare la pressione degli pneumatici di ciascuna ruota in modo continuo ed indipendente in base alle diverse condizioni di carico del veicolo e quindi alla distribuzione del carico che ne deriva su ciascuna ruota. Questo dovrebbe ovviamente avvenire senza alterare lo stato di sicurezza della vettura e senza provocare alcuna variazione di performance o comfort direttamente percettibile dal guidatore.

A monte di tutto questo, però, si deve avere un modello di stima della massa del veicolo in moto implementabile in centralina.

1.2 Nomenclatura

Per facilitare la lettura, si propongono alcune abbreviazioni dei nomi dei modelli elaborati che verranno molto spesso richiamati. Tali acronimi sono solo a scopo semplificativo e non sono riconosciuti in letteratura.

-
- Modello di stima della massa: *Mass Estimation Model* (MEM);
 - Modello di stima della distribuzione del carico: *Load Distribution Estimation Model* (LDEM);
 - Modello completo di stima della massa e distribuzione del carico: (M&LDEM).

1.3 Scopo e obiettivi

Nel presente lavoro viene esposto in modo dettagliato un metodo di stima in *real-time* della massa di veicoli automobilistici *light-duty* sviluppato, come detto, per una proposta di brevetto e si fa cenno al correlato modello di valutazione della distribuzione del carico sulle ruote, elaborato principalmente da altri componenti del *team*.

Per lo sviluppo dell'algoritmo si è dovuto rispettare una serie di vincoli dettati dal perseguimento dell'obiettivo primario: realizzare un modello semplice e possibilmente più accurato di quelli già esistenti. Semplicità e accuratezza non sono certo sinonimi, e se da un lato esiste l'esigenza di ottenere risultati quanto più vicini alla realtà e con errori minimi, dall'altro vi è la necessità di poter realizzare un modello che sia utilizzabile e realmente implementabile.

Tra requisiti e propositi, possiamo dire che il metodo deve rispettare alcune esigenze, le più importanti delle quali sono:

- capacità di funzionare in *real-time*;
- accuratezza dei risultati, con errori possibilmente inferiori al 3%;
- rapidità di ottenimento dei risultati, possibilmente entro pochi minuti (meno di 10 minuti);
- semplicità in termini computazionali perché possa essere implementato senza problemi su qualsiasi centralina di qualsiasi modello di auto con bassa allocazione di memoria;
- facilità di reperimento dei dati di input, basati essenzialmente su segnali disponibili su CAN e ottenibili da TPMS¹, senza utilizzo di sensori esterni;
- facilità di calibrazione dei parametri specifici della vettura.

Negli ultimi venti anni sono stati studiati diversi metodi (molti già brevettati) di stima della massa totale del veicolo in *real-time*, generalmente integrati a modelli di valutazione della distribuzione del carico sulle ruote, e non come nel nostro caso in cui i due modelli sono distinti seppur comunicanti. Una prima parte del lavoro è stato quindi di informazione,

¹ A proposito di ciò, si fa notare che i sensori di pressione (*Tire Pressure Monitoring System*) a bordo auto sono obbligatori per tutte le auto nuove immatricolate in Europa a partire dal 1° Novembre 2014. Ciò non significa che tutte le vetture in circolazione devono possederlo, ma che tutte quelle prodotte, senza esclusione di taglia, devono essere equipaggiate di tali sensori.

sia per valutare lo stato dell'arte, sia per stabilire un punto di partenza da cui iniziare il lavoro senza ricalcare *paths* già percorsi. A seguire, si è proceduto allo sviluppo dei codici MATLAB per poi passare in Simulink.

La fase MiL (*Model-in-the-Loop*) di sviluppo del metodo, a partire dalle equazioni fisiche e dalle correlazioni matematiche fino alla stesura del codice in Matlab, è senza dubbio la parte più onerosa in termini di lavoro. Il primo passo verso la fase HiL (*Hardware-in-the-Loop*) è rappresentato dalla traduzione del codice MATLAB in linguaggio Simulink, in modo da ottenere dei modelli in grado di “girare” in *real-time* e implementabili, a seguito di una ulteriore traduzione di linguaggio di natura procedurale (linguaggio C), sulla piattaforma CompactRIO (di *National Instruments*) dotato di un processore *real-time* per la comunicazione e l'elaborazione del segnale. Quindi, collegando una porta OBD del veicolo che simulasse l'acquisizione in *real-time* al cRIO e quest'ultimo al PC, è stato possibile ottenere delle simulazioni di funzionamento su strada del modello.

1.4 Scelte e limitazioni del modello

Per poter rispettare le esigenze elencate nel precedente paragrafo e per altri motivi di natura restrittiva (mancanza di dati, difficoltà di implementazione,...) è stato necessario fare delle scelte che sono risultate negative ai fini dell'accuratezza, ma anche in termini di completezza di modellazione: sono stati trascurati fenomeni di minore importanza o parametri di vettura e pneumatico che avrebbero complicato l'elaborazione del metodo. Si può parlare allora di limitazioni del modello, alcune delle quali sono limitazioni di dettaglio; si ricordano le più importanti:

- lentezza di convergenza dei risultati (esistono metodi che convergono addirittura in meno di un minuto con errori entro il 10%);
- accuratezza legata alla qualità del segnale di coppia motore letto da CAN (alcuni metodi utilizzano un modello di stima di coppia con l'utilizzo di un filtro di Kalman esteso, che necessita però di una quantità di input maggiore di quelli a nostra disposizione e che quindi non è stato utilizzato in questo lavoro);
- accuratezza legata alla valutazione dell'accelerazione del veicolo che è calcolata matematicamente come derivata della velocità discretizzata nel tempo con una determinata frequenza (alcuni metodi utilizzano accelerometri montati a bordo auto per la valutazione diretta dell'accelerazione longitudinale);
- semplicità in termini computazionali per assicurare compatibilità con i limiti della CPU di qualsiasi centralina;
- necessità di valutazione in *real-time* che non permette un'analisi di *post-processing* di miglioramento;
- validità del metodo relativamente alle condizioni di moto su asfalto asciutto;
- mancata considerazione di elementi minori come: efficienza della trasmissione di

coppia a terra, *slip*, variazione dell'orma di contatto dello pneumatico e quindi di *grip*, pendenza della strada – indirettamente considerata dalla valutazione di coppia (vedi paragrafo 4.1) –, angolo di inclinazione delle ruote (*camber*), e altri fattori.

Molte di queste limitazioni non possono essere superate, altre, in particolare quelle minori di dettaglio, posso essere analizzate; si specifica, infatti, che il modello MEM qui presentato non rappresenta una versione definitiva dal momento che i termini del progetto POC non sono ancora scaduti, per cui si ha tempo per realizzare miglioramenti, alcuni dei quali sono proposti nel paragrafo 6.2.

1.5 Il metodo in breve

Il modello MEM presentato è stato elaborato a partire dalle equazioni fondamentali della dinamica longitudinale del veicolo in moto, in particolare l'equazione di bilancio di potenza che sta alla base dell'algoritmo. L'equazione fondamentale viene scomposta in tutti i suoi addendi e fattori, cercando di differenziare il più possibile le grandezze in gioco in modo da ridurre le incertezze di calcolo legate a valori medi o stimati. Vengono introdotti, a tale fine, calcoli di interpolazione sperimentale, blocchi iterativi correlati a studi di convergenza, relazioni normative e relazioni dinamiche matematiche. Si precisa, tuttavia, che la difficoltà di utilizzo di alcuni strumenti o l'elevato peso computazionale di alcune soluzioni hanno fatto sì che sia stata scelta una strada più semplice e meno accurata, scelta nata da un *trade-off* costo-beneficio.

Da un punto di vista del tutto generale, facendo riferimento alla figura 1.1, il modello MEM può essere rappresentato da un blocco che svolge quattro funzioni:

- elaborazione dati di input, distinti in dati costanti (dati costruttivi e nominali di pneumatici e veicolo) e dati letti in *real-time* ad ogni istante di tempo t da CAN e dal sistema di monitoraggio della pressione degli pneumatici TMPS;
- pre-calcolo, per valutare se i dati in ingresso rispondono a requisiti preliminari;
- calcolo, ricorrendo anche a equazioni di interpolazione che variano a seconda di alcune condizioni e *look-up tables*;
- elaborazione risultati, scartando i valori che non rispettano determinate condizioni di accettabilità o che sono fisicamente insignificanti.

Questo iter viene eseguito ogni istante di tempo, e i valori di massa in uscita mediati in modo progressivo² fino ad ottenere un valore di stima finale. Entra qui in gioco il secondo modello LDEM, che va ad utilizzare questo dato di output del MEM come input per la valutazione della distribuzione del carico sulle ruote. A sua volta, l'output del LDEM,

² Nel paragrafo 4.1 è giustificata tale scelta.

andato a convergenza, sarà utilizzato come input dal modello MEM, andando così ad ottenere un *loop* (continuo da un punto di vista logico, discontinuo da un punto di vista temporale poiché si deve attendere un tempo necessario ad ottenere un valore di output di convergenza). Bisogna dire, tuttavia, che questa interazione è ancora in fase di studio e ottimizzazione.

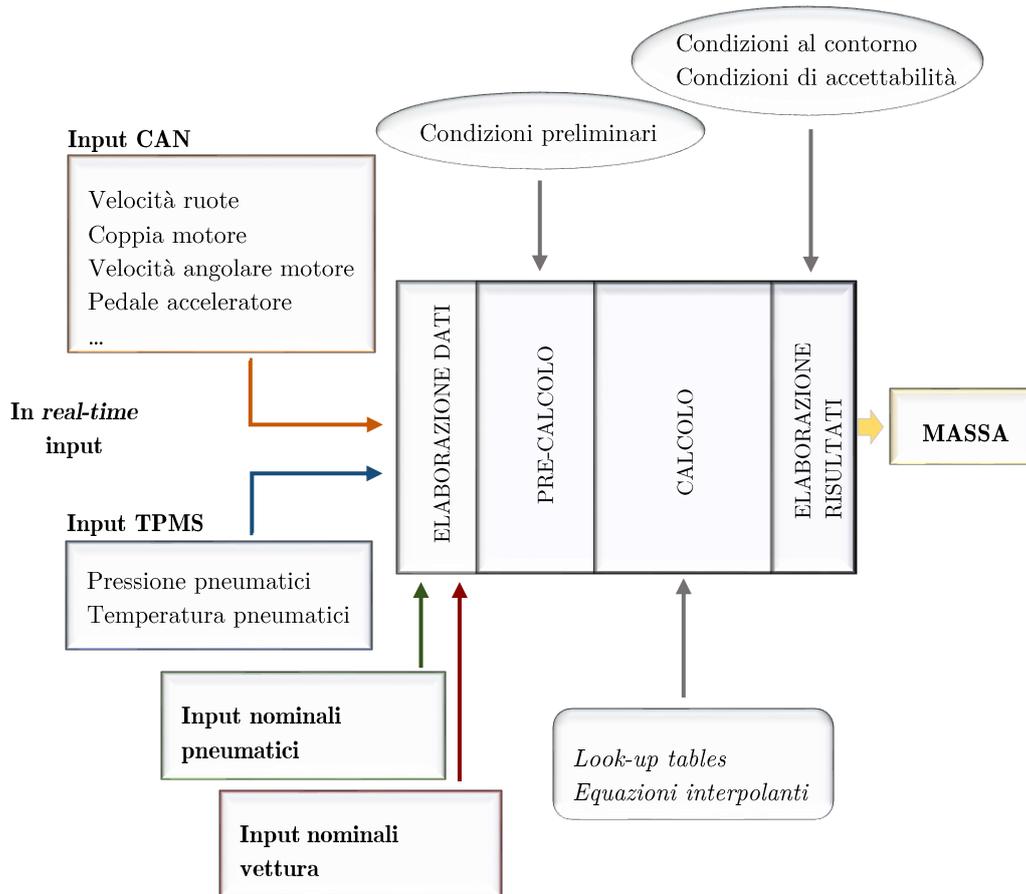


Figura 1.1 – Schema riassuntivo del funzionamento del metodo di stima della massa

Capitolo 2

Gli pneumatici

Negli ultimi vent'anni sono stati compiuti enormi progressi nell'ingegneria dei telai al quale è seguito un miglioramento delle caratteristiche di guidabilità; i veicoli di oggi sono significativamente più sicuri e al tempo stesso più confortevoli rispetto alle automobili del passato. Le ragioni di questo progresso, però, sono principalmente dovute all'avvenire dei vari sistemi elettronici (dal controllo motore *torque-based* ai sistemi di diagnostica sofisticati affidati alla centralina, dai meccanismi di iniezione elettronica con l'utilizzo di elettrovalvole alla sensoristica del veicolo) e nell'accurata progettazione e messa a punto dell'intero sistema motore-veicolo, ad esempio utilizzando i moderni metodi di analisi e simulazione. In questo contesto, l'importanza della modellazione e della simulazione del comportamento degli pneumatici diventa sempre più significativo. Uno dei più importanti metodi di modellazione dello pneumatico è quello basato sulla *Magic Formula* di Pacejka (paragrafo 2.3) poiché è in grado di considerare *slip*, curvatura, condizioni di carico, cambiamenti di pressione (limitatamente) e dà grandi vantaggi in termini di accuratezza e semplicità computazionale [1].

In questo studio, ci si limita alla valutazione di alcune grandezze richiamando Pacejka, senza però l'utilizzo della *Magic Formula*.

Le case produttrici di pneumatici eseguono continue ricerche sulla dinamica del veicolo e l'influenza che gli pneumatici comportano su essa. Come detto, le ruote e quindi gli pneumatici sono gli elementi che sostengono il carico verticale del veicolo e hanno un'enorme importanza nel campo delle prestazioni di guida, dal momento che hanno la funzione di generare forze e momenti necessari al moto della vettura e di generare trazione contro il suolo. Per comprendere l'importanza degli pneumatici basta pensare alle vetture di Formula-1, che dispongono delle più avanzate tecnologie esistenti e rappresentano il miglior esempio di propulsione su strada: sebbene le varie vetture siano equipaggiate di motori,

sistemi di frenatura e di sospensione molto simili, spesso, a far la differenza in gara sono proprio gli pneumatici montati [2].

Anche nell'ambito commerciale, gli pneumatici sono scelti per ciascun veicolo in base alle caratteristiche fisiche e meccaniche della struttura, ma anche in base al range di peso che quel veicolo può supportare in condizioni nominali di utilizzo. Se si applica un carico in eccesso alle ruote, fuori dal range ottimale per cui sono stati studiati, gli pneumatici sono soggetti a uno stress eccessivo e ciò potrebbe portare a una riduzione di sicurezza su strada o comunque a una riduzione della vita attesa.

Bisogna dire, però, che la manutenzione dello pneumatico e delle ruote, generalmente, è attribuita al buon senso del guidatore, al quale è consigliato di mantenere una pressione di gonfiaggio prossima ad un valore indicato e di controllare l'usura del battistrada. In particolare, la pressione di gonfiaggio gioca un ruolo fondamentale su più fronti, dal momento che influenza non solo il comfort e la sicurezza di guida, ma anche i consumi. È noto alle industrie produttrici di pneumatici che la pressione ottimale di gonfiaggio dipende fortemente dalle condizioni di carico del veicolo, ma tale relazione di dipendenza pressione-carico non è fornita all'utente, anche perché il peso effettivo totale del veicolo non è facilmente calcolabile in *real-time*, così come la sua distribuzione sulle quattro ruote. Dal momento che la pressione di ottimo aumenta con il carico, l'unica opzione accettabile in campo statico (senza possibilità di usufruire di un sistema automatico che vari dinamicamente la pressione di gonfiaggio in base alle condizioni di carico del veicolo) è quella di stabilire una pressione massima ad un valore di carico massimo, il più pericoloso in condizioni di guida. Questo valore di pressione può portare, però, a problemi di instabilità di guida (soprattutto sul bagnato o in curva), riduzione dell'area di contatto pneumatico-suolo durante le frenate, usura non omogenea o preventiva dello pneumatico [3]. Tutto ciò fa capire l'importanza del controllo della pressione di gonfiaggio, così come la necessità di conoscere la massa totale effettiva del veicolo in *real-time* e la sua distribuzione sulle ruote.

Come detto, lo pneumatico realizza il collegamento tra il veicolo e la strada: esso contribuisce in modo prioritario sulle caratteristiche di guida ed è un fattore importante non solo per il comfort (meccanico ed acustico), ma anche per le prestazioni di tenuta su strada, stabilità, trazione e sicurezza. Entrano in gioco, quindi, aderenza e resistenza al rotolamento, fattori che dipendono in prima battuta dalla deformazione dello pneumatico e dalla dissipazione energetica associata. Relativamente a quest'ultima, si ha la dipendenza sia dalle caratteristiche costruttive (struttura, composizione, geometria) sia da variabili esterne di tipo dinamico (velocità del veicolo, condizioni di carico), fisico (pressione di gonfiaggio, temperatura) o ambientale (caratteristiche del manto stradale come rugosità, friabilità o anche umidità) [4]. Dal momento che l'effetto dissipativo gioca un ruolo importante per avere buona aderenza, e quindi stabilità e prestazioni, ma porta anche ad avere maggiore resistenza al rotolamento, e quindi maggiori forze resistenti all'avanzamento, le case costruttrici si trovano a dover scegliere opportunamente le caratteristiche costruttive in una finestra di *trade-off* data da prestazioni vs consumi.

2.1 Generalità

La principale operazione richiesta al pneumatico di un veicolo è reggere il peso che vi grava, scambiando forze verticali con l'area di impronta e scambiare con la stessa area forze longitudinali e trasversali per controllare il movimento del mezzo in termini di trazione e slittamento laterale. Responsabile del mantenimento del carico e della trasmissione di tutte le forze applicate è la carcassa dello pneumatico, mentre garante dell'interazione con il terreno è il battistrada. Esiste in Europa un'organizzazione chiamata ETRTO (*European Tyre & Rim Technical Organization*) che provvede a dare specifiche standard riguardo alla costruzione degli pneumatici che coinvolgono tutte le caratteristiche geometriche, dal diametro esterno alla larghezza e diametro effettivo o nominale del cerchio, dalla larghezza della sezione nominale del battistrada in assenza di carico al rapporto tra altezza e larghezza della sezione, oltre ai valori di riferimento della pressione di gonfiaggio e velocità massima [5].

Come già accennato, una delle funzioni principali richiesta ad uno pneumatico è la capacità di distribuire le forze verticali in un'orma di contatto con il suolo che deve essere sufficientemente estesa per poter assorbire le irregolarità della strada. Perché la trasmissione delle forze avvenga in maniera corretta, è necessario che le rigidità dello pneumatico nelle direzioni diverse siano in un corretto bilanciamento. Uno pneumatico radiale, per fare un esempio, ha rigidità verticale ridotta, il che amplifica la deformazione radiale; la rigidità circonferenziale è invece elevata, per cui si hanno deformazioni circonferenziali minori; in tal modo si riescono a ottenere notevoli forze laterali e ad assicurare un miglior comfort.

Il battistrada, che è parte dello pneumatico a contatto con il terreno è realizzato in gomma vulcanizzata, con una struttura tale da ottenere un buon compromesso tra aderenza, resistenza al rotolamento e usura. Il battistrada è l'unico responsabile dello scambio di forze d'attrito con il terreno. L'interazione tra il battistrada e il terreno è data dalla forma e dall'orientamento dei tasselli che lo costituiscono. Le gole tra i tasselli servono al drenaggio dell'acqua in caso di strada bagnata per aumentare l'attrito.



Figura 2.1 – Esempio di struttura dello pneumatico [1']

2.2 Forze scambiate con il terreno

In tutti i veicoli moderni tutte le forze resistenti che vengono applicate al veicolo, ad eccezione della forza aerodinamica, sono generate nella stessa area di contatto in cui viene trasferita la coppia al terreno per la propulsione. Questa interazione battistrada-suolo determina il modo in cui il veicolo gira, frena e accelera. Al fine dello studio della dinamica del veicolo è essenziale la conoscenza del comportamento dello pneumatico per valutare le forze e i momenti che agiscono sulla ruota.

Si definisce un sistema di riferimento proposto dalla SAE (*Society of Automotive Engineers*) mostrato in figura 2.2.

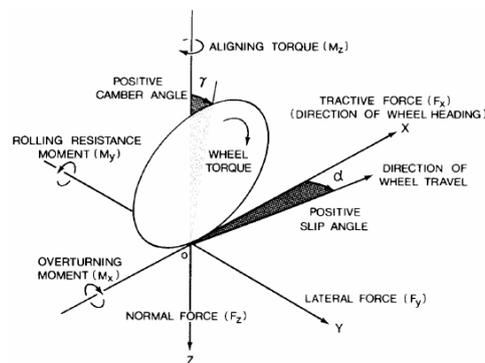


Figura 2.2 – Sistema di riferimento per una ruota (secondo SAE) [2']

L'origine del sistema di riferimento è posto al centro del contatto pneumatico-suolo; l'asse x ha direzione positiva nel senso di trazione, l'asse z è perpendicolare al piano di appoggio; di conseguenza l'asse y è nel terreno con direzione tale che si abbia una terna destrorsa. Si suppone che tutte le forze siano applicate al centro dell'orma di contatto. Si possono individuare la forza di trazione longitudinale F_x che è la componente nella direzione x della forza risultante esercitata dallo pneumatico a terra, la forza laterale F_y e la forza normale F_z dovuta al carico sostenuto verticalmente dalla ruota. Analogamente, si individuano il momento di ribaltamento M_x , di resistenza al rotolamento attorno all'asse y e il momento di auto-allineamento M_z . Il momento applicato allo pneumatico dal veicolo è la coppia all'asse ruota C_w [6].

Ci sono inoltre due angoli importati associati allo pneumatico, e sono l'angolo di slittamento laterale α , o di curvatura, e l'angolo di inclinazione della ruota γ .

Dal momento che nelle ipotesi di base dello sviluppo del metodo si è assunto un funzionamento del modello solo in rettilineo (dinamica longitudinale), la forza F_y non sarà presa in considerazione poiché teoricamente nulla, così come l'angolo di *slip* laterale.

2.3 Cenni sulla *Magic Formula*

Negli ultimi 20 anni H. B. Pacejka ha sviluppato dei metodi di modellazione degli pneumatici che sono stati nominati *Magic Formula* a causa della particolare struttura dell'equazioni coinvolte, che sembrano essere svincolate dalla fisica dei fenomeni descritti. In tali formulazioni viene richiamata un'ampia varietà di coefficienti e fattori relativi alle caratteristiche costruttive dello pneumatico e alle condizioni di funzionamento, fino anche a 20 coefficienti. La *Magic Formula* è oggi ampiamente utilizzata nell'ambito della simulazione, perché permette una valutazione semplice e piuttosto accurata delle forze longitudinali e laterali agenti sulla ruota nell'orma di contatto, e dei momenti di auto-allineamento. I principali fattori coinvolti sono il coefficiente di attrito μ_x , lo *slip* longitudinale e laterale e i relativi angoli, l'angolo di inclinazione delle ruote γ .

La forma generale della *Magic Formula* è

$$y(x) = D \operatorname{sen} \left\{ C \arctan \left[B \cdot x - E \left(B \cdot x - \arctan(B \cdot x) \right) \right] \right\} \quad (2.1)$$

con

$$\begin{cases} Y(x) = y(x) + S_V \\ x = X + S_H \end{cases} \quad (2.2)$$

dove

- Y è la variabile di output, ossia F_x , F_y o M_z ;
- X è la variabile di input (ad esempio k);
- B fattore di rigidezza;
- C fattore di picco;
- E fattore di curvatura (dell'andamento);
- S_H spostamento orizzontale;
- S_V spostamento verticale.

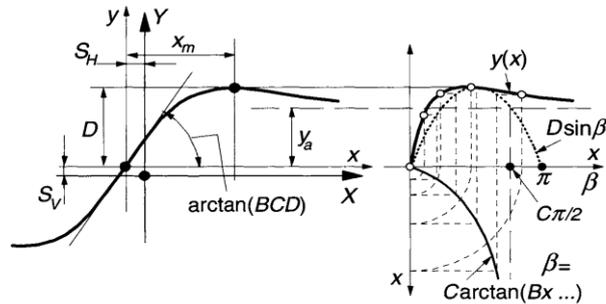


Figura 2.3 – Curva prodotta dall'originale funzione seno della *Magic Formula* [3]

In figura 2.3 è rappresentato l'andamento tipico della *Magic Formula*. Si nota che la curva, antisimmetrica rispetto all'origine, passa per l'origine degli assi, raggiunge un valore di picco determinato dal fattore C e con una pendenza pari al prodotto BCD , poi tende ad appiattirsi asintoticamente. Il fattore E è introdotto per controllare la curvatura al picco e allo stesso tempo la sua posizione orizzontale [7].

A titolo di esempio vengono riportati (figura 2.4) anche gli andamenti descritti dalla *Magic Formula* relativamente alla forza laterale F_y e al momento di auto-allineamento M_z per valori differenti di carico verticale agente sulle ruote e per stesso valore di angolo di inclinazione γ , in questo caso nullo.

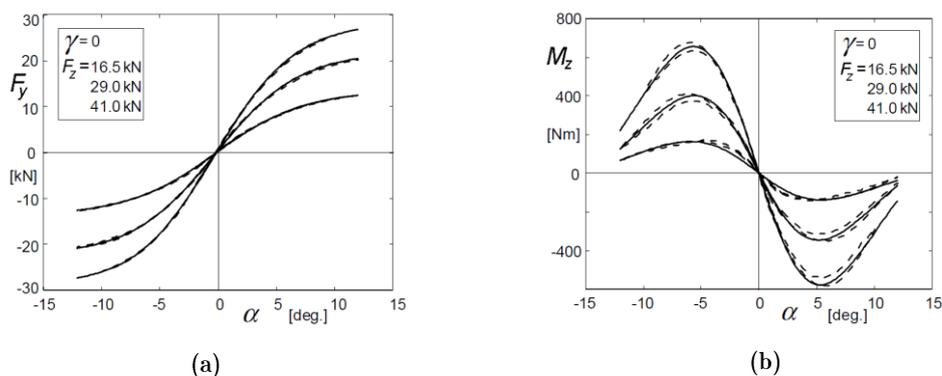


Figura 2.4 – Curva caratteristica della forza laterale (a) e del momento di auto-allineamento (b) valutate con la *Magic Formula*

2.4 Aderenza ed elasticità [8]

La deformazione dello pneumatico è la causa della formazione dell'orma di contatto a terra, che idealmente, se il corpo fosse rigido, sarebbe una linea, generando la presa e quindi l'aderenza. Lo studio sull'aderenza su strada non considera l'elasticità del fondo. L'adesione fisica tra i due materiali e le deformazioni della gomma dovute alle irregolarità del fondo danno come risultato finale l'aderenza dello pneumatico al suolo. Il primo dei due fenomeni, su strada asciutta, contribuisce per circa il 70% dell'effetto totale.

Per quanto riguarda invece l'aderenza su strada bagnata, questa dipenderà dalla quantità d'acqua presente. Si possono distinguere tre situazioni:

- lo strato d'acqua è molto consistente e si riscontra il fenomeno dell'*aquaplaning* che non rende possibile l'adesione per deformazione locale e le forze tangenziali per il moto devono essere calcolate con la teoria dei fluidi a seconda della viscosità; in questo caso, nessuna azione sugli pneumatici ha alcuna reazione diretta sulla traiettoria del veicolo;

-
- lo strato d'acqua è eccessivamente ridotto (un film liquido) per cui non si ha adesione ma solo deformazione, ammesso che abbia una discreta rugosità.
 - situazione intermedia tra quelle citate, fenomeno che avviene nella realtà e ricercato dai costruttori di pneumatici, che avviene grazie alla realizzazione delle scanalature nel battistrada; si avrà in questo caso una parte di impronta che vedrà un meato fluido abbastanza spesso da poter avere una spinta idrodinamica, mentre l'altra si comporterà come sull'asciutto.

Facendo riferimento al sistema di assi introdotto nel paragrafo 2.2, è possibile definire i coefficienti di attrito longitudinali e laterali come il rapporto rispettivamente della forza di attrito longitudinale e di quella laterale con la forza verticale.

$$\mu_{x,y} = \frac{F_{x,y}}{F_z} \quad (2.3)$$

Di particolare interesse è quello longitudinale μ_x , che viene introdotto anche per la valutazione dello *slip* longitudinale (figura 2.6) all'interno della *Magic Formula* di Pacejka, sebbene poi non usata nel modello.

Possiamo a questo punto illustrare le condizioni di aderenza dello pneumatico al suolo. In primo luogo, diciamo che il contatto battistrada-terreno sarà senza *drift* (scivolamento) se è soddisfatta la condizione

$$|F_x| \leq \mu_{x,s} |F_z| \quad (2.4)$$

dove F_x e F_z sono le componenti della forza tangenziale e normale trasferita nel punto di contatto e μ_s rappresenta il coefficiente di attrito statico che dipende dalle caratteristiche dei materiali in presa.

Inoltre, se la precedente relazione non è soddisfatta e si ha *drift* bisogna introdurre il coefficiente d'attrito di slittamento (o pattinamento) μ_d . Per questa condizione critica di interazione pneumatico-suolo, si può scrivere analogamente a prima

$$|F_x| \leq \mu_{x,d} |F_z| \quad (2.5)$$

Infine, un'altra qualità da tener presente è il comportamento elastico dello pneumatico, che può essere paragonato ad una struttura deformabile elasticamente con smorzamento interno. La carcassa può essere considerata come una membrana piena d'aria a pressione costante, alla quale viene applicato un carico verticale relativamente ad una zona. La membrana regge solo a patto che si formi un'area di dimensioni tali per cui la pressione riesca a generare una forza sufficiente a sopportare il carico verticale applicato, ossia un'orma di contatto che si estende in modo inversamente proporzionale alla pressione,

longitudinale. In accordo con la notazione di Pacejka, si fa distinzione tra velocità longitudinale delle setole (*slip speed*) V_{sx} , quella al centro della ruota V_x e la velocità lineare di rotolamento V_r definita come

$$V_r = \omega_w R_e = V_x - V_{sx} \quad (2.6)$$

dove ω_w è la velocità angolare della ruota e R_e il raggio di rotolamento libero.

Quando lo pneumatico rotola, la prima setola che entra in contatto con il suolo è perpendicolare ad esso (figura 2.5), l'ultima ha la massima flessione. Una setola in presa con il suolo ha la base che si sposta, in un tempo $\Delta t = (a - x) / V_r$, nel verso opposto al verso del moto, producendo una freccia (*deflection*) longitudinale

$$u = -V_{sx} \frac{a - x}{V_r} = -(a - x) \frac{V_{sx}}{V_x - V_{sx}} \quad (2.7)$$

In questo modo si spiega la nascita dello *slip*

$$k = \frac{u}{a - x} \quad (2.8)$$

che può essere espresso come rapporto tra la velocità longitudinale al centro della ruota e la velocità nel centro di *slip*

$$k = -\frac{V_{sx}}{V_x} \quad (2.9)$$

e riprendendo l'equazione 2.6, prende la sua forma di pratico utilizzo

$$k = -\frac{V_x - R_e \omega_w}{V_x} \quad (2.10)$$

Un discorso parallelo può essere fatto per introdurre lo *slip* laterale che si viene a creare nelle condizioni di curvatura, ossia quando il moto non è puramente rettilineo e nasce quindi una forza F_y che produce una flessione laterale delle setole (secondo il *brush model* di Pacejka) dovuta alla componente laterale della velocità V_y . Di conseguenza può essere introdotto un angolo di *slip*

$$\tan \alpha = -\frac{V_y}{V_x} \quad (2.11)$$

Dal momento che questo studio si basa sulla dinamica longitudinale, quest'ultimo non sarà preso in considerazione. Per quanto riguarda lo *slip* puramente longitudinale, invece, è stato valutato ad ogni istante così come si è studiato l'andamento della forza F_x (figura 2.6) con l'utilizzo della *Magic Formula*, ma dal momento che l'entità dello *slip* delle prove è piuttosto ridotto si è pensato di ignorare tale fenomeno.

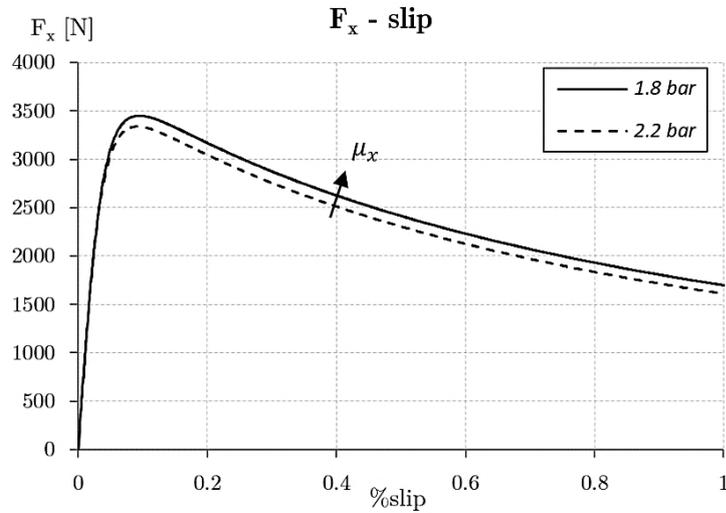


Figura 2.6 – Curva della F_x ottenuta per due pressioni di gonfiaggio nominale dello pneumatico differenti, ottenuta con un carico verticale F_z pari a 3050 N

2.6 Raggio di rotolamento

Il raggio dello pneumatico è la misura della distanza tra il centro della ruota e il fondo stradale; questa grandezza non è una costante, poiché non abbiamo a che fare con un corpo rigido, ma varia a causa della deformazione radiale dello pneumatico. Possiamo definire un raggio nominale R_0 (*unloaded radius*) valutato in assenza di carico verticale applicato e un raggio sotto carico R_l (*loaded radius*) misurato in condizioni di carico statico. Ora, considerando una ruota in moto di puro rotolamento su un suolo piano senza applicazione di forze di frenata o coppia motrice, si può definire un raggio efficace R_R introducendo la velocità di avanzamento

$$v = \omega_w R_R \quad (2.12)$$

Durante il rotolamento bisogna considerare non solo la deformazione radiale, ma anche quella circonferenziale. Questo comporta che il centro di istantanea rotazione non coincida con il centro dell'orma di contatto, ma sia al di sotto del piano di appoggio. Allora, possiamo dire che la velocità periferica di qualsiasi punto circonferenziale dello pneumatico varia periodicamente, come illustrato in figura 2.7. Analizzando lo sforzo intorno al punto di contatto A e conoscendo la correlazione diretta tra il raggio e la velocità longitudinale, è possibile notare il corrispondente raggio minore dello *unloaded radius*, a causa della compressione e di conseguenza la minore velocità tangenziale [6].

In definitiva si può scrivere che il raggio effettivo sarà un valore compreso tra il valore

nominale e il *loaded radius*

$$R_l < R_R < R_0 \quad (2.13)$$

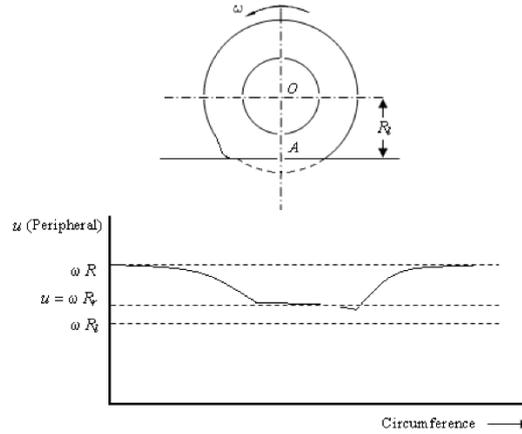


Figura 2.7 – Riduzione del raggio di rotolamento sotto carico rispetto a quello nominale e variazione della velocità periferica

Nell’algoritmo relativo al MEM proposto, il raggio di rotolamento effettivo viene valutato in tempo reale introducendo la formulazione di Pacejka

$$R_R = R_0 + \Delta r - \frac{F_{z0}}{C_{Fz}} \left\{ D_{reff} \tan^{-1} \left(B_{reff} \frac{C_{Fz}}{F_{z0}} \rho_z \right) + F_{reff} \frac{C_{Fz}}{F_{z0}} \rho_z \right\} \quad (2.14)$$

in cui ρ_z è la freccia di deformazione dello pneumatico, R_0 è il raggio di rotolamento nominale, C_{Fz} è la rigidità verticale dello pneumatico relativamente al carico nominale F_{z0} , Δr è la variazione di raggio dovuta alle forze centrifughe; B_{reff} , D_{reff} , F_{reff} sono coefficienti di correlazione non-lineare tra il raggio effettivo e la freccia di deformazione statica dello pneumatico. Data la scarsa influenza della variazione di raggio con la velocità, l’addendo Δr sarà trascurato.

In particolare, il raggio nominale può essere calcolato a partire dai dati geometrici dello pneumatico o viene comunque fornito dai costruttori, così come vengono forniti i coefficienti B_{reff} , D_{reff} , F_{reff} i quali sono funzione della pressione di gonfiaggio

$$\begin{aligned} B_{reff} &= B_{reff}(p_{infl}) \\ D_{reff} &= D_{reff}(p_{infl}) \\ F_{reff} &= F_{reff}(p_{infl}) \end{aligned} \quad (2.15)$$

Analogamente si dispone dei coefficienti statici C_{Fz} e F_{z0} . Infine, si dispone delle curve

iso-deflection fornite dal costruttore (nel nostro caso Michelin) al fine di poter valutare la freccia di deformazione³ ρ_z la quale dipende dalla pressione di gonfiaggio e dal carico verticale.

$$\rho_z = \rho_z(p_{infl}, F_z) \quad (2.16)$$

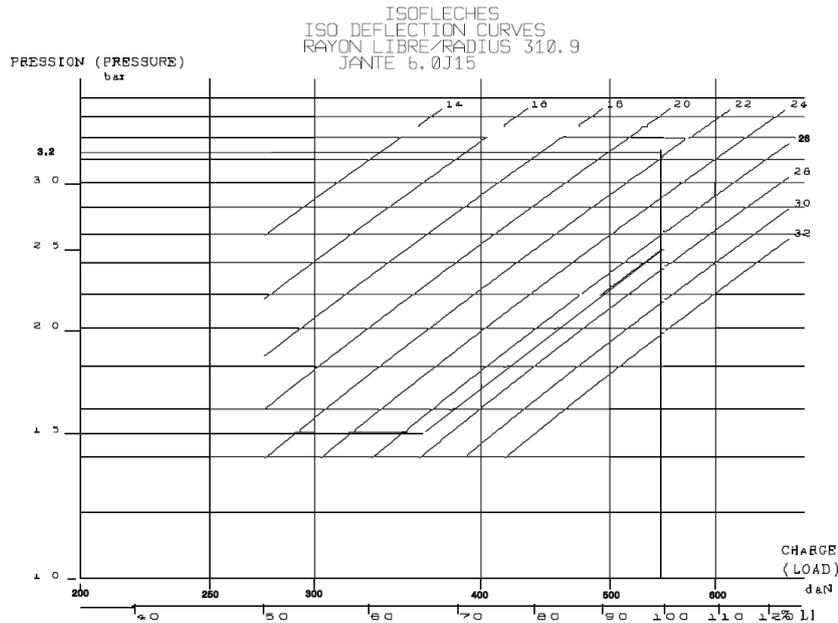


Figura 2.8 – Curve *iso-deflection* di uno pneumatico (fonte: Michelin)

Ogni curva è relativa a un valore di freccia di deformazione (statica) ρ_z , ottenuto applicando un determinato carico verticale sullo pneumatico gonfiato ad una certa pressione. Tali curve verranno riprese successivamente e saranno fondamentali per la valutazione della relazione $R_R-F_z-p_{infl}$.

2.7 Resistenza al rotolamento

2.7.1 Forza resistente

Si consideri una ruota che ruoti liberamente su una superficie piana. Se sia la ruota che la strada fossero perfettamente rigidi, non ci sarebbe alcuna resistenza e di conseguenza non ci sarebbe bisogno di esercitare una forza di trazione. Nella realtà, ovviamente, i corpi perfettamente rigidi non esistono e sia la strada che la ruota sono soggette a deformazione

³ La procedura per ottenere una equazione di freccia in funzione del carico e pressione di gonfiaggio, e la correlazione con il raggio è spiegata di seguito nel paragrafo 4.2.1.

della superficie di contatto, con priorità alla ruota che ha una deformabilità ordini di grandezza maggiore rispetto al suolo (eccetto situazioni particolari di “fuoristrada” non usuali). Infatti, per uno pneumatico, i principali responsabili della resistenza al rotolamento sono i meccanismi viscoelastici (Schurling) che provocano una conversione di energia meccanica in calore che si ha ciclicamente nella fase di deformazione quando si crea l’orma di contatto (effetto d’isteresi). Incidono anche la resistenza aerodinamica della ruota, l’attrito tra le tele e la gomma, ma in maniera meno significativa.

La distribuzione della pressione di contatto, che in condizioni di fermo è simmetrica rispetto al centro della zona di contatto, perde di simmetria quando la ruota è in rotazione e la risultante F_z si sposta in avanti producendo una coppia $M_y = -F_z \Delta x$ rispetto all’asse di rotazione. La resistenza al rotolamento è definita come la forza che deve essere applicata al centro della ruota con direzione parallela all’asse x in modo che il momento generato attorno a una retta, passante per il centro del contatto a terra e parallelo all’asse di rotazione, bilanci il momento della forza di contatto dello pneumatico attorno a questa stessa retta [6].

Si consideri una ruota in rotolamento libero su strada piana con il relativo piano medio coincidente con il piano $x-z$ ($y = 0$) come indicato in figura 2.9. Supponendo che non sia applicata nessuna forza di trazione o momento frenante, se non un momento di resistenza aerodinamica M_f , l’equazione di equilibrio attorno al centro della ruota risolto in F_{roll} (resistenza al rotolamento) è

$$F_{roll} = \frac{-F_z \Delta x + M_f}{R_t} \quad (2.17)$$

Siccome il Δx e il momento non sono di facile determinazione, tale formula è puramente teorica, motivo per cui nella pratica, si valuta la resistenza al rotolamento in funzione del carico verticale sopportato dalla ruota, introducendo un coefficiente di resistenza al rotolamento (espresso in kg/ton o N/kN) C_{RR} .

$$F_{roll} = C_{RR} \cdot F_z \quad (2.18)$$

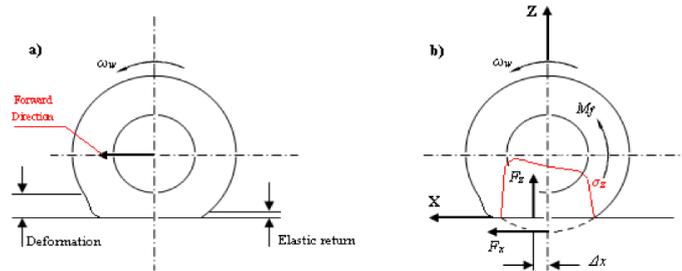


Figura 2.9 – (a) deformazione dello pneumatico dovuta al rotolamento; (b) forze applicate allo pneumatico in rotolamento [4’]

Per la determinazione sperimentale di tale coefficiente esistono procedure standardizzate illustrate da normative ISO, come la ISO 8767 valida per mezzi *light-duty*.

2.7.2 Influenza della velocità

Fino alla velocità di circa 80÷100 km/h la dipendenza del coefficiente di resistenza al rotolamento dalla velocità è pressoché trascurabile, o comunque descritta perfettamente da un polinomio di primo grado lineare con la v , in cui, in realtà, il coefficiente di primo grado è trascurabile. All'aumentare della v , la variazione dal caso nominale diventa significativa a causa delle resistenze aerodinamiche (che variano con il quadrato della velocità). Intervengono, inoltre, vibrazioni e maggiore deformazione dello pneumatico che portano la resistenza al rotolamento ad essere più incisiva [9].

Si può descrivere la dipendenza del coefficiente C_{RR} dalla velocità di avanzamento con un polinomio quadratico del tipo

$$C_{RR} = B_0 + B_1 v + B_2 v^2 \quad (2.19)$$

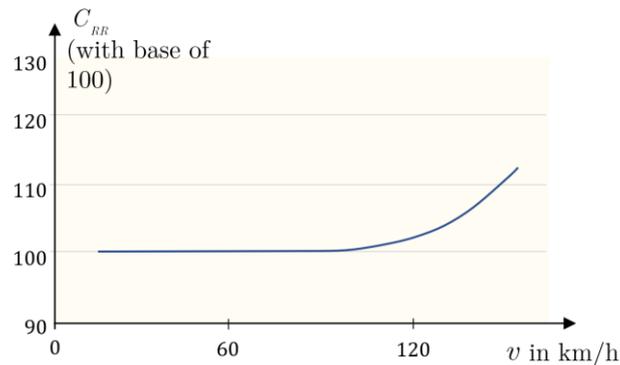


Figura 2.10 – Andamento qualitativo della variazione del coefficiente di resistenza al rotolamento con la velocità [5’]

2.7.3 Influenza del carico verticale

Una leggera dipendenza del coefficiente di resistenza al rotolamento viene data anche dal carico applicato: si osserva una diminuzione al crescere del carico dovuta a fenomeni viscoelastici di cui accennato prima, e che sono sempre meno importanti al crescere della temperatura. Da ciò si evince che è il coefficiente di resistenza al rotolamento a decrescere e non la resistenza al rotolamento in quanto vale [8]

$$F_{roll} = C_{RR} \cdot F_z \quad (2.20)$$

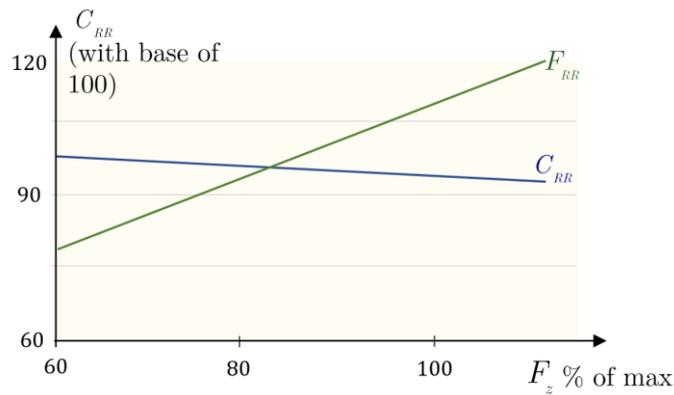


Figura 2.11 – Andamento qualitativo della variazione del coefficiente di resistenza al rotolamento e della forza resistente con il carico verticale [5']

2.7.4 Influenza della pressione di gonfiaggio

Come si può immaginare, l'aumento della pressione di gonfiaggio provoca un aumento della rigidità dello pneumatico che comporta, come conseguenza, una riduzione della deformazione nella fase in cui si genera l'orma di contatto riducendo, l'energia dissipata. Quindi anche la resistenza al rotolamento dipende dalla pressione di gonfiaggio, in particolare aumenta al diminuire di quest'ultima. Una descrizione di questa dipendenza è data dai punti di LaClair [9] che descrivono la variazione percentuale di C_{RR} in funzione della pressione di gonfiaggio. Una relazione che interpola molto bene tali punti è del tipo

$$C_{RR,\%} \Big|_{T=const} = \alpha \cdot p_{infl}^{\beta} \quad (2.21)$$

relazione che viene esplicitata nel paragrafo 4.2.3 usata per la correzione del C_{RR} nominale e per la correzione dei coefficienti di *coastdown* come sarà spiegato nel capitolo 4.

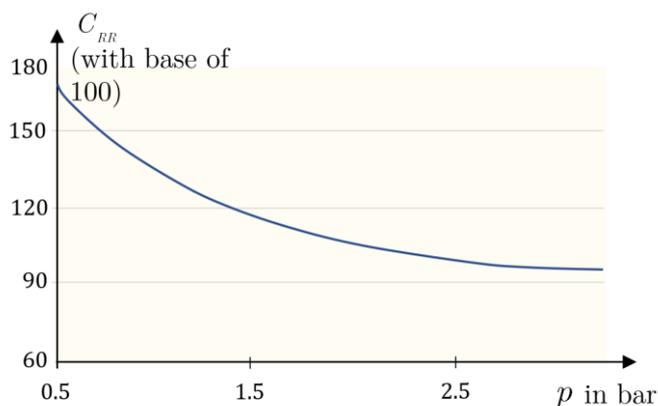


Figura 2.12 – Andamento qualitativo della variazione del coefficiente di resistenza al rotolamento con la pressione di gonfiaggio degli pneumatici [5']

Per la ditta produttrice Michelin [10], la variazione del coefficiente di resistenza al rotolamento in funzione della p_{infl} e del carico applicato può essere adeguatamente rappresentata dalla relazione

$$C_{RR} = C_{RR,ISO} \left(\frac{p}{p_{ISO}} \right)^\alpha \cdot \left(\frac{F_z}{F_{z,ISO}} \right)^\beta \quad (2.22)$$

in cui p è la pressione di gonfiaggio, mentre α e β sono ottenuti sperimentalmente e valgono rispettivamente, relativamente agli pneumatici per veicoli *light-duty*, -0.4 e 0.85.

2.7.5 Influenza della temperatura

Come si capirà meglio successivamente, i modelli MEM e LDEM elaborati presuppongono che lo pneumatico sia regimato termicamente, affinché i risultati siano stimati con un errore nullo rispetto all'influenza della temperatura; questo significa che lo pneumatico deve aver raggiunto una temperatura mediamente stabile in cui le variazioni attorno a questo valore sono limitate e relazionate alla velocità di avanzamento. È chiaro che questa è un'ipotesi piuttosto forzata, dal momento che la velocità di rotolamento gioca un ruolo fondamentale, poiché determina la frequenza di ciclicità di deformazione (isteresi) e le perdite interne associate. In altre parole, in un ciclo urbano con continui *start&stop* e basse velocità, la temperatura dello pneumatico potrebbe non riuscire a raggiungere una temperatura stabile se parte "a freddo"; al contrario in un ciclo extraurbano. Proprio per ridurre al minimo l'errore che nasce considerando un C_{RR} costante con il variare della temperatura (letta da TPMS insieme con la pressione), è stata sviluppata una correlazione basata su dati sperimentali (vedi paragrafo 4.2.4).

Sperimentalmente si osserva che la temperatura dell'aria interna allo pneumatico varia tra le condizioni a freddo a quelle di esercizio (che può superare i 60°C) in base al tempo di rotolamento; il tempo che occorre dalla partenza, perché si possa considerare raggiunta la temperatura stabile di esercizio per poter valutare la resistenza al rotolamento caratteristica dello pneumatico per i mezzi *light-duty*, è di 30 minuti [11]. Trascorso questo tempo le variazioni di C_{RR} sono insignificanti.

La resistenza al rotolamento varia con il tempo di rotolamento per le dissipazioni energetiche interne per i fenomeni viscoelastici già trattati, ma anche perché al variare della temperatura varia la pressione di gonfiaggio effettiva rispetto a quella a freddo. Chiaramente all'interno dello pneumatico, considerando l'aria come gas ideale ed essendo il volume interno pressoché costante, si ha

$$\frac{p_{cold}}{T_{cold}} = \frac{p_{hot}}{T_{hot}} \quad (2.23)$$

con una variazione di pressione che può essere anche del 15% rispetto le condizioni a freddo.

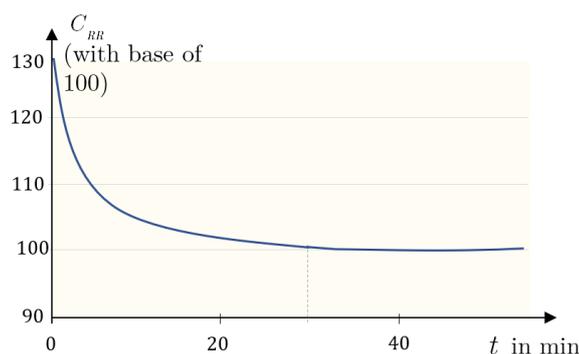


Figura 2.13 – Andamento qualitativo della variazione del coefficiente di resistenza al rotolamento con il tempo di rotolamento [5]

Il valore di $C_{RR\%}$ pari a circa 130% corrisponde alla temperatura di 25°C e la temperatura di regime raggiunta dopo 30 minuti può essere tra 40°C e 60°C.

Questo spiega il motivo per cui si è esplicitamente chiesto ai collaboratori FIAT, che ci hanno fornito di dati sperimentali utilizzati per validare i modelli, di effettuare il *warm-up* prima di effettuare le prove in pista e di fornirci anche i dati relativi alle prove di *warm-up* al fine di poter analizzare un coefficiente di correzione del C_{RR} sulla temperatura effettiva dello pneumatico, analogamente a quanto fatto per la pressione di gonfiaggio. Così, si è ottenuta una correlazione esponenziale (vedi paragrafo 4.2.3) del tipo

$$C_{RR,\%} \Big|_{p=const} = a_1 \cdot e^{\frac{b_1}{T}} + a_2 \cdot e^{\frac{b_2}{T}} \quad (2.24)$$

che approssima la curva sperimentale perfettamente.

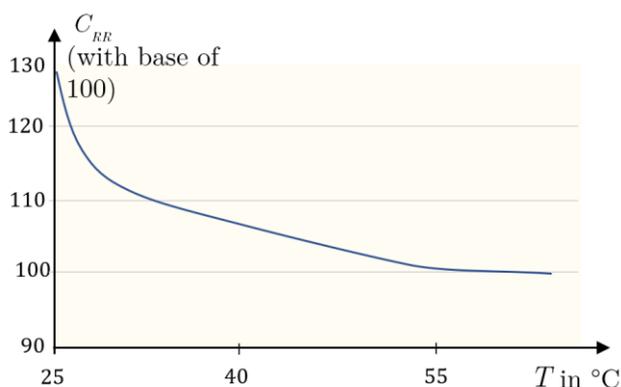


Figura 2.14 – Andamento sperimentale qualitativo della variazione del coefficiente di resistenza al rotolamento con la temperatura degli pneumatici

Si può osservare come alla temperatura di riferimento di 25°C il fattore correttivo del coefficiente di resistenza al rotolamento sia pari a circa 1.3 e scenda con pendenze diverse nel campo delle temperature, per poi assestarsi lentamente verso il valore 1 dopo i 50°C.

2.7.6 Influenza di altri fattori

Oltre che dai fattori principali appena analizzati, la resistenza al rotolamento dipende anche da altri fattori minori come larghezza dell'impronta, tipo di gomma, usura, rugosità del manto stradale ecc. Ad esempio, si è osservato che pneumatici più grandi danno una maggiore resistenza al rotolamento (maggiori attriti e resistenza aerodinamica) ma un C_{RR} più basso, in quanto anche il carico verticale sopportato sarà maggiore. Questo è dovuto al fatto che pneumatici di raggio maggiore permettono un recupero elastico maggiore. Per quanto riguarda l'usura, si è visto che quando gli pneumatici sono "consumati" hanno un C_{RR} inferiore, poiché si riduce il volume di gomma del battistrada, riducendo di conseguenza la perdita per isteresi. Pneumatici nuovi danno quindi maggiore resistenza al rotolamento [11].

2.8 Pressione di gonfiaggio

2.8.1 Importanza della giusta pressione di gonfiaggio [11]

La motivazione principale di avere uno pneumatico correttamente gonfiato è quella di distribuire il carico del veicolo in modo uniforme attraverso l'impronta, fornendo così un buon contatto con la strada, e di conseguenza un buon comfort ai passeggeri, ma anche una maggiore guidabilità e una uniforme usura dei battistrada. Bisogna ricordare, infatti, che è la pressione all'interno degli pneumatici che sostiene il peso del veicolo e che, soprattutto in condizioni di terreno umido o bagnato, una corretta pressione degli pneumatici diventa particolarmente importante in termini di sicurezza.

Si possono presentare due situazioni con pneumatici gonfiati impropriamente, cioè sotto-gonfiati e troppo gonfiati:

- Nel caso di pneumatici sotto-gonfiati, la durata dello pneumatico potrebbe essere ridotta considerevolmente se le pressioni degli pneumatici sono mantenute basse per lunghi periodi di tempo. I produttori di pneumatici Michelin hanno valutato una riduzione della durata della vita fino al 30% se gli pneumatici vengono utilizzati con una pressione del 20% inferiore a quella raccomandata. Infatti, lo pneumatico si deforma di più, con conseguente surriscaldamento e maggiore C_{RR} .
- Per il caso sovra-gonfiato, lo pneumatico potrebbe subire danni durante la guida su superfici maggiormente irregolari, ad esempio ciottoloso o con buche. Il comfort del passeggero è anche marginalmente compromesso. L'aumento della pressione degli pneumatici provoca una diminuzione dell'area di contatto pneumatico-strada, con conseguente capacità di trazione e frenatura leggermente ridotta.

La figura 2.15 mostra i tipici caratteri di usura di pneumatici gonfiati diversamente, in cui si vede come uno pneumatico sotto-gonfiato tende ad usurarsi alle spalle più che al centro, mentre nel caso del sovra-gonfiato, l'usura è grave lungo il centro.

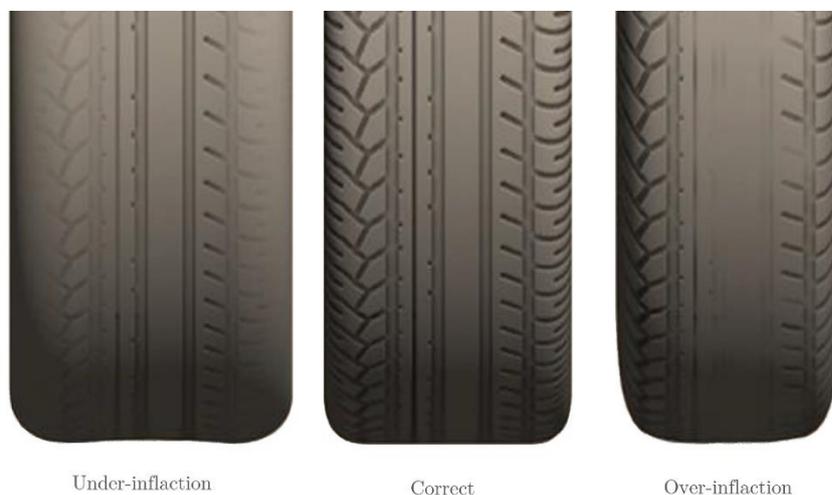


Figura 2.15 – Diverso tipo di usura indotto dall'overgonfiaggio o sottogonfiaggio dello pneumatico

Una corretta pressione di gonfiaggio influisce anche sulla prestazione di frenata del veicolo, che è una misura di quanto efficace è la frenata e quanto stabile è il veicolo durante l'azione, sia in situazioni di frenata regolare che di emergenza. L'efficacia è rappresentativa della distanza di frenaggio e della decelerazione ottenuta, e dipende dalla coppia frenante che lo pneumatico riesce a scaricare a terra e quindi dipendente dall'attrito disponibile al contatto, nonché dalla pressione di gonfiaggio. Sperimentalmente si osserva che le migliori prestazioni di frenata si hanno per pressioni nell'intorno del valore nominale (fornito dai costruttori), in cui si garantiscono le massime decelerazioni, e diminuiscono sia aumentando che riducendo la pressione.

2.8.2 Sistemi di monitoraggio della pressione

Sul mercato sono presenti strumenti che possono essere montati a bordo del veicolo in modo da controllare costantemente la pressione di gonfiaggio degli pneumatici, in modo tale da intervenire direttamente cercando di ottimizzarla o avvisare il guidatore se è necessaria un'azione di manutenzione. Esistono sistemi molto semplici, che altro non sono che accorgimenti per evitare lo sgonfiaggio nel tempo (gonfiaggio con aria ad alto tenore di azoto, isolanti particolari, ecc), altri che necessitano di serbatoi con aria trattata in pressione o usano compressori azionati da *controller* in grado di confrontare la pressione reale con una di riferimento ottimale per garantire il giusto valore di pressione (sistemi

ATIS).

Il sistema di monitoraggio più utilizzato in campo automobilistico commerciale è il TPMS (*Tire Pressure Monitoring Systems*). Il sistema misura un valore di pressione istantaneo e può confrontarlo con un valore di riferimento imposto dal costruttore, attivando un segnale di allarme (ad esempio accensione di una spia sul cruscotto) nel caso la variazione diventa significativa. La misura della pressione può essere diretta, con un sensore di pressione interno alla camera dello pneumatico, o indiretta, tramite calcoli basati sulla valutazione della differenza di velocità angolare della ruota (poco affidabile in caso di sotto-gonfiaggio).

In questo studio, i valori di pressione utilizzati per la validazione del metodo sono stati acquisiti da sistemi TPMS diretti installati su ciascuna ruota.

Capitolo 3

Dinamica longitudinale del veicolo

Al fine di poter procedere alla modellazione dei vari blocchi di calcolo è necessaria una buona conoscenza dei componenti del veicolo coinvolti e della loro fisica dinamica. Il primo passo nello studio del comportamento longitudinale di un veicolo è quello di creare un modello matematico, che deve rappresentare il sistema fisico con buona approssimazione.

Prima, però, è bene analizzare quelle che sono le forze che globalmente agiscono sul veicolo, visto nel suo insieme, e non nei suoi elementi costituenti.

3.1 Forze agenti sul veicolo

La determinazione dei carichi agenti su un veicolo in condizioni generali, lungo le direzioni degli assi, può essere fatta utilizzando semplicemente la seconda legge di Newton. L'analisi del comportamento dinamico d'insieme del veicolo è un aspetto importante, dal momento che le forze che agiscono sui vari assi determinano lo sforzo di trazione ottenibile, influenzando parametri come l'accelerazione, la velocità massima, la performance di guida e molti altri fattori. Le principali forze esterne che agiscono su un veicolo, imposto un sistema di riferimento avente centro nel baricentro, con asse x diretto nella direzione del moto e asse z normale al piano di appoggio, sono rappresentate dalla figura 3.1.

Nel verso longitudinale, le forze tipiche che agiscono sul veicolo sono di diversa natura, e non hanno centro di applicazione nel baricentro, per cui generano momenti.

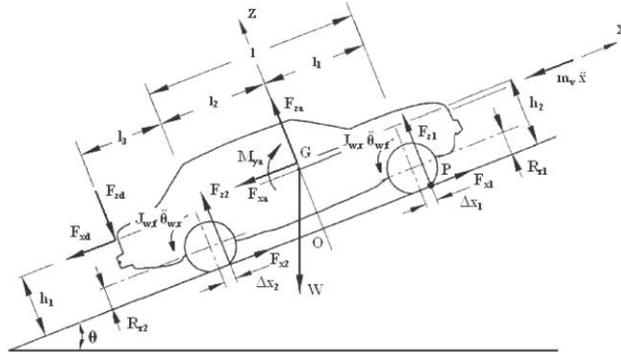


Figura 3.1 – Schema delle forze agenti su un veicolo in condizioni generali [4']

Con riferimento alla figura 3.1, introduciamo le grandezze di interesse:

- W è il peso del veicolo pari a mg , con m massa del veicolo, agente al baricentro. Su strada inclinata avrà due componenti, una longitudinale proporzionale a $\sin(\alpha)$ con α angolo di inclinazione del piano stradale e una verticale proporzionale a $\cos(\alpha)$;
- $J_{w,F}$ e $J_{w,R}$ sono i momenti di inerzia delle ruote anteriori e posteriori;
- d^2x/dt^2 è l'accelerazione longitudinale del veicolo lungo l'asse x ;
- $d^2\theta_F/dt^2$ e $d^2\theta_R/dt^2$ sono le accelerazioni angolari delle ruote anteriori e posteriori; idealmente sono pari a d^2x/dt^2 moltiplicato per R_R ;
- l è l'interasse tra gli assali anteriori e posteriori delle ruote;
- l_1 e l_2 sono le distanze degli assali ruota dal baricentro G ;
- F_{xa} , F_{za} e M_{ya} sono di natura aerodinamica e agiscono sul corpo del veicolo; la prima, in direzione x , agisce ad una altezza dal suolo pari a h_2 (non coincide con l'altezza del baricentro); il momento è un momento aerodinamico di beccheggio;
- h_1 e h_2 sono le altezze tra la linea di azione della forza d'inerzia e quella aerodinamica;
- Δx_1 e Δx_2 sono le distanze caratteristiche tra la direzione di applicazione della forza verticale alle ruote e l'assali delle ruote, rispettivamente anteriore e posteriore;
- F_{x1} e F_{x2} sono le forze resistenti al rotolamento degli pneumatici anteriori e posteriori;
- F_{z1} e F_{z2} sono le forze verticali agenti sugli pneumatici anteriori e posteriori;
- F_{xd} e F_{zd} sono forze longitudinali e verticali che agiscono sul punto di attacco di un rimorchio (nel caso si traini un carico).

Per valutare le componenti delle forze agenti nel contatto pneumatico-suolo sia sulle ruote anteriori che posteriori, è necessario sviluppare due equazioni di equilibrio dinamico. Con riferimento sempre alla figura 3.1, tenendo presente che a ogni assale ruota sono

associate due ruote, si scrivono le equazioni di equilibrio rotazionale nel punto P e di traslazione nella direzione x .

Iniziando dalla rotazione, si ha

$$m\ddot{x}h_1 + 2J_{w,F}\ddot{\mathcal{G}}_{w,F} + 2J_{w,R}\ddot{\mathcal{G}}_{w,R} - 2F_{z2} \cdot (l - \Delta x_1 + \Delta x_2) + F_{zd}(l + l_3 + \Delta x_1) + F_{xd}h_1 + F_{xa}h_2 - F_{za}(l_1 + \Delta x_1) - M_{ya} + W \sin \alpha \cdot h_1 + W \cos \alpha \cdot (l_1 + \Delta x_1) = 0 \quad (3.1)$$

Per semplicità si assume nullo il contributo delle componenti aerodinamiche che non agiscono sulla direzione x

$$\begin{aligned} F_{za} &= 0 \\ M_{ya} &= 0 \end{aligned} \quad (3.2)$$

Non può essere trascurata la forza aerodinamica in direzione x , che rappresenta una forza resistente consistente, come spiegato nel paragrafo 3.3 e che può essere espressa come

$$F_{xa} = \frac{1}{2} \rho_a S_x C_x v^2 \quad (3.3)$$

con ρ_a densità dell'aria, S_x sezione retta del veicolo, C_x coefficiente di interazione aerodinamica e v velocità del veicolo in direzione longitudinale.

Anche le forze “di rimorchio” F_{xd} e F_{zd} sono considerate nulle. Pertanto, si suppone che le inerzie delle ruote siano uguali così come le lunghezze caratteristiche Δx

$$\begin{aligned} J_{w,F} &= J_{w,R} = J_w \\ \Delta x_1 &= \Delta x_2 = u \end{aligned} \quad (3.4)$$

Infine, si fa l'ipotesi che nella rotazione le ruote coprano lo stesso angolo

$$\mathcal{G}_{w,F} = \mathcal{G}_{w,R} = \mathcal{G}_w \quad (3.5)$$

Si può quindi scrivere l'equazione di equilibrio alla rotazione attorno a P

$$m\ddot{x}h_1 + 4J_w\ddot{\mathcal{G}}_w - 2F_{z2} \cdot l + F_{xa}h_2 + W \sin \alpha \cdot h_1 + W \cos \alpha \cdot (l_1 + u) = 0 \quad (3.6)$$

da cui

$$F_{z2} = \frac{1}{2l} \left[m\ddot{x}h_1 + 4J_w\ddot{\mathcal{G}}_w + F_{xa}h_2 + W \sin \alpha \cdot h_1 + W \cos \alpha \cdot (l_1 + u) \right] \quad (3.7)$$

Allo stesso modo, sviluppando l'equilibrio di traslazione verticale

$$2F_{z2} + 2F_{z1} - F_{zd} + F_{za} - W \cos \alpha = 0 \quad (3.8)$$

e, sempre sotto le stesse considerazioni, si ottiene

$$F_{z1} = \frac{W \cos \alpha - 2F_{z2}}{2} \quad (3.9)$$

Sostituendo la 3.7

$$F_{z1} = \frac{1}{2l} \left[W \cos \alpha \cdot (l - l_1 - u) - W \sin \alpha \cdot h_1 - (m\ddot{x}h_1 + 4J_w \ddot{\theta}_w + F_{xa} h_2) \right] \quad (3.10)$$

Si può notare che le forze appena ricavate, sia frontali che posteriori, possono essere divise in due termini, uno “statico” e uno “dinamico”.

Per valutare, invece, le componenti longitudinali delle forze di contatto sono necessarie altre due equazioni di equilibrio dinamico. Sempre con lo stesso sistema di riferimento e riportando le forze alla ruota come mostrato in figura 3.2, si scrive l’equazione di equilibrio alla rotazione attorno all’asse ruota

$$J_w \ddot{\theta}_w + F_{z1} u + F_{x1} R_R = 0 \quad (3.11)$$

da cui si ricava la forza longitudinale posteriore

$$F_{x1} = - \frac{J_w \ddot{\theta}_w + F_{z1} u}{R_R} \quad (3.12)$$

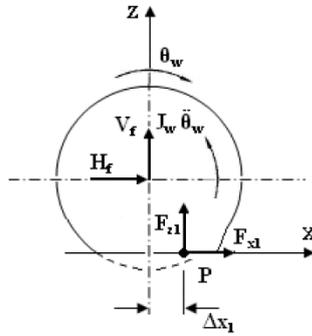


Figura 3.2 – Schema delle forze generalizzate agenti sul veicolo

Scrivendo, invece, l’equilibrio di traslazione nella direzione del moto riferito sempre alla ruota

$$m\ddot{x} - 2F_{x1} - 2F_{x2} + F_{xa} - F_{xd} + W \sin \alpha \quad (3.13)$$

e trascurando la forza di rimorchio, si ottiene

$$F_{x2} = \frac{1}{2} (m\ddot{x} + 2F_{x1} + F_{xa} + W \sin \alpha) \quad (3.14)$$

Si riporta, a questo punto, il set di equazioni ricavate che caratterizzano le forze verticali e longitudinali agenti sul veicolo in moto in condizioni generalizzate.

$$\begin{aligned}
F_{z1} &= \frac{1}{2l} \left[W \cos \alpha \cdot (l - l_1 - u) - W \sin \alpha \cdot h_1 - (m\ddot{x}_1 + 4J_w \ddot{\theta}_w + F_{za} h_2) \right] \\
F_{z2} &= \frac{1}{2l} \left[m\ddot{x}_1 + 4J_w \ddot{\theta}_w + F_{za} h_2 + W \sin \alpha \cdot h_1 + W \cos \alpha \cdot (l_1 + u) \right] \\
F_{z1} &= -\frac{1}{R_R} \left\{ J_w \ddot{\theta}_w + \frac{u}{2l} \left[W \cos \alpha \cdot (l - l_1 - u) - W \sin \alpha \cdot h_1 - (m\ddot{x}_1 + 4J_w \ddot{\theta}_w + F_{za} h_2) \right] \right\} \\
F_{z2} &= \frac{1}{2} \left(1 + \frac{uh_1}{lR_R} \right) \cdot (m\ddot{x} + W \sin \alpha) + \frac{1}{R_R} J_w \ddot{\theta}_w \left(\frac{2u}{l} - 1 \right) - \frac{1}{R_R} \frac{u}{2l} W \cos \alpha (l - l_1 - u) + \\
&\quad + \frac{1}{2} \left(1 + \frac{uh_2}{lR_R} \right) \cdot F_{za}
\end{aligned} \tag{3.15}$$

3.2 Dinamica longitudinale

Vediamo ora di ricavare le equazioni di bilancio dinamico, andando dapprima ad analizzare il veicolo nei suoi elementi caratteristici, cercando di capire le relazioni fisiche e matematiche tra questi e l'interazione con l'esterno.

3.2.1 Modello teorico

Da un punto di vista meccanico, un veicolo può essere principalmente presentato come un insieme di componenti rotanti e traslanti. Inizialmente, per identificare il suo comportamento dinamico, si va a modellare l'intero sistema, sostanzialmente composto dal sistema di propulsione chiamato *powertrain* e il set di elementi comprendente sospensioni, ruote e vari collegamenti, chiamato *chassis*.

Schematicamente, il sistema *powertrain* può essere rappresentato come in figura 3.3, dalla quale si osserva come il sistema "veicolo" possa essere pensato come un insieme di blocchi interconnessi [12].

Le parti principali del *powertrain* di un veicolo sono: il motore in tutti i suoi componenti (alimentazione, acceleratore, sistema di raffreddamento, impianto di scarico, accensione, batteria, ecc.), trasmissione (comprensiva della frizione, cambio, differenziale, eventuale albero di trasmissione, giunti, ecc.) e gli organi finali (ruote motrici, cingoli, eliche). La potenza viene trasmessa alle ruote tramite un collegamento diretto di alberi di trasmissione caratterizzati da una certa rigidezza torsionale e flessionale, ma che sono nella teoria considerati rigidi.

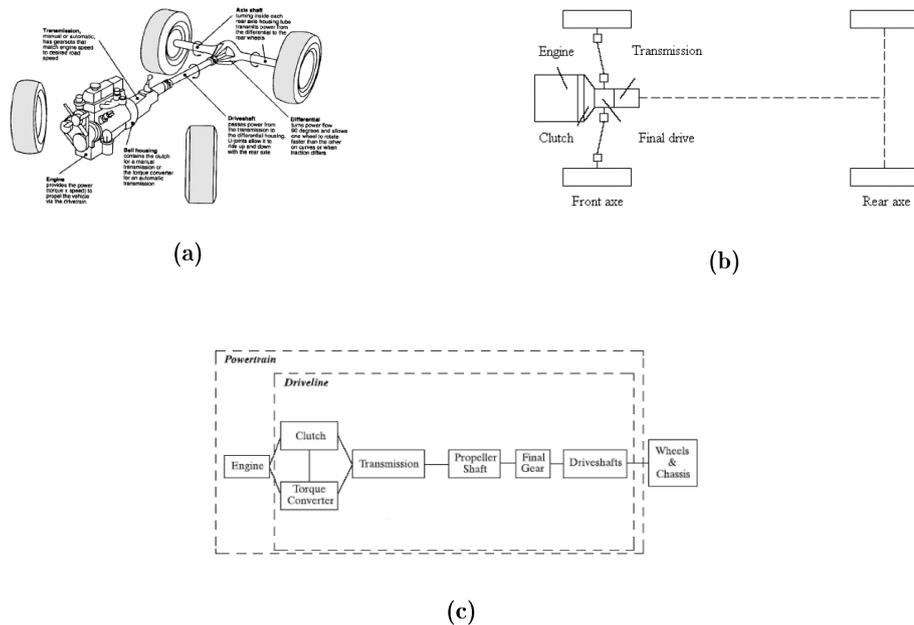


Figura 3.3 – Componenti del *powertrain* (a), schematizzazione (b) e configurazione teorica (c) [4']

Questa sezione riguarda la derivazione di equazioni di base che descrivono un modello longitudinale completo, con l'obiettivo di trovare i più importanti effetti fisici che spiegano le oscillazioni nei valori di velocità, accelerazione, coppia misurati o calcolati e capire le conseguenze che queste irregolarità hanno sui risultati in termini di massa calcolata. In realtà, bisogna fare distinzione tra due tipi di disturbi dei valori sopracitati, uno di alta frequenza che non sarà visibile dal plot dei segnali percepiti da CAN dovuto allo sfasamento uniforme dell'accensione dei cilindri (periodicità del momento e velocità angolare motore con picchi e valli intorno ad un valore medio effettivamente recepito), e uno di bassa frequenza dovuto a fenomeni di fisica dinamica, come la variazione del raggio di rotolamento e la reale rigidezza torsionale e flessionale degli alberi di trasmissione [13].

3.2.2 Modello motore [14] [15]

Come accennato in precedenza, da un punto di vista dinamico e meccanico (e non motoristico), ci sono due fattori limitanti per le prestazioni di un veicolo su strada: uno è la massima forza di trazione che il contatto pneumatico-terra può realizzare, e l'altro è lo sforzo di trazione che la coppia motore con una data trasmissione può fornire. Il più piccolo di questi due darà il potenziale in termini prestazionali del veicolo. Ad esempio in un motore SI, con rapporti bassi e farfalla completamente aperta, la forza di trazione può essere limitata dalla natura della presa pneumatico-strada, al contrario con elevati rapporti. Per

prevedere globalmente le prestazioni del gruppo veicolo-motore bisogna quindi considerare le caratteristiche della trasmissione e soprattutto quelle dello pneumatico, che gioca, come spiegato, un ruolo fondamentale.

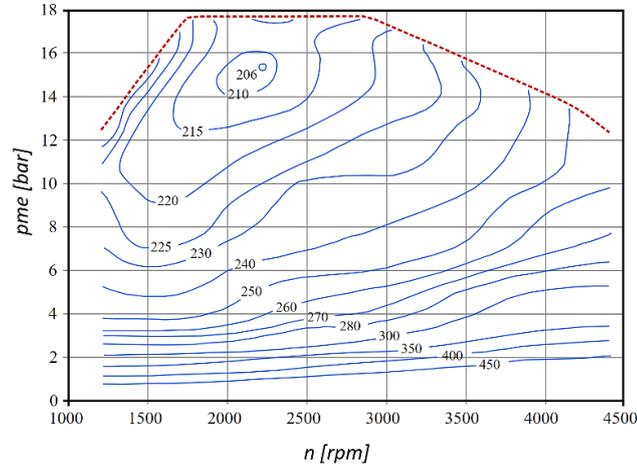


Figura 3.4 – Esempio di piano quotato per un motore a combustione interna: in rosso la curva di *full-load*, in blu le curve iso-consumo

Dal momento che la propulsione della maggior parte dei veicoli stradali è data da motori a combustione interna alternativi, le loro caratteristiche meccaniche possono essere riassunte dai piani quotati, ossia da diagrammi tridimensionali in cui si riporta la coppia erogata in funzione della velocità angolare del motore e il consumo specifico in funzione di entrambe le entità. Tralasciando la regolazione motore, a parità di posizione dell'organo di regolazione (posizione dell'acceleratore per i Diesel o apertura della farfalla per i Benzina), la potenza fornita dal motore dipende principalmente dalla velocità di rotazione. Quest'ultima è spesso segnata in rpm per semplicità e comprensibilità, ma verrà spesso considerata in rad/s secondo la conversione

$$\omega_m = \frac{2\pi n}{60} \quad (3.16)$$

con n che rappresenta la velocità del motore in rpm.

La potenza è una grandezza non misurata dalla rete CAN e viene calcolata indirettamente dal prodotto di coppia e velocità angolare, e sarà espressa in kW.

$$P_m = C_m \omega_m \quad (3.17)$$

Il motore a combustione interna è collegato alle ruote attraverso un sistema di trasmissione che comprende una frizione, un selettore di marcia (scatola ingranaggi), un albero di trasmissione e un differenziale (ponte). Gli assi rigidi delle ruote trasferiscono la coppia alle ruote, le quali, in condizioni di moto puramente longitudinale, ruoteranno a

velocità idealmente uguali.

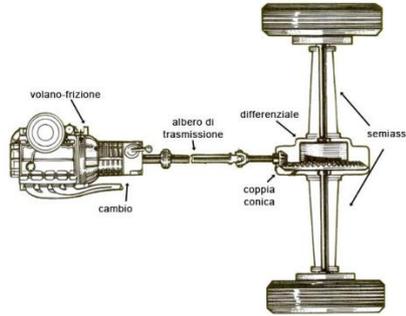


Figura 3.5 - Schema della trasmissione

La relazione tra la velocità angolare del motore e la velocità delle ruote è semplicemente data da

$$\omega_m = \frac{\tau_g \tau_p}{\eta_g \eta_p} \omega_r \quad (3.18)$$

dove τ_g e τ_p sono rispettivamente i rapporti di trasmissione della *gear-box* (definiti come il rapporto tra le velocità di uscita e ingresso all'albero) e dell'azionamento finale al ponte. Inoltre, η_g e η_p sono l'efficienza del cambio e del differenziale. Si noti che il rapporto di trasmissione e l'efficienza del cambio sono una funzione della marcia inserita, mentre gli altri parametri dell'azionamento finale al ponte sono costanti. Con buona approssimazione si potrebbe considerare l'efficienza della *gear-box* costante e definire così una efficienza di trasmissione globale η_t come prodotto delle due.

Infine, introducendo il raggio di rotolamento idealmente costante R , è possibile valutare la velocità longitudinale della ruota.

$$v = \omega_r R \quad (3.19)$$

3.2.3 Ruota fonica

Bisogna dire che la centralina ricava una velocità media della vettura calcolata a seguito della valutazione della velocità angolare di ciascuna ruota. Quest'ultima viene valutata con l'utilizzo di una ruota fonica, dispositivo molto utilizzato in ambito motoristico, di cui esistono diverse varianti costruttive a seconda del principio su cui si basa il funzionamento: ad effetto Hall, capacitivo, ed induttivo. I sensori di tipo induttivo sono i più comuni in campo automobilistico e sono composti fondamentalmente da una ruota dentata in materiale ferromagnetico e da un sensore di prossimità, detto *pick-up*, costituito da una bobina avvolta attorno ad un magnete permanente collegata al terminale di rilevazione di

velocità angolare. Durante la rotazione della ruota fonica, solidale all'asse ruota, l'alternanza tra denti e cave provoca una variazione della riluttanza magnetica in corrispondenza del sensore, generando così una tensione ai capi dell'avvolgimento spiegata dalla legge di Lenz. Quindi, al passaggio di ogni dente, verranno generati degli impulsi elettrici e contando questi impulsi con un contatore elettronico per un certo intervallo di tempo è possibile valutare la velocità di rotazione

$$\omega_r = \frac{n_{\text{impulsi/min}}}{K} \quad (3.20)$$

dove K è espresso in numero di impulsi al giro e dipende dal sistema di rilevamento e deve risultare pertanto costante. A questo punto la centralina calcola la velocità longitudinale della ruota usando un raggio di rotolamento standard, tipico della dimensione degli pneumatici che possono essere montanti sui cerchi di cui è dotata la vettura (che sarà nominato successivamente R_{ECU}).

$$v_{r,ECU} = \omega_r R_{ECU} \quad (3.21)$$

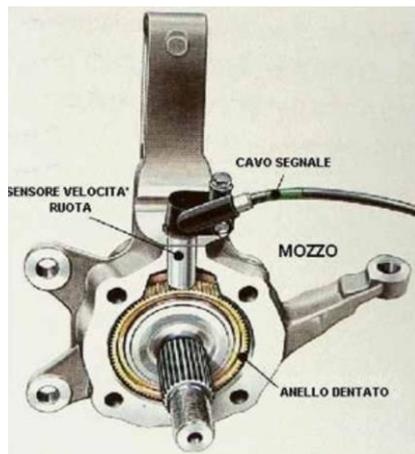


Figura 3.6 – Esempio di ruota fonica [6']

Infine, i valori delle quattro ruote sono mediati ottenendo la velocità longitudinale della vettura, valore che è possibile leggere da CAN insieme ai valori delle velocità in km/h delle singole ruote.

3.2.4 Modello dinamico equivalente

Si cerca ora ridurre l'intero sistema meccanico integrale in un sistema ridotto realistico, più maneggevole, realizzando un modello più semplice da utilizzare. Si sviluppa quindi un modello dinamico equivalente, che prende in considerazione tutte le parti del veicolo coinvolte dalla trasmissione di potenza, sia rotanti che traslanti. Dal punto di vista

matematico, può essere d'aiuto il principio di d'Alambert, ma soprattutto si fa ricorso al teorema della conservazione dell'energia cinetica.

Si considera un veicolo con una trasmissione meccanica basata su un numero finito di rapporti di ingranamento. Oltre ai parametri di efficienza di trasmissione delle singole marce e al ponte, e i relativi rapporti di trasmissione τ , si introducono le inerzie di rotazione ricondotte all'albero.

Il sistema può essere pensato come due momenti d'inerzia, uno per modellare il motore ed uno per modellare il veicolo, come mostrato in figura 3.7 (a) e (b). Il primo J_m include il momento d'inerzia del motore, fino al volano, mentre il momento d'inerzia dei dischi frizione, dell'albero che entra nel riduttore, di tutte le parti rotanti e la massa del veicolo, tutte ricondotte all'albero motore, sono incluse nel secondo J_v [6].

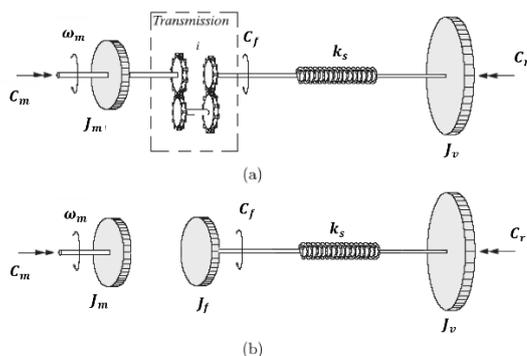


Figura 3.7 – Modello completo *driveline* (a) e semplificato (b)

In conformità con la regola della mano destra, possiamo notare gli orientamenti opposti delle coppie di torsione applicate all'albero, perché il primo momento a sinistra è di azionamento ed il secondo è resistente. Per semplificare il modello teorico, partiamo dalle seguenti ipotesi di lavoro:

- l'albero di trasmissione è rigido, e quindi k_s ha un valore infinito;
- la trasmissione è inserita-disinserita immediatamente, e quindi il sistema della frizione può essere trascurato.

Si ottiene quindi un sistema ridotto mostrato in figura 3.8.

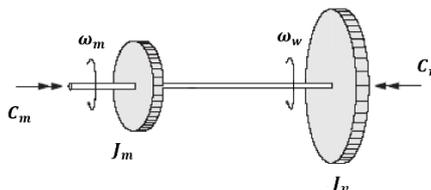


Figura 3.8 – Sistema dinamico equivalente [4']

Durante una qualsiasi manovra di accelerazione, gli elementi rotanti (ruote, trasmissione, motore stesso) sono portati ad aumentare la loro velocità angolare, quando la coppia motore sarà maggiore di quella resistente, provocando una variazione della velocità del veicolo fino a un nuovo punto di funzionamento stabile, fino al raggiungimento del nuovo equilibrio tra potenza erogata e richiesta: è possibile allora scrivere una sola equazione, collegando la potenza motrice con l'energia cinetica del veicolo [15]

$$P_m - P_r = \frac{dE_c}{dt} \quad (3.22)$$

dove E_c rappresenta l'energia cinetica complessiva del veicolo, P_m e P_r sono rispettivamente la potenza erogata e quella resistente.

Questa energia cinetica, vista in modo equivalente può essere scritta come

$$E_c = \frac{1}{2} J_m \omega_m^2 + \frac{1}{2} \sum_i m_i v_i^2 = \frac{1}{2} J_{eq} \omega_m^2 \quad (3.23)$$

in cui la sommatoria è estesa a tutti gli elementi traslanti che devono essere accelerati. Svolgendo la derivata dell'energia cinetica si ottiene

$$\frac{dE_c}{dt} = J_{eq} \omega_m \frac{d\omega_m}{dt} + \frac{1}{2} \omega_m^2 \frac{dJ_{eq}}{dt} \quad (3.24)$$

In genere si può assumere con buona approssimazione che l'inerzia equivalente non vari velocemente nel tempo a seguito di una accelerazione, per cui si può trascurare la sua derivata in dt .

$$\frac{dE_c}{dt} = J_{eq} \omega_m \frac{d\omega_m}{dt} \quad (3.25)$$

Inserendo l'equazione 3.22 possiamo scrivere

$$P_m - P_r = (C_m - C_r) \omega_m \quad (3.26)$$

da cui l'espressione che formalizza il sistema meccanico

$$J_{eq} \frac{d\omega_m}{dt} = C_m - C_r \quad (3.27)$$

dove ω_m è la velocità angolare del motore, J_{eq} il momento di inerzia equivalente, C_m e C_r rispettivamente la coppia motrice e del carico. In particolare

$$J_{eq} = J_m + J_{chassis} + 4J_{ruote} \quad (3.28)$$

In termini di potenza e velocità longitudinale si può scrivere

$$m_{eq} v \frac{dv}{dt} = P_m - P_r \quad (3.29)$$

La potenza resistente può essere espressa come il prodotto di una coppia resistente all'albero per la velocità angolare del motore o come una forza resistente all'avanzamento per la velocità longitudinale del veicolo

$$P_r = C_r \omega_m = F_r v \quad (3.30)$$

e in particolare questa “resistenza” è dovuta a tre contributi distinti, ossia alla resistenza al rotolamento delle ruote, alla pendenza della strada e all'interazione aerodinamica del veicolo con l'aria. Per cui

$$\begin{aligned} C_r &= C_{r,roll} + C_{r,incl} + C_{r,aero} \\ F_r &= F_{r,roll} + F_{r,incl} + F_{r,aero} \end{aligned} \quad (3.31)$$

Per completare il modello motore sarà necessario parlare di coppie resistenti e svilupparle utilizzando il principio di d'Alambert al fine di riportare ogni causa di resistenza direttamente all'albero motore. In questo studio, però, si dà la priorità a conoscere le componenti dinamiche di resistenza in termini di forze applicate al veicolo.

Per semplicità di scrittura, si rinomina la forza resistente all'avanzamento F_r come F_{res} e la forza motrice alle ruote sarà chiamata F_{trac} , ossia necessaria alla trazione. Inoltre, per evitare ambiguità, le entità riferite alle ruote saranno espresse con il pedice “w” (*wheel*).

3.3 Prove di *coastdown* [16]

La procedura di *coastdown* è una delle prove più frequenti per i veicoli da propulsione terrestre e altro non è che una prova di decelerazione libera, che consiste nel portare il veicolo ad una velocità di 130 km/h con il motore disinserito (folle), registrando contemporaneamente la velocità e la distanza percorsa fino a quando il veicolo raggiunge i 35 km/h (secondo la normativa SAE). Questo può essere fatto per diversi motivi, prevalentemente mirati ad ottenere informazioni sulle condizioni di moto del veicolo e sulla sua interazione con l'ambiente. Un obiettivo principale di questo test è quello di valutare i valori delle forze resistenti che agiscono sul veicolo a determinate velocità e condizioni stradali, in modo da avere la possibilità di riprodurli su banchi prova (dinamometri con o senza rulli) ad esempio per la misura del combustibile consumato. Ovviamente i requisiti per effettuare questo genere di prove di *coastdown* sono standardizzati, al fine di ottenere risultati confrontabili. Ad esempio, si presume una strada non troppo accidentata, che le ruote non sono caricate da grossi momenti torsionali, che il raggio di rotolamento possa essere ritenuto costante durante tutta la prova (pneumatico e motore regimati) e che lo

slittamento sia praticamente nullo (perdite per *slip* trascurabili).

Per ottenere l'equazione del moto del veicolo, si applica il teorema di conservazione dell'energia come precedentemente illustrato (equazione 3.29), dove il primo termine rappresenta la derivata dell'energia totale del sistema, somma della quota cinetica e potenziale.

A partire dall'energia cinetica, riscritta come

$$E_c = \frac{1}{2} m v^2 + \frac{1}{2} J_w \omega_w^2 = \frac{1}{2} m_{eq} v^2 \quad (3.31)$$

si può esplicitare la massa equivalente, detta massa equivalente traslante, che corrisponde alla massa di un corpo che porta con sé la stessa quantità di energia cinetica del veicolo intero e che si muove alla stessa velocità. Si può scrivere

$$m_{eq} = m \left(1 + \frac{J_w}{R_w^2} \right) \quad (3.32)$$

Per quanto riguarda l'energia potenziale $E_p = mgh$, integrando nel tempo l'equazione, si ottiene il rapporto dh / dt che sarà pari a $ds / dt = v \cdot \sin \alpha$. Quindi

$$\frac{dE_{tot}}{dt} = m_{eq} v \frac{dv}{dt} + mgv \cdot \sin \alpha = P_{trac} - \sum P_{res} \quad (3.33)$$

essendo dv/dt l'accelerazione del sistema.

Bisogna considerare ancora un termine, dovuto al fatto che il motore è disinserito e quindi non ci sarà una forza di trazione, ma una forza resistente dovuta agli attriti (*friction*) sugli assali, al ponte, sui cuscinetti e tenute, ma anche dovute all'assorbimento di energia del sistema di trasmissione dovuto alla flessibilità torsionale non nulla e l'assorbimento di potenza per far circolare l'olio ecc. Per cui dividendo per la velocità e rielaborando

$$m_{eq} a = -(F_{roll} + F_{incl} + F_{aero}) - C_f / R_w \quad (3.34)$$

essendo la C_f la coppia dovuta alle *friction*. Infine, è possibile ricavare la decelerazione del veicolo (che rinominiamo semplicemente a)

$$a = (F_{roll} + F_{incl} + F_{aero} + F_f) / m_{eq} \quad (3.35)$$

I termini delle forze resistenti sono

$$F_{roll} = C_{RR} \cdot mg \cdot \cos \alpha = (B_0 + B_1 v + B_2 v^2) mg \cdot \cos \alpha \quad (3.36)$$

$$F_{mcl} = mg \cdot \sin \alpha \quad (3.37)$$

$$F_{aero} = \frac{1}{2} \rho_{aria} S C_x \cdot (v + w)^2 \quad (3.38)$$

dove m è la massa del veicolo, α rappresenta la pendenza della strada, ρ_{aria} la densità dell'aria, w la velocità del vento in direzione puramente frontale al senso di marcia, S la sezione retta del veicolo nel senso di marcia, C_x il coefficiente di penetrazione aerodinamica della vettura e C_{RR} è il coefficiente di resistenza al rotolamento. Il termine relativo alle *friction* è il più complesso da valutare, in quanto dovrebbe tenere in considerazione molteplici aspetti, come accennato prima. In modo sperimentale è possibile stimare tale entità in funzione della velocità come

$$F_f = F_{f0} + F_{f1} v \quad (3.39)$$

Esplicitando tutte le forze nell'equazione 3.35, e trascurando la forza del vento si ottiene

$$a = \frac{1}{m_{eq}} \left[(B_0 \cos \alpha + \sin \alpha) mg + F_{f0} + (B_1 mg \cdot \cos \alpha + F_{f1}) v + (B_2 mg \cdot \cos \alpha + \frac{1}{2} \rho_{aria} S C_x) v^2 \right] \quad (3.40)$$

Raggruppando a fattor comune i termini in funzione della velocità si può infine scrivere

$$m_{eq} a = F_0 + F_1 v + F_2 v^2 = F_{CD} \quad (3.41)$$

I coefficienti così ottenuti sono i cosiddetti coefficienti di *coastdown*. Questa relazione è molto importante, perché ci permette di valutare con una buona approssimazione e con facilità la forza resistente complessivamente agente sul veicolo in moto. Infatti, noti i coefficienti a seguito di prove sperimentali, si stima la forza resistente

$$F_{res} = F_0 + F_1 v + F_2 v^2 = F_{CD} \quad (3.42)$$

In figura 3.9 sono mostrati, in (a) e (b), gli andamenti di forza resistente per prove di *coastdown* effettuate a diverse pressioni di gonfiaggio degli pneumatici e diverso carico della vettura, in cui si osserva che la forza resistente, letta da destra verso sinistra, è maggiore nel caso “a vuoto” e minore nel caso a “a pieno”, differenza imputabile alla diversa quantità di moto del veicolo in decelerazione. Nel grafico (c) si vede invece l'andamento della velocità nel tempo.

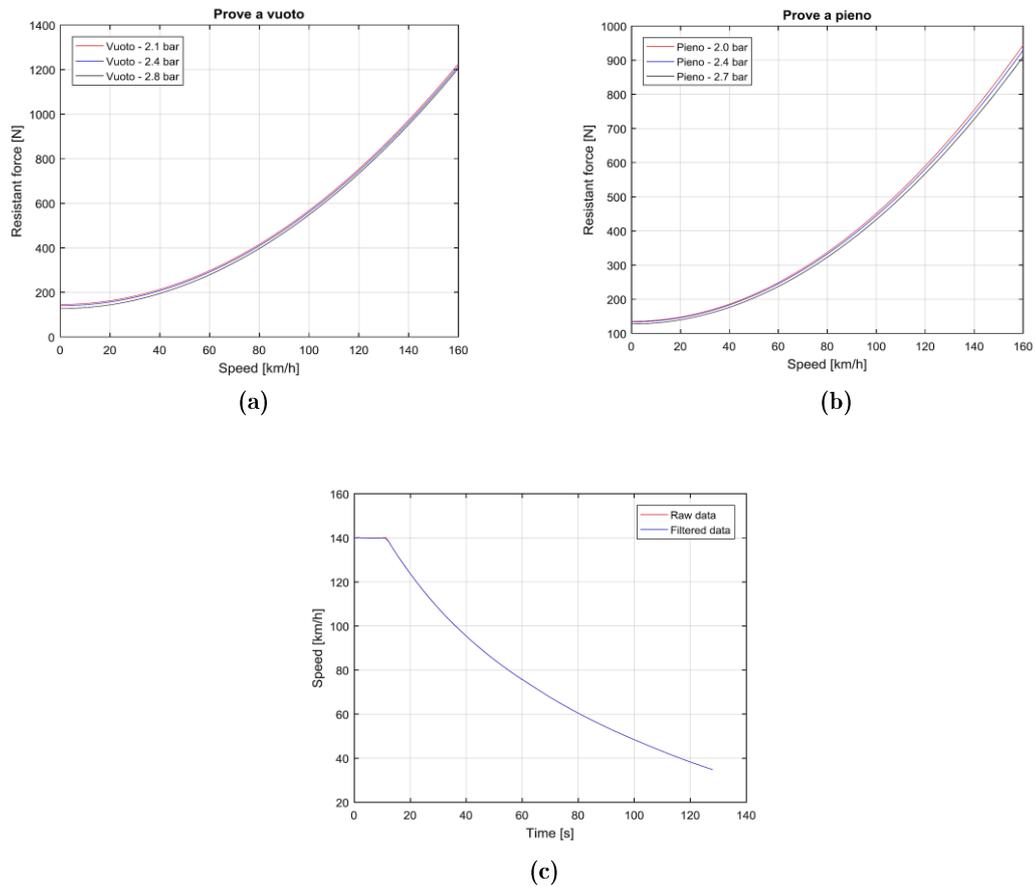


Figura 3.9 – Andamento della forza resistente valutata in prove di *coastdown* in condizioni di massa totale della vettura diversa; (c) andamento della diminuzione della velocità nella prova

3.4 Equazione della dinamica

La caratterizzazione delle forze resistenti all'avanzamento è effettuata servendosi di un modello a parametri concentrati, rappresentativo del veicolo e le sue inerzie associate a elementi traslanti e rotanti. Si è infatti introdotta la massa equivalente, esplicitata nella 3.32 e si è dimostrato come valutare la forza resistente. Ora si cerca di valutare l'equazione del moto del veicolo, ossia l'equazione della dinamica che rappresenta il punto di partenza per lo sviluppo dei modelli di stima della massa e valutazione del carico successivamente proposti.

A partire dall'equazione 3.29, dividendo per la velocità del veicolo si ottiene

$$m_{eq} \frac{dv}{dt} = F_{trac} - F_{res} \quad (3.43)$$

Avendo già discusso il termine F_{res} , ci si concentra sul termine di trazione disponibile alle ruote, il quale non sarà il totale della forza erogata dal motore poiché si devono tenere in considerazione perdite meccaniche imputabili essenzialmente alla trasmissione.

Infatti

$$F_{trac} = F_{mot} - F_{gbx} - F_{del} - F_{brk} \quad (3.44)$$

I termini sottrattivi alla forza motrice sono, in ordine [8]:

- la resistenza degli attriti nelle ruote di ingranamento del cambio valutata alle ruote; di questa se ne tiene conto con l'efficienza del cambio già introdotta nei paragrafi precedenti, e che può essere valutata sperimentalmente (η_g);
- la resistenza dovuta all'intera linea di trasmissione a valle del cambio calcolata alle ruote; questa può essere valutata a partire da prove sperimentali in cui si identificano dei coefficienti T_0 e T_1 ;
- la resistenza imputabile alla possibilità di avere una coppia frenante residua ai freni causata dallo strisciamento della pastiglia sul disco, anche dopo aver rilasciato il pedale del freno; è di entità trascurabile, ma si può valutare considerando una coppia frenante residua dell'impianto frenante $\leq 5\text{Nm}$.

In formule si ha

$$\begin{aligned} F_{gbx} &= (1 - \eta_g) F_{mot} \\ F_{del} &= T_0 + T_1 v \\ F_{brk} &= 4 \frac{C_{brk}}{R_w} \end{aligned} \quad (3.45)$$

A questo punto, introducendo le suddette forze resistenti alla trazione nell'equazione 3.43, si ha

$$m_{eq} \frac{dv}{dt} = (F_{mot} - F_{gbx} - F_{del} - F_{brk}) - F_{res} = \eta_t F_{mot} - F_{res} \quad (3.46)$$

Si osserva che l'efficienza di trasmissione η_t rappresenta le perdite meccaniche complessive, ma il termine di forza resistente contiene già solo le perdite al ponte η_p proprio perché valutata con la procedura di *coastdown* a motore staccato.

Per concludere, in termini di potenza, la stessa equazione può essere riscritta come

$$\eta_t P_{mot} = F_{res} \cdot v + \left(m_{eq} \frac{dv}{dt} \right) v \quad (3.47)$$

che rappresenta l'equazione della dinamica del veicolo in moto.

Capitolo 4

Approccio

4.1 Introduzione

La conoscenza della massa effettiva del veicolo è oggi di cruciale importanza al fine di permettere a molti sistemi di bordo di calibrarsi a seconda delle condizioni di carico e lavorare in modo dinamico offrendo una migliore efficienza. Tra questi possiamo citare sistemi *cruise control*, sistemi di controllo freno o trazione, o anche sistemi di ottimizzazione della coppia motore e di conseguenza della quantità di combustibile iniettata. Quest'ultimo effetto si traduce in una diminuzione dei consumi e quindi di emissioni di CO₂, che seppur di piccola entità per veicoli *light duty* può essere di peso ben maggiore per veicoli *heavy duty* (qualora si riuscisse ad estendere il modello anche a questo caso).

In letteratura esistono numerosi metodi di stima della massa reale, quasi tutti basati sulla dinamica longitudinale del veicolo e che possono essere divisi in primo luogo in tre categorie [17]:

- stima simultanea della massa e della pendenza della strada;
- stima della massa in base a informazioni note della pendenza della strada;
- stima della massa indipendente dalla conoscenza della pendenza della strada.

Gli approcci del primo gruppo sono basati sull'idea di massa costante durante la missione e variazione nel tempo, e quindi durante il tragitto, della pendenza della strada. Nonostante le due grandezze di massa e pendenza possano essere simultaneamente stimate, un errore nella stima della pendenza porta a notevoli errori nella stima della massa, soprattutto perché la pendenza è una grandezza variabile nel tempo e necessita quindi di un metodo di stima molto rapido (pochi secondi) ed efficace, mentre la massa può essere assunta costante in un una missione e può essere valutata in tempi meno restrittivi (minuti). Per eliminare

l'errore cumulativo, si è pensato di ottenere l'informazione della pendenza della strada lungo il tragitto tramite l'utilizzo di un sistema GPS (necessita conoscenza della missione), ma a seguito di problemi di precisione nel rilevamento di questa entità, si è giunti all'ammettere la convenienza di elaborare separatamente il modello di stima della massa e della pendenza della strada [17].

È chiaro che la stima della massa, valutata a partire dallo sviluppo di equazioni dinamiche in cui le forze resistenti variano a seconda di molteplici fattori esterni, tra cui la pendenza del terreno, gioverebbe della conoscenza di questo dato in termini di accuratezza, ma soprattutto eliminerebbe un grado di limitazione del modello. Nel modello MEM presentato, si specifica che la pendenza della strada non viene considerata in modo diretto nella valutazione delle forze resistenti, dal momento che il modello fa uso della coppia erogata dal motore stimata da centralina e letta da CAN, per cui un'eventuale variazione di pendenza viene elaborata dalla centralina, la quale stimerà una coppia maggiorata (o ridotta) a seconda del grado α di inclinazione. Per questo motivo sarà necessario introdurre una correzione delle forze resistenti in base alla pendenza valutata con sistemi GPS, poiché al momento un aumento di pendenza, e quindi coppia, implica aumento della massa stimata.

Nell'ultimo ventennio sono state studiate e divulgate diverse invenzioni (e brevetti) di metodi di stima della massa totale del veicolo *on-line*, così come la sua distribuzione sulle quattro ruote. Di particolare interesse sono tutti gli studi che considerano la pressione di gonfiaggio degli pneumatici come fattore, possibilmente misurati da sensori TPMS diretti, in modo da correggere valori di fondamentale importanza come coefficiente di resistenza al rotolamento, ma anche velocità, raggio di rotolamento e accelerazione e che hanno avuto esiti discretamente positivi (si parla di errori di stima che vanno dal 5% a oltre il 10% che per un veicolo passeggeri commerciale classico può significare errori in massa dell'ordine dei 60÷130 kg). Questa documentazione sperimentale è stata di enorme importanza per stabilire un punto di partenza da cui iniziare il lavoro, per eliminare fin da subito ogni idea o iter logico già sperimentato che ha prodotto risultati poco accurati o poco robusti e soprattutto per valutare lo stato dell'arte, ossia capire quali sono i principali punti di forza dei vari metodi già esistenti e le criticità da superare. Come detto nel paragrafo 1.3, uno degli obiettivi è la semplicità di implementazione oltre alla accuratezza dei risultati (nel nostro caso si parla di errori $< 3\%$), per cui è bene sottolineare che è possibile ancora migliorare i risultati (paragrafo 6.2) e ci sono già idee e metodi in fase di convalida. A tale proposito, si sottolinea il fatto che sono stati considerati metodi di stima basati sull'implementazione del filtro di Kalman esteso per la coppia motore, e sul metodo dei minimi quadrati *segment-based* e il metodo RLS (*Recursive Least Squares*) per l'elaborazione del risultato finale di stima. Il filtro di Kalman è stato ritenuto complesso da un punto di vista computazionale e richiede una quantità di dati di input superiore a quella da noi posseduta. Gli altri due estimatori di convergenza non sono stati utilizzati nel metodo qui presentato, ma sono oggetto di studio, in particolare il RLS che non necessita della memorizzazione di un vettore di valori prima di poter entrare in funzione. Oltre a questi motivi, ce n'è un altro basato su indagini di tipo statistico: si è visto che i valori di massa

puntuali stimati ad ogni istante seguono un andamento pseudo-gaussiano in cui la media è un valore tanto più vicino al valore reale quanto più grande è il numero di dati utilizzati. Per questi motivi, nel modello MEM presentato si utilizza un semplice metodo di media progressiva che implica la necessità di utilizzo di un algoritmo di ricerca convergenza per uscire dal blocco di calcolo con un risultato di massa stimata soddisfacente.

4.2 Strumenti di calcolo

Come verrà spiegato di seguito, nel modello sono presenti dei blocchi di calcolo iterativo che coinvolgono un numero piuttosto ampio di variabili. Per ridurre al minimo il numero di calcoli e rendere così l'algoritmo più leggero da un punto di vista computazionale, si è pensato di ricorrere a *look-up tables* per estrapolare alcuni valori fondamentali, evitando di implementare il calcolo all'interno del modello stesso. Un discorso analogo si può fare per la correzione di alcuni coefficienti, che richiamano valori presi da curve sperimentali studiate *off-line* e rese in forma tabellare per semplicità.

4.2.1 *Look-up table*⁴ R - F_z - p_{infl} : raggio effettivo

Il raggio di rotolamento è un parametro che gioca un ruolo importante nel metodo proposto poiché va a influenzare le grandezze principali coinvolte nella valutazione della massa, in primis la velocità e grandezze ad essa collegate come accelerazione e forza resistente all'avanzamento, ma anche il termine inerziale (che, seppur abbia un'incidenza limitata, può essere fonte di errore) e la coppia alle ruote. Possiamo dire, praticamente, che il R ⁵ influenza in qualche modo quasi tutte le variabili primarie.

Da centralina, è possibile leggere un valore di raggio R_{ECU} che rappresenta un valore tipico della dimensione degli pneumatici che possono essere montanti sui cerchioni di cui è dotata la vettura, quindi non affidabile.

Per questi motivi, è necessario ricalcolare il raggio di rotolamento effettivo al variare delle condizioni di carico e di pressione di gonfiaggio (si trascurano le variazioni di R dovute alla velocità e quindi alle forze centrifughe).

Per ricavare le *look-up table* R - F_z - p_{infl} utilizzate dal modello, si è partiti dalle curve *iso-deflection* fornite da Michelin (mostrate in figura 2.8) ottenendo dei punti significativi di F_z al variare di pressione e freccia di deformazione. In questo modo è stato possibile costruire delle curve di interpolazione (figura 4.1) della freccia in funzione del carico verticale,

⁴ Per chiarire la nomenclatura delle *look-up table*, si consideri un fascio di curve parametriche in z in un piano (x, y) tale per cui si possa definire $y = y(x, z)$; si scrive allora *table* y - x - z , con y variabile dipendente da valutare in funzione di x e z . Nella trasposizione in forma tabellare, y sono i valori interni alla tabella.

⁵ Si specifica che da questo punto in poi il raggio di rotolamento effettivo prima nominato R_k verrà da ora chiamato R .

rigirando le curve originali, ad ogni valore di pressione.

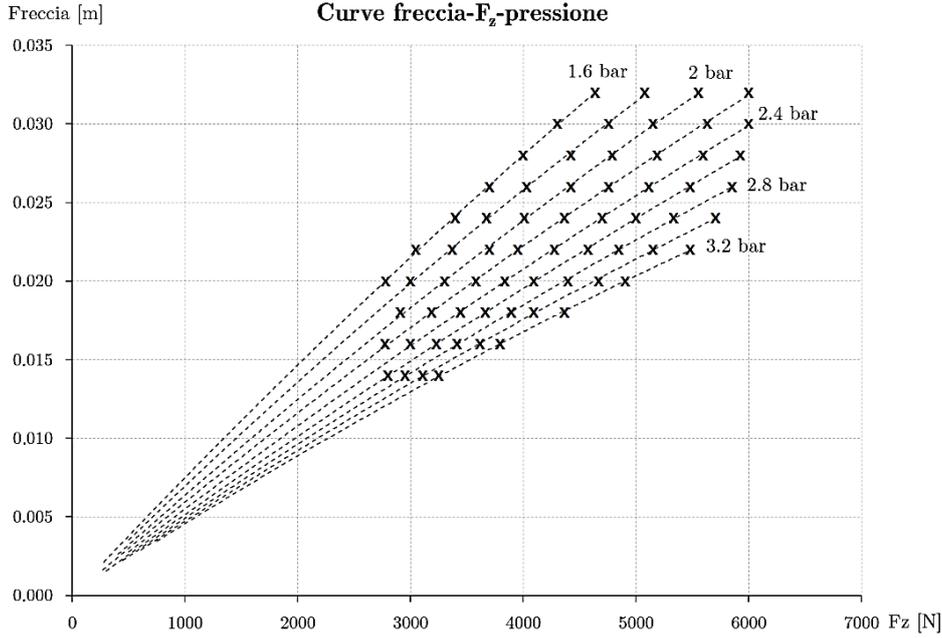


Figura 4.1 – Curve di interpolazione della freccia in funzione del carico a pressioni nominali di gonfiaggio degli pneumatici differenti

Si può osservare che l'interpolazione fatta per ogni serie di punti associati ad un valore di pressione differente è estremamente accurata, con valori di $R^2 \approx 1$. L'equazione interpolante è di tipo quadratico

$$\rho_z = k_1 F_z + k_2 F_z^2 \quad (4.1)$$

dove k_1 e k_2 sono due fattori funzione della pressione. Si nota che le parabole hanno il termine noto nullo, poiché è chiaro che, in assenza di carico verticale, la deformazione è nulla.

A questo punto è possibile ricorrere all'utilizzo della relazione di Pacejka (equazione 2.14) introdotta nel paragrafo 2.6 che viene riscritta ignorando il termine Δr

$$R = R_0 - \frac{F_{z0}}{C_{Fz}} \left\{ D_{re\text{ff}} \tan^{-1} \left(B_{re\text{ff}} \frac{C_{Fz}}{F_{z0}} \rho_z \right) + F_{re\text{ff}} \frac{C_{Fz}}{F_{z0}} \rho_z \right\} \quad (4.2)$$

in cui coefficienti C_{Fz} , $D_{re\text{ff}}$, $B_{re\text{ff}}$ e $F_{re\text{ff}}$ sono forniti tramite la caratterizzazione dello pneumatico secondo il modello di Pacejka ed espressi in funzione della pressione, mentre i valori del carico verticale nominale F_{z0} e del raggio nominale R_0 sono forniti come costanti.

Utilizzando tale relazione è possibile ricavare il raggio di rotolamento effettivo R in funzione del carico F_z , che compare indirettamente nel parametro ρ_z , ad ogni valore di pressione. Si ottiene quindi un fascio di curve R in funzione di F_z e p_{infl} come quelle riportate

in figura 4.2.

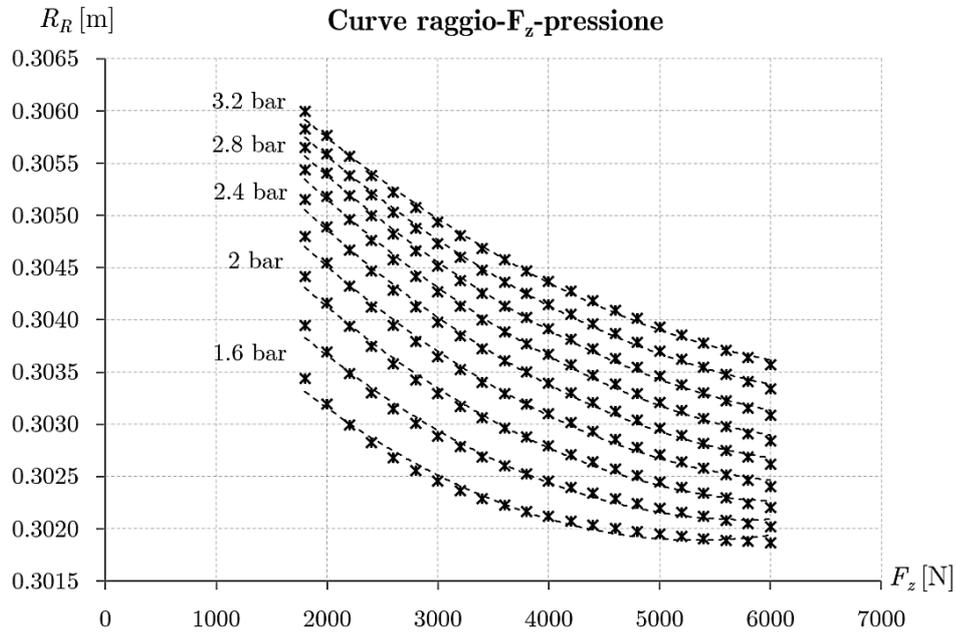


Figura 4.2 – Curve di interpolazione del raggio effettivo in funzione del carico a pressioni nominali di gonfiaggio degli pneumatici differenti

Anche qui si può vedere come sia possibile interpolare la serie di punti ad ogni pressione in modo molto accurato, con valori di $R^2 > 0.985$, con equazioni paraboliche del tipo

$$R = a_1 F_z^2 + a_2 F_z + a_3 \quad (4.3)$$

dove i coefficienti a_i dipendono dalla pressione.

A questo punto, anziché implementare l'equazione trovata, si ricorre alle *look-up table* in modo che il modello, in base alle condizioni di carico verticale stimato e alla pressione effettiva letta da TPMS, trovi il giusto valore di raggio. La *look-up table* trovata, è riferita ad un valore di temperatura di condizioni ambiente standard pari a 25°C e ha una forma del tipo

Look-up table $R_R-F_z-p_{infl}$				
	$p_{infl,1}$	$p_{infl,2}$	$p_{infl,3}$	$p_{infl,4}$...
$F_{z,1}$				
$F_{z,2}$			R	
...				

Tabella 4.1 – Struttura della *look-up table* $R_R-F_z-p_{infl}$ creata

Si nota a colpo d'occhio quanto piccola sia la variazione di freccia indotta dal carico a pressione costante: si parla di valori di deformazione massimi inferiori ai 4 mm in un range di forze di circa 5000 N. Tuttavia, come detto, sbagliare sul raggio del 1.3% significa sbagliare anche sulla velocità, sull'accelerazione, sulla coppia alle ruote e sul termine inerziale (che dipende da $1/R^2$ per cui l'errore è amplificato al 1.7%).

4.2.2 *Look-up table LD-massa: distribuzione del carico*

Per poter valutare il raggio di rotolamento effettivo, è necessario conoscere la forza verticale che agisce su ciascuna ruota. Come accennato, il modello presentato di stima della massa dovrà comunicare con un modello di stima della distribuzione del carico sulle ruote, ma sia per valutazioni di primo tentativo, sia perché al momento i due modelli non sono collegati, è necessario assumere una distribuzione del carico quanto più realistica al fine di ottenere dei carichi verticali F_z sensati.

Dal momento che il veicolo è in moto puramente longitudinale, non si avranno squilibri di carico tra ruote a destra e sinistra dovute a forze centrifughe, cosa che però potrebbe essere dovuta alla distribuzione del peso dei passeggeri (o bagagli ad esempio) all'interno della vettura e che non è possibile prevedere. In prima approssimazione, si assume che le ruote destra e sinistra di ciascun assale siano soggette al medesimo carico F_z . Inoltre, essendo il veicolo in accelerazione (positiva), bisognerebbe considerare uno spostamento del baricentro della vettura in direzione $-x$ con uno squilibrio del peso verso l'assale posteriore che può essere di qualche punto percentuale (in caso di accelerazioni moderate), per questo motivo si può notare che al valore di massa nominale (100% massa) non si ha la distribuzione nominale (60%-40%).

Per costruire l'andamento si è considerato una distribuzione da manuale tecnico a vettura scarica (60% del carico sull'assale anteriore, 40% sull'assale posteriore) e una completa inversione della distribuzione a vettura completamente carica. Si anticipa che, man mano che il modello gira nel tempo, si valuta progressivamente un valore medio della distribuzione del carico (vedi paragrafo 5.3) che viene utilizzato al posto del valore da manuale (0.6, 0.4) in modo da ottenere una stima più corretta, fin quando il modello MEM non ha in input il valore di distribuzione stimato dal modello LDEM.

Anche in questo caso, si è costruita una semplice *look-up table* a pochi punti significativi dato l'andamento lineare spezzato della curva.

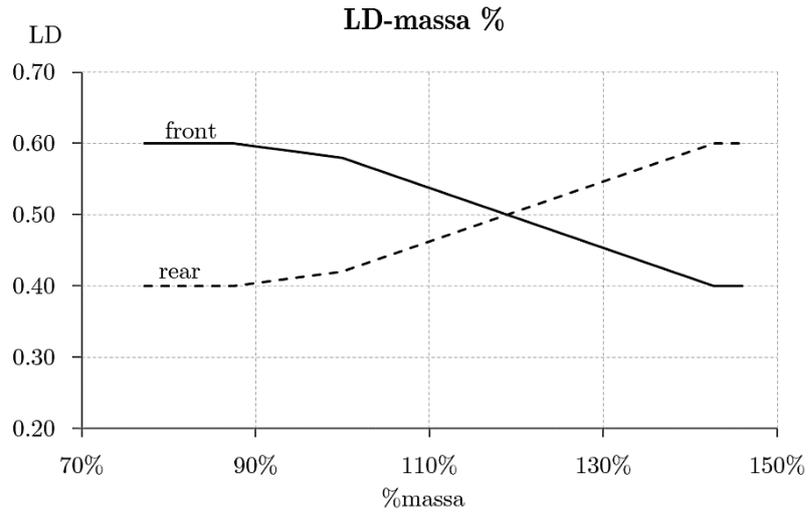


Figura 4.3 – Andamento della distribuzione di carico supposta

4.2.3 Correlazione di LaClair

In base a quanto detto nel paragrafo 2.7.4, l'aumento della pressione di gonfiaggio provoca un aumento della rigidità dello pneumatico, che comporta una riduzione della deformazione e quindi una diminuzione della resistenza al rotolamento. In base ai punti di correlazione di LaClair [9] è stato possibile trovare una correlazione di interpolazione della variazione di C_{RR} in funzione della pressione di gonfiaggio molto soddisfacente

$$C_{RR,\%} \Big|_{T=cost} = 1.3447 \cdot p_{infl}^{-0.398} \quad (4.4)$$

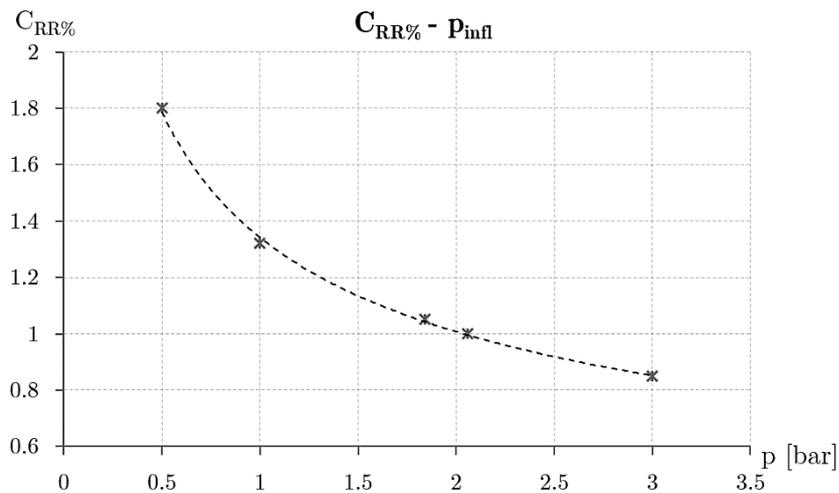


Figura 4.4 – Curva di interpolazione dei punti di LaClair

Questa equazione è fondamentale per la correzione del C_{RR} in base alla pressione letta da TPMS in *real-time*. Si nota che il coefficiente correttivo è riferito a temperatura costante (25°C) per cui è necessario correggere il C_{RR} anche in base alla temperatura degli pneumatici letta da TPMS come spiegato nel paragrafo successivo.

4.2.4 *Look-up table* $C_{RR\%}$ - T : correzione C_{RR} con la temperatura

Si può dire che l'influenza della pressione è piuttosto modesta sulla resistenza al rotolamento, portando a variazioni che possono essere al massimo del 12÷15%. Non si può dire lo stesso della temperatura che può portare a variazioni del 30% del C_{RR} in un ΔT di circa 30°C.

Per poter studiare la dipendenza della temperatura, ci si è basati sull'influenza del tempo di rotolamento, di cui si conoscono i dati relativi alla variazione di C_{RR} in base ai minuti di moto. Si è ricostruita quindi una curva passante per tali punti ottenendo una relazione razionale fratta del tipo

$$C_{RR,\%}(t) = \frac{1}{t + q_1} (a_1 \cdot t + a_2) \quad (4.5)$$

in cui i coefficienti sono stati trovati utilizzando il *tool* di *Curve Fitting* di Matlab.

Si osserva come il C_{RR} vari in modo molto significativo entro i primi 10÷12 minuti, per poi variare molto poco nel tempo. Si può immaginare quindi che la temperatura vari in modo molto marcato nei primi minuti, per poi assestarsi o aumentare in modo molto blando.

A partire dalle prove di *warm-up* a disposizione è stato possibile studiare l'andamento della temperatura interna degli pneumatici al variare del tempo di rotolamento, osservando che per le varie prove l'andamento è pressoché identico. Bisogna precisare, però, che le prove non hanno una durata di 30 minuti, ma di circa 15 minuti, che corrisponde alla parte significativa dell'aumento della temperatura di nostro interesse, per cui la curva è stata continuata per estrapolazione. Per cui, dopo aver filtrato i valori di temperatura letti da TPMS ad ogni istante, si è ricostruita la curva T - t e la si è traslata cercando un valore di *off-set* tale per cui la temperatura di inizio prova coincidesse con 25°C, valore di T per cui si conosce il corrispondente valore di C_{RR} . Tutto questo lo si può osservare in figura 4.5.

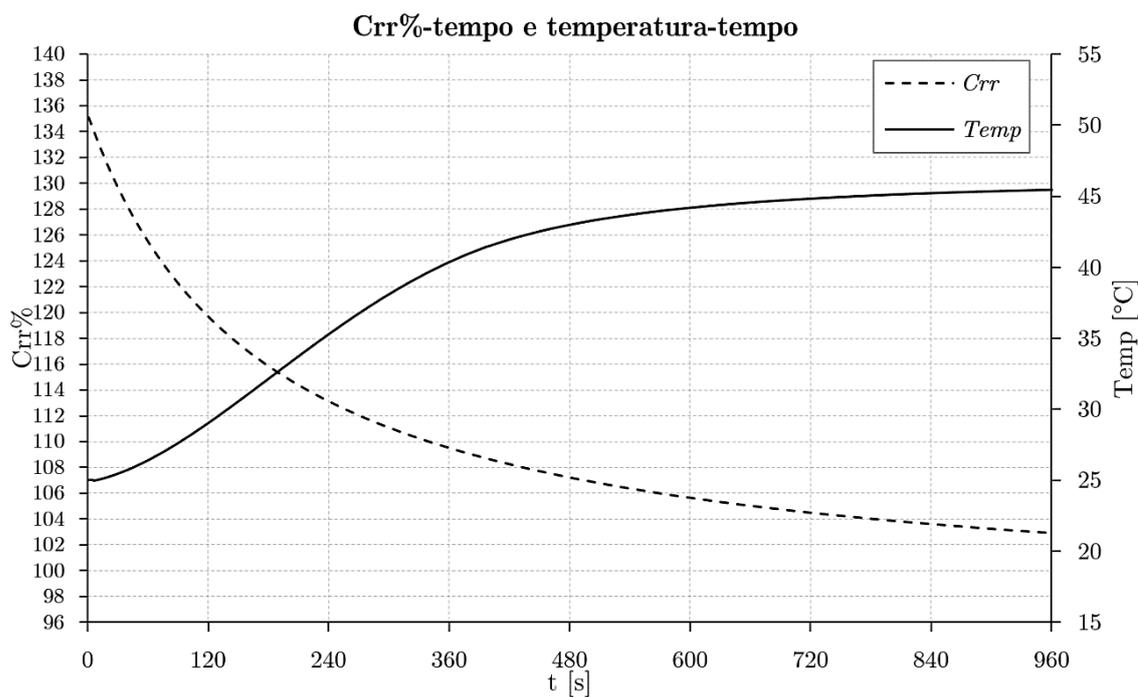


Figura 4.5 – Andamento della variazione percentuale di C_{RR} e della temperatura (curva sperimentale) in funzione del tempo di rotolamento

A questo punto è possibile relazionare direttamente il C_{RR} con la T : recuperando valori significativi a coppie di punti ($C_{RR\%}$, T) si è trovata l'equazione interpolante

$$C_{RR,\%} \Big|_{p=cost} = 3 \cdot 10^8 \cdot e^{-0.68T} + 146 \cdot e^{-0.0072T} \quad (4.6)$$

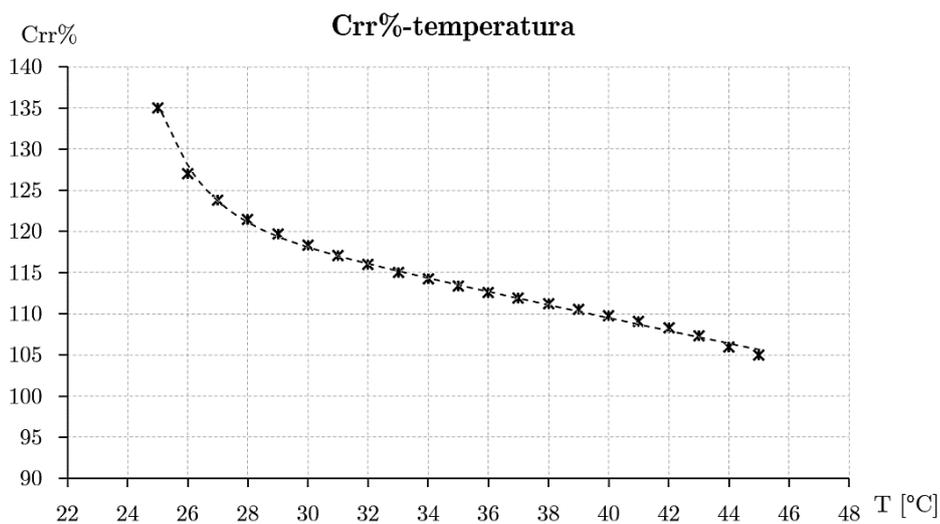


Figura 4.6 – Curva di interpolazione della variazione di C_{RR} in funzione della temperatura dello pneumatico

Ora, dal momento che deve essere possibile coprire un range di temperature ben più ampio, si è utilizzata tale relazione per estendere la curva fino a $C_{RR\%}$ pari a 1, e si è imposto il valore di C_{RR} massimo al di sotto di 25°C e pari a 1 una volta raggiunto il regime termico (che per gli pneumatici in questione si è visto essere un valore approssimativamente intorno ai 50°C). Tale andamento è stato poi trasformato in *look-up table* per motivi di semplicità di implementazione.

4.3 Il metodo

Come accennato nel paragrafo 1.5, il modello MEM presentato viene elaborato a partire dalle equazioni fondamentali della dinamica longitudinale del veicolo in moto, in particolare l'equazione di bilancio di potenza che sta alla base dell'algoritmo.

Uno schema generale del modello è in figura 4.7, in cui sono rappresentati i quattro blocchi (elaborazione dati, pre-calcolo, calcolo ed elaborazione risultati) fondamentali alla valutazione finale, che saranno commentati in modo dettagliato nel capitolo successivo.

Uno schema più dettagliato dell'algoritmo, che rappresenta in sostanza il corpo centrale di calcolo, è proposto in figura 4.8 in cui si nota la presenza di tre insiemi di valori di input opportunamente processati (quelli letti in *real-time*, quelli riferiti agli pneumatici utilizzati e quelli caratteristici del veicolo), un blocco di correzione di coefficienti e valori di input, un blocco di calcolo ricorsivo in cui avvengono altre operazioni di correzione a *step* sequenziali e infine un risultato parziale che altro non è che un *sample* che contribuisce al risultato di massa stimato medio finale con un determinato fattore di peso.

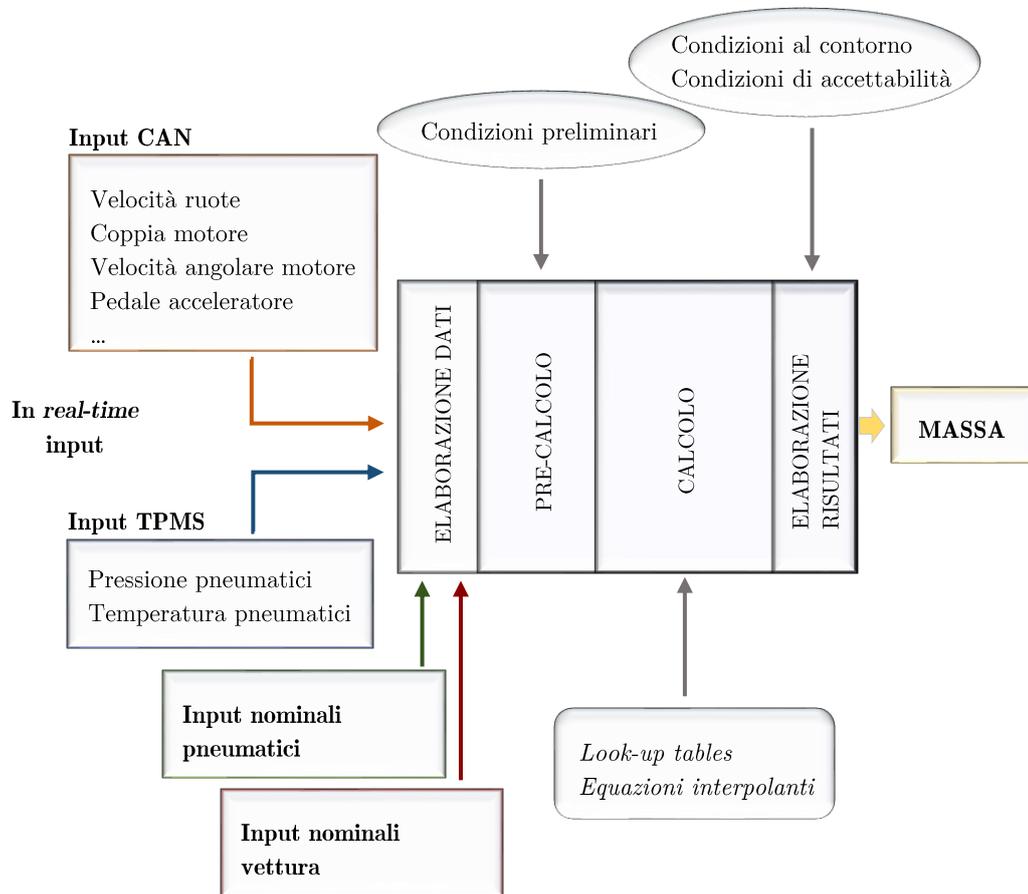


Figura 4.7 – Schema esplicativo del funzionamento generale del metodo

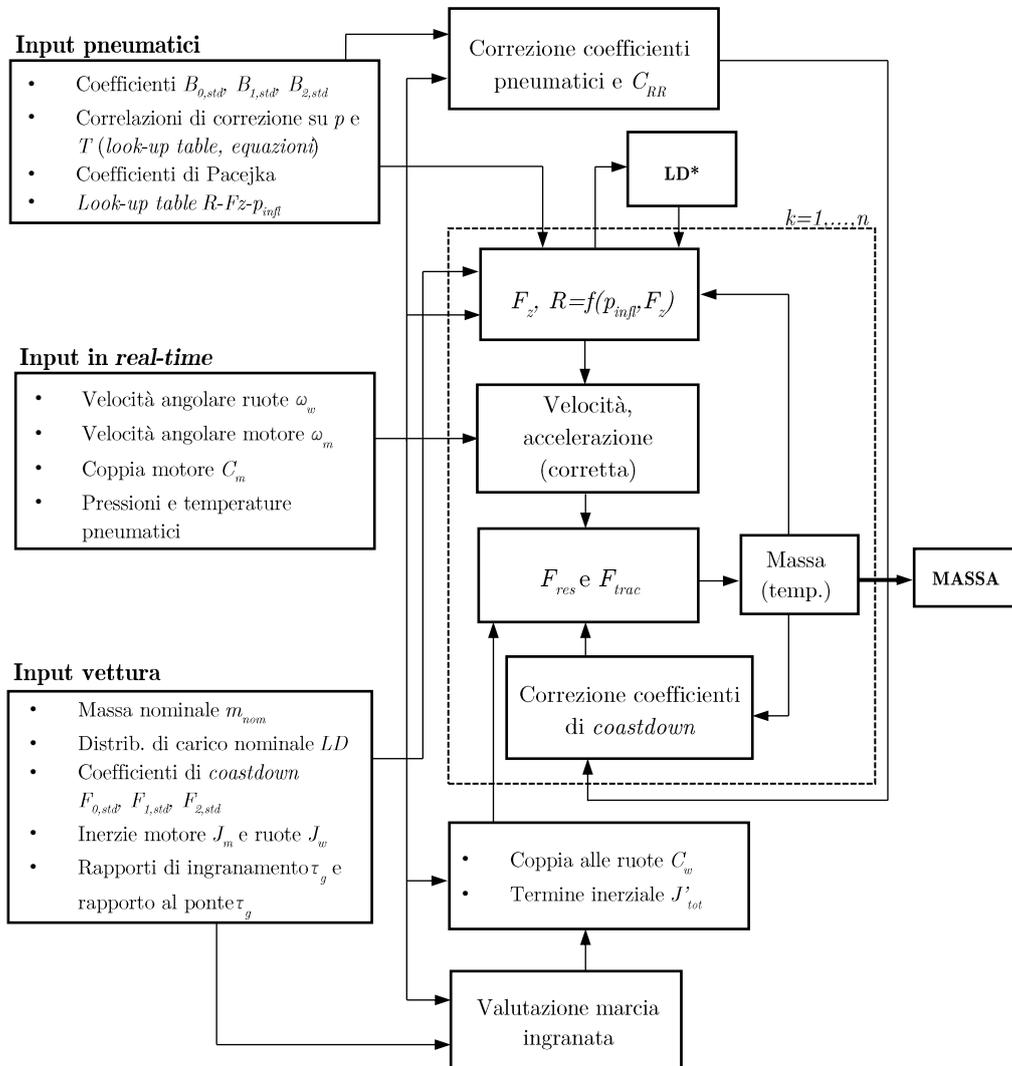


Figura 4.8 – Schema dettagliato del funzionamento dell’algoritmo

4.3.1 Dati di input

I dati di input a un qualsiasi modello di calcolo rappresentano l'elemento chiave che può stabilire a priori la validità del metodo e la bontà dei risultati. È chiaro che quanto più ampia è la gamma di dati che si hanno a disposizione tanto più dettagliato può essere il modello, in quanto si ha la possibilità di analizzare in modo approfondito una numerosa quantità di fattori. Il secondo aspetto essenziale da tenere in considerazione riguardo agli input è la qualità del segnale, sia in termini di attendibilità (se stimato da un *controller*) sia in termini di accuratezza (se letto da un sensore). Quindi, la sensibilità dei sensori utilizzati e la precisione dei *controller* a bordo possono influenzare in modo significativo i risultati.

Nel nostro caso si dispone di una quantità di dati di input adatta allo scopo, per cui raramente si andranno a trascurare fattori importanti per carenza conoscitiva, ma allo stesso tempo sono tutti dati di facile reperimento in accordo a uno degli obiettivi di sviluppo del metodo (paragrafo 1.3). Per quanto riguarda la qualità dei segnali, invece, non si ha alcun campo d'azione se non quello del *data-processing* con l'utilizzo di specifiche tecniche di filtraggio dati.

Gli input necessari al modello sono divisibili in due categorie: quelli dinamici, letti in *real-time* provenienti da CAN e TMPS e quelli caratteristici degli pneumatici e del veicolo che sono in parte costanti, in parte dipendenti dalle condizioni dinamiche. Di seguito ci si limita ad elencare tutti i dati utilizzati nel blocco di calcolo, senza introdurre gli ulteriori valori necessari al blocco di pre-calcolo o quello di elaborazione finale dei risultati.

- Dati in *real-time* letti da CAN (ECU) e da TMPS diretto [19]:
 - velocità angolare del motore ω_m in rpm;
 - coppia motore C_m in Nm;
 - coppia assorbita dagli accessori e attriti (*friction*) C_f in Nm;
 - velocità longitudinale di ogni singola ruota $v_{w,i}$ in km/h;
 - velocità longitudinale del veicolo v in km/h;
 - pressione di gonfiaggio $p_{infl,i}$ in bar di ciascuna ruota;
 - temperatura interna T_i in °C di ciascuna ruota.

- Dati costruttivi e specifiche (pneumatici e veicolo):
 - rapporti di trasmissione del cambio $\tau_{g,i}$ di ciascuna marcia;
 - rapporto di trasmissione al ponte τ_p ;
 - efficienza di trasmissione relativa a ogni singolo ingranamento η_g ;
 - efficienza di trasmissione al ponte η_p ;
 - momenti di inerzia degli elementi rotanti, disponibili in termini di “momento di inerzia” del motore J_m (che può includere il contributo del cambio all'albero primario) e delle ruote J_w (che include il contributo del

-
- disco del freno, differenziale e del cambio all'albero secondario);
 - coefficienti B_{0std} , B_{1std} e B_{2std} (a condizioni di carico, pressione di gonfiaggio e temperatura di riferimento) per descrivere la variabilità del coefficiente di resistenza al rotolamento degli pneumatici con la velocità del veicolo;
 - coefficienti di *coastdown* F_{0std} , F_{1std} e F_{2std} per descrivere la forza resistente all'avanzamento del veicolo in moto al variare della velocità quando il cambio è scollegato (cioè, quando il motore non trasmette alcuna coppia alle ruote, né applica alcuna inerzia al moto del veicolo);
 - valori di massa minima del veicolo (valutata come massa del veicolo "a vuoto"), nominale del veicolo (indicata da normativa come la massa del veicolo scarico con il solo peso dei fluidi più 75 kg corrispondenti al solo conducente) e massima del veicolo (corrispondente alla massa nominale più il massimo carico che la vettura può trasportare);
 - coefficienti di Pacejka caratteristici dello pneumatico (B_{reff} , D_{reff} , F_{reff} , F_{z0} , C_{Fz} , R_0 e tutti i coefficienti longitudinali) in funzione della pressione di gonfiaggio;
 - curve *iso-deflection* $\rho_z = \rho_z(p_{infl}, F_z)$ sotto forma di *look-up table* per descrivere la deformazione verticale degli pneumatici in funzione della pressione di gonfiaggio e la forza verticale agente sulla ruota.

I valori relativi alle caratteristiche degli pneumatici (modello 185/65R15 ENERGYSAVER+) sono stati reperiti dal manuale tecnico di Michelin, gli altri, relativi alle specifiche della vettura e ai valori dinamici ricavati durante prove in pista, sono stati forniti dai collaboratori del Centro Ricerche Fiat e reperiti dai manuali tecnici dei veicoli.

Segnali da TPMS	
Nome segnale	Descrizione
FLPressure	
FLTemp	
FRPressure	
FRTemp	Pressioni e temperature
RLPressure	interne degli pneumatici di
RLTemp	ciascuna ruota
RRPressure	
RRTemp	

Tabella 4.2 – Lista dei segnali letti da TPMS

Segnali utili da CAN	
Nome segnale	Descrizione
Time	Vettore tempo
EngineTorque	Coppia motore erogata
EngineSpeed	Velocità angolare motore
EngineFrictionTorque	Coppia accessori e attriti
MaxEngTorqueNorm	Valore di normalizzazione coppia
GasPedalPosition	Posizione pedale acceleratore
BrakePedalPosition	Posizione pedale freno
ClutchPedalAction	Posizione pedale frizione
GearEngaged	Marcia inserita
VehicleSpeedVSO	Velocità del veicolo
SteeringWheelAngle	Angolo di sterzo
LeftFrontWheelSpeed	Velocità ruota frontale sinistra
RightFrontWheelSpeed	Velocità ruota frontale destra
LeftRearWheelSpeed	Velocità ruota posteriore sinistra
RightRearWheelSpeed	Velocità ruote posteriore destra
ABSActive	ABS attivo
VDCActive	VDC attivo
EngineWaterTemp	Temperatura acqua raffreddamento

Tabella 4.3 – Lista dei principali segnali letti da CAN

Bisogna sottolineare che molti di questi coefficienti sono normalizzati o riferiti a condizioni nominali, ad esempio associati a pressioni di gonfiaggio e temperature di riferimento, o a valori di carico verticale nominale, per cui sarà necessario correggere tali valori ad ogni istante di tempo sulla base degli input dinamici come mostrato successivamente (paragrafo 5.1).

4.3.2 Analisi dell'algoritmo

Si descrive ora il corpo centrale dell'algoritmo in termini matematici, relativamente ai blocchi di pre-calcolo e calcolo.

Richiamando l'equazione 3.47, esplicitando il termine della massa equivalente traslante definita in (3.32) e chiamata m_{tr} , chiamando a l'accelerazione e precisando che si indica con R il raggio di rotolamento effettivo (precedentemente nominato R_R), si ha

$$\eta_t P_m = F_{res} \cdot v + \left(\hat{m} + \frac{J_m}{R^2} \tau_g^2 \tau_p^2 + \frac{J_w}{R^2} \right) a \cdot v \quad (4.7)$$

ed essendo la potenza motore pari a

$$P_m = C_m \omega_m = C_m \cdot \frac{v}{R} \tau_g \tau_p \quad (4.8)$$

dividendo per la velocità longitudinale, si ottiene

$$C_m \cdot \frac{1}{R} \tau_g \tau_p = F_{res} + \hat{m} a + \left(\frac{J_m}{R^2} \tau_g^2 \tau_p^2 + \frac{J_w}{R^2} \right) a \quad (4.9)$$

Introducendo la coppia disponibile alle ruote

$$C_w = \eta_t \tau_g \tau_p \cdot C_m \quad (4.10)$$

e raggruppando il termine inerziale in J'_{tot} si ottiene la forma sintetica dell'equazione sulla quale si basa il metodo per la stima della massa (relativa ad un istante di tempo) \hat{m}

$$\hat{m} = \frac{1}{a} \left[\frac{C_w}{R} - F_{res} \right] - \frac{J'_{tot}}{R^2} \quad (4.11)$$

dove il termine C_w / R rappresenta la forza di trazione F_{trac} . Si possono subito mettere in risalto i termini essenziali che vanno ad influire il risultato finale, ossia l'accelerazione, la forza resistente all'avanzamento, la coppia di trazione e il raggio di rotolamento; il termine inerziale pesa poco sul risultato finale.

Avendo a che fare con raggi differenti sulle quattro ruote (nominati con i pedici FL per *front-left*, FR per *front-right*, RL per *rear-left* e RR per *rear-right*), andando ad associare la forza di trazione alle sole ruote anteriori, ricordando che il termine inerziale varia con la marcia inserita (variabile a seconda della velocità) e che l'accelerazione così come la coppia e la velocità, interna al termine delle forze resistenti, varia ad ogni istante di tempo, si può riscrivere la (4.11) in forma esplicita

$$\hat{m}(t) = \frac{\left[\frac{\eta_t \tau_g(t) \tau_p C_m(t)}{2R_{FL}(t)} + \frac{\eta_t \tau_g(t) \tau_p C_m(t)}{2R_{FR}(t)} - \left(F_0(t) + F_1(t)v(t) + F_2(t)v^2(t) \right) \right]}{dv(t) / dt} + \left[\frac{1}{2} \left(\frac{J_m \tau_g^2(t) \tau_p^2}{R_{FL}^2(t)} + \frac{J_m \tau_g^2(t) \tau_p^2}{R_{FR}^2(t)} \right) + \frac{1}{4} \left(\frac{J_w}{R_{FL}^2(t)} + \frac{J_w}{R_{FR}^2(t)} + \frac{J_w}{R_{RL}^2(t)} + \frac{J_w}{R_{RR}^2(t)} \right) \right] \quad (4.12)$$

che è quella utilizzata dal modello MEM. I valori di massa sono valutati ad ogni istante di

tempo e per poi ottenere un valore finale mediato in modo progressivo (come mostrato in seguito in questo paragrafo).

Osservando la scrittura dell'equazione 4.12 si nota:

- la dipendenza del raggio R del tempo, poiché viene calcolato con la relazione di Pacejka in funzione della pressione, letta ad ogni istante di tempo da TPMS, e del carico verticale agente sulla ruota, valutato ad ogni istante di tempo da un blocco di calcolo;
- la dipendenza dei coefficienti di *coastdown* dal tempo, poiché variano con la pressione e temperatura degli pneumatici;
- la dipendenza del rapporto di trasmissione del cambio nel tempo, funzione della marcia inserita.

Questo implica, in ordine di elaborazione, la correzione dei coefficienti di *coastdown* (1), la valutazione del raggio di rotolamento effettivo e la correzione della velocità (2), e la valutazione del rapporto di ingranamento corretto (3).

1 – Assumendo di avere in input tutti i dati già opportunamente processati, il primo passo fondamentale sta nella correzione dei coefficienti di *coastdown*. A partire dai coefficienti B_{0std} , B_{1std} e B_{2std} utilizzati per descrivere la variazione del coefficiente di rotolamento con la velocità (ad una data pressione di gonfiaggio) e conoscendo la variazione percentuale del C_{RR} con la pressione e la temperatura, è necessario ricalcolare tali coefficienti per valutare il corretto valore di C_{RR} e infine i corretti coefficienti di *coastdown* [19].

Sapendo che i fattori correttivi, per ogni ruota $j=1,\dots,N$ e per ogni istante di tempo t , sono calcolabili come

$$\begin{aligned} C_{RR,\%,j}(t,p)\Big|_{T=const} &= a \cdot p_{infl,j}(t)^b \\ C_{RR,\%,j}(t,T)\Big|_{p=const} &= a_1 e^{b_1 T_j(t)} + a_2 e^{b_2 T_j(t)} \end{aligned} \quad (4.13)$$

e che $C_{RR,std}$ può essere espresso in funzione della velocità come mostrato nell'equazione 2.19 possiamo scrivere

$$C_{RR,j}(t,p,T) = C_{RR,std} \cdot C_{RR,\%,j}(t,p)\Big|_{T=const} \cdot C_{RR,\%,j}(t,T)\Big|_{p=const} \quad (4.14)$$

da cui (evitando di scrivere le dipendenze dalla p e T)

$$\begin{bmatrix} B_{0,j}(t) \\ B_{1,j}(t) \\ B_{2,j}(t) \end{bmatrix} = \left(\begin{bmatrix} V \\ V \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V \\ V \end{bmatrix} \right)^{-1} \begin{bmatrix} V \\ V \end{bmatrix} \cdot C_{RR,j}(t) \quad (4.15)$$

chiamata $[V] = [1 \quad v \quad v^2]$ la matrice dei coefficienti di regressione.

Essendo la variazione di pressione e temperatura tra le ruote assai ridotta, si può semplificare

$$B_{0,1,2}(t) = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N B_{0,1,2,j}(t) \quad (4.16)$$

Infine, chiamata m_{nom} la massa nominale di riferimento [20]

$$F_{0,1,2}(t) = (F_{0,1,2,std} - m_{nom} \cdot g \cdot B_{0,1,2,std}) + \hat{m}g \cdot B_{0,1,2}(t) \quad (4.17)$$

dove la massa \hat{m} è il valore di massa stimato ad ogni istante di tempo t . È possibile ora calcolare la forza resistente all'avanzamento utilizzando i coefficienti corretti.

2 – Il raggio effettivo di rotolamento delle ruote è valutato in funzione della pressione di gonfiaggio corretta sulla temperatura effettiva letta da TPMS e della forza verticale agente su ogni ruota (secondo la procedura illustrata nel paragrafo 4.3.1). Considerando il modello completo M&LDEM, la forza verticale viene stimata sulla base della distribuzione di carico ottenuta dal modello LDEM, ma fin quando non si hanno informazioni di input da tale algoritmo è necessario utilizzare una distribuzione accettabile (come illustrato nel paragrafo 4.2.2). Osservando il diagramma in figura 4.8, si capisce che i primi valori in ingresso nel blocco di iterazione sono valori di primo tentativo (come mostrato nel paragrafo 5.3), necessari all'avviamento del calcolo; si nota anche la voce “corretta” nel blocchetto relativo al calcolo della velocità e accelerazione, in quanto tali valori sono riferiti (paragrafo 3.2.3) al raggio di riferimento salvato in centralina R_{ECU} [19].

Quindi, valutato il raggio effettivo di rotolamento R è possibile definire, ad ogni istante di tempo t , un fattore correttivo dei raggi C_{COR}

$$(p(t), F_z(t)) \rightarrow R(t) \rightarrow C_{COR}(t) = \frac{R(t)}{R_{ECU}} \quad (4.18)$$

Da qui, essendo la velocità angolare della ruota ω_w

$$\begin{cases} v_{ECU}(t) = \omega_w(t)R_{ECU} \\ v(t) = \omega_w(t)R \end{cases} \quad (4.19)$$

dividendo le equazioni e conoscendo la velocità longitudinale della ruota v_{ECU} , si può correggere la velocità

$$v(t) = C_{COR}(t) \cdot v_{ECU}(t) \quad (4.20)$$

e automaticamente l'accelerazione, dal momento che è valutata come rapporto incrementale

della velocità rispetto al tempo

$$a(t) = \frac{v(t) - v(t - \Delta t)}{\Delta t} \quad (4.20)$$

3 – Per quanto riguarda la valutazione del giusto rapporto di ingranamento, è stato necessario trovare un piccolo algoritmo per verificare la marcia ingranata, dal momento che le vetture non hanno un cambio automatico che permetta la lettura della marcia inserita da CAN [19].

Conoscendo i rapporti di ingranamento di ogni singola marcia e chiamando T_g il vettore che li contiene

$$T_g = \{ \tau_{g1}, \tau_{g2}, \tau_{g3}, \dots \} \quad (4.21)$$

valutando il rapporto di ingranamento effettivo come rapporto della velocità angolare motore e la velocità angolare all'albero primario di trasmissione

$$\tau_{g,eff} = \frac{\omega_m}{\omega_t} = \frac{\omega_m}{\frac{v}{R} \cdot \tau_p} \quad (4.22)$$

si può estrapolare il valore di marcia ingranata, e quindi il corretto valore discreto del rapporto di ingranamento come

$$\forall \tau_{gi} \in T_g \quad \exists \tau_g \in T_g : (| \tau_{g,eff} - \tau_g |) = \min(| \tau_{g,eff} - \tau_{g,i} |) \quad (4.23)$$

A questo punto, conoscendo il τ_g ad ogni istante di tempo, è possibile valutare il momento di inerzia totale e la coppia trasmessa alle ruote

$$J_{tot}^i(t) = \sum_{j=1}^N J_w + J_m \cdot \tau_g^2(t) \tau_p^2 \quad (4.24)$$

$$C_w(t) = \eta_t \tau_g(t) \tau_p \cdot C_m(t)$$

In definitiva, con riferimento alla figura 4.8, l'algoritmo del corpo di calcolo descritto in un istante di tempo t consiste: nella lettura degli input in *real-time* provenienti da CAN e TPMS opportunamente processati; valutazione della marcia inserita e del rapporto di ingranamento e conseguente calcolo della coppia alle ruote; correzione (I) dei coefficienti di *coastdown* in base al valore di pressione e temperatura corrispondente a quell'istante di tempo e con una massa pari a quella nominale del veicolo; valutazione (I) del raggio di rotolamento di primo tentativo di ciascuna ruota in funzione della pressione letta e della forza verticale relativa alla massa nominale del veicolo; correzione (I) della velocità e

dell'accelerazione; valutazione (I) delle forze resistenti e di trazione; valutazione del valore di massa (I); iterazione (II...N-esima) degli ultimi quattro passi con l'utilizzo del valore di massa calcolato all'iterazione precedente (I...N-esima - 1); aggiornamento della distribuzione di carico media sull'ultima iterazione che viene utilizzata all'istante successivo; risultato in massa di ultima iterazione (N-esima).

Quest'ultimo valore, relativo ad un istante di tempo, viene poi mediato (se accettabile) in modo progressivo con gli altri risultati, per ottenere poi una stima finale.

4.4 Validazione del metodo

Per poter stabilire la bontà del metodo elaborato e valutare l'accuratezza dei risultati, ma anche per capire l'efficacia delle modifiche introdotte nel tempo, è necessario avere un riscontro diretto, ossia "far girare" il modello con dati realmente acquisiti, cercando di rispettare le ipotesi di partenza e le assunzioni fatte. Questo è stato reso possibile dalla collaborazione con il Centro Ricerche Fiat che ci ha reso disponibili dati di acquisizione in pista con vetture uguali equipaggiate da motori diversi, carichi diversi, pressioni di gonfiaggio diverse e andamenti di accelerazione e velocità diversi, e che ancora (si specifica che ad oggi il progetto POC non è concluso) si avranno altre acquisizioni da analizzare.

Il modello (in fase MoL) è stato finora validato con diverse acquisizioni fatte in due piste differenti con due vetture differenti:

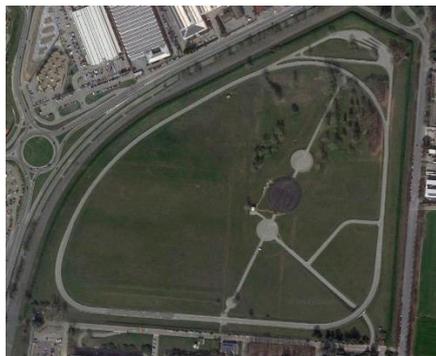
- Pista Prova CRF (figura 4.9 (a))
 - Fiat Grande Punto (199) 1.2 Benzina 65 CV;
 - 3 acquisizioni a pressione di gonfiaggio pari a 1.8 bar e 2 acquisizioni a pressione di gonfiaggio pari a 2.2 bar con stessa massa; le acquisizioni sono fatte con rampe di accelerazione differenti;
- pista del Centro Sperimentale Balocco (figura 4.9 (b))
 - Fiat Grande Punto (199) 1.3 MJet 75 CV;
 - 3 acquisizioni con stessa massa e pressione di gonfiaggio pari a 1.8 bar.

In realtà si dispongono di altre prove, come quelle di *warm-up* e altre miste, i risultati delle quali non verranno mostrati in questa tesi. Osservando la figura 4.9 si può notare come la pista CRF (a) offre basse possibilità di percorsi, e quindi avremo a che fare con andamenti di accelerazione e velocità molto più regolari rispetto a quelli da Balocco (b). Nella prima pista si può avere una simulazione di andamenti di velocità caratteristici di percorsi extraurbani, mentre nella seconda è stato possibile simulare anche un comportamento urbano, con ripetute curve e accelerazioni, velocità più basse e cambi di marcia più frequenti.

Per quanto riguarda le prove di simulazione su strada, diciamo che la fase HiL è stata

assestata e questo permette di riportare le modifiche effettuate su MATLAB e Simulink anche al codice letto dal CompactRIO. Sono state lanciate prove di simulazione collegando una porta OBD del veicolo che simula l'acquisizione in *real-time* al cRIO e quest'ultimo al PC, in modo da ottenere dei risultati analoghi a quelli che si otterrebbero direttamente su strada. I risultati non si discostano da quelli ottenuti dal modello in Simulink, in quanto non ci sono problemi di tempistiche di computazione, cioè il modello riesce a svolgere l'intero blocco iterativo in un tempo inferiore a quello del *clock* dell'*hardware* del cRIO. Infatti (paragrafo 1.4), dovendo il modello girare in *real-time*, deve essere in grado di effettuare la *run* completa relativa ad un istante di tempo ad ogni colpo di *clock*.

Si ripete che il modello MEM, ma anche il modello LDEM, non è quello definitivo per cui sarà soggetto a modifiche di assestamento. Infatti, è necessario effettuare altre prove di robustezza per valutare come i modelli rispondano a condizioni di carico, massa, pressione di gonfiaggio ecc. differenti, prove che al momento hanno globalmente dato esiti affermativi.



(a)



(b)

Figura 4.9 – Foto aerea delle piste: (a) pista prove CRF, (b) pista del centro sperimentale Balocco

Capitolo 5

Stima della massa

Si presenta in questa sezione lo sviluppo completo del modello comprensivo di formulazione teorica e rappresentazione grafica, a partire dall'elaborazione degli input fino all'ottenimento dei risultati opportunamente processati; si introducono, infine, alcuni algoritmi di miglioramento, alcuni dei quali sono in fase di studio.

I grafici e i risultati parziali mostrati sono relativi solo ad alcune prove (e non a tutte quelle a disposizione); i risultati finali sono invece quelli ottenuti con tutte le acquisizioni. Si fa osservare che la notazione usata per indicare la prova a cui si riferisce ciascun grafico sarà del tipo 2.2t3CRF, in cui il primo numero indica la pressione di gonfiaggio di riferimento, t1 il numero del test, CRF (o BALC) se ci si riferisce alle prove da CRF (o Balocco).

5.1 Elaborazione dati

Come spiegato nel capitolo precedente, i dati di input si dividono in dati acquisiti in *real-time* e dati costruttivi e/o di riferimento. Mentre quest'ultimi non sono valori costanti, al più da correggere successivamente sulla base dei parametri acquisiti in *real-time*, quelli provenienti da CAN e TPMS devono essere processati, nello specifico ricampionati e filtrati.

5.1.1 Ricampionamento

Siccome si ha a che fare con dati di input provenienti da sensori diversi e che sono acquisiti a frequenza diverse, è necessario effettuare un ricampionamento dei segnali da

CAN e TPMS alla stessa frequenza. Alcuni segnali di entità significative soggette a repentine variazioni nel tempo, infatti, sono acquisiti a elevate frequenze (100÷500Hz), come ad esempio la coppia motore o la velocità angolare, altri invece, acquisiti a pochi Hertz dal momento che non sono fortemente variabili, ad esempio pressione e temperatura degli pneumatici acquisiti a 2 Hz.

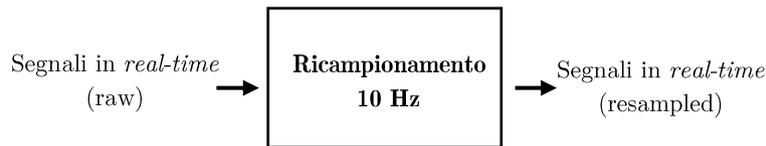


Figura 5.1 – Schema del ricampionamento

Nel nostro caso sono stati effettuati studi di valutazione della frequenza di campionamento ottimale, che è risultata essere 10 Hz. Andando a diminuire la frequenza si ricostruisce un segnale a scalino con perdita di informazione riguardo a importanti entità e loro derivate, mentre aumentando troppo la frequenza di ricampionamento si ottiene sì un segnale più continuo (per tutte le grandezze acquisite a frequenze maggiori di quella scelta) ma si appesantisce l’elaborazione.

5.1.2 Filtraggio

Tutti gli input in *real-time* letti (o stimati) dai veri sensori sono soggetti a imperfezioni di misura dovuti alla lettura di segnali di origine aleatoria provenienti dal sensore stesso e dall’ambiente di misura (rumore) e segnali che provengono dall’esterno ed interferiscono con la misura (disturbi). Si preferisce quindi eliminare queste fluttuazioni attorno al valore medio ai fini di ottenere dei riscontri più realistici.

L’introduzione di filtri introduce inevitabilmente dei piccoli ritardi, per cui nel modello Simulink è stato necessario effettuare una fasatura dei segnali aggiungendo un piccolo *delay* ai segnali non filtrati.

In particolare, sono stati utilizzati semplici filtri passa basso per eliminare il rumore di alta frequenza sulla velocità delle ruote o filtri a media mobile con finestre ridotte per quanto riguarda la coppia motore e la velocità angolare. Per la pressione e temperatura si è preferito usare una sorta di filtro a gradino perché tali segnali sono risultati essere i più “sporchi” e le fluttuazioni ad essi associate portano oscillazioni maggiori anche sul raggio e allo stesso tempo sono i segnali che ammettono la minor variazione nel tempo, per cui si può assumere che il valore di pressione cambi ogni Δt (secondi) anziché ogni 2 s.

A titolo di esempio, in figura 5.2 sono riportati i grafici relativi alle pressioni lette da TPMS e filtrate per alcune prove. In generale si può osservare come la pressione vari molto

poco nel tempo, al più di qualche decimo di bar, e si nota anche come la pressione sia costantemente maggiore del valore di gonfiaggio di riferimento, il che è dovuto alla diversa temperatura reale da quella che si aveva al gonfiaggio e in parte al carico che grava sulle ruote come spiegato nel paragrafo 7.1. Nel grafico (c) si nota che il segnale della ruota posteriore destro (RR) ha fluttuazioni molto ampie, probabilmente dovute a problemi del sensore. In (d) è mostrata la differenza tra un segnale filtrato e non.

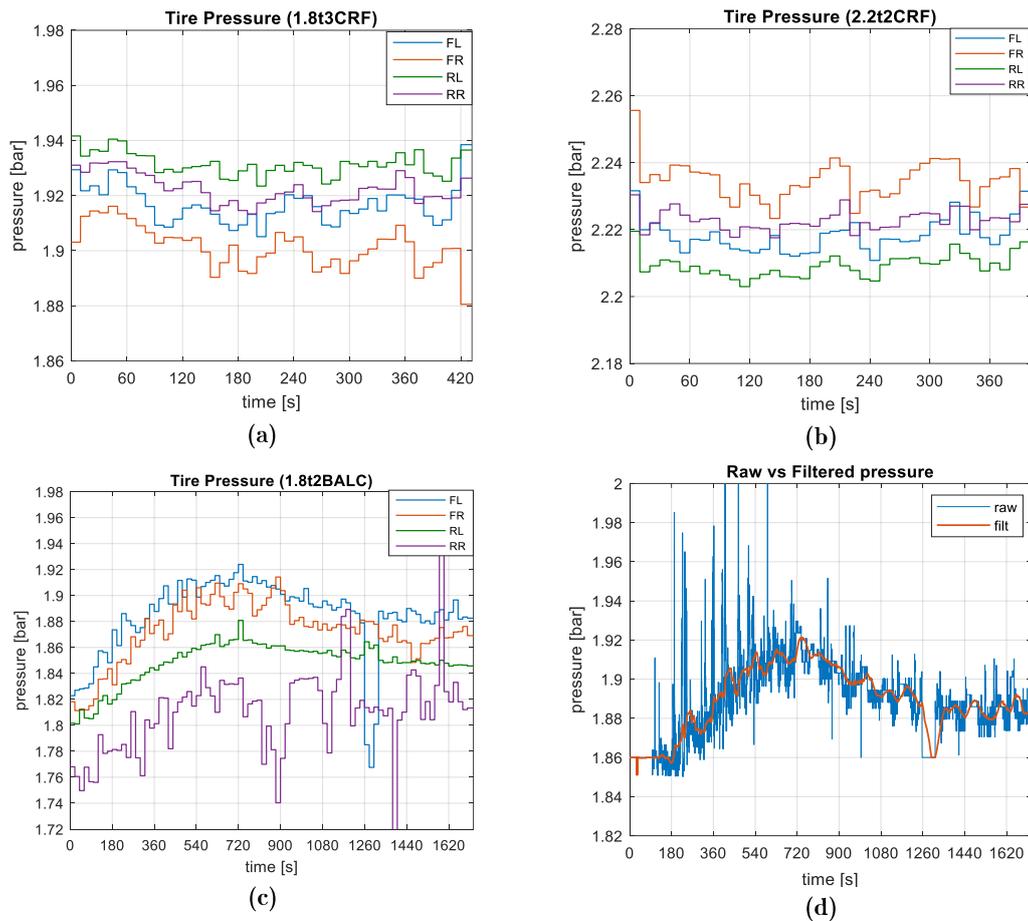


Figura 5.2 – (a), (b), (c) andamenti delle pressioni degli pneumatici filtrate di alcune prove di acquisizione; (d) differenza tra un segnale di pressione filtrato e non

Stesso ragionamento si può fare per la temperatura. Si vede (figura 5.3 (b)) come l'andamento vari durante il moto del veicolo con ΔT che possono essere di $10\div 15^\circ\text{C}$; le temperature sono piuttosto basse anche perché le prove sono state fatte in periodo invernale. I picchi improvvisi sono dovuti a problematiche del sensore, non eliminabili con un filtraggio.

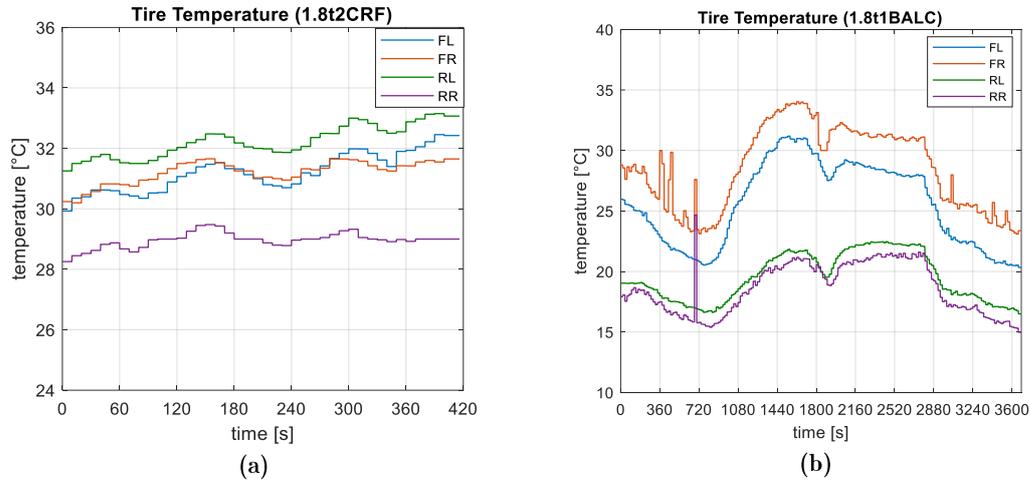


Figura 5.3 – Andamenti delle temperature degli pneumatici filtrate di due prove di acquisizione

Inoltre, la pressione letta da TPMS di ciascun pneumatico deve essere normalizzata alla temperatura di riferimento T_0 di 25°C al fine di poter essere utilizzata per azioni di correzione e calcolo del raggio di rotolamento effettivo da *look-up table*

$$p_{j,norm} = \frac{p_{j,mis}}{T_{j,mis}} \cdot T_0 \quad (5.1)$$

Per quanto riguarda la coppia motore bisogna, il segnale “EngineTorque” da CAN è un valore stimato dalla centralina e dato in output come percentuale di un valore massimo di normalizzazione, e che deve essere inoltre depurato della coppia relativa essenzialmente agli accessori e attriti, anche questa stimata da centralina (“EngineFrictionTorque”). Per cui

$$C_m = \frac{"EngTorque" - "EngFrictionTorque"}{100} \cdot "MaxEngTorqueNorm" \quad (5.2)$$

La velocità angolare invece viene data in output in rpm, per cui deve essere convertita in rad/s.

Nella figura 5.4 sono riportati gli andamenti della coppia e della relativa velocità angolare motore per due diverse prove. Si osserva che la coppia massima delle prove Balocco è molto più alta di quella che si ha nelle prove CRF, sia perché la vettura è diversa sia perché le accelerazioni sono molto più aggressive, e questo lo si può notare anche dall'andamento stesso della coppia assai frastagliato probabilmente con picchi che sono sovrastimati dalla centralina.

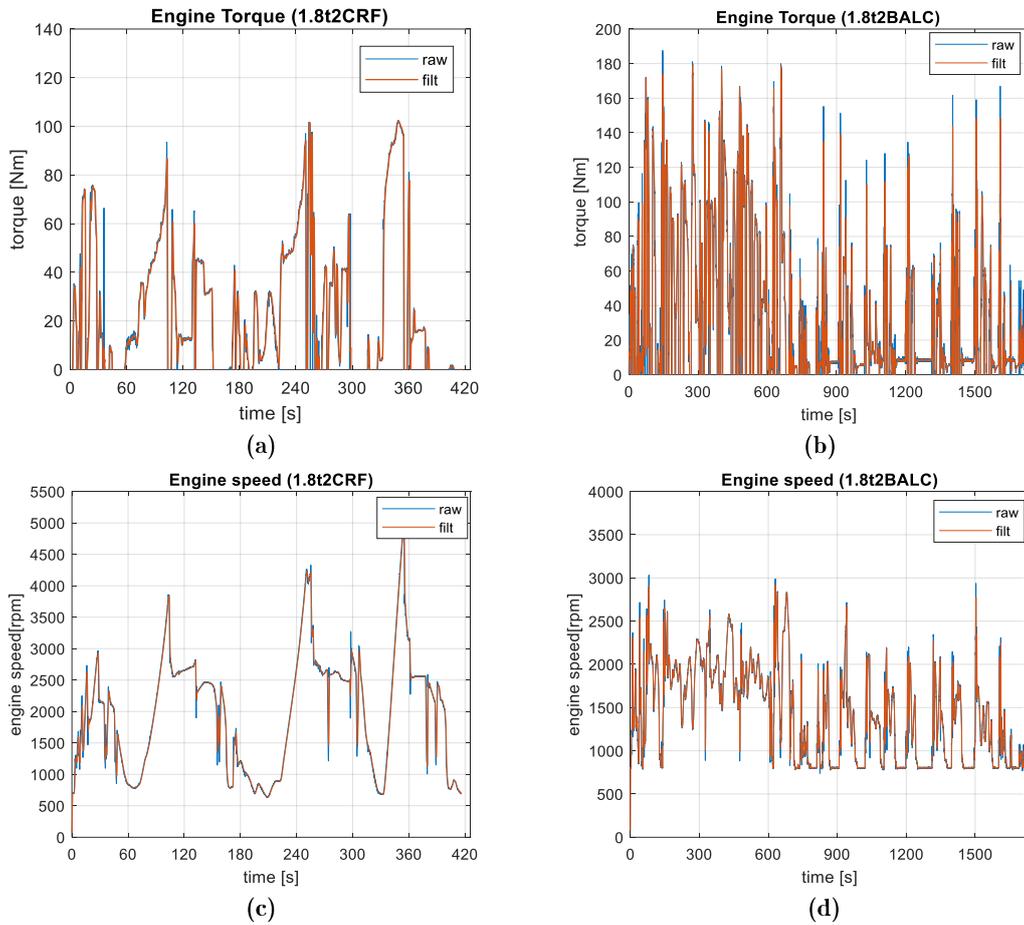


Figura 5.4 – Andamenti della coppia motore erogata (a) e (b) e della velocità angolare del motore (c) e (d) di due prove differenti

La velocità del veicolo può essere letta da CAN direttamente o calcolata a partire dalla velocità longitudinale delle ruote. Si è preferito ricalcolarla come media delle velocità letta in km/h di ciascuna ruota

$$v_{ECU} = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N v_{w,ECU,j} \quad (5.3)$$

In figura 5.5 sono riportati dei grafici relativi a diverse prove; nel grafico (d) è messo in risalto il segnale non filtrato e quello filtrato.

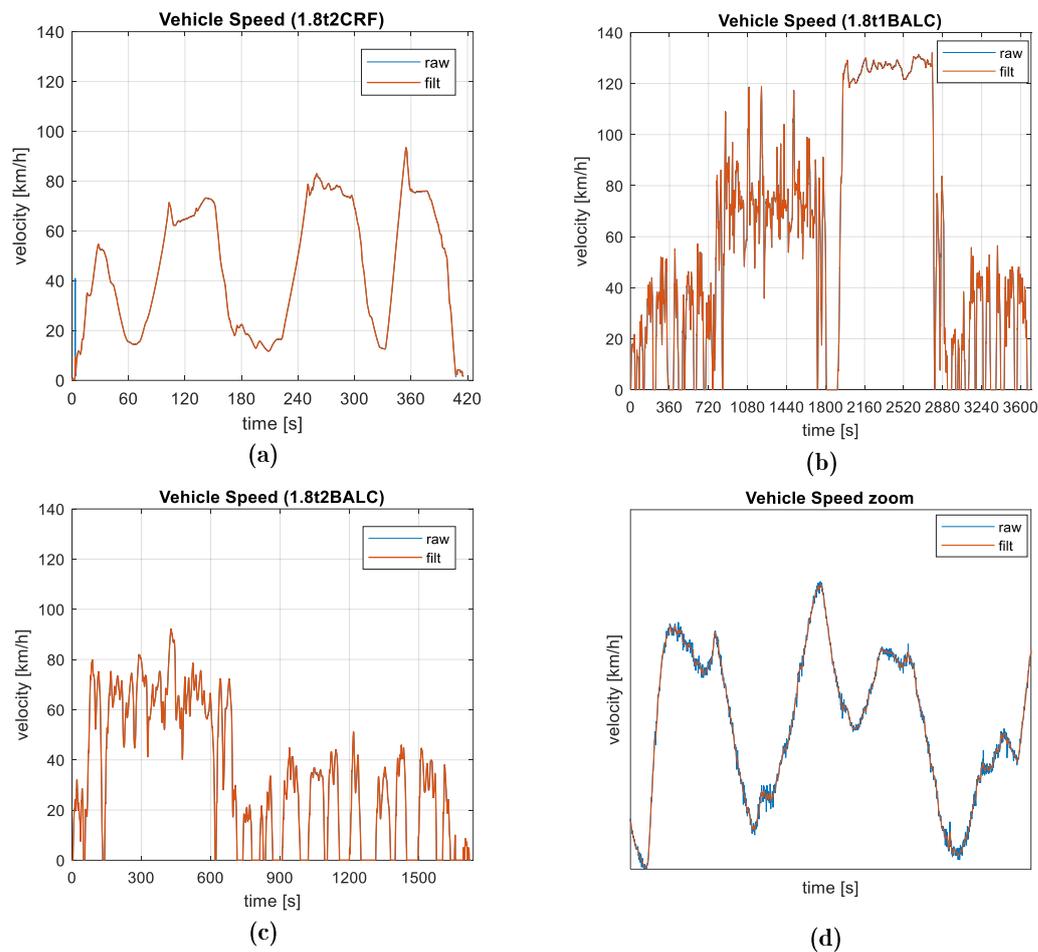


Figura 5.5 – (a), (b), (c) andamenti della velocità di diverse prove di acquisizione; (d) dettaglio del segnale filtrato e non

5.2 Calcolo preliminare

Questa fase è fondamentale per valutare se i dati di acquisizione di quell'istante t sono adatti ad entrare nel blocco di calcolo ed essere elaborati, ma anche per il calcolo preliminare di alcune grandezze che vengono utilizzate nel corpo centrale dell'algoritmo o per l'avviamento del modello stesso (valutazione delle entità di primo tentativo).

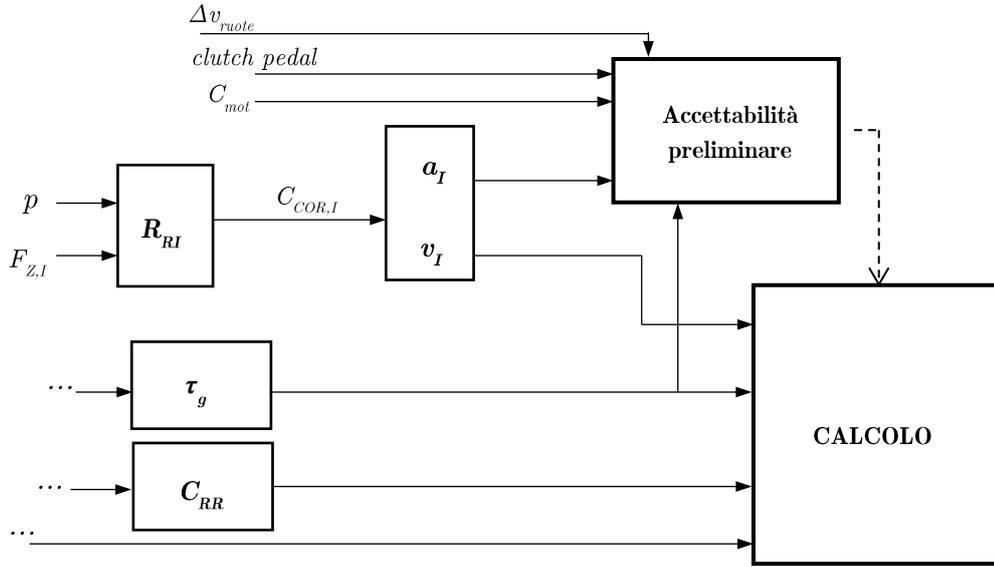


Figura 5.6 – Schema di funzionamento del blocco di pre-calcolo

5.2.1 Grandezze di primo tentativo, correzione e pre-calcolo

Dal momento che il corpo di calcolo è rappresentato essenzialmente da un blocco ricorsivo, è necessario inizializzare le grandezze non note che saranno poi calcolate iterativamente (paragrafo 5.3). In primis è da valutare il raggio di rotolamento, per cui bisogna conoscere la pressione degli pneumatici delle quattro ruote all'istante t (letta da TPMS e normalizzata) e il carico verticale che agisce sulla ciascuna ruota, dato ovviamente non noto in quanto non si conosce la massa. Per cui, si valuta una forza verticale F_z di riferimento che sia uguale sulle due ruote anteriori e sulle due posteriori, considerando come dati di riferimento la massa nominale e la distribuzione di carico sugli assali anteriori e posteriori standard.

$$F_{z(I),F,R} = \frac{1}{2} LD_{F,R} \cdot m_{nom} g \quad (5.4)$$

A questo punto è possibile entrare nelle *look-up table* illustrate nel paragrafo 4.2.1 e valutare un raggio di rotolamento anteriore e posteriore di primo tentativo

$$(p_j, F_{z(I),j}) \rightarrow R_{j(I)} \quad (5.5)$$

Valutato questo primo raggio si può calcolare un fattore correttivo C_{COR} (che dovremmo chiamare di primo tentativo) per la velocità.

Quindi la velocità e accelerazione, calcolata come derivata discreta a valle del filtraggio,

$$v = C_{COR} \cdot v_{ECU}$$
$$a = \frac{\Delta v}{\Delta t} \tag{5.6}$$

Per quanto riguarda la correzione del coefficiente di resistenza al rotolamento sulla base dei valori di pressione e temperatura in input, se ne è già parlato nel paragrafo 4.2.3 e 4.2.4 così come si è parlato della valutazione del corretto rapporto di ingranamento a partire dalla verifica della marcia ingranata (che purtroppo non è disponibile su CAN).

5.2.2 Accettabilità preliminare

Prima di effettuare il processo di calcolo, si analizzano alcuni parametri significativi per determinare se sono soddisfatte le condizioni di accettabilità, alcune delle quali sono state già introdotte. Prima di tutto, bisogna stabilire se il moto del veicolo è accelerato così da poter utilizzare l'equazione 4.11 e in un si ha la sicurezza che il veicolo sia in trazione; in secondo luogo bisogna stabilire che il moto sia longitudinale, poiché il metodo è valido solo e solo se questa condizione è soddisfatta. Se l'algoritmo fosse utilizzato in condizioni, ad esempio, di frenata o in casi di moto curvilineo, i risultati non sarebbero fisicamente accettabili. L'accuratezza dei risultati è quindi dipendente anche da questo set di condizioni, che agiscono con una logica di tipo *on/off*.

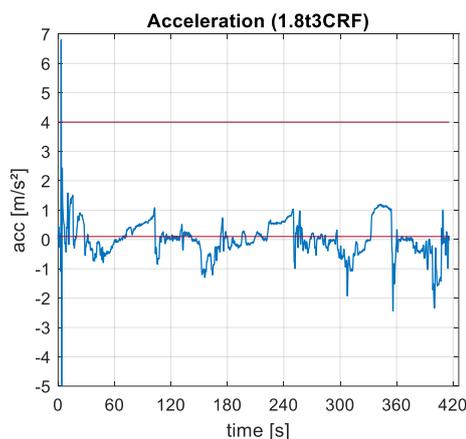
- Accelerazione $> 0.1 \text{ m/s}^2$
Si ha la necessità di verificare che il veicolo sia in accelerazione, per cui, per ogni istante di tempo, dopo aver calcolato la velocità corretta, si valuta l'accelerazione istantanea e la si confronta con questo valore soglia.
- Accelerazione $< 4 \text{ m/s}^2$
Si escludono i *sample* con accelerazioni eccessivamente elevate che verosimilmente sono legate ad errori di calcolo o acquisizione.
- Pedale della frizione rilasciato
Questo parametro è essenziale per poter capire se il motore trasmette potenza alle ruote e quindi se effettivamente è ingranata una marcia; per poter verificare tale condizione, si legge da CAN una voce chiamata "ClutchPedalAction" che è un vettore logico composto da 0 e 1 a seconda se il pedale sia rilasciato o premuto.
- | Differenza delle velocità delle ruote anteriori | $< 0.1 \text{ km/h}$
Poiché non sempre si ha a disposizione il segnale che indica l'angolo di sterzo, si è preferito andare a valutare una differenza di velocità tra la ruota anteriore destra e quella sinistra in valore assoluto per confrontarla con un valore limite (figura 5.8 (c) e (d)). Sotto questa soglia non conviene scendere poiché si potrebbe scendere sotto il livello di affidabilità del segnale.
- Coppia motore $< 80\%$ della coppia massima

Poiché il valore di coppia è un valore stimato dalla centralina, questo dipende da molteplici fattori sui quali non si ha alcuna capacità di azione; per evitare che si abbia a che fare con valori eccessivamente elevati, al limite della curva di *full-load* del piano quotato, si preferisce non considerare tali valori.

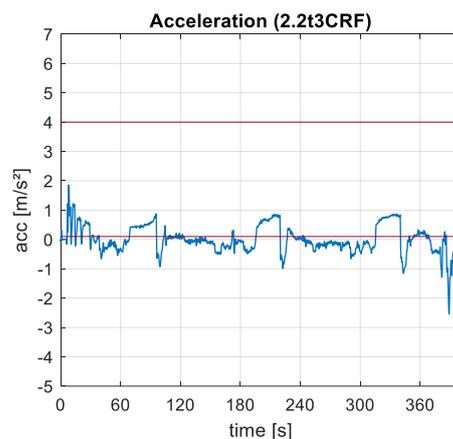
- Coppia motore > 10% della coppia massima
Quando il valore di coppia è troppo basso, potrebbe essere poco affidabile per cui si sceglie di non considerare i *sample* associati a tale istante.
- Marcia ingranata valida
Si è detto che la marcia viene valutata con un algoritmo in base alla velocità angolare del motore e quella delle ruote, per cui è necessario verificare che si abbia a che fare con un valore accettabile (controllo cautelativo e correttivo (paragrafo 5.3)).

Questa fase di valutazione della validità del segnale di acquisizione è fondamentale per garantire che l'algoritmo, basato su leggi fisiche, funzioni entro dei limiti fisicamente accettabili. Quindi, dopo aver controllato l'accettabilità si decide se procedere con il calcolo e processare un risultato, oppure evitare di entrare nel blocco di calcolo e attendere il segnale dell'istante successivo.

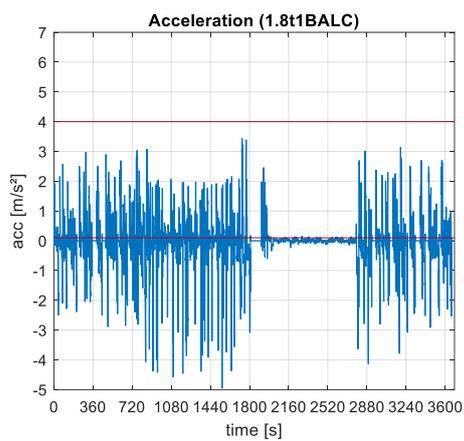
In figura 5.7 sono riportati alcuni grafici delle accelerazioni (e i limiti di accettabilità) relative a quattro prove differenti, (a) e (b) su pista CRF e (c) e (d) su Balocco; si osserva come nel secondo caso si abbia a che fare un andamento molto più frastagliato ma anche più marcato. In figura 5.8 (a) e (b) sono mostrati i limiti di coppia, e in figura 5.8 (c) e (d) è riportato l'andamento della differenza di velocità tra le ruote anteriori nel tempo e la soglia di accettabilità del Δv sulle ruote anteriori in km/h.



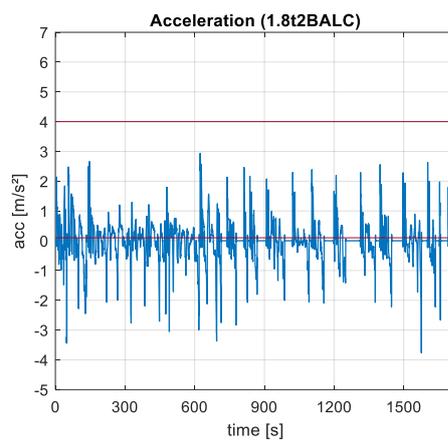
(a)



(b)

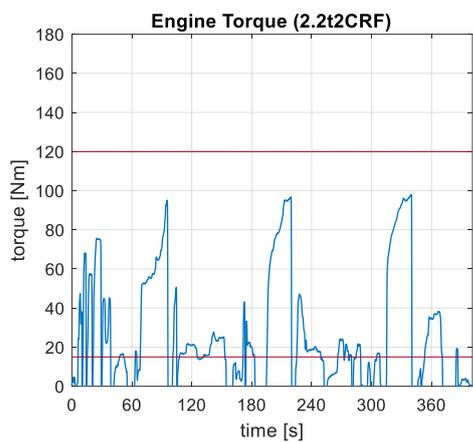


(c)

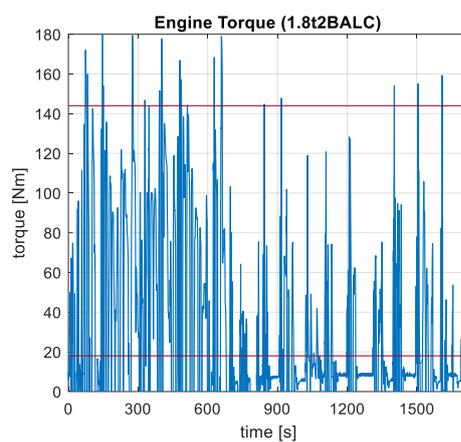


(d)

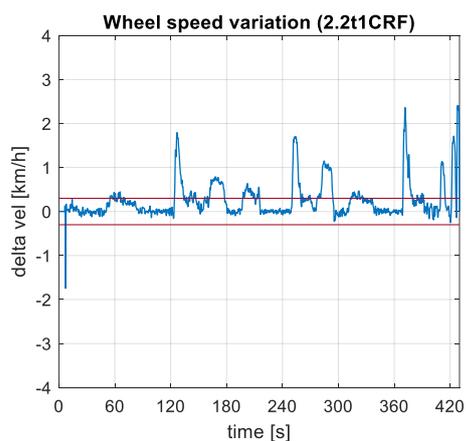
Figura 5.7 – Andamenti dell'accelerazione e limiti di accettabilità (rosso) di diverse prove di acquisizione



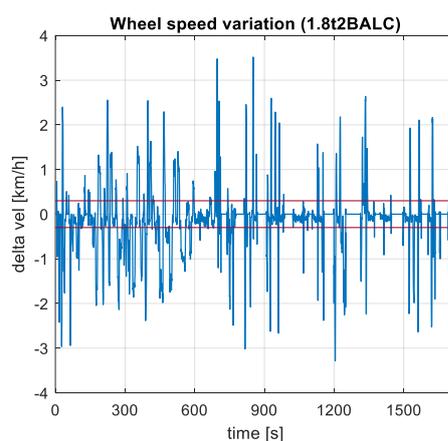
(a)



(b)



(c)



(d)

Figura 5.8 – Andamenti della coppia motore e relativi limiti di accettabilità (a) e (b); differenza delle velocità tra le ruote anteriori (c) e (d)

5.3 Calcolo

Se il test logico precedentemente descritto dà esito 1, si procede con il calcolo e poi l'elaborazione del risultato di massa per ogni istante di tempo t .

Alcune grandezze fondamentali sono state già calcolate, come la velocità e l'accelerazione, ma possono essere corrette iterativamente in base al valore di raggio effettivo che viene valutato. Infatti, ricordiamo che quello calcolato nel blocco di pre-calcolo è un valore di primo tentativo necessario per poter effettuare le dovute verifiche e attivare l'algoritmo. Si procede allora con il calcolo della coppia alle ruote e del termine delle inerzie

$$\begin{aligned}
 C_w &= \eta_t \tau_g \tau_p C_m \\
 J_{tot}'(t) &= \sum_{j=1}^N J_w + J_m \cdot \tau_g^2 \tau_p^2
 \end{aligned} \tag{5.6}$$

in cui l'efficienza di trasmissione considerata è quella relativa al cambio e non al ponte, dal momento che di questa ne viene tenuto in considerazione nei coefficienti di *coastdown*.

Viene valutato, inoltre, a titolo di controllo, un parametro γ definito come la differenza tra la media delle velocità angolari delle ruote anteriori $\omega_{w,F}$ lette da ruota fonica (quindi le velocità reali delle ruote all'istante t) e quella teorica, valutata a partire dalla velocità angolare del motore scalata per il rapporto di ingranamento al ponte e della marcia, normalizzato alla $\omega_{w,F}$. Questo viene fatto perché capita che l'algoritmo di valutazione della marcia inserita associ il τ_g errato (generalmente corrispondente alla marcia inferiore) semplicemente perché si ha, ad esempio, un errore del segnale di velocità angolare o perché si ha sfizionamento al cambio marcia o subito dopo una frenata. Infatti, sebbene il segnale da CAN "ClutchPedalAction" sia un segnale logico di tipo 1/0, ci sarà sempre un errore nella lettura della posizione reale del pedale, il quale ha un'alzata con andamento continuo e non a gradino di tipo *on/off*. Conferma di ciò, è che questo problema si è osservato solo nelle prove Balocco in cui il tracciato è impegnativo, ricco di rallentamenti e riprese, e quindi cambi di marcia rapidi.

In sostanza si definisce γ come

$$\gamma = \frac{\omega_{w,F} - \omega_m / (\tau_g \tau_p)}{\omega_{w,F}} \tag{5.7}$$

In questo modo è possibile capire quando si ha a che fare con un τ_g errato, poiché γ è idealmente pari a zero dal momento che la velocità è trasmessa tramite elementi rigidi e ridotta da rapporti geometrici. Un errato valore di rapporto di ingranamento provoca un errore nella valutazione della coppia alle ruote, calcolata secondo l'equazione 5.6, e in questo modo la si può correggere in base al valore di γ . Questo è un approccio semplificato ed è

ancora in fase di accettazione, ma è stato qui utilizzato per presentare i risultati ed è stato riportato per coerenza di trattazione.

A questo punto si hanno tutti i fattori per poter entrare nel blocco di calcolo iterativo, che si esegue n volte per ogni istante di tempo t . Questo procedimento di iterazione è necessario per minimizzare l'errore di calcolo delle forze verticali agenti sugli assali e sulla dimensione del raggio e delle grandezze collegate, ovvero velocità, accelerazione, forza di trazione e termine inerziale.

Di seguito è mostrato l'algoritmo utilizzato; per valutare il numero di iterazioni da svolgere n è stato studiato l'andamento di convergenza con il numero delle iterazioni, tenendo in conto che aumentare il numero di iterazioni significa aumentare il numero di calcoli che la CPU deve svolgere nel tempo di *clock* (paragrafo 1.4). Per questi motivi, si è scelto di imporre n pari a 10 iterazioni. Inoltre, va detto che la convergenza ad un valore di raggio o di forza verticale è significativa da un punto di vista matematico, in quanto implica coerenza tra le funzioni di input e output permettendo la minimizzazione dell'errore. Ciò non significa che il valore ottenuto sia fisicamente accettabile.

Algoritmo iterativo ($i = 1, \dots, n$)

first attempt values ($i = 1$)

1: $F_{z,F}(i = 1), F_{z,R}(i = 1) = f(LD_{F,R}^*, m_{nom})$

2: $F_{0,1,2}(i = 1) = F_{0,1,2,std} + m_{nom} \cdot g \cdot (B_{0,1,2} - B_{0,1,2,std})$

3: $R_j(i = 1) = f(p_j, F_{z,j}(i = 1))$; $C_{COR}(i = 1) = \text{media}(R_j(i = 1)) / R_{ECU}$

4: $F_{res}(i = 1) = F_0(i = 1) + F_1(i = 1)v + F_2(i = 1)v^2$; $F_{trac}(i = 1) = C_w / R_F(i = 1)$

5: $\rightarrow m(i = 1)$

procedure LOOP ($i = 2, \dots, n$)

6: $F_{z,F}(i), F_{z,R}(i) = f(R_{F,R}(i - 1), LD_{F,R}^*, m(i - 1))$

7: $F_{0,1,2}(i) = F_{0,1,2,std} - m_{nom} \cdot g B_{0,1,2,std} + m(i - 1)g B_{0,1,2}$

8: $R_j(i) = f(p_j, F_{z,j}(i))$; $C_{COR}(i) = \text{mean}(R_j(i)) / R_{ECU}$

9: $v(i) = C_{COR}(i)v_{ECU}$; $a(i) = \Delta v / \Delta t$

10: $F_{res}(i) = F_0(i) + F_1(i)v(i) + F_2(i)v(i)^2$; $F_{trac}(i) = C_w / R_F(i)$

11: $\rightarrow m(i)$

12: **end procedure**

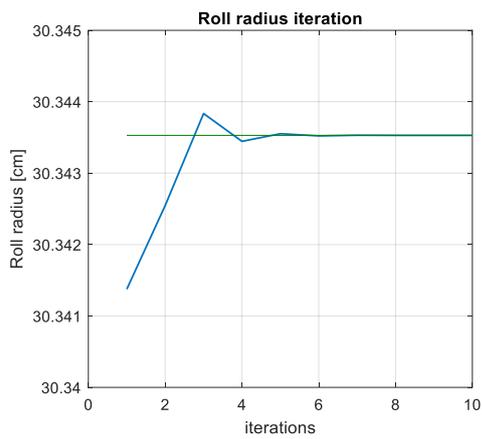
13: $\rightarrow \hat{m}(i = n) = \hat{m}(t_k)$

Si osserva che il processo di calcolo iterativo inizia in realtà da $i = 2$ poiché è necessario valutare grandezze (qui indicate con il riferimento ad $i = 1$) per inizializzare il *loop*. Come mostrato in precedenza, si valuta il raggio di primo tentativo in base alla massa e distribuzione di carico LD nominale e si fa la prima correzione dei coefficienti di *coastdown* solo in base alle condizioni di pressione e temperatura poiché ancora non si dispone di alcun valore di massa stimata. Poi si valutano le forze di trazione e resistente e si ottiene un primo valore di massa secondo l'equazione estesa (4.12). Con questo primo valore è possibile entrare nel *loop*: i passaggi 6) e 7) descrivono rispettivamente il calcolo della forza verticale agente sulle ruote anteriori e posteriori in funzione del raggio e della massa calcolate allo step precedente, e l'aggiornamento dei coefficienti di *coastdown* sul valore di massa dello step precedente; in 8) e 9) si valutano il raggio dalla *look-up table* in funzione della F_z calcolata in 6) e velocità e accelerazioni corrette; in 10) si trovano i valori di forza resistente all'avanzamento e forza di trazione; infine in 11) il valore di massa, che verrà poi riutilizzato nel *loop* allo step successivo. Si esce dall'algoritmo con un valore di massa $\hat{m}(t_k)$ relativo all'istante di tempo k -esimo, valore che sarà soggetto a ulteriori verifiche prima di essere mediato con gli altri valori ottenuti.

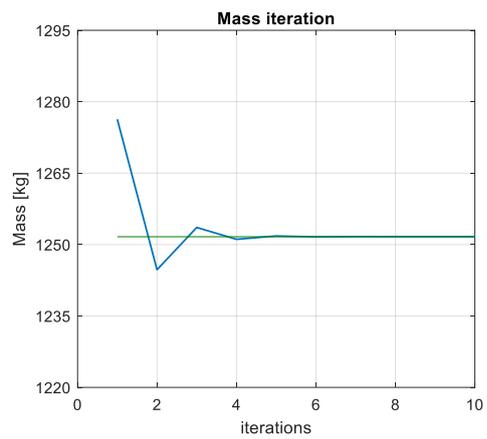
Dalla figura 4.8 si vede un blocco per la valutazione di un valore mediato nel tempo della distribuzione di carico LD , che qui viene indicato con LD^* . Si specifica che questo valore viene utilizzato solo finché il modello MEM lavora in modo indipendente da quello LDEM o fin quando non ha ancora informazioni entranti dal secondo modello. Per questo motivo si preferisce usare un valore mediato piuttosto che un valore nominale che, seppur non corretto, ammette sicuramente un errore inferiore a quello base. Tale valore LD^* , in accordo con la notazione usata precedentemente, è calcolato come

$$LD_{F,R}^*(t) = \text{mean}(LD_{F,R}(i = n)(t_0 : t)) \quad (5.8)$$

In figura 5.9 sono riportati, a titolo di esempio, i valori di raggio (a) e massa (b) valutati nel corso delle iterazioni ad ogni passo i dall'algoritmo; si osserva che il valore iniziale di primo tentativo sia estremamente differente da quello finale ($i=10$). In figura 5.10 (a) e (b), sono riportati i valori di raggio anteriore e posteriore sinistro, e in (c) e (d) le forze verticali agenti sulle ruote anteriori e posteriori ottenute su due prove differenti; si osserva come solo pochi valori di raggio, e di forza verticale, sono particolarmente differenti dagli altri (e saranno quindi esclusi nel blocco di accettabilità finale (paragrafo 5.4.1); inoltre, si vede che la variabilità nelle prove Balocco è molto maggiore e che i valori relativi alle ruote anteriori e posteriori sono più vicini tra loro, il che significa che la distribuzione di carico si avvicina a quella simmetrica. In figura 5.11 invece si riporta l'andamento delle forze resistenti con le rispettive velocità di avanzamento del veicolo; si nota come la F_{res} calcolata puntualmente segua la velocità.

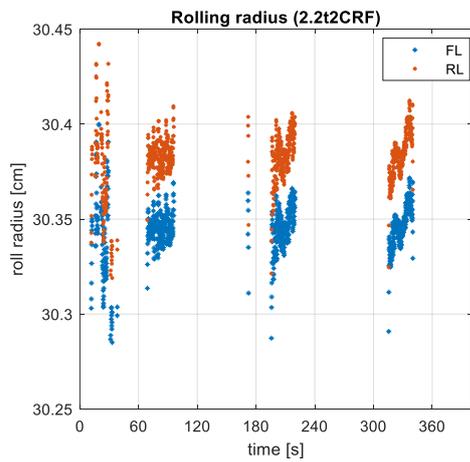


(a)

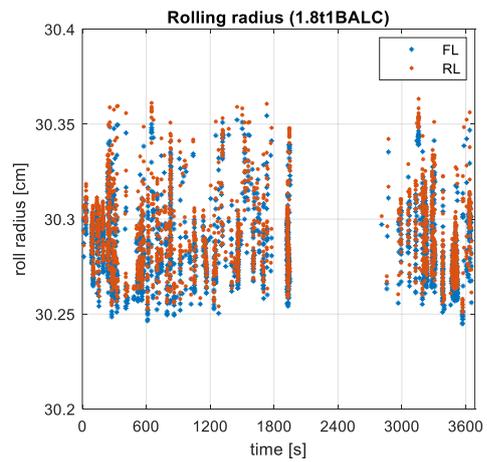


(b)

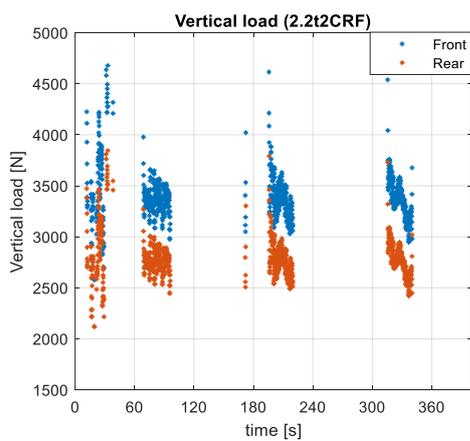
Figura 5.9 – Raggiungimento della convergenza del valore di raggio (a) e massa (b) nel corso dell'iterazione



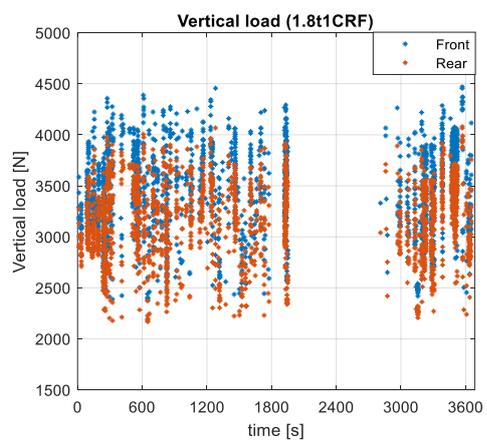
(a)



(b)



(c)



(d)

Figura 5.10 – (a) e (b) valori puntuali di raggio anteriore e posteriore sinistro, (c) e (d) valori puntuali di forza verticale per le ruote anteriori e posteriori relativi a due prove di acquisizione

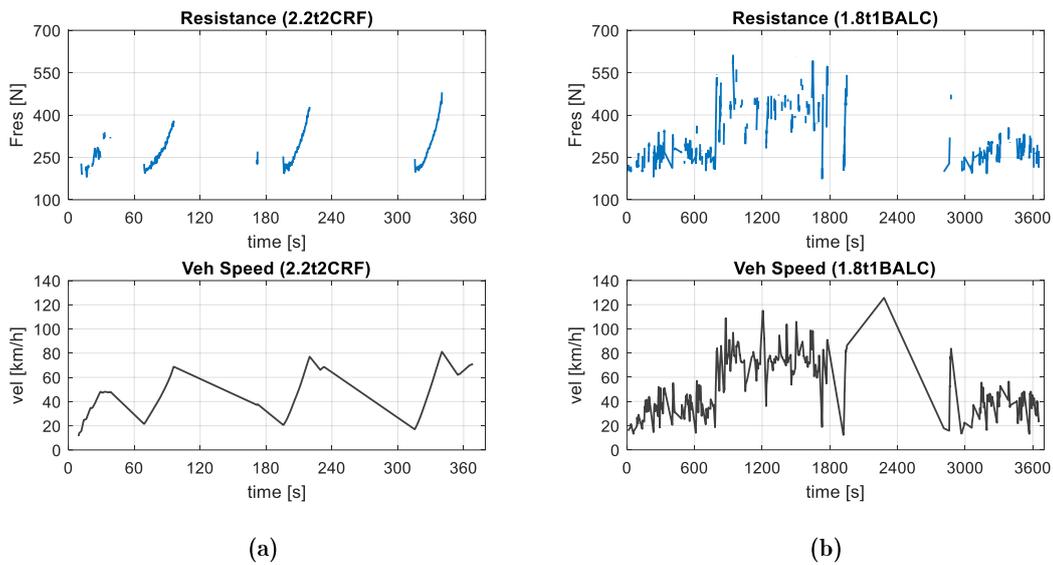


Figura 5.11 – Forza resistente calcolata e andamento della velocità corrispondente relative a due prove di acquisizione diverse

5.4 Elaborazione risultati

In output dal blocco di calcolo iterativo si ha un valore di massa \hat{m} relativo all'istante t di acquisizione. Tale valore verrà “controllato” e poi processato per ottenere un risultato finale di stima.

5.4.1 Accettabilità

Come detto, il valore di massa ottenuto può essere matematicamente accettabile, ma non fisicamente; potrebbero infatti verificarsi ad esempio casi in cui il risultato è un valore di massa nullo o indeterminato. Ma ciò non basta: bisogna imporre anche dei limiti in base alle caratteristiche della vettura per controllare che il valore ottenuto rientra nel range di massa minima e massima che quel veicolo può avere.

- Massa \hat{m} appartenente ai numeri Reali
Si escludono i valori di massa indeterminati (NaN), che possono essere dovuti al fatto che si esca fuori dagli intervalli di forza verticale F_z ammessi nelle *look-up table*.
- Massa \hat{m} minore della massa massima ammessa
Non si possono considerare i valori oltre quello calcolato in base al carico massimo che può trasportare la vettura da manuale.
- Massa \hat{m} maggiore della massa minima ammessa
Non si considerano i valori al di sotto di quello minimo della vettura.

- *Sample* con raggi $R_{j,(I)} - \Delta R < R_j < R_{j,(I)} + \Delta R$

A scopo cautelativo si eliminano i *sample* di massa relativi a valori di raggio che escono fuori da un range di variazione accettabile di ± 1.5 mm, poiché in base a quanto visto e spiegato nel paragrafo 4.2.1 la variazione del raggio è piuttosto ridotta con il carico.

- *Sample* con coppia motore $0.8 \cdot C_{exp} < C_m < 1.2 \cdot C_{exp}$

Sempre a scopo cautelativo, si controlla che il valore di coppia motore, utilizzato per il calcolo, sia entro un range di $\pm 20\%$ della coppia attesa. Questo valore di coppia attesa viene calcolato come

$$C_{exp} = \frac{1}{\eta_t \tau_g \tau_p} (F_{res} + m_{tr} a) \cdot R \quad (5.9)$$

in cui il valore di forza resistente viene valutata con i coefficienti di *coastdown* corretti sulla pressione e sulla temperatura, mentre la massa equivalente traslante viene ricalcolata con il valore della massa in uscita dal blocco di calcolo iterativo; anche i valori di raggio e velocità sono quelli corretti. In questo modo si va a verificare indirettamente che il valore di massa non sia estremamente alto o basso.

Di seguito sono riportati i grafici che riportano i valori di massa puntuali valutati dal modello. In figura 5.12 sono riportati due grafici, ottenuti (a) su una prova CRF e (b) Balocco, in cui si ha la nuvola di tutti i punti calcolati dal modello e si evidenziano i limiti superiore e inferiore di massa, oltre alla massa reale (tratteggio in verde). Si può osservare come nel primo caso si abbiano punti di massa quasi tutti entro i valori limite di massa, mentre nel secondo caso, su Balocco, si abbiano punti disposti grossomodo entro i limiti ma molto più frastagliati. Questo accade per tutte le prove.

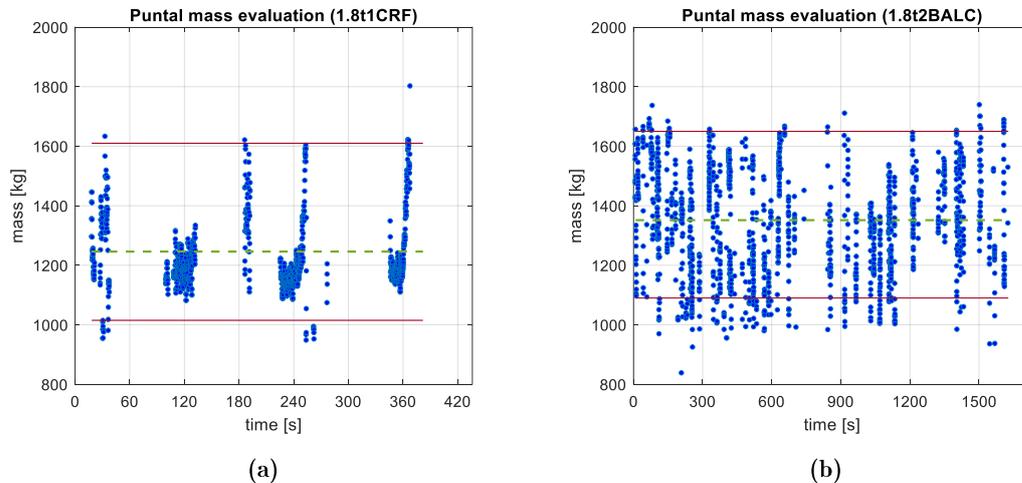
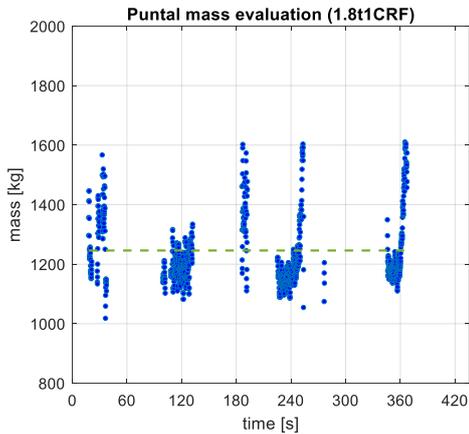
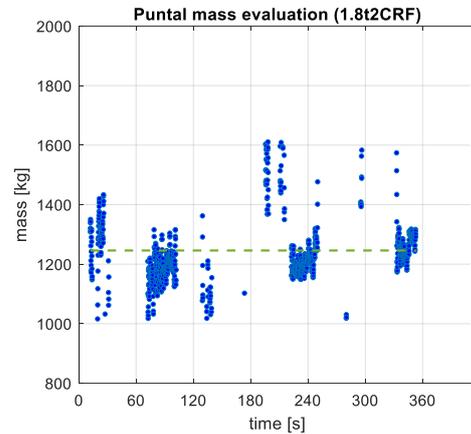


Figura 5.12 – Valori di massa puntuali stimati dal modello e limiti di accettabilità per due prove differenti

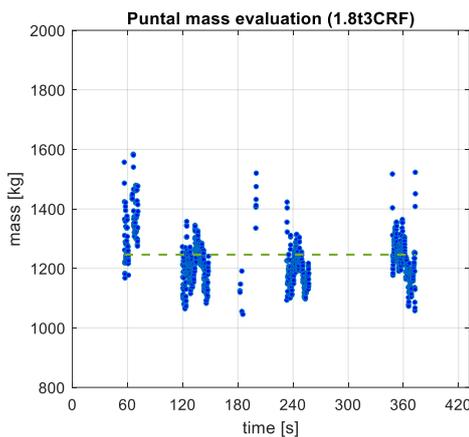
In figura 5.13 sono invece proposti i valori di massa calcolati dal modello ad ogni istante di tempo valido, a valle della verifica di accettabilità. Per quanto riguarda le prove CRF, nei grafici (a), (b), (c), (d), (e), si vede che le masse stimate sono tutte molto vicine a quella reale (in verde): si capisce a prima vista che il metodo funziona in modo solido, sia a pressioni di gonfiaggio degli pneumatici di 1.8 bar (pressione nominale) che a 2.2 bar. Nei grafici (f), (g) e (h) relativi alle prove Balocco invece, si nota che questi valori sono piuttosto dispersi, il che è dovuto ai valori di accelerazione e coppia erogata molto variabili (figure 5.4 e 5.7) e soprattutto andamenti di velocità del veicolo altrettanto variabili. Inoltre, il fatto che il valore di massa reale sia molto vicino al valor medio dei limiti superiore e inferiore di massa, può far pensare in prima battuta che il valore progressivo medio stimato vada a raggiungere pian piano questa media dei limiti.



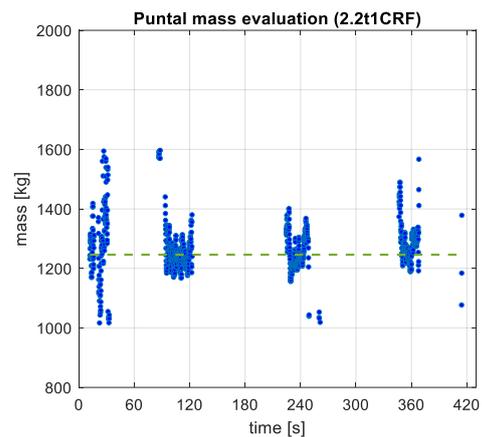
(a)



(b)



(c)



(d)

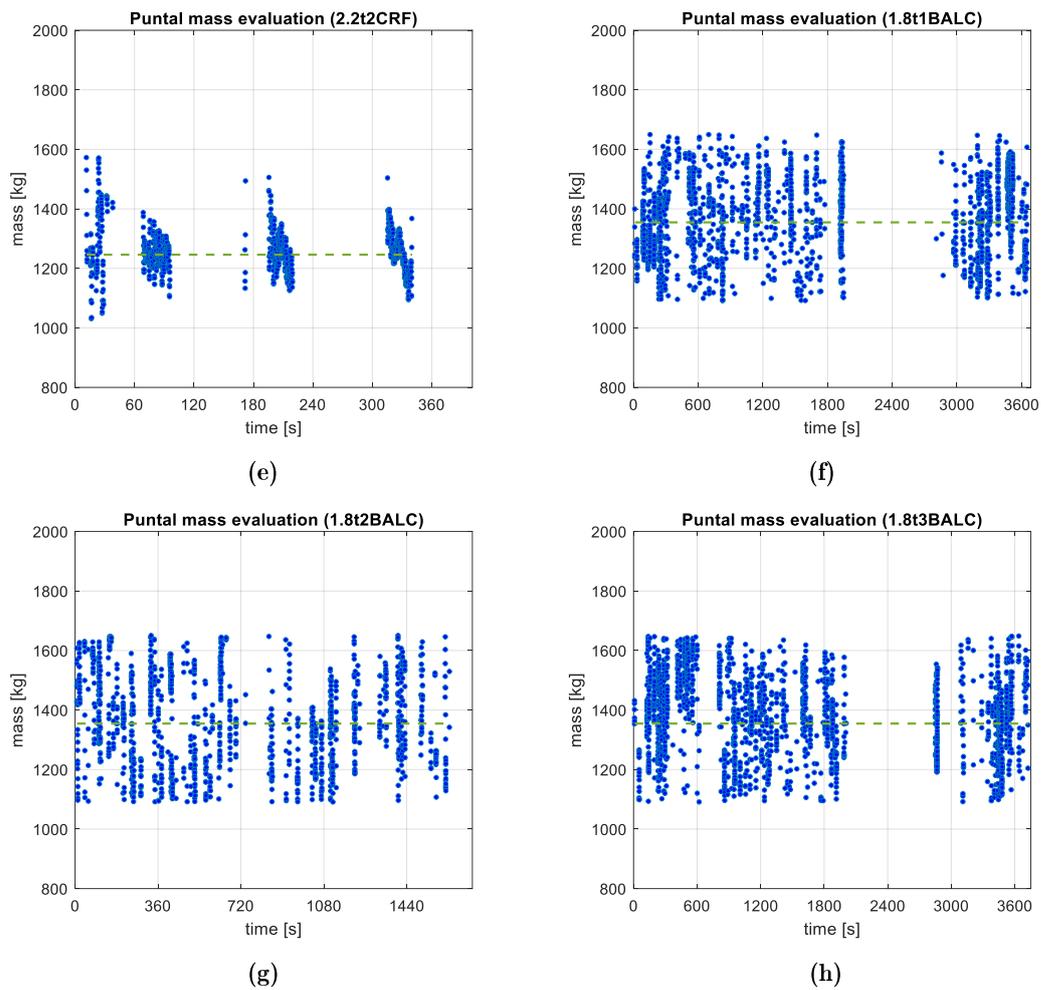


Figura 5.13 – Valori di massa puntuale stimati dal modello per tutte le prove di acquisizione CRF (a), (b), (c), (d), (e) e Balocco (f), (g), (h)

5.4.2 Stima della massa

Ora che si è deciso se accettare o meno tale valore di massa, lo si media in modo progressivo nel tempo con gli altri valori valutati agli istanti precedenti. Di seguito è riassunto l’algoritmo utilizzato.

Questo metodo di valutazione finale della massa con una stima progressiva piuttosto semplice dà risultati discreti, ma ha diversi problemi, come quello di dover capire quando si è raggiunta la convergenza e quindi uscire dalla procedura (*break*) con un valore soddisfacente di massa stimata, o quello di dare a tutti i *sample* di massa calcolati lo stesso peso. Per questi motivi si sta studiando un metodo di valutazione finale più robusto (paragrafo 6.2).

Stima progressiva($t = t_0, t_1, \dots$)

first value($t = t_0$)

1: $m(t = t_0) = \hat{m}(t = t_0)$

2: **procedure** PROGRESSIVE MEAN ($t = t_1, \dots$)

3: $m(t_k) = \text{mean}(\hat{m}(t_0 : t_k))$

4: **break procedure**

5: $\rightarrow m(t_k)$

I risultati sono riportati nel capitolo successivo.

Capitolo 6

Risultati

In questo capitolo vengono riportati i risultati di stima della massa ottenuti con il modello MEM presentato per ogni prova di acquisizione a disposizione (vedi paragrafo 4.4). Sono mostrati i grafici di massa progressiva nel tempo di prova in modo da poter apprezzare l'andamento della stima. Si propone poi una tabella riassuntiva dei risultati a fine prova e al quinto minuto di acquisizione, in modo da poter effettuare un confronto tra le prove CRF (che hanno una durata di 6÷8 minuti) e quelle Balocco (che hanno una durata fino a un'ora). Infatti, l'algoritmo di verifica della convergenza, proposto di seguito in questo capitolo, non è stato ancora implementato e, inoltre, uno degli obiettivi è la valutazione della massa entro 10 minuti (paragrafo 1.3).

Nella seconda parte del capitolo vengono invece riportati alcuni studi di miglioramento che sono stati effettuati, o che saranno fatti in futuro.

6.1 Risultati

In generale si osserva che il limite di errore percentuale di $\pm 3\%$ è rispettato più o meno in tutte le prove. In particolare, si vede che nelle prove CRF si ha un andamento della massa progressiva più piatto rispetto a quelle di Balocco, come era possibile intuire dai grafici di massa puntuale (figura 5.13).

Si può notare anche che il numero di *sample* validi per il calcolo risultano essere minori per le prove Balocco, se rapportati alla durata della prova. Questo per le motivazioni già esposte (andamento di coppia e accelerazione molto frastagliato, continui rallentamenti e riprese, molte curve...), che portano all'esclusione di un maggior numero di *sample*.

- Prova CRF, pressione di gonfiaggio nominale degli pneumatici 1.8 bar, test 1; massa reale 1246 kg

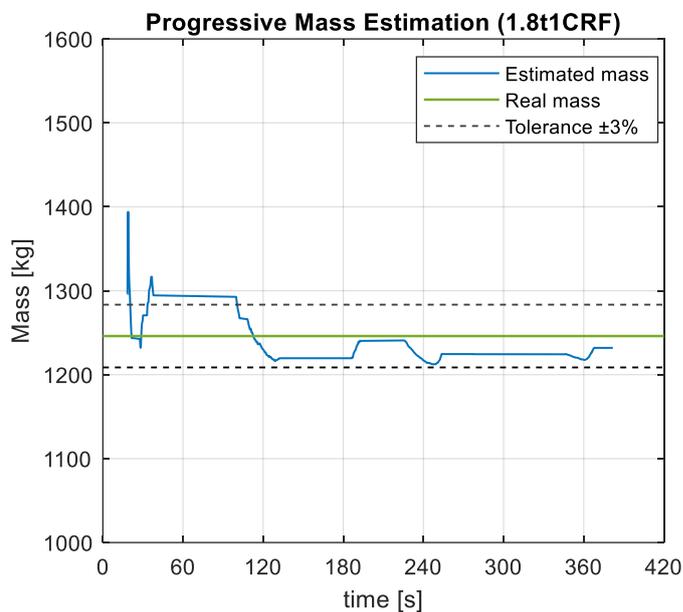


Figura 6.1 – Risultati CRF, pressione di gonfiaggio nominale degli pneumatici 1.8 bar, test 1; massa progressiva stimata in *real-time*

Risultati (1.8t1CRF) – massa reale 1246 kg	
Fine prova	
Massa stimata [kg]	1236.8
Errore di stima [kg]	-9.2
Errore di stima [%]	-0.74
Numero di sample elaborati	985
Al minuto 5	
Massa stimata [kg]	1230.5
Errore di stima [kg]	-15.5
Errore di stima [%]	-1.24
Numero di sample elaborati	784

Tabella 6.1 – Risultati CRF, pressione di gonfiaggio nominale degli pneumatici 1.8 bar, test 1; massa stimata

- Prova CRF, pressione di gonfiaggio nominale degli pneumatici 1.8 bar, test 2; massa reale 1246 kg

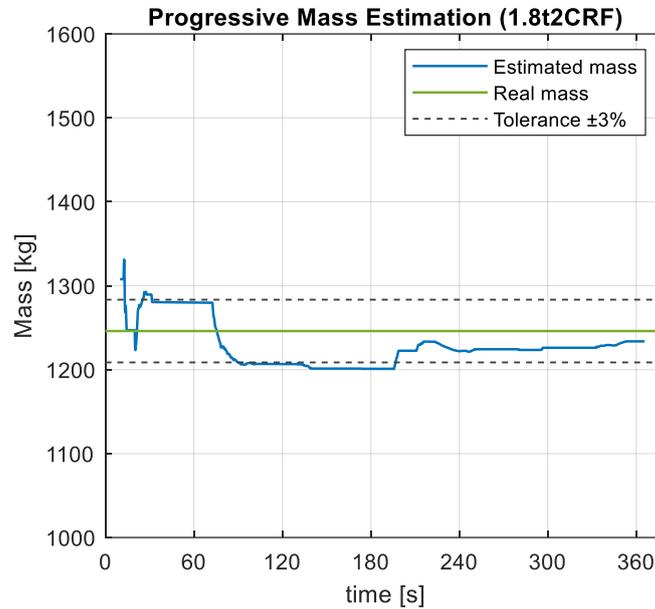


Figura 6.2 – Risultati CRF, pressione di gonfiaggio nominale degli pneumatici 1.8 bar, test 2; massa progressiva stimata in *real-time*

Risultati (1.8t2CRF) – massa reale 1246 kg	
Fine prova	
Massa stimata [kg]	1230.7
Errore di stima [kg]	-15.3
Errore di stima [%]	-1.23
Numero di sample elaborati	1032
Al minuto 5	
Massa stimata [kg]	1226
Errore di stima [kg]	-20
Errore di stima [%]	-1.60
Numero di sample elaborati	951

Tabella 6.2 – Risultati CRF, pressione di gonfiaggio nominale degli pneumatici 1.8 bar, test 2; massa stimata

- Prova CRF, pressione di gonfiaggio nominale degli pneumatici 1.8 bar, test 3; massa reale 1246 kg

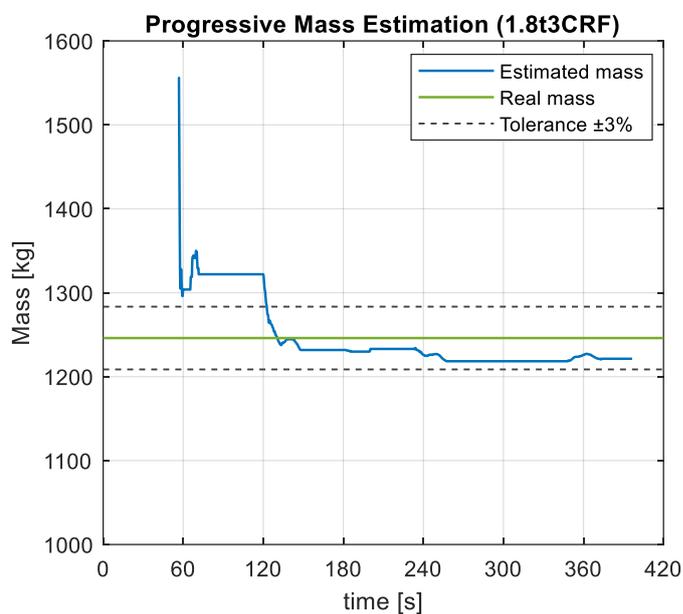


Figura 6.3 – Risultati CRF, pressione di gonfiaggio nominale degli pneumatici 1.8 bar, test 3; massa progressiva stimata in *real-time*

Risultati (1.8t2CRF) – massa reale 1246 kg	
Fine prova	
Massa stimata [kg]	1226
Errore di stima [kg]	-20
Errore di stima [%]	-1.60
Numero di sample elaborati	890
Al minuto 5	
Massa stimata [kg]	1225
Errore di stima [kg]	-21
Errore di stima [%]	-1.68
Numero di sample elaborati	745

Tabella 6.3 – Risultati CRF, pressione di gonfiaggio nominale degli pneumatici 1.8 bar, test 3; massa stimata

- Prova CRF, pressione di gonfiaggio nominale degli pneumatici 2.2 bar, test 1; massa reale 1246 kg

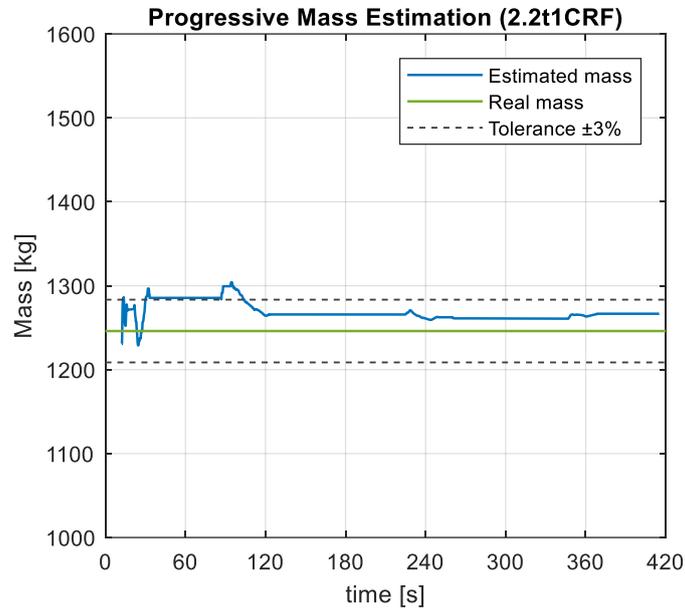


Figura 6.4 – Risultati CRF, pressione di gonfiaggio nominale degli pneumatici 2.2 bar, test 1; massa progressiva stimata in *real-time*

Risultati (2.2t1CRF) – massa reale 1246 kg	
Fine prova	
Massa stimata [kg]	1266.5
Errore di stima [kg]	20.5
Errore di stima [%]	1.65
Numero di sample elaborati	912
Al minuto 5	
Massa stimata [kg]	1260.7
Errore di stima [kg]	14.7
Errore di stima [%]	1.18
Numero di sample elaborati	693

Tabella 6.4 – Risultati CRF, pressione di gonfiaggio nominale degli pneumatici 2.2 bar, test 1; massa stimata

- Prova CRF, pressione di gonfiaggio nominale degli pneumatici 2.2 bar, test 2; massa reale 1246 kg

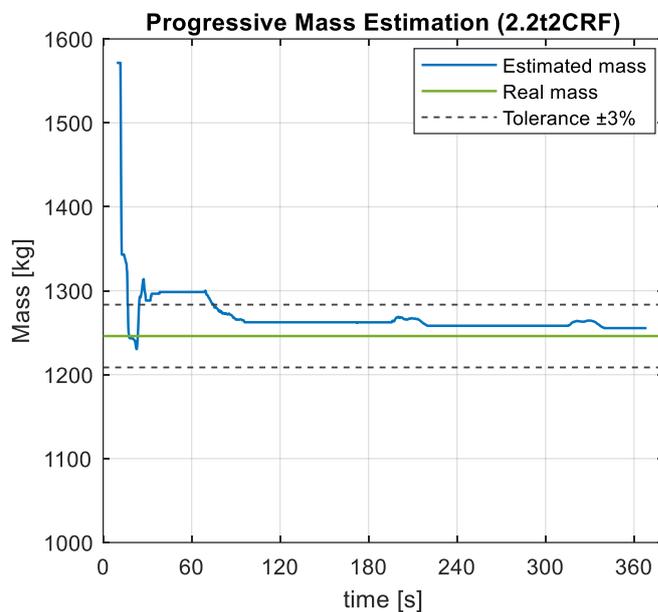


Figura 6.5 – Risultati CRF, pressione di gonfiaggio nominale degli pneumatici 2.2 bar, test 2; massa progressiva stimata in *real-time*

Risultati (2.2t2CRF) – massa reale 1246 kg	
Fine prova	
Massa stimata [kg]	1255.3
Errore di stima [kg]	9.3
Errore di stima [%]	0.75
Numero di sample elaborati	881
Al minuto 5	
Massa stimata [kg]	1258.2
Errore di stima [kg]	12.2
Errore di stima [%]	0.98
Numero di sample elaborati	634

Tabella 6.5 – Risultati CRF, pressione di gonfiaggio nominale degli pneumatici 2.2 bar, test 2; massa stimata

- Prova Balocco, pressione di gonfiaggio nominale degli pneumatici 1.8 bar, test 1; massa reale 1351.6 kg

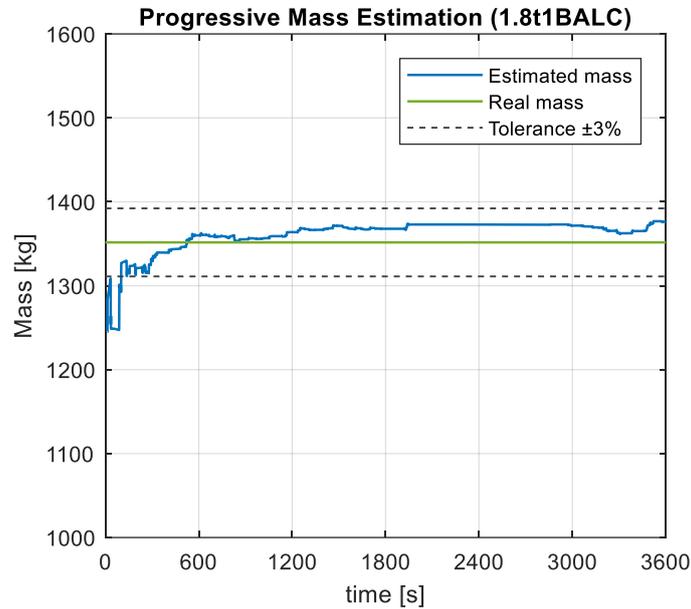


Figura 6.6 – Risultati Balocco, pressione di gonfiaggio nominale degli pneumatici 1.8 bar, test 1; massa progressiva stimata in *real-time*

Risultati (1.8t1BALC) – massa reale 1351.6 kg	
Fine prova	
Massa stimata [kg]	1372.1
Errore di stima [kg]	20.5
Errore di stima [%]	1.52
Numero di sample elaborati	1818
Al minuto 5	
Massa stimata [kg]	1329.4
Errore di stima [kg]	-22.2
Errore di stima [%]	-1.64
Numero di sample elaborati	318

Tabella 6.6 – Risultati Balocco, pressione di gonfiaggio nominale degli pneumatici 1.8 bar, test 2; massa stimata

- Prova Balocco, pressione di gonfiaggio nominale degli pneumatici 1.8 bar, test 2; massa reale 1351.6 kg

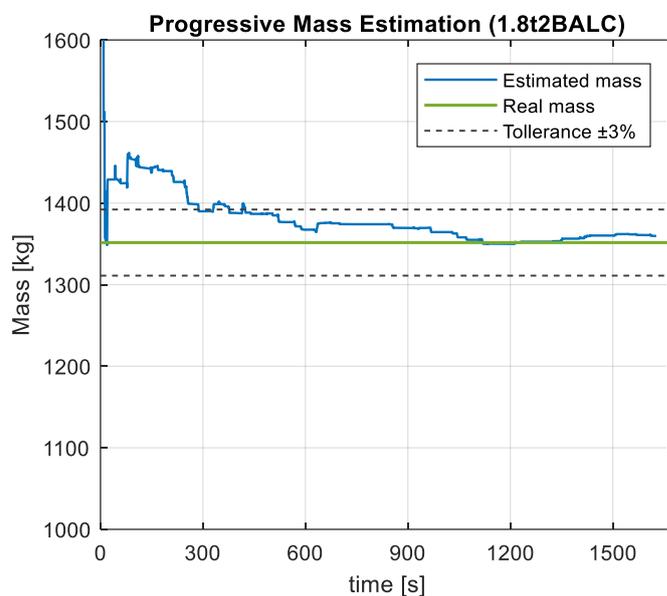


Figura 6.7 – Risultati Balocco, pressione di gonfiaggio nominale degli pneumatici 1.8 bar, test 1; massa progressiva stimata in *real-time*

Risultati (1.8t2BALC) – massa reale 1351.6 kg	
Fine prova	
Massa stimata [kg]	1359.8
Errore di stima [kg]	8.2
Errore di stima [%]	0.61
Numero di sample elaborati	1256
Al minuto 5	
Massa stimata [kg]	1389.2
Errore di stima [kg]	37.6
Errore di stima [%]	2.8
Numero di sample elaborati	321

Tabella 6.7 – Risultati Balocco, pressione di gonfiaggio nominale degli pneumatici 1.8 bar, test 2; massa stimata

- Prova Balocco, pressione di gonfiaggio nominale degli pneumatici 1.8 bar, test 3; massa reale 1351.6 kg

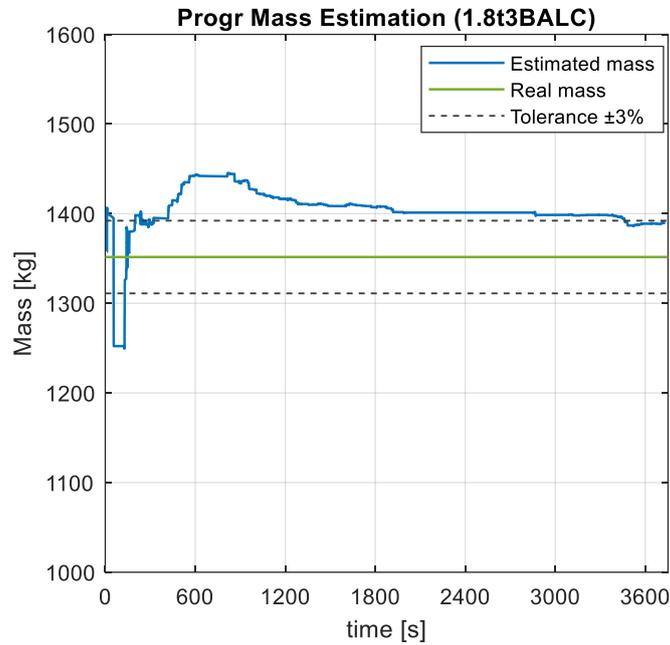


Figura 6.8 – Risultati Balocco, pressione di gonfiaggio nominale degli pneumatici 1.8 bar, test 1; massa progressiva stimata in *real-time*

Risultati (1.8t3BALC) – massa reale 1351.6 kg	
Fine prova	
Massa stimata [kg]	1389.8
Errore di stima [kg]	38.2
Errore di stima [%]	2.83
Numero di sample elaborati	1893
Al minuto 5	
Massa stimata [kg]	1387.5
Errore di stima [kg]	35.9
Errore di stima [%]	2.65
Numero di sample elaborati	340

Tabella 6.8 – Risultati Balocco, pressione di gonfiaggio nominale degli pneumatici 1.8 bar, test 3; massa stimata

6.2 Studi di miglioramento

Come detto più volte, questa tesi rappresenta un punto parziale del lavoro che si sta svolgendo per il progetto POC, per cui il metodo MEM (e anche quello LDEM) è ancora in fase di sviluppo e, si spera, di miglioramento. Alcune idee di miglioramento sono state già testate, altre sono in programma; di seguito si riportano brevemente alcuni studi e algoritmi di interesse.

1 – Studi di convergenza. Un problema, anche se non di primaria importanza, è quello di trovare un metodo solido che permetta di valutare il raggiungimento di un valore asintotico dell'andamento della stima della massa nel tempo. Ovviamente questo algoritmo deve essere implementabile in *real-time*, in modo da non dover forzare un tempo limite (ad esempio cinque minuti) al termine del quale si effettua il *break* del metodo MEM e si passa il valore ottenuto a CAN e al modello LDEM. Si pensa infatti che sia più conveniente, ai fini dell'accuratezza del risultato, ricercare un valore di convergenza locale.

Un metodo sviluppato consiste nel valutare, in *real-time*, quando i valori di massa progressiva elaborati dal modello si assestano intorno ad uno stesso valore per un intervallo di *sample* consistente; in altre parole, si cerca di capire se la media si stabilizza. Per far questo, scelto un *sample* di massa *k-esimo*, si valuta lo scostamento relativo δs_{rel} tra *N sample* a destra e sinistra del *sample* centrale in valore assoluto e si valuta lo scostamento assoluto (sempre in valore assoluto) δs_{ass} degli *N sample* a destra e sinistra dal *sample* centrale. Sommando questi contributi si ottiene uno scostamento globale Δs che viene confrontato ad ogni istante con un valore soglia: se lo scostamento globale rimane per più di *n sample* successivi al di sotto di questa soglia, si ammette la convergenza locale.

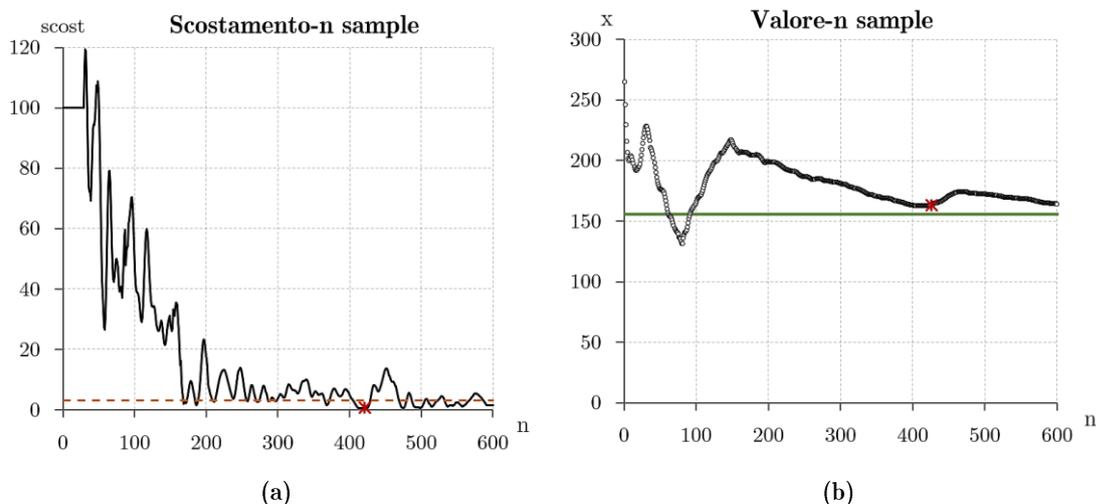


Figura 6.9 – Andamento dello scostamento calcolato (a) e della stima progressiva della grandezza (b)

In figura 6.9 è riportato un esempio di funzionamento dell'algoritmo; in (a) è riportato l'andamento dello scostamento, in cui è evidenziato il punto in cui è stata valutata la convergenza, e in (b) è riportato un andamento della grandezza in esame in cui è evidenziato il valore di stimata convergenza in rosso.

2 – Studi di tipo statistico. Si è pensato di analizzare i risultati con metodi statistici al fine di migliorare la valutazione finale. Chiaramente questo non può essere fatto in *real-time*, per cui si avrebbe bisogno di un *buffer* per salvare i valori di output dal modello per poter essere rielaborati con un algoritmo statistico che ha lo scopo di capire se la media è una sottostima o una sovrastima della massa reale senza, ovviamente, introdurre come parametro il valore reale. Dal momento che tale studio si scontra con la necessità di funzionamento in *real-time*, è stato messo da parte. Bisogna tuttavia dire che sono stati elaborati diversi algoritmi e che hanno portato esiti positivi.

3 – Correzioni semi-empiriche e sperimentali. Si è visto che uno dei punti fondamentali per la corretta valutazione della massa consiste in una corretta valutazione delle forze resistenti all'avanzamento. Per far questo si è mostrato come correggere i coefficienti di *coastdown*, ma a monte di questo vi è la correzione del coefficiente di resistenza al rotolamento che gioca un ruolo chiave. Una correzione adeguata di questo coefficiente con la pressione e la temperatura dello pneumatico rappresenta senza dubbio un passo significativo verso una stima più accurata.

4 – Condizioni di accettabilità. Introdurre altre condizioni di accettabilità sia preliminari che finali, come ad esempio un valore di soglia al gradiente della coppia nel tempo o limiti all'accelerazione angolare del motore, o anche la restrizione dei vincoli già introdotti, può essere un modo per selezionare solo valori davvero adatti al calcolo; il problema è che, se da una parte si potrebbe avere un miglioramento di calcolo, dall'altra si avrà a che fare con sempre meno *sample* e quindi metterebbe in discussione la significatività del risultato.

5 – Studi di sensibilità. È interessante, quando si disporrà di tutte le acquisizioni, effettuare degli studi di sensibilità della massa puntuale stimata con alcuni parametri fondamentali, come l'accelerazione, la velocità, la coppia o il coefficiente di resistenza al rotolamento per capire come questa vari al variare di queste grandezze. In questo modo si potranno analizzare con maggiore attenzione le condizioni di accettabilità preliminare e finale.

6 – Metodo di stima finale con RLS. Il metodo RLS (*Recursive Least Squares*) dà grossi vantaggi quando si ha a che fare con stime progressive nel tempo; a differenza dell'algoritmo di media progressiva utilizzato permette una più facile verifica della convergenza e permette l'auto-assestamento dei valori ma mano che vengono calcolati, riducendo non solo le fluttuazioni ma anche il peso che dei *sample* particolarmente diversi hanno sul calcolo finale.

In generale, chiamando M la massa da stimare, y la forza agente lungo l'asse x depurata dalle forze resistenti e ϕ l'accelerazione, possiamo scrivere

$$y(t) = \phi(t) \cdot M(t)$$

Algoritmo RLS ($t = 0, 1, \dots$)

initial condition ($t = 0$)

- 1: $M(t = 0) \leftarrow$ initial state
 - 2: $P(t = 0) \leftarrow$ initial covariance
 - 3: **procedure** PROGRESSIVE CALCULATION ($t = 1, 2, \dots$)
 - 4: $P(t) = \lambda^{-1} [P(t-1) - \phi^2(t)P^2(t-1) \cdot (\lambda + \phi^2(t)P(t-1))^{-1}]$
 - 5: $k(t) = \phi(t) \cdot P(t-1) \cdot [\lambda + \phi^2(t)P(t-1)]^{-1}$
 - 6: $\bar{y}(t) = M(t-1) \cdot \phi(t)$
 - 7: $M(t) = M(t-1) + k(t)[y(t) - \bar{y}(t)]$
 - 8: **break procedure**
 - 9: $\rightarrow M(t_k)$
-

dove λ è chiamato *forgetting factor* che può essere imposto tra valori molto alti (vicino ad 1) se si vuole in parte “dimenticare” il *trend* storico precedente, e valori molto bassi (vicino a 0) se si vuole tenere una stima basata su tutti i *sample*. Con alti valori di λ si possono ottenere convergenze più rapide e stabili. P è invece la matrice di covarianza, che tiene in considerazione della variazione della variabile indipendente.

7 – M&LDEM. Obiettivo finale del lavoro è quello di creare un modello compatto per la stima della massa e della distribuzione del carico, con due blocchi divisi ma comunicanti. Divisi poiché lavorano in momenti diversi della fase del moto del veicolo (il MEM in fase di accelerazione, il LDEM in fase di velocità costante), comunicanti perché hanno bisogno entrambi della stima fatta dall'altro modello per migliorare i risultati elaborati.

Capitolo 7

Distribuzione del carico: introduzione al modello

7.1 Introduzione

In questa sezione si introduce un metodo per la determinazione del carico verticale a cui ciascuna ruota del veicolo è soggetta durante la corsa, e quindi per la valutazione della distribuzione del carico, in modo da comprendere come la stima della massa fatta dal primo modello (oggetto principale di questa tesi) sia coinvolta in questo secondo modello.

Anche qui, ci sono diversi parametri che entrano in gioco nel calcolo, alcuni di tipo costruttivo (tipo di pneumatico, tipo di veicolo...), altri di tipo dinamico (velocità, accelerazioni, coefficienti di aderenza...) o anche di natura fisica (temperatura dell'aria interna allo pneumatico). Parte di questi dati possono essere assunti sotto determinate ipotesi o valutati *off-line* e introdotti nel modello tramite vettori o matrici di input (*lookup table*), per la restante parte è necessaria la lettura dei valori *on-line* tramite l'utilizzo di sensori montati a bordo e raccolti da CAN, analogamente a quanto detto per il modello MEM.

Un dato fondamentale è la pressione di gonfiaggio. Alcuni modelli MEM e/o LDEM ormai superati, utilizzavano addirittura i soli dati di pressione provenienti dal sistema di misura della pressione di gonfiaggio TPMS, in quanto tale strumento può essere effettivamente essere usato come mezzo di informazione del peso totale della vettura, combinazione del peso nominale del veicolo più il carico. Infatti, le ruote, e quindi gli pneumatici, rappresentano gli elementi di appoggio sul suolo, perciò tutto il peso è trasferito

prevalentemente all'aria compressa all'interno dello pneumatico, parte al cerchione e alle pareti laterali dello pneumatico stesso e poi al suolo. La percentuale di carico sostenuta dalle pareti laterali dello pneumatico varia a seconda della famiglia dello pneumatico e rappresenta generalmente una quantità poco significativa, almeno per veicoli *light duty*.

Il peso totale del veicolo è distribuito sulle quattro ruote, ma tale distribuzione, per gli autoveicoli passeggeri, non è simmetrica per vari motivi costruttivi (basti pensare che il motore con tutti i componenti è posto quasi sempre nella parte anteriore) e quindi il baricentro a veicolo scarico è spostato, in condizioni nominali, in avanti: questo comporta che le ruote anteriori siano soggette ad un carico maggiore delle posteriori (con una distribuzione che generalmente può essere 60%-40%). Tuttavia, quando il veicolo è carico, il peso addizionale tende a far variare la posizione del baricentro e di conseguenza la distribuzione del carico tra l'assale anteriore e posteriore. Una seconda variazione della distribuzione effettiva del carico, seppure possa essere di entità minore – eccetto casi estremi –, è data dalle azioni di accelerazione e decelerazione del veicolo, il che spiega in modo molto semplice il perché il modello LDEM possa essere attivo solo in condizioni di velocità costante.

Con l'aumento del carico, però, la pressione di gonfiaggio subisce un leggero aumento [*2*]. Questo può essere spiegato semplicemente considerando lo pneumatico come un volume V racchiuso da pareti semirigide, caratterizzate da una data elasticità k_V ; per cui, applicando una forza verticale F_z sullo pneumatico, le pareti tendono a deformarsi andando a ridurre il volume V di una quantità $\Delta V = k_V F_z - \delta V$. La pressione aumenta, quindi, di una piccola quantità $\Delta p = R / \Delta V$.

Tale osservazione può facilmente essere tratta andando a misurare la pressione di gonfiaggio prima di montare le ruote alla vettura, e poi successivamente: i segnali provenienti dai sensori interni daranno una pressione leggermente differente. Può succedere però, che δV , che rappresenta il recupero di volume dovuto all'aumento della pressione interna, abbia un effetto maggiore o uguale a quello dell'aumento di pressione, soprattutto per piccoli Δp . Inoltre, bisogna dire che, nella realtà, questa variazione è piuttosto piccola e che, per poterne tenere in considerazione in modo adeguato, bisogna conoscere un certo numero di parametri caratteristici dello pneumatico utili per modellare il fenomeno. Proprio per questi motivi il modello studiato ignora questa variazione.

Un'ulteriore variazione di pressione di gonfiaggio può essere indotta dalla inclinazione della strada o dalla altitudine [*2*]. Quest'ultima può essere dedotta da un semplice barometro esterno che misuri la pressione dell'ambiente in cui si trova il veicolo; tuttavia l'influenza sulla pressione di gonfiaggio è praticamente nulla. Per quanto riguarda l'inclinazione della strada, è stato assunto un metodo indipendente dal grado di inclinazione, o meglio che non consideri direttamente la pendenza (paragrafo 1.4). Si potrebbe, volendo migliorare la misura della pressione di gonfiaggio, includere dei sensori magneto-induttivi in grado di compensare qualsiasi grado di inclinazione della strada e correggere di conseguenza i valori di pressione letti. Anche in questo caso, la complicazione dell'algoritmo

non vale il miglioramento del segnale.

Molto più sentita, invece, è la variazione della pressione dovuta alla temperatura. Come detto, è stato possibile disporre di un sensore di temperatura insieme a quello della pressione all'interno dello pneumatico di ciascuna ruota. Questo ci ha permesso di riportare ciascun valore di pressione ad una determinata temperatura (nel nostro caso pari a 25°C), in modo da poter utilizzare senza problemi le *look-up table* pressione-carico-raggio di rotolamento come illustrato nel paragrafo 4.2.1.

La pressione non è l'unica grandezza caratterizzante lo pneumatico che varia al variare del carico. Più marcata è, infatti, la variazione di raggio di rotolamento dovuta all'aumento della inflessione dello pneumatico e di conseguenza della velocità periferica della ruota nel punto di contatto a terra. Per cui un passo di fondamentale importanza, anche in questo modello LDEM, è la stima di un raggio di rotolamento accurato, che nel nostro caso utilizza un algoritmo con controllo in retroazione mostrato di seguito.

Diversi metodi del tipo LDEM già brevettati (paragrafo successivo) utilizzano algoritmi basati sull'utilizzo di informazioni di pressione di gonfiaggio provenienti dalle diverse ruote e sul confronto delle velocità delle ruote anteriori e posteriori, ma spesso la scarsa accuratezza del calcolo ha portato alla definizione di un range di carico di sicurezza al di fuori del quale viene riconosciuto un problema, ad esempio di sovraccarico di una ruota; il guidatore può quindi essere avvertito dall'accensione di un led del sistema di diagnostica OBD. Metodi più recenti valutano la distribuzione di carico sugli assali posteriore e anteriore del veicolo utilizzando, oltre alla velocità delle ruote, una stima del raggio di rotolamento R_R calcolato in funzione della pressione di gonfiaggio p_{infl} e del carico verticale F_z , ottenuto da correlazioni sperimentali tra raggio di rotolamento e pressione a carico costante $p_{infl}(F_z = cost)$, e tra R_R e carico verticale a pressione costante $F_z(p_{infl} = cost)$ e infine sommando i due effetti.

Miglioramenti nella stima sono stati raggiunti usando mappe sperimentali di correlazione tra R_R , p_{infl} e F_z , mappe ottenute, per specifici pneumatici, dalla valutazione della velocità delle ruote a note pressioni di gonfiaggio montate su veicoli a note condizioni di carico [*4*].

L'accuratezza di questi metodi è tuttavia modesta data la difficoltà di reperimento di dati caratteristici degli pneumatici come la rigidezza del materiale, la costante elastica delle pareti laterali, la definizione dell'impronta a terra etc. Non meno importante è la conoscenza della massa effettiva totale del veicolo in *real-time* a monte del calcolo della distribuzione. Infatti, quasi tutti i metodi accennati effettuano una stima grossolana della massa a valle dell'algoritmo LDEM, ossia andando a sommare in modo opportuno i risultati di carico ottenuti per ciascuna ruota.

Il metodo da noi studiato, come detto, utilizza invece due modelli di stima separati (MEM e LDEM) ma comunicanti iterativamente tra loro, in modo da evitare di utilizzare uno stesso algoritmo per ottenere due risultati. Al momento, la logica di connessione è ancora in fase di ottimizzazione.

7.2 Cenni sul metodo

Si introduce ora il metodo LDEM elaborato in modo discorsivo, senza analizzare in modo dettagliato i vari blocchi di calcolo e le condizioni al contorno, al fine di comprenderne il funzionamento.

7.2.1 *Review storica*

Come detto, le ricerche di metodi per la valutazione *on-line* della massa e della sua distribuzione sulle ruote sono state piuttosto ampie negli ultimi venti anni. Di particolare interesse sono tutti gli studi che considerano la pressione di gonfiaggio degli pneumatici come fattore, possibilmente misurati da sensori TPMS diretti, in modo da correggere valori di fondamentale importanza come velocità, raggio di rotolamento ecc. e che hanno avuto esiti discretamente positivi. Bisogna dire che molti metodi partono dalla valutazione della distribuzione del carico per poi ottenere una stima della massa, la quale può essere utilizzata come input nello stesso algoritmo al fine di ottenere risultati più consistenti.

Per completezza, si riportano di seguito alcuni elaborati che sono stati fonte di studio per ottenere miglioramenti del metodo di stima proposto [*4*].

Ad esempio, ricordiamo il metodo per la valutazione del carico sulle ruote proposto nel brevetto⁶ US6449582, che ricorre al calcolo della variazione di pressione tra pneumatico scarico e sotto carico, correlandola linearmente alla variazione di carico stessa, oppure nel *patent* US8874386 si stima la freccia di deformazione degli pneumatici analizzando dati misurati da un accelerometro posizionato all'interno dello pneumatico sul lato interno del battistrada.

US6449582, che ricorre al calcolo della variazione di pressione tra pneumatico scarico e sotto carico, correlandola linearmente alla variazione di carico stessa, oppure nel *patent* US8874386 si stima la freccia di deformazione degli pneumatici analizzando dati misurati da un accelerometro posizionato all'interno dello pneumatico sul lato interno del battistrada.

Nel US 2005/0172709 si studia un algoritmo di stima della distribuzione del carico basato sul confronto di velocità delle ruote in modo da dare un segnale di allerta al conducente in caso di sovraccarico di uno pneumatico: le informazioni relative alla pressione di gonfiaggio degli pneumatici vengono utilizzate per individuare un valore soglia.

Il brevetto US6688168 descrive un metodo per valutare la distribuzione del carico tra gli

⁶ Tutti i brevetti citati sono reperibili direttamente da Internet.

assali del veicolo basato sul calcolo del raggio di rotolamento in funzione della pressione di gonfiaggio degli pneumatici e del carico verticale, ottenuta attraverso la correlazione sperimentale del raggio di rotolamento alla pressione di gonfiaggio dello pneumatico (a carico costante) e al carico verticale (a pressione costante); infine si sovrappongono i due effetti. Anche il US8096174 stima la distribuzione del carico basandosi su una mappa sperimentale utilizzata per correlare il raggio di rotolamento alla pressione di gonfiaggio degli pneumatici e al carico verticale (la mappa è ottenuta valutando la velocità delle ruote di pneumatici gonfiati a pressione nota e installato su un veicolo in condizioni di carico note).

Ancora, nel brevetto EP2722202A1 viene proposto un metodo basato sulla valutazione del raggio di rotolamento effettivo nota la distanza percorsa dal veicolo (ad esempio da GPS) e la velocità di rotazione di ogni ruota; si valuta allora il carico verticale in funzione del raggio di rotolamento, la cui precisione può essere aumentata per mezzo della conoscenza della rigidità verticale dello pneumatico in funzione della pressione e della temperatura interna allo stesso, e della velocità longitudinale del veicolo.

In tutti questi casi citati, la massa totale del veicolo corrente può essere valutata come somma dei carichi sugli pneumatici.

Il metodo LDEM in esame, oggetto della proposta di brevetto del *Team ATPC* del Politecnico di Torino “*On-line vehicle mass and load distribution estimation*”, differisce da quelli sopracitati in diversi aspetti, primo tra tutti il fatto che la determinazione della massa viene fatta da un modello separato.

7.2.2 Il metodo

Senza entrare nel dettaglio, diciamo che anche in questo caso sono state imposte determinate condizioni di accettabilità, la più importante delle quali è che il veicolo sia in fase di accelerazione nulla (velocità costante) per non avere squilibrio di carico.

Il modello è basato sull'utilizzo di *look-up table* $F_z-R_R-p_{infl}$ che sono in sostanza le inverse di quelle introdotte nel paragrafo 4.2.1, per cui è necessario lavorare con un valore di raggio di rotolamento stabile (non variabile nel tempo come nel caso del MEM) e una pressione di gonfiaggio degli pneumatici stabile (non fluttuante). Per fare questo, si utilizza un algoritmo che stima un raggio medio, per ciascuna ruota, in modo progressivo nel tempo e lo porta a convergenza, e si valuta una pressione di gonfiaggio reale media di ciascun pneumatico.

Le pressioni ottenute vengono utilizzate come costanti nel modello LDEM, il che è accettabile dal momento che la variazione di pressione nel tempo è minima (minore del decimo di bar): in questo modo è possibile “affettare” il diagramma a tre dimensioni $F_z-R_R-p_{infl}$ con quattro valori di pressioni corrispondenti alle quattro pressioni valutate relative a ciascuna ruota. Si ottiene allora un grafico a due dimensioni F_z-R_R con quattro curve relative

alle quattro pressioni, che sarà del tipo raffigurato in figura 7.1.

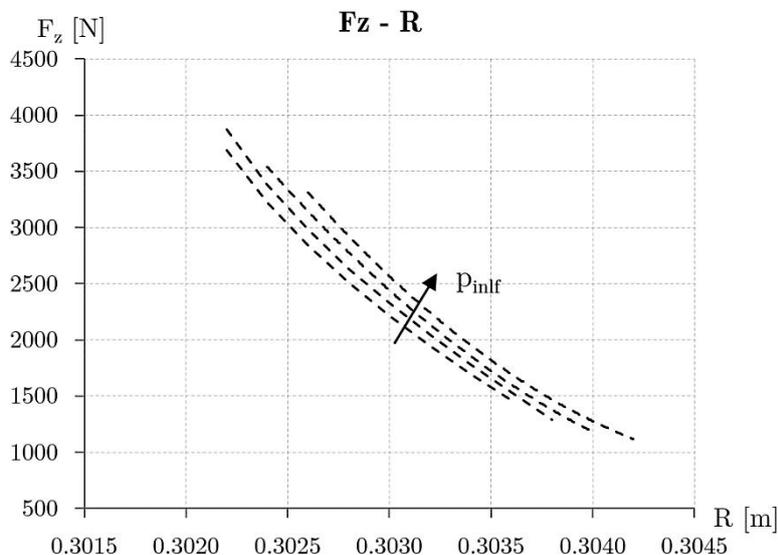


Figura 7.1 – Esempio di grafico di correlazione tra carico verticale e raggio dello pneumatico per diverse pressioni di gonfiaggio

A questo punto, se si conosce il raggio corretto di ciascuna ruota, è facile entrare nel grafico e trovare in output la forza verticale agente sulla rispettiva ruota, definendo quindi la distribuzione di carico. Si capisce allora l'importanza del raggio di rotolamento.

Per valutare il corretto raggio, si agisce in due fasi utilizzando:

- un algoritmo che “gira” in un periodo precedente all’attivazione del modello LDEM e che ha lo scopo di determinare un valore stabile di raggio R_j per ciascuna ruota e una correlazione lineare con un valore mediato sui quattro valori

$$R_j = \alpha_j \bar{R} \quad (7.1)$$

- un controllo proporzionale in retroazione per la correzione dei raggi, integrato nel corpo centrale di calcolo del modello.

La correzione dei raggi viene fatta mantenendo la proporzionalità relativa ad un valore medio α_j ed introducendo una variabile correttiva δ valutata a partire dal confronto tra la massa stimata dall’algoritmo MEM e la massa ottenuta sommando le forze verticali, calcolate allo step *i-esimo* dell’algoritmo iterativo, diviso l’accelerazione di gravità g . Si ottiene in questo modo un errore ε , che amplificato opportunamente tramite un fattore k (costante di *gain*), dà il valore della correzione δ . Si può quindi calcolare un nuovo raggio corretto

$$R_j = \alpha_j(\bar{R} + \delta) \quad (7.2)$$

e ripetere il processo, entrando nel grafico ed estrapolando dei nuovi valori di $F_{z,j}$. Si esce dall'algoritmo dopo n iterazioni, quando il valore dell'errore sulla massa ε è minimo.

I quattro valori di forza verticale ottenuti rappresentano la distribuzione del carico relativo alla massa totale del veicolo stimata dell'algoritmo MEM. Tali valori, saranno poi dati in input come costanti al modello MEM, in modo da migliorare la valutazione. È chiaro che l'errore di stima di un modello influenza l'altro; in particolare si è notato che il modello LDEM è molto più suscettibile agli errori del MEM, poiché i parametri in gioco sono molto ridotti e la massa, insieme al raggio, è quello fondamentale.

Capitolo 8

Conclusioni

Si è visto come il modello MEM proposto dia dei risultati piuttosto soddisfacenti, anche se da guardare ancora con occhio critico, perché la modellazione di alcuni fenomeni e l'utilizzo di alcuni algoritmi minori (come quello della verifica della marcia ingranata) sono ancora da migliorare, e questo non significa necessariamente che il risultato sia un beneficio in termini di accuratezza di stima, ma sicuramente una maggiore coerenza a livello fisico.

Bisogna dire che parallelamente a questa versione del modello descritto, ne esiste un'altra, basata ovviamente sulle stesse equazioni ma riscritte in modo diverso. In particolare, il termine della forza di trazione viene calcolato a partire dalla potenza motore, e non dalla coppia. I risultati sono confrontabili, sebbene gli andamenti parzialmente diversi. Questo significa che la coppia stimata dalla centralina e la valutazione della marcia, non sono poi meno importanti della corretta valutazione delle forze resistenti all'avanzamento.

Inoltre, la validazione del metodo non è ancora terminata, in quanto si è in attesa di altre acquisizioni sulle quali lavorare, con masse del veicolo differenti e pressioni di gonfiaggio degli pneumatici diverse. Infatti, si è visto come i risultati di massa stimata in forma puntuale calcolati ad ogni istante di tempo accettabile, mostrati in figura 5.13, siano “confortanti” per le prove CRF, ma meno per quelle Balocco, poiché si ha una dispersione dei punti maggiore, che porterebbe a pensare che il valore di massa media progressiva stimato coincida circa con la media degli estremi di accettabilità di massa, che è molto vicino al valore reale di prova. Proprio per questo si ha bisogno di analizzare altre prove, soprattutto con carico della vettura differente, in modo che si possano avere maggiori riscontri per convalidare la robustezza del metodo.

In conclusione, si può dire che il metodo di stima della massa finora sviluppato rispetta grossomodo tutti i prerequisiti e gran parte degli obiettivi (esposti nel paragrafo 1.3) imposti

all'inizio del periodo di studio, con risultati accettabili entro un margine di errore del 3%. Anche il modello LDEM offre buoni risultati, con errori di stima inferiori anche qui al 3% ed è più solido del modello MEM data la dipendenza da molti meno fattori.

Bibliografia

- [1] *Tyre models for steady-state vehicle handling analysis* (Master degree Thesis) – A. J. C. Sch]meitz, J.A.W. van Dommelen, 2007
- [2] <http://www.adams.com/>
- [3] *Method and system for determining a tyre load during the running of a motor vehicle* – M. Brusarosco, F. Mancosu, D. Arosio – Pirelli Pneumatici S.p.A, Milano, Italia, 2011
- [4] *A handbook for the rolling resistance of pneumatic tires* – S.K. Clark, R.N. Dodge – Institute of Science and Technology, University of Michigan, 1979
- [5] *ETRTO standards manual* – European Tyre and Rim Technical Organization, 2008
- [6] *Modelling and simulation of the dynamic behaviour of the automobile* (Master degree Thesis) – Raffaele Di Martino, 2012
- [7] *Tyre and Vehicle Dynamics, II edition* – Hans. B. Pacejka, 2002
- [8] *Influenza della pressione di gonfiaggio degli pneumatici sui consumi di combustibile e sull'usura del battistrada in veicoli commerciali* (Master degree Thesis) – Elia Mameli, 2017
- [9] *Pneumatic Tire* – Alan Neville Gent, Joseph D. Walter – University Of Akron, 2006
- [10] *The tyre. Rolling Resistance and fuel savings* – Michelin, Ed. Société de Technologie, 2002

-
- [11] *Influence of Tyre Inflation Pressure on Fuel Consumption, Vehicle Handling and Ride Quality* (Master degree Thesis) – Alexander Varghese, 2013
- [12] *Automotive Control Systems* – U. Kiencke, L. Nielsen – Society of Automotive Engineers (SAE), Inc., Warrendale, PA, 2000
- [13] *Appunti di Meccanica del Veicolo* – S. Bruni – Dipartimento di Ingegneria Meccanica, Politecnico di Milano, 2002
- [14] *Lezioni di meccanica delle macchine* – A. R. Guido, L. Della Pietra – Napoli 1989
- [15] *Meccanica dell'autoveicolo* – G. Genta – Levrotto e Bella, 1997
- [16] *Coastdown test: theoretical and experimental approach* – I. Preda, D. Covaciu, G. Ciolan – Transilvania University of Brasov, Romania, 2010
- [17] *Vehicle mass estimation based on high-frequency information extraction* – W. Cho, K. Cao, S. Li, Y. Luo, K. Li – IAT Automotive Technology CO., Beijing, China, 2013
- [18] *Vehicle weight and cargo load determination using tire pressure* – A. C. Das Chaklader – University of British Columbia, Vancouver (CA), 2002
- [19] *Active Tire Pressure Control. Patent application proposal: On-line vehicle mass load distribution estimation* – S. d'Ambrosio, R. Vitolo, L. Vigna – Team ATPC, Politecnico di Torino, Torino, Italia, 2016; (documentazione interna)
- [20] *Potential impact of active tire pressure management on fuel consumption reduction in passenger vehicles* – S. d'Ambrosio, R. Vitolo – Politecnico di Torino, Torino, Italia, 2018

Bibliografia e sitografia immagini

- [1'] <http://www.rezulteo-tyres.ie/new-tyres-r/hankook-ventus-s1-evo2-k-117-technology-3641>
- [2'] *Fundamentals of Vehicle Dynamics* – T. D. Gillespie – Society of Automotive Engineers (SAE), Inc., Warrendale, PA, 1992
- [3'] *Tyre and Vehicle Dynamics, II edition* – Hans. B. Pacejka, 2002
- [4'] *Modelling and simulation of the dynamic behaviour of the automobile* (Master degree Thesis) – Raffaele Di Martino, 2012

[5'] *Pneumatic Tire* – Alan Neville Gent, Joseph D. Walter – University Of Akron, 2006

[6'] <http://www.wroar.net/pages/abs.html>