

# POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

## Analisi di prove sperimentali su vettura e applicazione di algoritmi per la stima dei consumi



Relatore:  
Prof. Stefano D'AMBROSIO  
Ing. Roberto VITOLO

Candidato:  
Gabriele VANDIN

Dicembre 2018

# *Sommario*

Con la seguente trattazione ci si pone l'obiettivo di mostrare le metodologie e i risultati delle attività svoltesi presso il Politecnico di Torino, in collaborazione con membri del team studentesco di ricerca ATPC (Active Tyre Pressure Control), e inerenti l'analisi di prove sperimentali su autovettura e l'applicazione di algoritmi per la stima di consumi.

In particolare, lo studio è stato effettuato analizzando le variabili acquisite tramite rete CAN dalla centralina ECU di una Fiat Grande Punto 1.3 MJet 95 CV mentre un driver professionista percorreva un determinato tragitto all'interno del Centro Sperimentale di Balocco. Le prove sono state eseguite con due diverse condizioni di caricamento del veicolo (Standard B, pari a 1351,6 kg, e Standard C, pari a 1588,4 kg) e, a loro volta, con tre differenti situazioni di pressione nominale di gonfiaggio degli pneumatici.

La prima parte del presente lavoro, quindi, si è concentrata sull'elaborazione in ambiente MATLAB dei segnali rilevati da rete CAN e da GPS al fine di verificare la corretta acquisizione delle variabili e la ripetibilità della manovra in pista da parte del driver. Successivamente, disponendo della portata oraria di combustibile consumato, è stato calcolato per ciascuna prova il consumo cumulato per identificare l'effetto della differente massa del veicolo e della diversa pressione di gonfiaggio in termini di variazione dei consumi, tenendo conto del fatto che il consumo stimato da ECU è affetto da un suo errore. La seconda parte della trattazione ha avuto come finalità quella di confrontare il consumo stimato da centralina con quello che si sarebbe potuto ottenere andando ad interpolare il piano quotato del motore tramite altri due segnali reperibili su rete CAN del veicolo, ovvero la coppia utile erogata e la velocità del motore stesso. Analogamente si è potuto procedere utilizzando come input non la coppia utile rilevata dall'unità di controllo motore bensì la stessa variabile ottenuta a partire dalla resistenza all'avanzamento e dall'accelerazione del veicolo tramite le formule di coast-down. Tuttavia, non avendo a disposizione una mappa dei consumi di combustibile specifica del propulsore 1.3 MJet 95 CV, si sono studiati metodi diversi per ottenere il suddetto confronto.

In particolare, sono stati stimati i consumi a partire sia da un piano quotato motore ricavato dalle acquisizioni sperimentali sia da quello di un propulsore 1.3 MJet 90 CV appartenente allo stesso modello di veicolo ma omologato secondo lo standard Euro 4.

Infine, è stata analizzata la possibilità di valutare i consumi di combustibile a partire da un piano quotato del veicolo stesso piuttosto che del motore e costruito tramite un modello velocità veicolo-accelerazione utilizzando l'applicazione MBC Model Fitting presente nella Model-Based Calibration Toolbox di MATLAB.

# *Abstract*

The following discussion aims to show the methodologies and results of the activities carried out at the Polytechnic of Turin, in collaboration with members of the student research team ATPC (Active Tyre Pressure Control), and related to the analysis of experimental tests on passenger cars and the application of algorithms for estimating consumption.

In particular, the study was carried out by analyzing the variables acquired through the CAN network from the ECU of a Fiat Grande Punto 1.3 MJet 95 HP while a professional driver was travelling a certain route within the Experimental Centre of Balocco. The tests were performed with two different vehicle loading conditions (Standard B, equal to 1351.6 kg, and Standard C, equal to 1588.4 kg) and, in turn, with three different situations of nominal tyre inflation pressure.

Therefore, the first part of this work focused on the processing in MATLAB environment of the signals detected by CAN network and GPS in order to verify the correct acquisition of variables and the repeatability of the manoeuvre on the track by the driver. Subsequently, having the hourly flow rate of fuel consumed, the cumulative fuel consumption was calculated for each test to identify the effect of the different mass of the vehicle and the different inflation pressure in terms of variation of fuel consumption, taking into account the fact that the estimated fuel consumption by ECU is affected by an error of its own.

The second part of the discussion was aimed at comparing the fuel consumption estimated by the control unit with what could have been obtained by interpolating the engine fuel map through two other signals available on the CAN network of the vehicle, namely the useful torque delivered and the engine speed. Similarly, it was possible to proceed using as input not the useful torque detected by the engine control unit but the same variable obtained from the resistance to motion and acceleration of the vehicle through the coast-down formulas. However, not having a specific fuel consumption map of the 1.3 MJet 95 HP available, several methods have been studied to obtain the above comparison.

In particular, the fuel consumption has been estimated starting from both a engine fuel map obtained from the experimental acquisitions and from the map of a 1.3 MJet 90 CV engine belonging to the same vehicle model but approved according to the Euro 4 standard.

Finally, the possibility of evaluating fuel consumption starting from a map of the vehicle itself rather than of the engine was analysed and built using a vehicle speed-acceleration model using the MBC Model Fitting application found in the MATLAB Model-Based Calibration Toolbox.

# Indice

<b>1</b>	<b>Introduzione</b>	<b>5</b>
<b>2</b>	<b>Lo pneumatico</b>	<b>7</b>
2.1	Generalità [1] . . . . .	7
2.2	Cenni storici [2] . . . . .	10
2.3	Soluzioni costruttive [1],[3] . . . . .	12
2.3.1	Pneumatico radiale . . . . .	14
2.3.2	Pneumatico incrociato . . . . .	16
2.4	Marcatura [1],[5] . . . . .	18
2.5	Distribuzione di pressione e impronta a terra [9] . . . . .	21
2.6	Raggio di rotolamento [2] . . . . .	23
<b>3</b>	<b>Resistenza al rotolamento</b>	<b>27</b>
3.1	Generalità . . . . .	27
3.2	Definizioni . . . . .	31
3.3	Visco-elasticità . . . . .	32
3.3.1	Temperatura . . . . .	33
3.3.2	Frequenza di deformazione . . . . .	34
3.3.3	Livello di deformazione . . . . .	35
3.4	Meccanismi responsabili . . . . .	37
3.5	Coefficiente di resistenza al rotolamento . . . . .	42
3.6	Modello coefficiente di resistenza a rotolamento . . . . .	43
3.6.1	Modello del contributo dovuto a microscorrimento . . . . .	43
3.6.2	Modello completo . . . . .	45
3.7	Effetto dei parametri esterni di funzionamento . . . . .	47
3.7.1	Effetto della velocità di marcia . . . . .	47
3.7.2	Effetto del carico verticale $F_z$ . . . . .	48
3.7.3	Effetto delle dimensioni dello pneumatico . . . . .	49
3.7.4	Effetto della pressione di gonfiaggio . . . . .	50
3.7.5	Effetto della struttura e del materiale dello pneumatico . . . . .	51
3.7.6	Effetto della temperatura di funzionamento . . . . .	51
3.7.7	Effetto del tempo di rotolamento . . . . .	52
3.7.8	Effetto dell'usura del battistrada . . . . .	53
3.7.9	Effetto delle condizioni della strada . . . . .	54
3.7.10	Effetto di angolo di camber e deriva . . . . .	54
3.7.11	Effetto della dinamica longitudinale . . . . .	55

<b>4</b>	<b>Controller Area Network (CAN)</b>	<b>56</b>
4.1	Generalità . . . . .	56
4.2	Topologia della rete . . . . .	57
4.3	Caratteristiche peculiari . . . . .	59
4.4	Struttura dei messaggi . . . . .	60
4.5	Arbitraggio . . . . .	63
<b>5</b>	<b>Formato delle acquisizioni</b>	<b>65</b>
5.1	Tecniche HIL e SIL . . . . .	66
5.2	Acquisizioni sperimentali interne . . . . .	67
5.3	Acquisizioni sperimentali di Balocco . . . . .	74
<b>6</b>	<b>Analisi prove sperimentali interne</b>	<b>75</b>
6.1	Resistenza al moto . . . . .	75
6.2	Caratteristiche tecniche veicolo . . . . .	80
6.3	Configurazione delle prove . . . . .	81
6.4	Segnali acquisiti . . . . .	82
6.5	Obbiettivi delle analisi . . . . .	83
6.6	Elaborazione delle prove . . . . .	84
6.7	Conclusioni . . . . .	104
<b>7</b>	<b>Analisi prove sperimentali di Balocco</b>	<b>106</b>
7.1	Configurazione delle prove . . . . .	106
7.2	Segnali Acquisiti . . . . .	107
7.3	Obbiettivi delle analisi . . . . .	107
7.4	Elaborazione delle prove . . . . .	108
	7.4.1 Piano quotato 95 CV . . . . .	122
	7.4.2 Piano quotato 90 CV . . . . .	125
	7.4.3 Piano quotato Velocità-Accelerazione . . . . .	128
<b>8</b>	<b>Conclusione</b>	<b>131</b>

# Capitolo 1

## Introduzione

Come suggerisce il titolo dell'elaborato, il tema principale del seguente lavoro di tesi riguarda la stima del consumo di combustibile su autovettura.

In generale, l'argomento fuel economy ha assunto sempre una certa rilevanza per la società moderna dal punto di vista economico e, con l'introduzione del contesto legislativo-normativo relativo alle emissioni di inquinanti, anche dal punto di vista della salute umana. Più recentemente, il tema della fuel consumption è stato chiamato in causa dall'introduzione della regolamentazione sulle emissioni di  $\text{CO}_2$ , a partire dal 2009. Infatti, è noto come, per le vetture alimentate con combustibili fossili, parlare di emissioni di  $\text{CO}_2$  piuttosto che di fuel economy sia equivalente perchè, siccome gli idrocarburi contengono per definizione carbonio e idrogeno, il carbonio ossidato durante un normale processo di combustione (come quello che avviene nella camera di combustione dei motori a combustione interna) origina principalmente emissioni di anidride carbonica che, quindi, sono direttamente legate al consumo di combustibile.

La  $\text{CO}_2$ , così come altre specie chimiche quali  $\text{CH}_4$  e  $\text{N}_2\text{O}$ , è una dei principali responsabili dell'effetto di riscaldamento globale del pianeta e, pertanto, viene classificata come un gas serra (greenhouse gas), per via del suo elevato GWP (Global Warming Potential).

Altrettanto nota è la constatazione che il consumo di combustibile è legato alla resistenza al moto del veicolo, che deve essere vinta dal sistema propulsore con cui viene equipaggiata la vettura. In tal senso giocano un ruolo fondamentale sia la massa del veicolo sia gli pneumatici in dotazione sullo stesso. Per questo motivo, la prima parte dell'elaborato si propone di presentare la struttura dello pneumatico e i meccanismi alla base della resistenza al rotolamento offerta dagli pneumatici stessi. Viene pertanto mostrato come gli elastomeri che compongono la ruota pneumatica abbiano un comportamento di tipo visco-elastico e quindi dissipano energia sotto forma di calore ogni volta che subiscono una deformazione. Quindi, se da una parte è proprio la deformabilità e l'elasticità dello pneumatico a consentire un opportuno grip, dall'altra parte tale tipo di comportamento

meccanico è alla base delle perdite di energia per resistenza al rotolamento.

Dal momento che, nella seguente trattazione, la stima dei consumi di combustibile su autovettura avviene utilizzando come input delle variabili acquisite sperimentalmente dalla rete CAN di un veicolo su certi tragitti, si è reso necessario studiare il protocollo di comunicazione CAN. Dopo una panoramica riassuntiva sull'evoluzione di questo sistema di trasmissione dati, sulla sua topologia e sulle peculiarità che ne hanno consentito un'ampia diffusione non solo nel settore automotive, lo studio si è concentrato in particolare sulla struttura dei cosiddetti Data Frame, ovvero i pacchetti di informazioni che vengono scambiati sul bus della rete tra i diversi dispositivi (nodi) del network e la cui trasmissione è regolata grazie ad un meccanismo di arbitraggio.

Infine si sono analizzate le prove sperimentali su autovettura acquisite internamente dal team di ricerca studentesco ATPC del Politecnico di Torino e in pista nel Centro Sperimentale di Balocco, investigando diverse tipologie di algoritmi per la stima dei consumi in condizioni real-driving.

# Capitolo 2

## Lo pneumatico

### 2.1 Generalità [1]

Lo pneumatico, insieme a cerchione e parte del sistema di frenatura, costituisce il gruppo ruota, ovvero la cosiddetta “massa non sospesa”.

Gli pneumatici, interfacciandosi con il terreno, permettono di realizzare non solo le prestazioni di dinamica longitudinale e laterale del veicolo ma anche quelle di consumo, in quanto nello pneumatico vi sono dissipazioni non trascurabili.

Si utilizza una ruota pneumatica e non una rigida, tipica di veicoli tramviari e ferroviari, perchè, sebbene le ruote rigide presentino perdite energetiche di un ordine di grandezza inferiori a quelle di una ruota pneumatica, si deve poter filtrare le vibrazioni provenienti dalle asperità stradali. Proprio con questo obiettivo lo pneumatico è stato introdotto per la prima volta da Dunlop sulla bicicletta; fino ad allora le ruote avevano un profilo di gomma piena con notevoli problemi di comfort.

Tale inconveniente è evidenziato considerando la seguente situazione: immaginando una ruota rigida che percorre, con velocità di avanzamento  $V$ , un tragitto avente il profilo rappresentato in Figura 2.1 (analogamente si può fare riferimento ad un dosso, piuttosto che ad un avvallamento) e schematizzabile con una sezione ad arco di cerchio di raggio  $R$ , l'accelerazione verticale  $\ddot{z}$  con cui si muove il perno ruota (che percorre la stessa traiettoria del profilo stradale) è esprimibile secondo la formula 2.1.

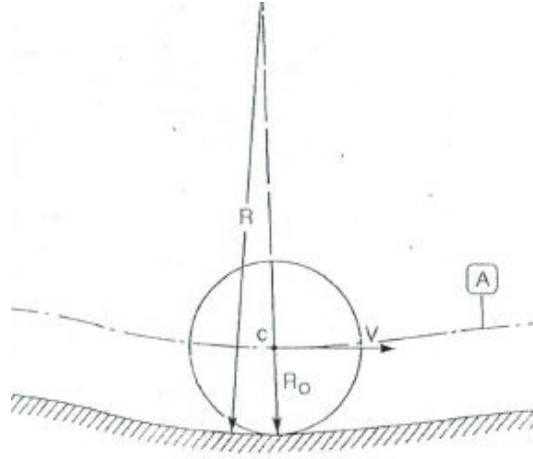
$$\ddot{z} = \frac{V^2}{R} \quad (2.1)$$

Siccome l'accelerazione verticale massima di un veicolo normale che ci si può aspettare come valore di riferimento è  $\ddot{z}_{max} = 3g$  sulla scocca, supponendo una velocità di avanzamento del veicolo pari a 50 km/h, si potrebbe accettare al più un profilo con raggio di curvatura pari a:



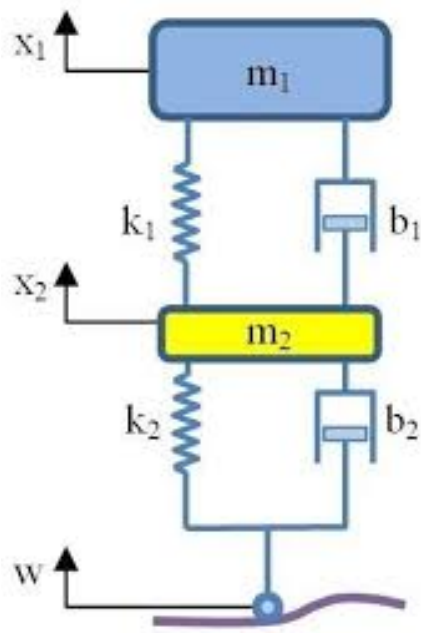
$$R_{min} = \frac{V^2}{\ddot{z}_{max}} = \frac{50^2}{3,6^2 \cdot 3 \cdot 9,81} \approx 6,5 \text{ m} \quad (2.2)$$

Ciò implica che già un normale dosso di rallentamento del traffico non rispetterebbe ma supererebbe la  $\ddot{z}_{max}$  di riferimento con una ruota rigida.



**Figura 2.1:** Schema di calcolo dell'accelerazione di una ruota rigida.[1]

Per quanto visto finora, quindi, è necessario interporre un elemento deformabile tra parte rigida della ruota e terreno: connettendo direttamente la cassa del veicolo ad una ruota rigida si avrebbero accelerazioni verticali molto elevate, con conseguenti problemi di comfort. Perciò, oltre ad una sospensione primaria, è opportuno avere uno pneumatico, ovvero un primo elemento deformabile che connette la cassa al suolo e questa deformabilità consente di assorbire, almeno in parte, le asperità stradali. Quindi, coerentemente con lo schema riportato in Figura 2.2 (Quarter Car Model) un primo stadio di filtraggio delle irregolarità del terreno è costituito dalle caratteristiche di rigidità e smorzamento dello pneumatico ( $k_2$  e  $b_2$ ), mentre un ulteriore filtro è rappresentato dai parametri caratteristici dell'elemento deformabile della sospensione (molla  $k_1$  e ammortizzatore  $b_1$ ) della vettura. In questo modello si evidenziano inoltre la cosiddetta “massa sospesa”  $m_1$ , ovvero la massa della cassa del veicolo, e la “massa non sospesa”  $m_2$ , costituita da cerchione e ciò che vi è connesso rigidamente (mozzo ruota, parte dei braccetti della sospensione, disco e pinza freno e, se è una ruota motrice, parte del semiasse).



**Figura 2.2:** Modello ad un quarto di veicolo (Quarter Car Model).[1]

## 2.2 Cenni storici [2]

Oggigiorno tutti gli autoveicoli sono equipaggiati con ruote dotate di pneumatici, soluzione introdotta per la prima volta sulle biciclette dal veterinario irlandese J.B. Dunlop nel 1888. Prima di allora, a partire dai tempi più antichi, la struttura e il concetto stesso di ruota sono stati protagonisti di diverse evoluzioni tecnologiche.

In mancanza di reperti archeologici diretti, l'utilizzo della ruota per il supporto di veicoli primitivi (slitte, travois) è fatto convenzionalmente risalire all'epoca dell'introduzione della ruota del vasaio per la produzione di manufatti, indicativamente verso il 3500 a.C. Negli stessi anni, pittogrammi su tavolette rinvenute nel tempio di Innana ad Erech (bassa Mesopotamia) rappresentano le ruote dei carri a trazione animale come dischi ottenuti unendo tre tavole di legno, come riportato in Figura 2.3. Tale soluzione tecnologica si è diffusa nei secoli in tutto il mondo antico ed è stata utilizzata su carri costruiti in maniera differente tra un' area geografica e l'altra. La rappresentazione in Figura 2.3 di un foro circolare centrato sul disco della ruota non chiarisce tuttavia se esse fossero montate folli o solidali all'assale.



**Figura 2.3:** Ruota realizzata in tre tavole di legno.[2]

Reperti archeologici rinvenuti in una tomba presso Tebe e risalenti al 1350 a.C dimostrano che gli egizi sono stati coloro che hanno sviluppato per primi il concetto della *ruota a raggi*, probabilmente per soddisfare l'esigenza di alleggerimento dei carri bellici. Tale soluzione prevedeva delle razze incastrate in un mozzo e il gavello costituito da più parti in legno o da un solo pezzo curvato a caldo. Vi sono, inoltre, indicazioni del fatto che le ruote venissero cerchiare o irrobustite in periferia e dotate di borchie in rame per diminuire l'usura e tenere in sede una copertura in cuoio.

Intorno al 1000 a.C vi sono poi le prime testimonianze dell'utilizzo di cerchi metallici costituiti da più parti saldate tra loro e calettati poi a caldo.

Durante il periodo greco-romano si è assistito alla diffusione delle ruote cerchiare in ferro, accompagnate però da problemi di rumorosità e usura della pavimentazione in pietra delle

strade di quei tempi; tuttavia l'utilizzo di cerchi in legno rinforzate con borchie e chiodi non era una valida alternativa.

La tecnologia delle ruote e dei fondi stradali non migliorò sensibilmente fino al XIX secolo, tanto che erano ancora utilizzate cerchiature in ferro (anche se più larghe, in modo da ridurre la pressione esercitata sulla strada) su carrozze e diligence. Ciò è spiegato dal fatto che in quei tempi il trasporto ferroviario e navale risultavano una soluzione più interessante; tuttavia appaiono alcuni esempi di ruote coniche.

Nella seconda parte del XIX secolo la realizzazione delle prime *ruote gommate*, accompagnata dall'invenzione del motore a combustione interna, aveva permesso l'introduzione di autoveicoli nel senso moderno del termine secondo i seguenti step:

- R.W. Thompson, nel 1845, introdusse uno pneumatico con camera d'aria e copertura in cuoio, che però non ebbe successo;
- T. Hancock, nel 1846, realizzò cerchi in gomma piena per essere fissati sulle cerchiature in ferro delle ruote delle carrozze e dei primi bicicli, con notevoli risultati in termini di comfort di marcia e rumorosità;
- J.B. Dunlop, nel 1888, realizzò il primo pneumatico con copertone in tela gommata inchiodata al disco in legno della ruota.

Da allora, anche se in maniera progressiva, lo pneumatico venne sempre più diffusamente utilizzato prima per le biciclette e poi sulle autovetture (la prima applicazione automobilistica è attribuita a Michelin, nel 1895) che, invece, inizialmente, avevano ruote con copertura in gomma piena. In quest'ultimo caso, per migliorare il comfort di marcia sulle strade dell'epoca (non ancora asfaltate), si era fatto ricorso a *ruote elastiche*, ovvero a cerchiature in gomma piena collegate al mozzo o ad un cerchio interno mediante diversi tipi di configurazioni di molle. Tale soluzione, piuttosto costosa, venne però soppiantata dalle ruote con pneumatico, abbinate a strutture a raggi metallici più leggere rispetto ai dischi in legno (comunque ancora diffuse fino a inizio XX secolo).

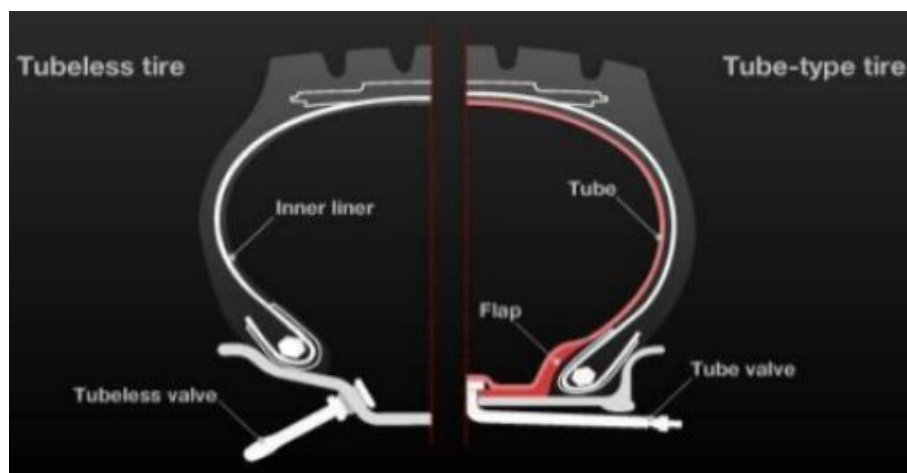
Da allora lo sviluppo di processi tecnologici e numerosi studi hanno portato alla struttura odierna dello pneumatico, riportata nel seguente paragrafo.

## 2.3 Soluzioni costruttive [1],[3]

Una prima importante classificazione degli pneumatici riguarda la presenza o meno della camera d'aria. Si distingue, quindi, tra:

- pneumatici con camera d'aria;
- pneumatici senza camera d'aria (Tubeless).

La Figura 2.4 mostra il confronto tra le sezioni meridiane delle due tipologie sopra elencate ed evidenzia come, dal punto di vista costruttivo, il cerchione sia diverso nei due casi. Infatti, nei pneumatici Tubeless, il tallone è la parte che assolve la funzione di tenuta dell'aria di gonfiaggio grazie alla sua forma a labbro e, quindi, il cerchione deve essere adattato al tallone. Nei pneumatici con camera d'aria, invece, non c'è questa esigenza, perciò le geometrie sono diverse.



**Figura 2.4:** Sezione diametrale di pneumatico con camera d'aria e Tubeless.[1]

Oggigiorno gli pneumatici con cui vengono equipaggiate le autovetture sono praticamente tutti di tipologia Tubeless. Questo perchè, nell'eventualità che, per esempio, un chiodo si conficchi nella copertura, lo strato interno di rivestimento (liner) in gomma sigillerebbe il foro causato dal chiodo e, anche nel caso venga rimosso quest'ultimo, verrebbe fatta trafilare poca aria e quindi la pressione scenderebbe molto lentamente; viceversa, nei pneumatici con camera d'aria, se essa viene lacerata si ha una rapida perdita di pressione di gonfiaggio. Ciò, quindi, garantisce una minore necessità di riparazione del Tubeless che però, come già sottolineato, richiede che il cerchione sia perfettamente accoppiato ai talloni della copertura per adempiere alla tenuta.

La rappresentazione di Figura 2.4 mostra anche la differente soluzione costruttiva delle valvole di gonfiaggio: nei Tubeless, l'aria viene insufflata tramite una valvola inserita nel

cerchione e che, grazie alla pressione interna che si viene a generare nello pneumatico, fa tenuta sul cerchione stesso; nei pneumatici con camera d'aria, invece, la valvola è vulcanizzata con la camera d'aria stessa formando un pezzo unico.

Un ulteriore vantaggio dei pneumatici Tubeless è quindi la maggior semplicità del montaggio, grazie all'assenza della camera d'aria; tuttavia, dal punto di vista tecnico, non vi è differenza tra le due tipologie.

Trattando l'eventualità di una foratura dello pneumatico, vale la pena citare la soluzione tecnologica nota come "Run-Flat", ovvero esistono pneumatici in grado di garantire, seppure con certe limitazioni, di viaggiare a pneumatico sgonfio secondo due filosofie distinte. Quella più diffusa prevede il rafforzamento del fianco con materiale molto più rigido in modo che, anche se perdesse pressione, lo pneumatico può lavorare ugualmente perchè la spalla è sufficientemente rigida da mantenere una certa stabilità (normalmente, invece, con uno pneumatico sgonfio, le spalle cedono perchè non hanno resistenza meccanica e così il battistrada, trovandosi a contatto con cerchione e fondo stradale, si usurerebbe molto rapidamente), ovvero una distanza minima tra battistrada e cerchione. Tuttavia, questo effetto di ammortizzazione vale fino ad una certa velocità, oltre la quale lo pneumatico Run-Flat non garantisce più il corretto funzionamento in termini di handling, dal momento che potrebbe stallonare.

La seconda filosofia, non ancora in commercio, prevede un distanziale sul cerchione: se lo pneumatico si sgonfia, l'aria in pressione non funge più da molla tra cerchio e battistrada ma quest'ultimo si andrebbe ad appoggiare su quella struttura, ottenendo così una ruota più rigida ma che consente di continuare il tragitto anche a pneumatico sgonfio.

Si noti che gli pneumatici Run-Flat, sebbene presentino del materiale di rinforzo, non peggiorano le caratteristiche di impronta a terra perchè quella rigidità è studiata per intervenire solamente quando il pneumatico si trova in condizioni di bassa pressione di gonfiaggio: a pressione sufficiente, ciò che lavora sono le tele e l'aria e quindi si ha un comportamento paragonabile a quello di uno pneumatico tradizionale.

Dal punto di vista strutturale, invece, si può distinguere tra:

- pneumatici di tipo radiale;
- pneumatici di tipo incrociato;

Il pneumatico di tipo incrociato è la tipologia più obsoleta ed è la soluzione che aveva pensato Dunlop quando inventò lo pneumatico. Attualmente, però, più del 95% degli pneumatici per autovetture e veicoli commerciali sono di tipo radiale: nei veicoli commerciali la soluzione incrociata ha resistito più a lungo ma da diversi decenni, ormai, hanno preso il sopravvento quelli radiali poichè essi, come evidenziato in studi di fine anni '70, comportano una riduzione del 20% della resistenza a rotolamento e, corrispondentemente,

una riduzione dei consumi di combustibile tra il 4% e il 9% [4]. La questione consumo è particolarmente sentita per i veicoli commerciali leggeri e pesanti, per i quali è determinante il cosiddetto “Total Cost of Ownership”(TCO), ovvero non è importante solo il costo di acquisto del mezzo ma anche tutti i costi di esercizio che intervengono durante l’intera missione (tra i quali, appunto, il consumo di combustibile). Gli pneumatici di tipo incrociato sono tuttavia utilizzati per limitate applicazioni (veicoli da cantiere, veicoli pesanti fuoristrada) per il fatto che essi, come spiegato in seguito, avendo più strati, sono più tolleranti alle sollecitazioni di taglio dovute, per esempio, ad una roccia appuntita piuttosto che ad un proiettile in ambito militare. In questi campi, evidentemente, la questione consumo di combustibile è meno rilevante rispetto alle prestazioni in termini di resistenza alle azioni esterne.

La seguente trattazione illustra brevemente le principali caratteristiche costruttive delle due tipologie di pneumatici.

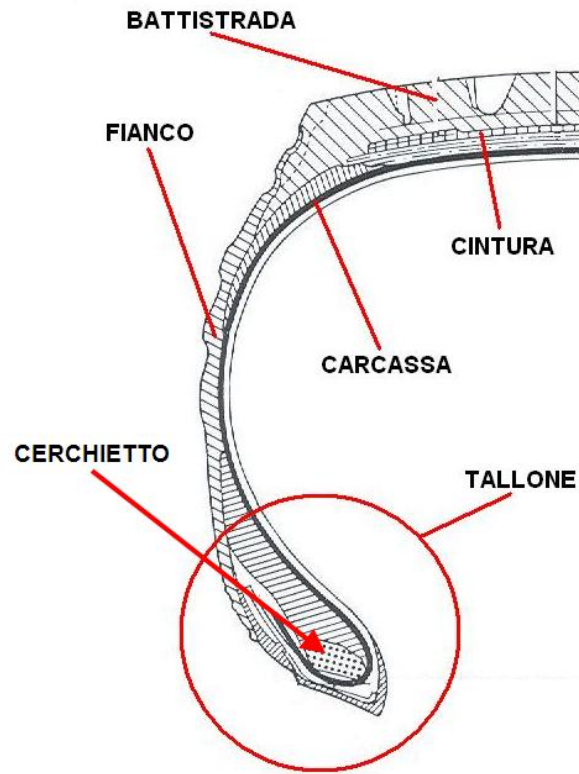
### **2.3.1 Pneumatico radiale**

Come visibile in Figura 2.5, lo pneumatico radiale, brevettato da Michelin, è costituito dal battistrada e numerose altre parti.

Il battistrada è l’elemento che si trova direttamente a contatto con il terreno, pertanto viene realizzato con una miscela che deve garantire certe prestazioni in termini di usura, resistenza al rotolamento e grip. L’interazione del battistrada con la strada è stabilita dalla forma e dall’orientamento dei tasselli che lo compongono. Le scolpiture tra i diversi tasselli, assenti sul battistrada degli pneumatici “slick” (usati, per esempio, nelle competizioni motoristiche sportive su piste asciutte e regolari), consentono di drenare l’acqua nella guida su strada bagnata e aumentare l’attrito, per esempio, su terreno innevato. Inoltre, i tasselli del battistrada non sono spaziati tra loro in modo uguale e non hanno la stessa lunghezza per questioni di rumorosità: mettendo tasselli diversi tra loro, lo pneumatico risulta meno rumoroso perchè non viene eccitata una frequenza particolare ma uno spettro di frequenze.

Come riportato in Figura 2.5, all’interno del tallone vi è un cerchietto, che è un anello sagomato a trefolo e di materiale molto rigido (tipicamente sono fili di acciaio avvolti su una matassa). Sostanzialmente il cerchietto è inestensibile e indeformabile in direzione circonferenziale, perciò il suo diametro è costante, indipendentemente dalle forze che gli vengono applicate dalle restanti parti dello pneumatico. Da un cerchietto all’altro opposto ad esso si avvolge una tela di carcassa (normalmente il numero di strati che compongono la tela di carcassa è limitato al massimo a due strati): lo pneumatico è detto radiale appunto perchè i fili di questa tela sono disposti su piani diametrali paralleli. I fili delle tele di carcassa sono realizzati in fibre sintetiche molto resistenti (nylon, rayon) per pneumatici

di normali autovetture oppure in acciaio o kevlar per veicoli industriali o autovetture con pneumatici molto sollecitati. La parte dello pneumatico responsabile del sostentamento del carico e la trasmissione di tutte le forze applicate è la carcassa, l'interazione con il terreno è affidata al battistrada.



**Figura 2.5:** Sezione meridiana di uno pneumatico radiale.[1]

Nella zona sottostante al battistrada vi sono altre tele, dette tele di cintura (Pirelli chiamava “cinturati” i suoi pneumatici e non “radiali” perchè quest’ultimo era un marchio depositato da Michelin): mentre i fili delle tele di carcassa sono disposti su piani radiali, i fili delle tele di cintura sono disposti in direzione prevalentemente circonferenziale. Infatti gli pneumatici per autovetture non adottano la soluzione con fili posizionati in direzione circonferenziale pura (tipologia detta “zero gradi”, usata nei pneumatici per moto) ma questi hanno una giacitura con angoli di  $\pm 15^\circ$  o  $\pm 20^\circ$  rispetto ad essa. Queste cinture, solitamente non definite tele perchè non hanno una vera e propria trama e ordito, possono essere in materiale sintetico (nylon, rayon, kevlar) o in acciaio. Una serie di strati in gomma completa il sistema dello pneumatico. Infatti, quest’ultimo non è costituito da un elastomero omogeneo ma è composto da diversi materiali elastomerici (riconoscibili dalle diverse campiture nella sezione di Figura 2.5): a seconda della parte di pneumatico considerata varia il tipo di elastomero perchè la funzione che svolge la gomma in ciascun punto del pneumatico è molto diversa. Per esempio, per il battistrada si utilizza un ma-



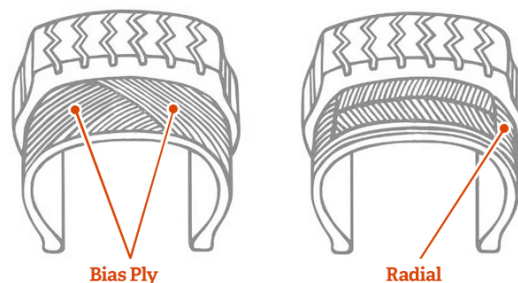
teriale ottimizzato per realizzare un certo compromesso tra aderenza, grip e durata; lo strato di gomma immediatamente a contatto l'aria all'interno, detto "liner", è fatto in modo da essere elastico, poco poroso e impermeabile all'aria; la mescola del fianco deve essere ottimizzata per essere allo stesso tempo robusta alle sollecitazioni di taglio e molto deformabile; la zona del fianco più vicina al contatto a terra deve essere pensata affinché l'energia dissipata internamente alla gomma a seguito della sua deformazione sia la minore possibile.

Il passaggio dagli pneumatici tradizionali ai cosiddetti "pneumatici verdi", ormai in circolazione da oltre vent'anni, è avvenuto quando i costruttori hanno riscontrato che, usando della silice in dispersione nella mescola dei fianchi, si aveva meno dissipazione nell'elastomero durante i cicli di deformazione e quindi, come spiegato in seguito, minore resistenza al rotolamento. E' esperienza comune, a dimostrazione del fatto che la parte alta del fianco è quella più delicata dello pneumatico dal punto di vista energetico, notare come essa sia quella più calda durante, per esempio, un normale funzionamento in percorso autostradale.

Infine, nella sezione di Figura 2.5, è visibile un raccordo con profilo a goccia che funge da distanziale tra andata e ritorno dei fili delle tele di carcassa, garantendo ampi raggi di curvatura. Infatti, quest'ultimi non possono ripiegarsi troppo su sè stessi perchè si avrebbero curvature troppo accentuate con conseguente probabilità di rottura per fatica dei fili.

### 2.3.2 Pneumatico incrociato

Le principali caratteristiche di questa tipologia possono essere citate come scostamento rispetto alla struttura del radiale e sono riassunte graficamente in Figura 2.6.



**Figura 2.6:** Confronto tra pneumatico di tipo radiale e incrociato (bias).

Come visibile in Figura 2.6, in uno pneumatico incrociato tutte (o quasi) le tele, sovrapposte con angoli tra i 30° e i 45° rispetto alla direzione circonferenziale, vanno da un cerchietto all'altro mentre in uno di tipo radiale solo le tele di carcassa partono da un

cerchietto arrivando su quello opposto (le tele di cintura giacciono solamente nella zona sottostante al battistrada). Di conseguenza, i fianchi del pneumatico incrociato, essendo costituiti da più strati, sono più spessi e, quindi, più rigidi: una maggiore rigidità comporta una più accentuata resistenza alle sollecitazioni di taglio ma, allo stesso tempo, minore capacità di filtraggio delle vibrazioni che vengono poi trasmesse alla massa sospesa.

Si noti che la maggior rigidità della spalla non è accompagnata da una corrispondente maggior rigidità nella zona dell'impronta a terra; viceversa, in uno pneumatico radiale, la disposizione dei fili delle tele di carcassa in direzione perpendicolare alla circonferenziale determina una maggiore rigidità nella zona di contatto con il terreno e migliori prestazioni in termini di generazione di forze laterali (handling).

Lo pneumatico radiale, inoltre, consente minori dissipazioni dal momento che presenta meno materiale nella zona del fianco che si deforma di più. Questo comporta una minore resistenza al rotolamento rispetto alla struttura di tipo incrociato a parità di dimensioni e capacità di carico.

Un ulteriore motivo per cui oggi, per le autovetture, si utilizza solamente la tipologia radiale è il seguente: dati due pneumatici di uguale dimensione, siccome la struttura incrociata è molto più rigida sui fianchi (ciò, però, è vantaggioso dal punto di vista della rumorosità durante il rotolamento a bassa velocità), in presenza di spinta laterale sullo pneumatico, l'impronta a terra tenderebbe a perdersi a differenza di quanto accadrebbe con la struttura radiale che, essendo più cedevole, manterrebbe meglio l'orma di contatto, risultando in un miglioramento dell'handling. Questa caratteristica è accentuata ad elevate velocità; infatti, per via delle elevate forze centrifughe, uno pneumatico di tipo incrociato tenderebbe a irrigidirsi molto con il conseguente rischio di perdita della corretta impronta a terra.

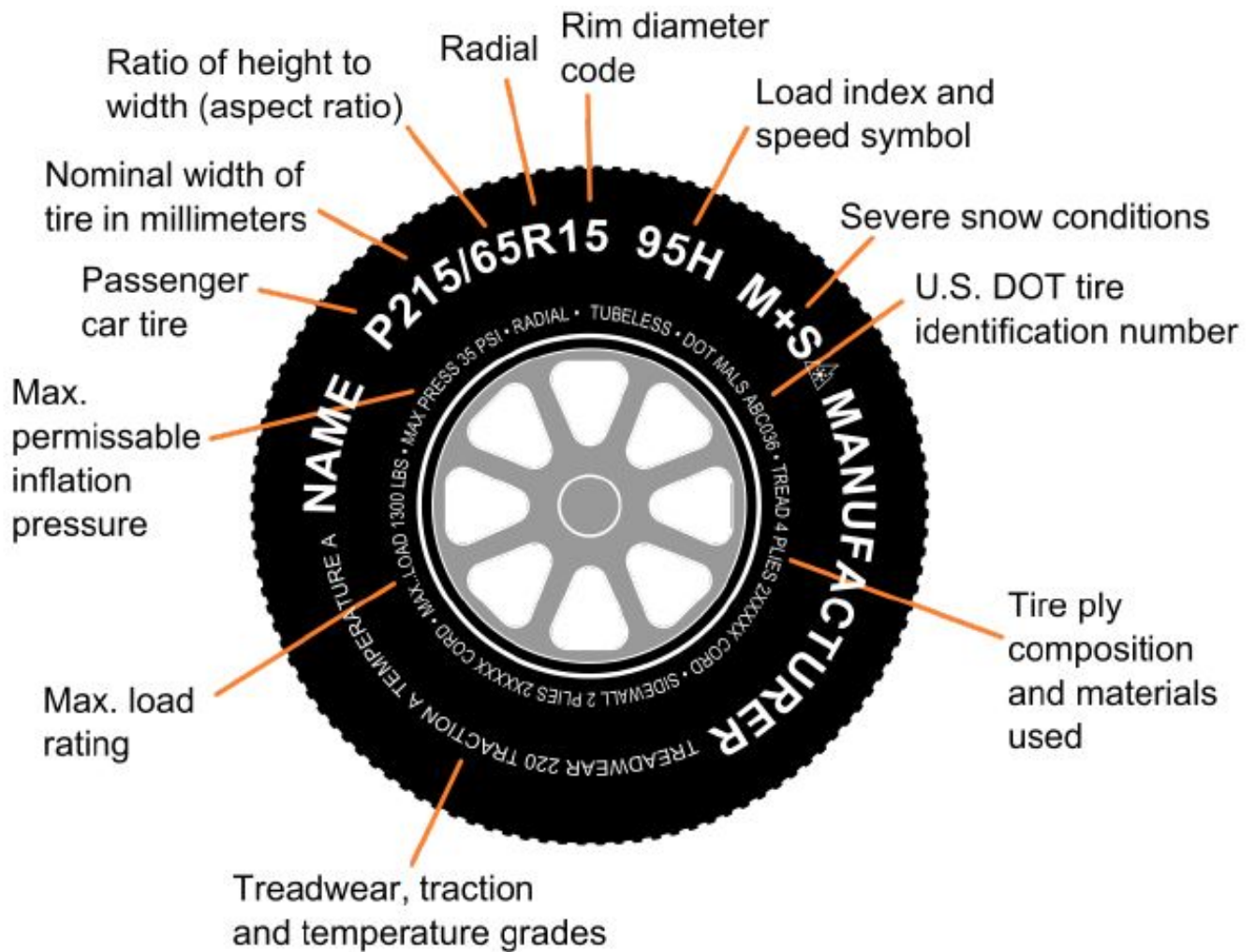
Ricapitolando, le ragioni che hanno determinato l'affermazione della tipologia radiale sono legate, in linea di massima, al fatto che la costruzione radiale determina sia una fascia battistrada più rigida sia fianchi più deformabili, consentendo complessivamente:

- durata maggiore e maggior contrasto del fenomeno di aquaplaning;
- capacità di carico superiore con componenti più leggeri;
- minore resistenza al rotolamento e migliore comportamento in frenata sul bagnato;
- maggiore forza laterale ad eguale pressione di gonfiaggio;
- miglior comfort ad alte velocità su percorsi autostradali;

A scapito di una minore robustezza dei fianchi e maggiore rumorosità per velocità inferiori agli 80 km/h.

## 2.4 Marcatura [1],[5]

L' European Tyre & Rim Technical Organization (ETRTO) definisce quali sono le principali caratteristiche geometriche dello pneumatico e i parametri che garantiscono una corretta messa in servizio e utilizzazione. Tali indicazioni, note come “marcatura” dello pneumatico, sono riportate sul fianco della copertura, come in Figura 2.7 e forniscono direttamente o indirettamente le seguenti informazioni:



**Figura 2.7:** Marcature sul fianco di uno pneumatico [1].

- diametro totale esterno dello pneumatico gonfiato alla pressione di riferimento, misurato dall'esterno del battistrada;
- larghezza di calettamento, misurata come distanza tra le due balconate del cerchio;
- larghezza della sezione in millimetri, misurata come distanza tra le due spalle dello pneumatico, gonfiato alla pressione di riferimento;

- diametro nominale del cerchio in pollici, ovvero il diametro di calettamento, misurato come la distanza teorica tra il centro e la parte inferiore esterna della balconata, dove risiede il tallone dello pneumatico;
- “aspect ratio”, ovvero il rapporto tra l’altezza della spalla (distanza tra il diametro di calettamento del tallone e la parte più sporgente del battistrada) e la larghezza della sezione dello pneumatico;
- nome del modello dello pneumatico e marchio del costruttore;
- identificazione della destinazione d’uso (la lettera P indica l’utilizzo per vettura da trasporto passeggeri);
- indicazione dell’usura dello pneumatico rispetto ad un pneumatico campione: la sigla “Treadwear 2,20” indica che lo pneumatico può percorrere un numero di chilometri 2,2 volte maggiore rispetto al pneumatico campione;
- indicazione sulla capacità di trasmettere al suolo la coppia: la sigla “Traction A” fornisce una classificazione delle prestazioni dello pneumatico in termini di aderenza (la lettera può variare da C fino a A e AA per pneumatici di alta gamma);
- indicazione sulla capacità dello pneumatico di gestire la temperatura: la sigla “Temperature A” è un’ indicazione del range di temperatura a cui può essere sottoposto lo pneumatico. In generale più si scalda lo pneumatico e più sorgono problematiche di integrità strutturale e nella trasmissione della coppia; più è alta la temperatura e più uno pneumatico per autovettura tradizionale degrada (gli pneumatici per competizione, invece, sono calibrati per lavorare alle alte temperature);
- informazioni relative all’omologazione e all’anno e mese di fabbricazione: ciò è importante per il fatto che l’eccessivo invecchiamento dello pneumatico comporta un degradamento della struttura e, quindi, delle prestazioni, con conseguenti rischi dal punto di vista della sicurezza;
- informazioni sulla composizione e sul materiale del battistrada, dei fianchi e della parte strutturale dello pneumatico;
- massima pressione di gonfiaggio a freddo: uno pneumatico gonfiato eccessivamente comporterebbe il rischio di esplosione durante il funzionamento dal momento che il riscaldamento dello pneumatico per attrito durante la missione aumenta ulteriormente la pressione;

- “indice di carico”, ovvero lo pneumatico è catalogato in funzione del carico radiale che è in grado di sopportare secondo una tabella presente nelle norme di riferimento ISO [6];
- “fattore di velocità”, ovvero una lettera indicativa della velocità massima di esercizio raggiungibile al carico indicato, come riportato in Tabella 2.1. Se lo pneumatico viene utilizzato a velocità superiore a quella prevista dalla marcatura, si assiste alla formazione di onde stazionarie di deformazione di ampiezza elevata sul fianco dello pneumatico stesso, nella zona superiore del contatto ruota-suolo. Questo fenomeno porta in breve tempo alla rottura del pneumatico non per questioni di resistenza meccanica ma per effetto del surriscaldamento della mescola costituente la spalla: a causa delle dissipazioni interne ai fianchi, aumentate dall’effetto della velocità, si arriva a temperature inaccettabili per l’elastomero, con conseguente perdita di pressione e poi esplosione dello pneumatico.

<b>Velocità [<math>km/h</math>]</b>	80	120	130	140	150	160	170	180	190	200	210	240	270
<b>Indice di velocità</b>	F	L	M	N	P	Q	R	S	T	U	H	V	W

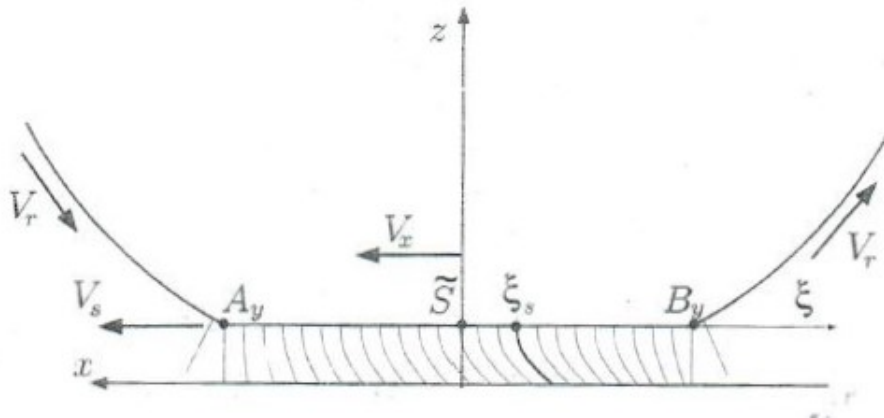
**Tabella 2.1:** Indice di velocità degli pneumatici [6].

Le principali informazioni sono solitamente riassunte in un codice alfanumerico sul fianco dello pneumatico. Per esempio, nella sigla 175/65R14 82 T, il numero 175 è la larghezza in millimetri della sezione dello pneumatico tra un fianco e l’altro, 65 è l’aspect ratio in percentuale, R14 è la misura in pollici del diametro di calettamento, 82 è un indice di carico e la lettera T è rappresentativa della massima velocità ammissibile.

## 2.5 Distribuzione di pressione e impronta a terra [9]

Lo schema di Figura 2.8 mostra la zona di contatto tra pneumatico e fondo stradale, coerentemente con la descrizione secondo il modello a spazzola dello pneumatico. L'obiettivo di questa sezione non riguarda l'introduzione di questo modello per la descrizione della dinamica longitudinale e laterale dello pneumatico (per le quali si rimanda ai testi [7] e [9] in bibliografia), bensì legare, seppure con certe approssimazioni, le dimensioni dell'orma di contatto al carico verticale e alla pressione di gonfiaggio.

Nella Figura 2.8, lo pneumatico è rappresentato secondo una sua sezione sul piano medio longitudinale e può essere visto come un disco privo di spessore. Il contatto con il terreno si realizza nel segmento di estremi  $A_y$  (noto come “leading edge”, perchè rappresenta l'inizio dell'orma sul terreno) e  $B_y$  (noto come “trailing edge”, perchè rappresenta la fine dell'orma sul terreno), aventi rispettivamente coordinate  $(a,0,0)$  e  $(-a,0,0)$  nel sistema di riferimento indicato in figura. Volendo considerare la larghezza dello pneumatico, Pacejka considera un insieme di dischi paralleli tra loro, che possono anche essere visti come un mazzo di carte [7]; di conseguenza l'impronta a terra dello pneumatico non può che essere rettangolare secondo il modello appena descritto e con vertici  $(a,b,0)$ ,  $(-a,b,0)$ ,  $(a,-b,0)$  e  $(-a,-b,0)$  nello spazio.



**Figura 2.8:** Modello a spazzola in condizioni di pura frenatura.[9]

Nella realtà l'impronta rettangolare presenta dei raccordi ai vertici e, in presenza di camber, dal momento che le “carte” possono scorrere tra loro, può risultare in un trapezio. Per comodità nella trattazione, viene riportata anche una coordinata ausiliaria  $\xi$  avente origine nel punto  $(a,0,0)$  e definita come:

$$\xi = a - x \quad (2.3)$$

La distribuzione di pressione normale  $p(x)$  fra pneumatico e terreno può essere ipotizzata simmetrica rispetto all'asse verticale  $z$  se si trascura la resistenza al rotolamento dello pneumatico. Se la copertura fosse perfettamente flessibile in direzione perpendicolare alla superficie, come una sottile membrana a rigidezza flessionale nulla, la pressione normale si presenterebbe con una distribuzione uniforme e pari alla pressione di gonfiaggio. Tuttavia, essendo la carcassa a rigidezza non nulla, la pressione si annulla ai limiti dell'impronta, ovvero per  $\xi = 0$  e  $\xi = 2a$ .

L'andamento della distribuzione è supposto uniforme in direzione  $y$  e, per semplicità, parabolico in direzione  $x$  :

$$p = p(x, y) = p(x) = p_0 \left[ 1 - \left( \frac{x}{a} \right)^2 \right] \quad (2.4)$$

Dove  $p_0 = p(0, y)$  è il valore massimo della pressione di contatto, prossimo alla pressione di gonfiaggio dello pneumatico. Lo stesso andamento, tramite il cambio di variabile 2.3, può essere espresso in funzione della coordinata ausiliaria  $\xi$  come:

$$p = p(\xi) = \frac{p_0}{a^2} (2a\xi - \xi^2) \quad (2.5)$$

L'integrale di questa distribuzione nell'area di contatto restituisce la risultante che deve essere equilibrata dal carico verticale  $F_z$ . Pertanto si ha che:

$$F_z = \frac{2}{3} p_0 \cdot 2a \cdot 2b \quad (2.6)$$

Da cui:

$$p_0 = \frac{3}{2} \frac{F_z}{2a \cdot 2b} \quad (2.7)$$

Dunque, dalla pressione di gonfiaggio e dal carico che insiste sullo pneumatico è possibile determinare le dimensioni della contact patch. Il rapporto tra l'estensione longitudinale e trasversale dell'orma, invece, varia a seconda che si considerino ruote "larghe" o "strette". Si noti che, siccome quello scelto non sarebbe comunque stato quello reale, la decisione arbitraria del profilo parabolico è stata dettata da ragioni di semplicità, ovvero dall'assenza di discontinuità nelle derivate e dalla loro definizione ai bordi. Tuttavia, dipendendo i risultati dalla distribuzione ipotizzata, essi sono da intendersi solo come qualitativi.

Infine, è noto che la forma e le dimensioni dell'impronta a terra, oltre che dal carico verticale e dalla pressione di gonfiaggio, dipende anche dalle caratteristiche di rigidezza dello pneumatico e dall'angolo di camber (se non è nullo l'impronta è più asimmetrica).

## 2.6 Raggio di rotolamento [2]

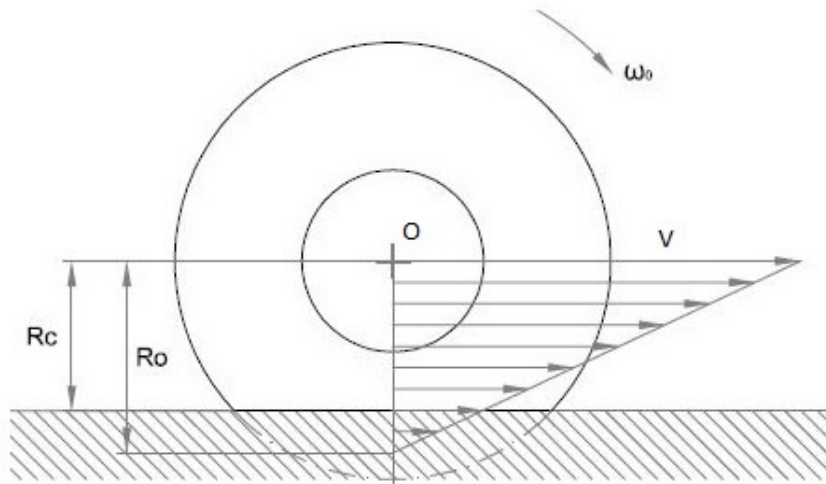
Il raggio di rotolamento è una grandezza che, nella maggior parte delle situazioni, non può essere misurata fisicamente ma è derivata indirettamente da altre misurazioni. Analogamente accade per la velocità di puro rotolamento, che è definita come la velocità angolare del cerchione che annulla la forza longitudinale dello pneumatico in condizioni di deriva e campanatura nulle: ciò implica che essa è definita a partire dalla misura di forze, per esempio tramite delle celle di carico.

La suddetta affermazione inerente il raggio di rotolamento, infatti, tiene in considerazione il fatto che, in condizioni di esercizio, lo pneumatico è deformato radialmente di una quantità non trascurabile e che l'interazione con il fondo stradale avviene su un'area di contatto e non in punto di contatto, come accade, invece, nel caso di ruote rigide utilizzate in campo ferroviario.

Per quanto detto, il centro di rotazione di una ruota pneumatica nelle varie condizioni operative, immaginando che il centro della ruota si muovi di velocità  $V$  rispetto al suolo, fa riferimento alla definizione di un moto di rotazione. Infatti, supponendo che la parte rigida della ruota pneumatica ruoti alla velocità angolare  $\omega_0$ , è possibile ricavare la posizione del centro di istantanea rotazione tramite la sua definizione:

$$R_0 = \frac{V}{\omega_0} \quad (2.8)$$

Ciò equivale a definire  $R_0$  come “raggio di rotolamento effettivo”, ovvero come il raggio di una ruota rigida che trasla e ruota alla stessa velocità della ruota pneumatica.



**Figura 2.9:** Distribuzione di velocità in una ruota pneumatica in puro rotolamento.



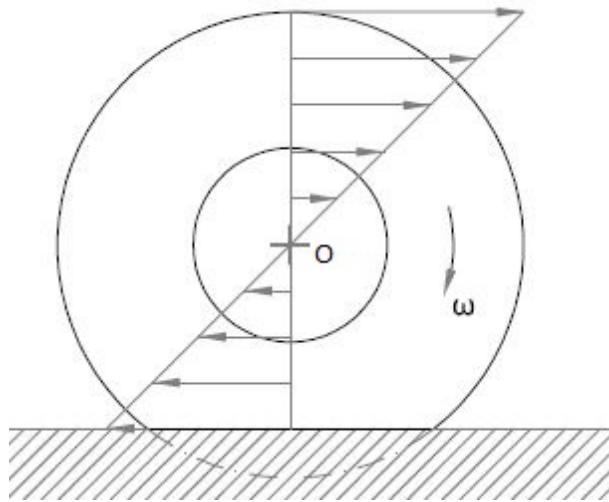
Si noti che  $R_0$ , come riportato in Figura 2.9, non corrisponde alla distanza tra perno ruota e suolo ma è tale che il centro di istantanea rotazione si posizioni leggermente sotto il livello del suolo. Pertanto, diagrammando il triangolo delle velocità, si nota che la velocità si annulla nel centro di istantanea rotazione (per definizione) ma, in corrispondenza del suolo, vi è una velocità del battistrada rispetto al suolo. In realtà, quando la ruota lavora in puro rotolamento, non si ha quello strisciamento tra battistrada e terreno perchè lo pneumatico si deforma circonferenzialmente: deformandosi in questa direzione, quindi, risulta quella velocità di strisciamento apparente che, come detto, in realtà non c'è perchè è dovuta alla fascia battistrada che si deforma tangenzialmente (coerentemente con il modello a spazzola).

Si possono dunque trarre le seguenti considerazioni: il centro di istantanea rotazione non coincide con il centro dell'orma di contatto; il raggio di rotolamento effettivo, coincidente nel caso rappresentato in Figura 2.9 con il raggio di puro rotolamento (ovvero la distanza tra perno ruota e centro di istantanea rotazione), non coincide nè con il raggio indeformato nè con il "raggio sotto carico"  $R_c$ , distanza tra il perno ruota e il piano del suolo. Quindi:

$$R_c < R_0 < R \quad (2.9)$$

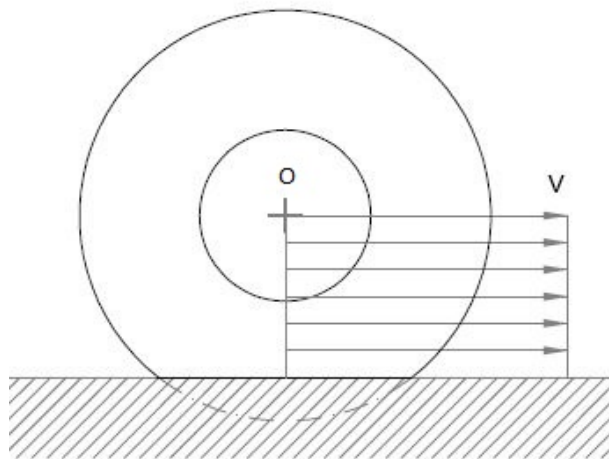
A seconda delle condizioni operative della ruota, il raggio di rotolamento effettivo  $R_0$  si discosta dal raggio di puro rotolamento:

- Ruota in condizioni di trazione: le forze agenti sul sistema determinano uno scorrimento della porzione di ruota a contatto con il terreno in direzione opposta a quella di avanzamento, pertanto il centro di istantanea rotazione si trova all' interno del segmento delimitato tra perno ruota e suolo e la velocità angolare della ruota è superiore a quella di puro rotolamento; in Figura 2.10 è rappresentata la situazione limite di ruota in pattinamento. Tale caso è rappresentativo di un tentativo di partenza con superamento della coppia massima trasmissibile dalla ruota: in assenza del sistema di controllo della trazione, la ruota girerebbe ( $\omega \neq 0$ ) anche a veicolo fermo ( $V = 0$ ), pertanto il centro di istantanea rotazione risulta coincidente con la traccia del perno ruota e il triangolo delle velocità in Figura 2.10 mostra come la velocità al contatto tra suolo e battistrada è effettivamente la velocità di strisciamento della gomma sul terreno.



**Figura 2.10:** Ruota pneumatica in condizioni di pattinamento.

- Ruota in condizioni di frenata: le forze agenti sul sistema determinano uno scivolamento in avanti della porzione di ruota a contatto il terreno in direzione concorde a quella di avanzamento, pertanto il centro di istantanea rotazione si trova all'esterno del segmento delimitato tra perno ruota e suolo e la velocità angolare della ruota è inferiore a quella di puro rotolamento; in Figura 2.11 è rappresentata la situazione limite di ruota bloccata. Tale caso è rappresentativo di una frenata aggressiva: premendo il pedale del freno fino a portare in bloccaggio la ruota, in assenza di sistema ABS, la ruota non girerebbe più ( $\omega = 0$ ) mentre il veicolo procede con velocità  $V$  non nulla, pertanto il centro di istantanea rotazione si trova a  $-\infty$  e il triangolo degenero delle velocità in Figura 2.11 mostra come tutti i punti della ruota si muovono alla velocità del perno ruota.



**Figura 2.11:** Ruota pneumatica in condizioni di bloccaggio.

In generale, il raggio di rotolamento di una ruota pneumatica è influenzato sia dalla struttura dello pneumatico stesso (tele di carcassa, stato di usura del battistrada) sia dalle condizioni di esercizio (carico verticale, pressione di gonfiaggio, velocità del veicolo). Esso, inoltre, varia anche a seconda della tipologia di pneumatico: uno di tipo radiale, per effetto della maggiore deformabilità dei fianchi, è caratterizzato da un raggio sotto carico minore e, dal momento che lo strato sottostante il battistrada risulta più rigido circonferenzialmente, da un raggio di rotolamento maggiore (cioè più vicino al raggio indeformato) rispetto ad una struttura convenzionale di pari raggio indeformato. Indicativamente, in una copertura di tipo incrociato, il raggio effettivo di rotolamento può essere circa il 96% di  $R$  e il raggio sotto carico il 94%; in una di tipo radiale, invece, possono essere rispettivamente il 98% e il 92% di  $R$ .

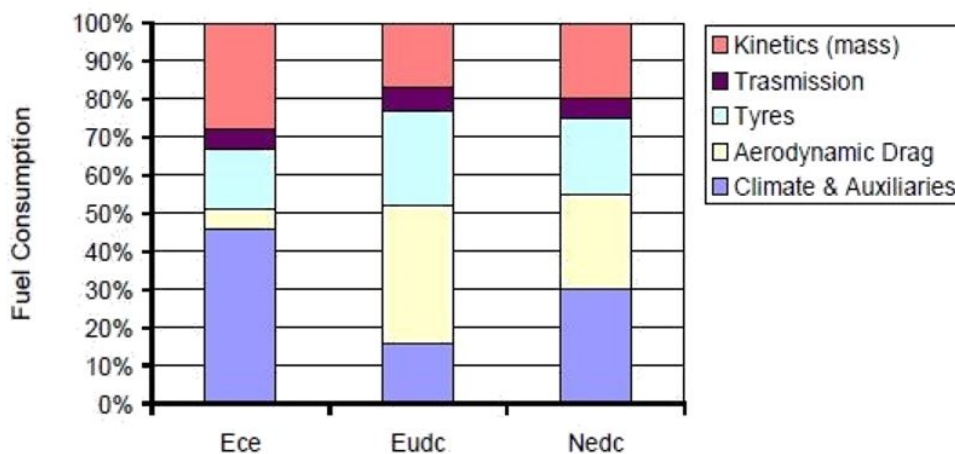
## Capitolo 3

# Resistenza al rotolamento

### 3.1 Generalità

Come accennato nel capitolo di introduzione, la resistenza al rotolamento offerta dagli pneumatici contribuisce alla potenza richiesta dal veicolo per l'avanzamento su strada ed è quindi responsabile di parte del combustibile consumato dal propulsore.

In generale, è noto che l'energia chimica di una certa frazione di combustibile non si trasforma interamente in energia meccanica a valle del processo di combustione che avviene nella camera di combustione del motore termico. Infatti, per questioni legate al rendimento termodinamico del ciclo, solo una porzione dell'energia del combustibile è convertita in energia meccanica, la restante parte viene persa per gli scambi termici con le pareti del motore e con l'esterno oppure la si ritrova come entalpia dei gas caldi allo scarico. Questa partizione varia a seconda del punto di funzionamento del motore: mediamente è possibile affermare che solo il 36% dell'energia del combustibile viene resa disponibile all'albero motore.



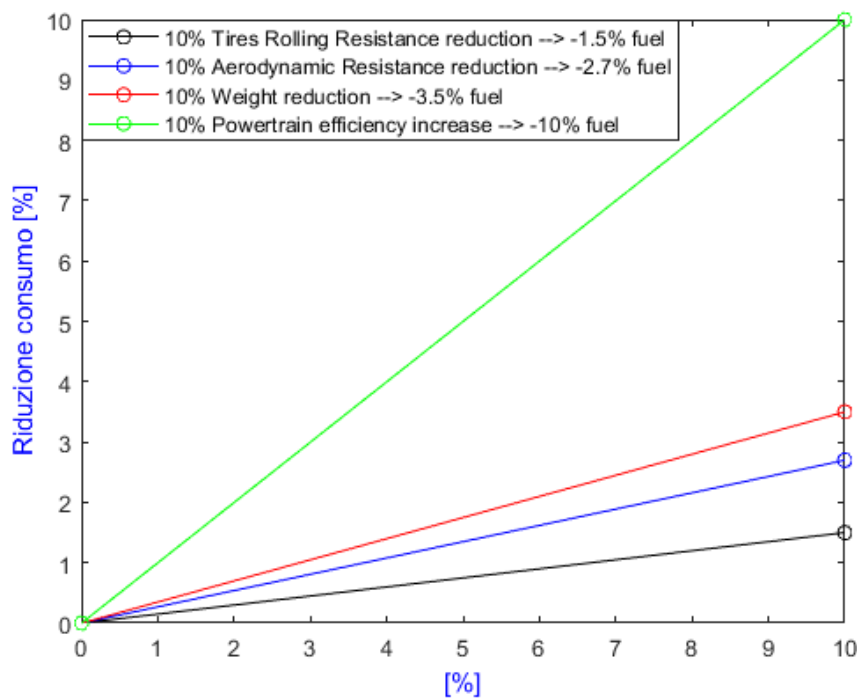
**Figura 3.1:** Stima della distribuzione di consumo su autovettura.

Quest'ultima, come dimostra il grafico di Figura 3.1, è ancora diversa da quella disponibile alle ruote per vincere la resistenza al moto del veicolo poichè si deve considerare l'efficienza della trasmissione.

Gli istogrammi di Figura 3.1 mostrano inoltre che, percorrendo i profili di velocità di un ciclo NEDC e suoi sottoinsiemi non a scopi omologativi, più del 50% dell'energia meccanica disponibile all'albero motore è utilizzata per alimentare il condizionatore e gli accessori e vincere la resistenza aerodinamica.

Quindi, volendo ridurre i consumi di combustibile, è possibile intervenire non solo sull'efficienza del motore (che permetterebbe di aumentare la percentuale di energia meccanica a disposizione), ma anche, a livello di veicolo, sull'utilizzo dell'energia meccanica, andando a ridurre l'energia assorbita per vincere la resistenza aerodinamica e di rotolamento.

Tuttavia, i possibili interventi appena citati non hanno tutti la stessa efficacia: la Figura 3.2 mostra che, sul ciclo guida NEDC, un miglioramento di efficienza della powertrain (ovvero dell'efficienza del propulsore, piuttosto che del cambio o della trasmissione) dell'1% impatta al 100% mentre lo stesso miglioramento in termini di riduzione della resistenza aerodinamica (ovvero del prodotto tra coefficiente di resistenza aerodinamica  $C_x$  e area frontale del veicolo), per esempio, impatta un pò meno sul consumo di combustibile. Ciò è importante da considerare in un'analisi costi-benefici, perchè ogni intervento migliorativo comporta un determinato costo.

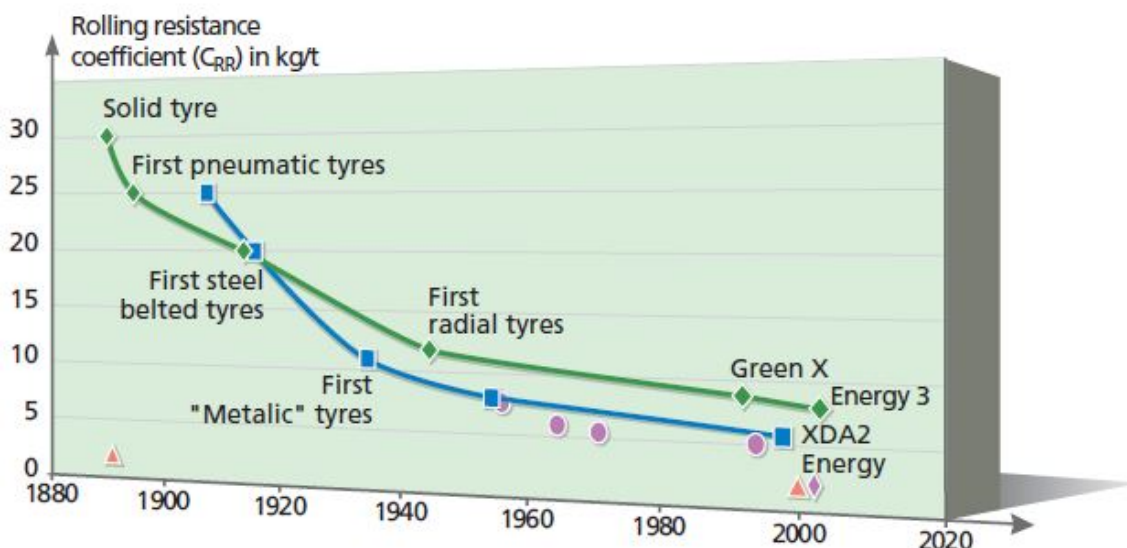


**Figura 3.2:** Fuel economy sensitivity.

Dalla Figura 3.2, quindi, emerge che, per ridurre il consumo di combustibile, è importante ricercare un miglioramento non solo dell'elemento propulsore e dell'aerodinamica del veicolo ma anche degli elementi di interfacciamento, ovvero gli pneumatici e il profilo e la superficie stradale. Studi svolti nel 2003 hanno dimostrato che, in generale, un veicolo omologato in quel periodo aveva un consumo del 15% inferiore e inquinava venti volte meno di un veicolo omologato quindici anni prima grazie all'innovazione tecnologica nei suddetti campi [10].

Ciò dimostra come un intervento in ottica di riduzione della resistenza a rotolamento comporta una riduzione del consumo di combustibile, ovvero una diminuzione delle emissioni di inquinanti e di gas serra, oltre che del costo di esercizio del veicolo. In particolare, studi condotti da Michelin nel 2003 hanno evidenziato che lo sviluppo tecnologico nel campo degli pneumatici ha permesso di ridurre di un fattore tre la resistenza a rotolamento rispetto ai primi esemplari: mentre una ruota pneumatica del 1895 presentava un coefficiente di resistenza a rotolamento di 25 kg/t, uno pneumatico di tipo "green" Michelin permette di ridurlo fino a 8 kg/t, senza compromettere le prestazioni in termini di grip e resistenza all'usura [10].

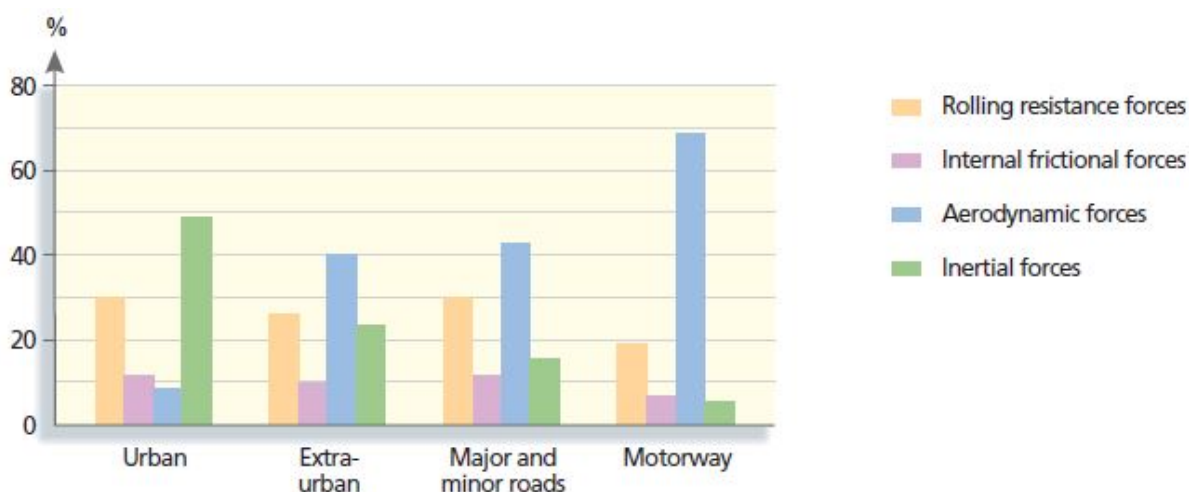
La Figura 3.3 mostra il trend decrescente del coefficiente di resistenza a rotolamento nel tempo: l'andamento in blu si riferisce a pneumatici per veicoli heavy-duty, l'andamento in verde si riferisce a pneumatici per autovetture. E' possibile notare la maggiore attenzione volta a ridurre le perdite per rotolamento sui veicoli commerciali in ottica TCO.



**Figura 3.3:** Trend del coefficiente di resistenza a rotolamento negli anni [10].

Analogamente a quanto visto in Figura 3.1, analisi condotte da Michelin [10] e riportate in Figura 3.4 hanno evidenziato che, mediamente, la resistenza al rotolamento

costituisce rispettivamente il 20% della resistenza totale al moto per il ciclo guida autostradale, il 25% per il ciclo guida extraurbano e il 30% per il ciclo guida urbano.



**Figura 3.4:** Influenza della resistenza al rotolamento su quattro tipici cicli guida [10].

E' stato dimostrato che il consumo istantaneo di combustibile attribuito alla resistenza a rotolamento dipende non solo dalla missione, dallo stile di guida e dalle caratteristiche del veicolo e dello pneumatico ma anche dall'efficienza del propulsore istante per istante. Nonostante ciò, il risparmio di combustibile a cui si assiste sostituendo sul veicolo in prova [10] degli pneumatici aventi coefficiente di resistenza a rotolamento pari a 12 kg/t ("black") con altri da 8,5 kg/t ("green") risulta indipendente dal tipo di missione. Inoltre, è emerso che, considerando la nuova tipologia di pneumatici in dotazione fin dalle prime fasi di progettazione del veicolo stesso, è possibile raddoppiare la fuel economy individuando il rapporto al cambio più appropriato.

In generale, considerando diverse tipologie di pneumatici per autovetture sul mercato, si ha che una riduzione del 30% della resistenza al rotolamento consente una riduzione del consumo di combustibile dal 3% al 6% e fino all' 8% se accompagnata da un'opportuna progettazione della driveline.

## 3.2 Definizioni

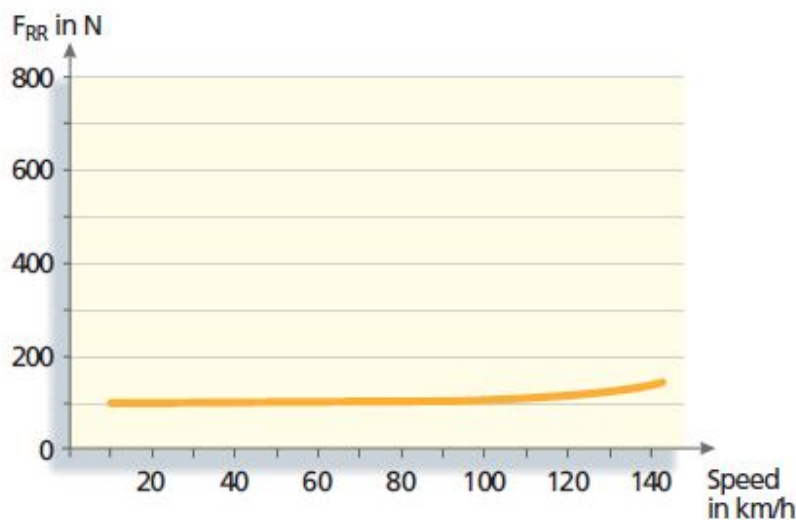
La normativa ISO 8767 sui metodi di misura a banco della resistenza a rotolamento definisce quest'ultima come “energia consumata da uno pneumatico per unità di distanza percorsa” [11]. Essendo l'energia persa misurata in [J], ovvero in [Nm], e l'unità di distanza percorsa in [m], la *resistenza a rotolamento* è equivalente ad una forza  $F_{x_{rr}}$  espressa in [N]. Come già accennato, essa è dovuta principalmente alle proprietà visco-elastiche degli elastomeri costituenti lo pneumatico che, deformandosi sotto il carico verticale nella zona dell'orma di contatto, dissipa energia sotto forma di calore.

E' possibile inoltre definire il *coefficiente di resistenza a rotolamento*  $C_{rr}$  come rapporto tra la resistenza al rotolamento  $F_{x_{rr}}$  e il carico verticale  $F_z$  agente sullo pneumatico:

$$C_{rr} \equiv f = \frac{F_{x_{rr}}}{F_z} \quad (3.1)$$

Tale coefficiente è adimensionale per definizione e, siccome molto inferiore al valore unitario, può trovarsi espresso in percentuale o in per mille o, più frequentemente, utilizzando l'unità di misura non convenzionale del chilogrammo-forza [ $kg_f$ ], in [kg/t]. Quindi, per esempio, un valore comune di 12 kg/t può essere interpretato come una resistenza al rotolamento di 12  $kg_f$  se sullo pneumatico agisce un carico verticale di una tonnellata.

Come viene spiegato nelle sezioni successive, il coefficiente di resistenza a rotolamento presenta un andamento piuttosto piatto al crescere della velocità di marcia fino a 100-120 km/h, valori oltre i quali esso aumenta come in Figura 3.5. Per questo motivo il valore fornito dai costruttori di pneumatici è quello misurato a banco in conformità alla ISO 8767 ad una velocità di 80 km/h.



**Figura 3.5:** Coefficiente di resistenza al rotolamento  $C_{rr}$  in funzione della velocità del veicolo [10].

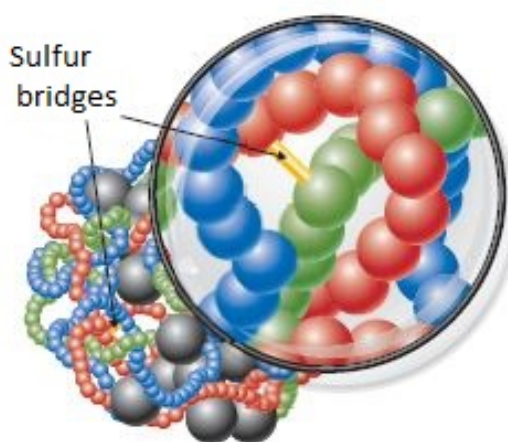


### 3.3 Visco-elasticità

Come già accennato, il comportamento viscoelastico degli elastomeri costituenti la ruota pneumatica e le conseguenti dissipazioni di energia durante i cicli di deformazione rappresentano circa il 90% della resistenza al rotolamento.

Volendo definire questa caratteristica, un certo materiale può ritenersi *viscoelastico* quando si comporta in maniera intermedia tra un solido elastico e un fluido viscoso. Il primo caso è esemplificato da una molla lineare, per la quale la forza richiesta per un determinato spostamento è direttamente proporzionale allo spostamento stesso (oltre ad essere in fase con quest'ultimo) tramite la rigidezza della molla e, analogamente, lo sforzo è direttamente proporzionale alla deformazione tramite il modulo elastico del materiale. Il secondo caso, invece, è esemplificato da un pistone che agisce su un fluido viscoso, come acqua o olio, contenuto in un cilindro: la forza applicata al pistone è direttamente proporzionale alla velocità con cui si muove tramite la costante di viscosità del fluido, tuttavia sforzo e deformazione risultano in opposizione di fase, ovvero la deformazione è in ritardo rispetto alla forzante con conseguente fenomeno di isteresi. Mentre nel caso della molla si assiste ad un comportamento elastico puro, secondo il quale, una volta rimossa la forzante, viene recuperata tutta l'energia di deformazione senza alcuna dissipazione, nel caso del fluido viscoso, per effetto dell'attrito presente tra le molecole dei costituenti e che si oppone al flusso, si assiste alla dissipazione totale dell'energia di deformazione in calore.

Il comportamento viscoelastico, che si pone in maniera intermedia tra quello puramente elastico e quello viscoso, può essere pertanto rappresentato secondo un modello a parametri concentrati del tipo molla-smorzatore in parallelo. Inoltre, la tendenza a dissipare di più o di meno l'energia di deformazione dipende dalla composizione e dalle proporzioni delle materie prime costituenti la copertura.



**Figura 3.6:** Composizione molecolare della gomma vulcanizzata [12].

Quest'ultima è composta principalmente da un'opportuna combinazione di catene di polimeri, materiali di rinforzo (nerofumo oppure silice) e zolfo che vengono sottoposti ad un processo di vulcanizzazione ottenendo la struttura di Figura 3.6. In questa rappresentazione è possibile riconoscere le lunghe catene polimeriche aggrovigliate tra loro e caratterizzate da un comportamento di tipo isteretico, responsabile sia delle dissipazioni di energia durante i cicli di deformazione sia dell'aderenza al profilo stradale. Questi polimeri presentano in posizione interstiziale delle particelle di rinforzo con l'intento di migliorare la resistenza all'usura e alle azioni esterne da abrasione e taglio e conferire maggiore rigidità e, quindi, migliori prestazioni in termini di handling. Tipicamente, come particelle di rinforzo, si usa o il nerofumo (black tyres), derivante dall'incompleta combustione di prodotti petroliferi pesanti, o la silice (green tyres), prodotto ottenuto dalla fusione ad alta temperatura di sabbia e carbonato di sodio e soggetto a precipitazione se posto in soluzione acquosa con acido solforico. Lo zoom di Figura 3.6 mostra, inoltre, il ruolo dello zolfo che, durante la vulcanizzazione ad elevata temperatura, forma dei ponti tra i polimeri, conferendo proprietà di elasticità alla struttura.

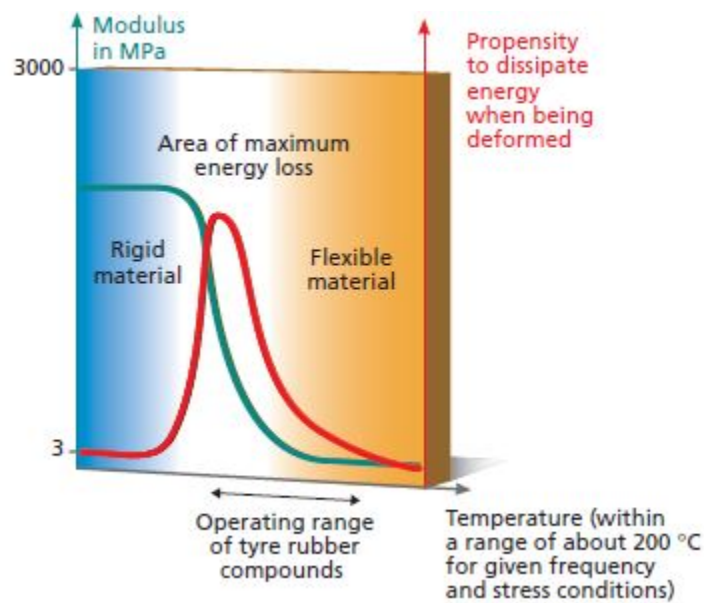
Indicativamente, la resistenza alle azioni esterne e la rigidità sono ottimizzate se viene introdotta una quantità di particelle rinforzanti corrispondente ad una frazione in volume del 20-25% con agglomerati di dimensioni comprese tra i 50 e i 200 nm [12].

Come dimostrano le seguenti considerazioni, l'andamento del modulo elastico del materiale vulcanizzato è strettamente correlato alla facilità con cui può essere deformato e, quindi, alla maggiore o minor tendenza a dissipare l'energia di deformazione. Si possono individuare tre fattori principali che influenzano il valore del modulo elastico, dei quali viene fornita una breve descrizione. Si nota tuttavia dalle Figure 3.7, 3.8, 3.9 come gli andamenti del modulo elastico in funzione dei diversi parametri siano piuttosto simili: inizialmente la rigidità si mantiene praticamente ad un certo valore costante, segue un range intermedio di repentina variazione che culmina in un plateau ad un nuovo valore del modulo elastico. Contestualmente la tendenza a dissipare l'energia di deformazione raggiunge un picco nella zona intermedia, caratterizzata quindi da un elevato valore di viscosità. Si può quindi affermare che ogni variazione repentina del modulo elastico è accompagnata da un picco della tendenza a dissipare energia, fenomeno noto come "non-linearità" (ovvero si assiste ad un ciclo di isteresi).

### 3.3.1 Temperatura

La flessibilità del materiale vulcanizzato risulta maggiore al crescere della temperatura, contestualmente diminuisce la tendenza a dissipare l'energia di deformazione e, quindi, la resistenza al rotolamento. Ciò spiega perchè gli pneumatici necessitino di un tempo di warm-up di circa 30 minuti affinchè la temperatura al proprio interno si assesti ad un

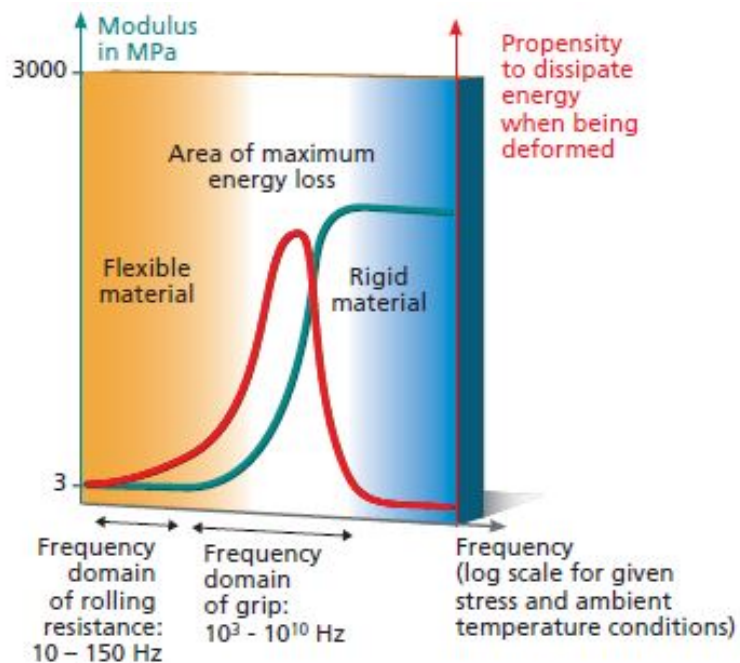
valore finale (solitamente tra i 20 e i 60°C, temperature maggiori possono essere raggiunte in caso di frenata), consentendo una riduzione delle dissipazioni.



**Figura 3.7:** Andamento del modulo elastico in funzione della temperatura [10].

### 3.3.2 Frequenza di deformazione

All'aumentare della frequenza di deformazione si assiste ad un irrigidimento del materiale vulcanizzato.

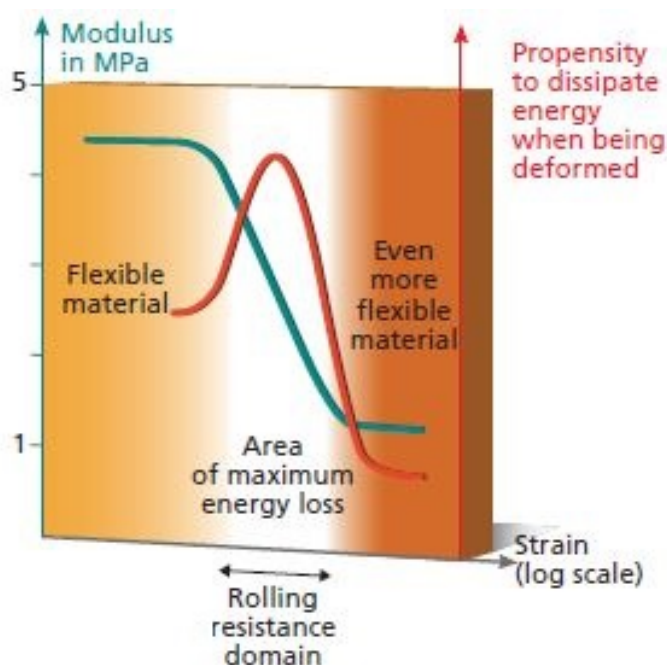


**Figura 3.8:** Andamento del modulo elastico in funzione della frequenza di deformazione [10].

Si possono distinguere principalmente due regioni, una a più elevata frequenza, propria delle deformazioni superficiali responsabili dell'aderenza al terreno, ed una a più bassa frequenza, tipica delle deformazioni strutturali che avvengono nella contact patch ad ogni giro completo della ruota (tipicamente 15 Hz su una vettura a 100 km/h).

### 3.3.3 Livello di deformazione

Maggiore è la deformazione, più il materiale vulcanizzato risulta flessibile. All'interno dell'impronta a terra si raggiungono livelli di deformazione limite pari al 15%, pertanto, come mostrato in Figura 3.9, ci si trova nel range di repentina variazione del modulo elastico (non linearità), ovvero dove viene raggiunto il picco della tendenza a dissipare l'energia di deformazione.



**Figura 3.9:** Andamento del modulo elastico in funzione del livello di deformazione [10].

Tale andamento è spiegabile considerando i fenomeni di desorbimento all'interno della matrice elastomerica: quando il materiale è sottoposto a deformazione alternata, per via della diversa elasticità, le particelle di nerofumo vedono allontanarsi e poi riavvicinarsi le catene polimeriche, pertanto si assiste ad un indebolimento della loro interazione fisica con conseguente riduzione dell'effetto di irrigidimento della struttura e, quindi, un aumento delle dissipazioni energetiche. In particolare, maggiore è il livello di deformazione e maggiore è la probabilità che si verifichi il desorbimento; analogamente, più sono vicini tra loro gli agglomerati di particelle di nerofumo maggiore è l'indebolimento dell'interazione fisica con le catene polimeriche.

Per quanto appena visto, sarebbe interessante ottenere una miscela che permetta di ridurre il più possibile le perdite energetiche per rotolamento. Dal punto di vista del compound, quindi, l'utilizzo di polimeri con minor comportamento isteretico e l'opportuna distribuzione delle particelle rinforzanti sono due vie percorribili per diminuire le dissipazioni.

La selezione di polimeri che presentano minori cicli di isteresi per ridurre la resistenza al rotolamento inficia però le prestazioni in termini di grip. Risulta pertanto più conveniente agire sulla distribuzione delle particelle di rinforzo. Quest'ultime comportano un peggioramento dal punto di vista delle perdite energetiche dal momento che rendono ancora meno elastico il comportamento delle catene polimeriche. Una loro opportuna distribuzione può diminuire questa tendenza perchè, come già accennato, ridurre la distanza tra gli agglomerati porta a maggiori dissipazioni. Tuttavia accorgimenti come la riduzione della frazione in volume di particelle, piuttosto che l'aumento delle dimensioni degli agglomerati obbligherebbero a scostarsi dalle proporzioni che ottimizzano la resistenza all'usura e l'handling.

La soluzione migliore, quindi, risulta essere l'adozione di una opportuna distribuzione delle particelle, che può essere ottenuta incrementando il mixing time con i polimeri oppure ricorrendo ai cosiddetti "polimeri funzionalizzati", ovvero catene polimeriche dotate di gruppi funzionali che si legano con le particelle evitandone l'eccessivo addensamento. Ciononostante questi materiali comportano maggiori difficoltà nel processo di produzione oltre a maggiori costi.

Alla luce di quanto appena visto, risulta necessario ricercare una soluzione di trade-off tra resistenza all'usura, aderenza, handling, resistenza al rotolamento e processo di produzione.

La sostituzione delle particelle di nerofumo con quelle di silice nei cosiddetti "green tyres" di Michelin, oltre all'aggiunta del silano come agente legante, ha permesso di ottenere un bilanciamento delle suddette caratteristiche non solo grazie all'ottima distribuzione degli agglomerati di particelle ma anche grazie al fatto che il compound presenta ampi cicli di isteresi nel dominio di frequenze del grip e basse dissipazioni nel campo della resistenza al rotolamento. Anche in questo caso, però, si è reso necessario rivedere il processo produttivo, che richiede un opportuno controllo della temperatura durante la vulcanizzazione.

### 3.4 Meccanismi responsabili

Vi sono tre meccanismi fisici responsabili della resistenza al rotolamento e ciascuno contribuisce in proporzioni differenti a tale fenomeno:

- il comportamento viscoelastico degli elastomeri, che comporta la dissipazione di energia quando lo pneumatico è sottoposto ciclicamente a deformazione nella zona dell'orma di contatto;
- le resistenze aerodinamiche dovute al moto rototraslatorio dello pneumatico in un fluido viscoso (aria);
- il fenomeno di microscorrimento tra tasselli del battistrada e la superficie stradale e tra copertura e cerchione.

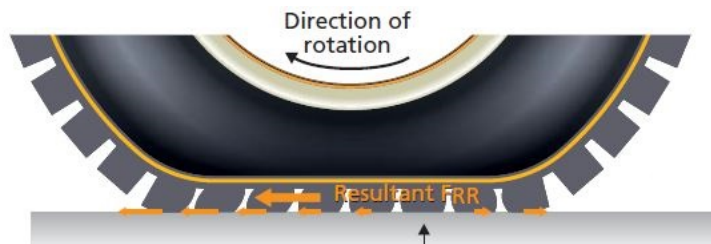
Nella seguente trattazione viene approfondito il primo dei suddetti dal momento che contribuisce, a seconda della condizione di funzionamento, all'80-95% della rolling resistance. Viene inoltre accennato il meccanismo di microscorrimento che, in situazioni di guida su percorso rettilineo e in assenza di accelerazioni e frenate brusche, partecipa al più al 5% delle dissipazioni e la resistenza aerodinamica al moto dello pneumatico, che influisce in misura variabile fino al 15%. Non si tiene conto, invece, dell'effetto trascurabile dovuto all'attrito nel perno ruota in quanto la potenza in ingresso alla ruota, secondo la rielaborazione della trattazione di LeClair [14], è da considerarsi già come quella decurtata di tale fattore dissipativo.

E' necessario tuttavia precisare che un ulteriore fattore che influisce sulla resistenza al rotolamento è rappresentato dalla deformabilità del suolo. Idealmente, se si analizza il rotolamento di una ruota perfettamente indeformabile su terreno altrettanto rigido non si riscontrerebbe alcuna dissipazione per resistenza al rotolamento. La situazione è diversa se, appunto, si considera una ruota rigida su terreno deformabile (fango, sabbia) oppure una ruota deformabile (ovvero una ruota pneumatica) su suolo perfettamente rigido. Entrambi le casistiche originano un contributo resistente al moto, anche se è dimostrato in letteratura che quello dovuto alla deformabilità dello pneumatico è inferiore da 10 a 100 volte rispetto a quello imputabile alla deformabilità del suolo [10]. In entrambi le situazioni, comunque, la manifestazione meccanica delle dissipazioni energetiche dovute al comportamento isteretico nell'impronta a terra o alla deformazione del suolo, ovvero la resistenza al rotolamento  $F_{x_{rr}}$ , è giustificata dalle seguenti considerazioni. Per il prosieguo della trattazione, si assume come ipotesi che il terreno sia perfettamente rigido e, quindi, tutta la deformabilità è attribuita alla ruota pneumatica.

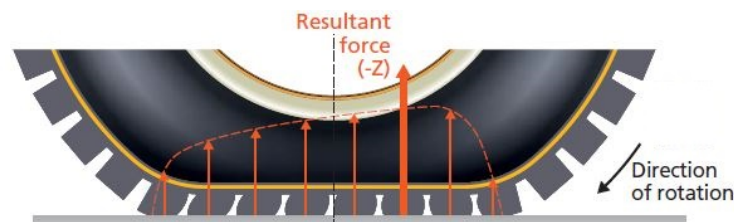
Immaginando che lo pneumatico stia viaggiando con velocità  $V$ , è possibile introdurre la forza verticale per unità di lunghezza di impronta a terra  $\sigma_z$  e vedere come si distribuisce

lungo l'orma di contatto. Come già accennato, la distribuzione di queste forze risulta simmetrica rispetto al centro dell'impronta in assenza di moto, ovvero trascurando la resistenza al rotolamento.

Rilevando tramite un'opportuna strumentazione sensoristica di laboratorio [11] [13] le pressioni e le forze tangenziali che si sviluppano sull'orma di contatto di uno pneumatico folle in rotazione e caricato verticalmente si noterebbe la situazione rappresentata in Figura 3.10 e Figura 3.11.



**Figura 3.10:** Distribuzione delle forze tangenziali  $\tau_x$  nell'orma di contatto di una ruota folle [10].



**Figura 3.11:** Distribuzione della pressione normale  $\sigma_z$  nell'orma di contatto di una ruota folle [10].

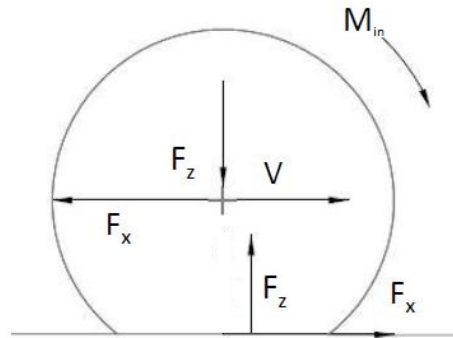
In Figura 3.10 è indicato il tassello di battistrada ad azione longitudinale nulla: la porzione di pneumatico a destra di tale elemento e avente estensione minore riceve dal terreno, nell'orma di contatto, delle forze longitudinali per unità di lunghezza  $\tau_x$  con verso concorde a quello di avanzamento; viceversa, la porzione di pneumatico a sinistra dell'indicazione e avente estensione maggiore riceve dal terreno delle sollecitazioni di verso opposto a quello di avanzamento. Le diverse proporzioni delle due zone dell'orma di contatto comportano che la risultante delle forze scambiate tra pneumatico e terreno in direzione longitudinale  $F_{x_{rr}}$  abbia il verso mostrato in Figura 3.10 e 3.14.

La Figura 3.11 mostra come la distribuzione delle pressioni normali  $\sigma_z$ , oltre ad annullarsi agli estremi dell'orma di contatto, sia sbilanciata verso la parte anteriore dell'orma di contatto e, quindi, asimmetrica rispetto alla mezzeria dello pneumatico.

Conseguenza di ciò, come mostrato nella Figura 3.11 e nel diagramma di corpo libero di Figura ??, è che la risultante  $-F_z$  delle forze verticali per unità di lunghezza dell'impronta, che deve equilibrare il carico verticale  $F_z$  agente sullo pneumatico secondo la 3.2, ha direzione di applicazione traslata nel verso di marcia di una eccentricità  $e$  rispetto all'origine

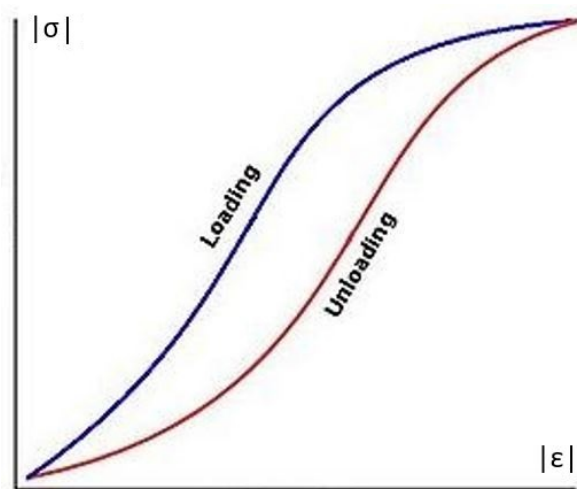
del sistema di riferimento ruota.

$$F_z = \int_0^{2a} \sigma_z d\xi \quad (3.2)$$



**Figura 3.12:** Diagramma di corpo libero di una ruota in trazione.

La traslazione della retta d'azione della risultante  $F_z$  è legata alla dissipazione di energia nell'area di contatto. Alternativamente a quanto visto nella trattazione sulla viscoelasticità, la perdita di energia può essere spiegata come segue. Immaginando di prendere un campione metallico, di installarlo su un macchinario per le prove di trazione e di applicargli un ciclo di trazione-compressione simmetrico, si osserverebbe che, rimanendo in campo elastico, le perdite di energia sarebbero nulle o comunque molto trascurabili; in un materiale elastomerico, invece, a differenza di un metallo, si ha un comportamento che mostra un ciclo di isteresi più o meno pronunciato a seconda del tipo di gomma.



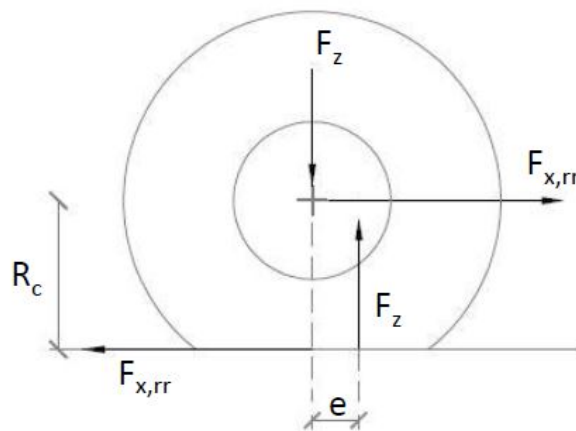
**Figura 3.13:** Ciclo di isteresi di uno pneumatico.



Il ciclo di isteresi nel caso dello pneumatico, rappresentato qualitativamente in Figura 3.13, viene percorso in senso orario e nella fase di carico viene speso un lavoro che non viene restituito completamente nella fase di scarico: l'area racchiusa dal diagramma isteretico è l'energia persa per ciclo di sollecitazione per unità di volume [ $J/m^3$ ].

Seguendo un tassello del battistrada, esso risulta non sollecitato al di fuori dell'orma di contatto mentre, una volta entrato nella lunghezza di impronta a terra, è sottoposto ad una sollecitazione  $\sigma$  crescente a partire da  $\epsilon = 0$  fino ad un certo valore e poi, nella parte posteriore dell'orma di contatto, ad una sollecitazione  $\sigma$  che decresce. Si noti, da Figura 3.13, come per deformazioni crescenti (tratto "loading") si hanno sollecitazioni  $\sigma$  maggiori rispetto a quelle che si hanno per deformazioni decrescenti (tratto "unloading"), ovvero, a pari  $\epsilon$ , la sollecitazione  $\sigma$  è maggiore nel tratto di carico rispetto al tratto di scarico. Qualitativamente, quindi, l'eccentricità della distribuzione di  $\sigma_z$  nel verso di marcia è giustificata dal fatto che la parte di impronta a terra che giace anteriormente è sottoposta a deformazione crescente mentre quella posteriore vede una deformazione che decresce fino ad annullarsi.

Per quanto visto finora, quindi, risulta di immediata comprensione il diagramma di corpo libero di Figura 3.14: in una ruota folle, a causa della distribuzione asimmetrica delle  $\sigma_z$ , la risultante  $F_z$  origina tramite il braccio  $e$  una coppia resistente e per ottenere una situazione di equilibrio (essendo una ruota folle non è applicata alcuna coppia alla ruota da parte del semiasse) le forze longitudinali, imputabili all'interazione con il terreno e al trascinamento della ruota da parte della scocca del veicolo, originano un momento. Ciò vale se, in prima approssimazione, si ritiene trascurabile l'attrito nei cuscinetti del mozzo ruota.



**Figura 3.14:** Diagramma di corpo libero di una ruota folle.

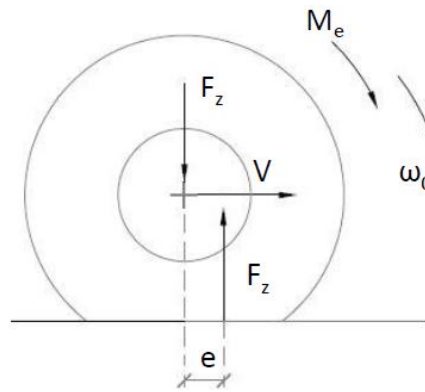
Si ha quindi il seguente equilibrio di coppia:

$$F_{x_{rr}} \cdot R_c = F_z \cdot e \quad (3.3)$$

E, quindi, la resistenza al rotolamento:

$$F_{x_{rr}} = F_z \cdot \frac{e}{R_c} \quad (3.4)$$

Analizzando invece il caso di ruota pneumatica in puro rotolamento di Figura ??, essendo per definizione nulla la forza longitudinale in gioco nell'orma di contatto, il momento resistente deve essere necessariamente equilibrato da una coppia motrice  $M_e$ :



**Figura 3.15:** Diagramma di corpo libero di una ruota in puro rotolamento.

$$M_e = F_z \cdot e \quad (3.5)$$

Per quanto visto, contrariamente ad una diffusa opinione, si può dunque affermare che una ruota folle non è una ruota in puro rotolamento.

### 3.5 Coefficiente di resistenza al rotolamento

In maniera alternativa a quanto visto nel capitolo sulle definizioni, il coefficiente di resistenza al rotolamento  $f$  può essere espresso come:

$$f = \frac{\text{Potenza dissipata pneumatico}}{F_z \cdot V} \quad (3.6)$$

dove il prodotto  $F_z \cdot V$  è una potenza che serve ad adimensionalizzare  $f$  ma fittizia dal momento che  $F_z$  non compie lavoro con  $V$  [1].

Quindi, esaminando i casi di ruota folle e ruota in puro rotolamento appena visti, si hanno le seguenti formulazioni.

- Ruota pneumatica folle:

$$f = \frac{F_{xrr} \cdot V}{F_z \cdot V} \equiv \frac{e}{R_c} \quad (3.7)$$

- Ruota pneumatica in puro rotolamento:

$$f = \frac{M_e \cdot \omega_0}{F_z \cdot V} \equiv \frac{(F_z \cdot e) \cdot \omega_0}{F_z \cdot (\omega_0 \cdot R_0)} \equiv \frac{e}{R_0} \quad (3.8)$$

Solitamente i moderni pneumatici “verdi” presentano coefficienti di resistenza al rotolamento  $0.005 < f < 0.01$ . Ciò implica che l’eccentricità  $e$ , supponendo che il raggio di puro rotolamento è  $R_0 \approx 0.3 \text{ m}$  per un’autovettura normale, è dell’ordine di grandezza del millimetro. Per una ruota ferroviaria il coefficiente di resistenza a rotolamento è di almeno un ordine di grandezza più piccolo, anche perchè le dimensioni dell’orma di contatto sono molto più contenute rispetto a quelle di uno pneumatico.

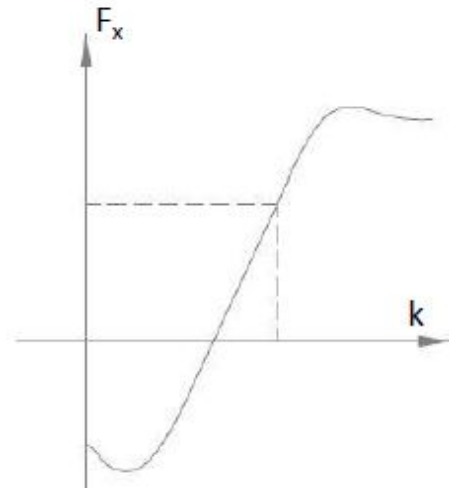
Il concetto di coefficiente di resistenza al rotolamento può essere ovviamente esteso ad una casistica più generale, oltre le situazioni di ruota in puro rotolamento e ruota folle. Mentre quest’ultima condizione è assai più frequente durante il funzionamento dello pneumatico, il puro rotolamento si verifica anche frequentemente ma per intervalli di tempo molto limitati quando si passa da ruota in trazione a ruota in frenatura.

## 3.6 Modello coefficiente di resistenza a rotolamento

In questa sezione ci si pone l'obiettivo di esplicitare in forma analitica i contributi alla resistenza al rotolamento imputabili all'eccentricità della distribuzione delle pressioni nell'orma di contatto e ai fenomeni di microscorrimento, mentre il contributo aerodinamico viene trattato successivamente nell'analisi dei fattori che influenzano la rolling resistance.

### 3.6.1 Modello del contributo dovuto a microscorrimento

Come noto dalla dinamica longitudinale dello pneumatico [7] e come viene mostrato nel grafico di Figura 3.16, per generare una forza longitudinale di trazione  $F_x$  nell'orma di contatto è necessario che la parte rigida della ruota giri ad una velocità angolare maggiore della velocità angolare di puro rotolamento  $\omega_0$ . Ciò significa che l'effetto utile si ottiene a fronte di uno scorrimento  $k$ : la potenza utile spesa per generare quella  $F_x$  è  $P_u$ , mentre la potenza necessaria per avere questa potenza utile è  $P_{nec}$ .



**Figura 3.16:** Caratteristica forza-scorrimento longitudinale.

$$P_u = F_x \cdot V \equiv F_x \cdot (\omega_0 \cdot R_0) \quad (3.9)$$

$$P_{nec} = M \cdot \omega \equiv (F_x \cdot R_c) \cdot \omega \quad (3.10)$$

Quindi si ha che la potenza necessaria è maggiore della potenza utile a causa della differenza tra  $\omega$  e  $\omega_0$ , mentre  $R_c \approx R_0$ . Quanto visto giustifica il fatto che, anche in assenza di eccentricità ( $e = 0$ ), si ha una dissipazione energetica durante il rotolamento per effetto

dello scorrimento dello pneumatico. Il concetto è analogo alle perdite di energia che si hanno nella trasmissione di coppia attraverso due frizioni che slittano in assenza di inerzie e attriti con l'aria.

E' possibile dunque calcolare la potenza dissipata  $P_{diss}$  come segue:

$$P_{diss} = F_x R_c \omega - F_x R_0 \omega_0 \quad (3.11)$$

$$= F_x R_0 \cdot \left( \frac{R_c}{R_0} \omega - \omega_0 \right) \quad (3.12)$$

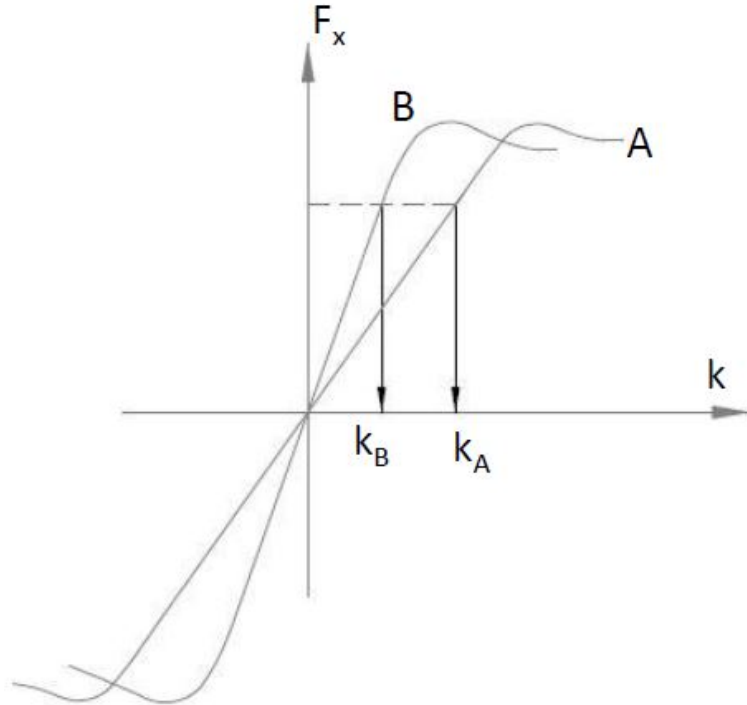
$$\simeq F_x R_0 (\omega - \omega_0) \quad (3.13)$$

Introducendo poi il parametro *scorrimento longitudinale*  $k$  [9], definito come:

$$k = \frac{\omega - \omega_0}{\omega_0} \quad (3.14)$$

Si giunge, quindi, alla seguente formulazione:

$$P_{diss} = F_x \cdot k \cdot \omega_0 \cdot R_0 \quad (3.15)$$



**Figura 3.17:** Caratteristiche forza longitudinale-scorrimento.

Basandosi su tale relazione e osservando le caratteristiche di pneumatici riportate in Figura 3.17, si intuisce come è preferibile lo pneumatico avente la caratteristica B perchè, a parità di  $F_x$ , necessita di uno scorrimento  $k$  più piccolo, con conseguente minore dissipazione. Il pneumatico con caratteristica A è rappresentativo di una copertura molto deformabile in direzione tangenziale, ovvero con tasselli del battistrada aventi dimensione radiale molto ampia.

### 3.6.2 Modello completo

Volendo riunire i meccanismi dovuti al microslittamento e al comportamento viscoelastico in condizioni generiche, si consideri la situazione di pneumatico in trazione di Figura 3.12. Si definiscono la coppia utile e la potenza utile, cioè correlate alla  $F_x$ , come:

$$M_u = F_x \cdot R_c \quad (3.16)$$

$$P_u = F_x \cdot V \quad (3.17)$$

$$= \frac{M_u}{R_c} \cdot \omega_0 \cdot R_0 \quad (3.18)$$

$$\simeq M_u \cdot \omega_0 \quad (3.19)$$

Analogamente, data la coppia motrice fornita dal semiasse  $M_{in}$  e l'espressione 3.14, la potenza in ingresso:

$$P_{in} = M_{in} \cdot \omega \quad (3.20)$$

$$= M_{in} (k\omega_0 + \omega_0) \quad (3.21)$$

$$= M_{in} \cdot \omega_0 (k + 1) \quad (3.22)$$

La coppia utile  $M_u$  è relativa alla  $F_x$  ; la coppia in ingresso  $M_{in}$  tiene conto sia della forza longitudinale sia dell'eccentricità, pertanto si può scrivere:

$$M_{in} = M_u + M_e \quad (3.23)$$

$$P_{diss} = P_{in} - P_u = M_{in} \cdot \omega_0 (k + 1) - M_u \cdot \omega_0 \quad (3.24)$$

$$= M_{in} \cdot \omega_0 (k + 1) - (M_{in} - M_e) \cdot \omega_0 \quad (3.25)$$

$$= M_{in} \cdot \omega_0 \cdot k + M_e \cdot \omega_0 \quad (3.26)$$

$$= P_{diss,k} + P_{diss,e} \quad (3.27)$$

Nell'ultima relazione sono evidenziati i contributi dovuti allo scorrimento e all'eccentricità. Il termine legato allo scorrimento è sempre positivo e quindi è sempre dissipativo, infatti in trazione si ha che  $M_{in} > 0$  e  $k > 0$  e in frenatura si ha che  $M_{in} < 0$  e  $k < 0$ . Volendo riscrivere il coefficiente di resistenza al rotolamento alla luce di quanto appena visto:

$$f = \frac{P_{diss,k}}{F_z \cdot V} + \frac{P_{diss,e}}{F_z \cdot V} \equiv f_k + f_e \quad (3.28)$$

In puro rotolamento, quindi,  $P_{diss,k} = 0$  perchè lo scorrimento  $k$  è nullo e ci si ritrova l'espressione 3.8, dal momento che  $M_e = F_z \cdot e$ .

## 3.7 Effetto dei parametri esterni di funzionamento

E' possibile effettuare sul banco prova pneumatici diversi test per indagare la dipendenza del coefficiente di rotolamento da una serie di parametri esterni di funzionamento, che vengono qui elencati e dei quali è fornita una breve descrizione nei paragrafi seguenti. In particolare, il coefficiente di resistenza al rotolamento dipende da:

- velocità di marcia;
- carico verticale  $F_z$  gravante sullo pneumatico;
- dimensioni della ruota e della zona di contatto;
- pressione di gonfiaggio;
- struttura e materiale dello pneumatico;
- temperatura;
- tempo di rotolamento;
- angolo di deriva e campanatura;
- natura e condizioni della strada;
- usura del battistrada;
- dinamica longitudinale.

### 3.7.1 Effetto della velocità di marcia

Come mostrava la Figura 3.5, il coefficiente di resistenza al rotolamento presenta un andamento crescente piuttosto lento in funzione della velocità di marcia fino al raggiungimento di un certo valore di soglia (100-120 km/h) oltre il quale esso aumenta significativamente. Tale fenomeno viene descritto da un modello polinomiale quadratico in funzione della velocità di marcia, che approssima bene gli andamenti sperimentali nel tratto di crescita lenta:

$$f = B_0 + B_1 \cdot V + B_2 \cdot V^2 \quad (3.29)$$

I coefficienti  $B_0$ ,  $B_1$  (solitamente trascurabile),  $B_2$  sono ricavabili sperimentalmente. La dipendenza quadratica è imputabile principalmente alla resistenza aerodinamica agente sul sistema ruota durante il suo moto di rototraslazione. Al raggiungimento della cosiddetta “velocità critica”, dove l’andamento del coefficiente  $f$  presenta un ginocchio, si

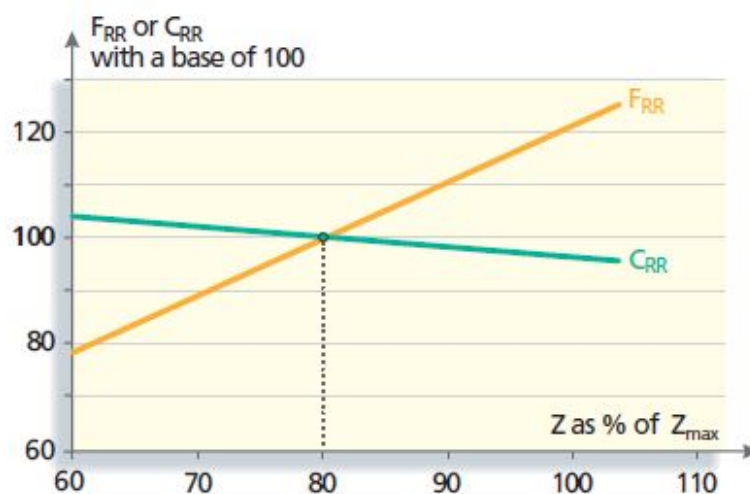


presentano fenomeni vibratori sullo pneumatico dovuti alla propagazione di onde stazionarie nella zona di contatto e che lo fanno vibrare sia in direzione circonferenziale sia in direzione trasversale. Dal momento che queste vibrazioni presentano lunghezza d'onda circa uguale alla lunghezza dell'orma, si assiste ad un eccessivo sbilanciamento in avanti della risultante  $F_z$  delle pressioni di contatto con conseguente aumento della coppia resistente al moto. Ciò implica un incremento considerevole delle dissipazioni di energia per isteresi e, quindi, eccessivo surriscaldamento dello pneumatico e relativi problemi di integrità strutturale della copertura stessa. Per questo motivo la velocità critica è uno dei parametri che il costruttore dichiara nella marcatura dello pneumatico in conformità con le norme ISO affinché non venga superata durante la missione del veicolo.

### 3.7.2 Effetto del carico verticale $F_z$

Il grafico di Figura 3.18 mostra come il coefficiente  $f$  presenta una lieve diminuzione all'aumentare del carico verticale  $F_z$  applicato perchè il conseguente aumento di temperatura comporta un'attenuazione dei fenomeni viscoelastici. Tuttavia si nota che la resistenza al rotolamento aumenta poichè il trend discendente di  $f$  è compensato dalla crescita lineare del carico verticale secondo la relazione 3.30, coerentemente con il fatto che all'aumentare di questo parametro, a parità di ogni altra condizione, si hanno maggiori deformazioni e una maggiore impronta a terra.

$$F_{x_{rr}} = f(F_z) \cdot F_z \quad (3.30)$$



**Figura 3.18:** Trend del coefficiente di resistenza al rotolamento in funzione del carico verticale  $Z$  [10].

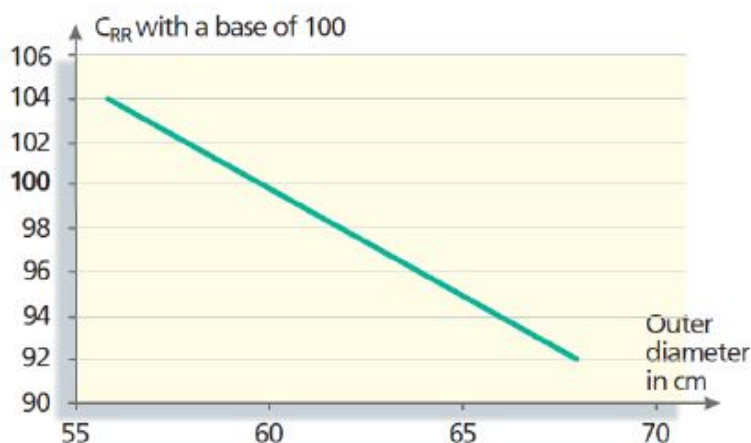
La verticale tratteggiata mostra anche il valore della resistenza al rotolamento misurata nelle condizioni stabilite dalla normativa ISO 8767 e riassunte in Tabella 3.1:

Parametro	Valore
Carico verticale	80 % di $F_{z,max}$
Temperatura	25 °C
Velocità	80 km/h
Pressione di gonfiaggio	2.1 bar

**Tabella 3.1:** Parametri per la misurazione della resistenza a rotolamento [10].

### 3.7.3 Effetto delle dimensioni dello pneumatico

I principali parametri geometrici che influenzano la resistenza al rotolamento sono il diametro esterno dello pneumatico e il suo aspect ratio, ovvero l'altezza del fianco e la larghezza della sezione. Aumentare il diametro di calettamento o l'altezza del fianco ha come conseguenza una diminuzione della resistenza al rotolamento. Infatti, maggiore è il diametro esterno e minore è l'entità delle deformazioni nell'orma di contatto. In particolare, come mostrato in Figura 3.19, ad un centimetro in più di diametro corrisponde una riduzione dell' 1% del coefficiente di resistenza al rotolamento.



**Figura 3.19:** Influenza del diametro esterno sulla resistenza al rotolamento [10].

Tuttavia, per questioni di ingombro e di funzionalità, non è possibile aumentare a piacere il diametro esterno dello pneumatico. Inoltre, la capacità di carico di uno pneumatico, che il costruttore dichiara nella marcatura, è determinata dal volume interno alla copertura, a parità di pressione di gonfiaggio. Perciò, volendo aumentare il diametro esterno senza modificare l'indice di carico, necessariamente si deve agire riducendo la larghezza della sezione e/o l'altezza dei fianchi.

Si noti che aumentare l'indice di carico, ovvero sovradimensionare lo pneumatico per la

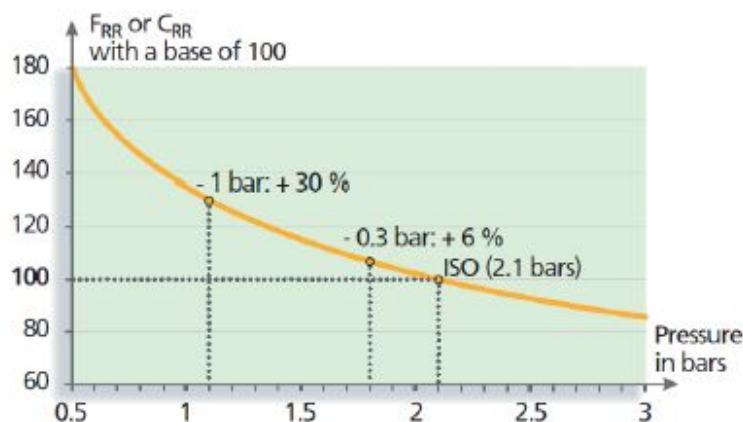
missione che deve svolgere, sarebbe deleterio per via non solo dei maggiori costi di produzione e della maggiore massa non sospesa ma anche perchè, dovendo a questo punto ridurre la pressione di gonfiaggio per questioni di comfort, aumenterebbe la resistenza a rotolamento.

Se una maggiore dimensione radiale può risultare conveniente, una minore larghezza dello pneumatico comporta una benefica riduzione della resistenza aerodinamica ma, allo stesso tempo, una diminuzione della vita dello pneumatico oltre che peggiori prestazioni dinamiche di guida. Diminuire invece l'altezza del fianco è una scelta deleteria dal punto di vista del comfort ma, per via della maggiore rigidezza, migliora la tenuta di strada e la resistenza al rotolamento grazie al minor schiacciamento dello pneumatico.

Infine, nel comportamento alle alte velocità, l'aumento del diametro esterno comporta anche un valore di velocità critica più alto: si giustifica così l'utilizzo di pneumatici di piccolo diametro, meno costosi e più leggeri per le autovetture destinate ad un uso normale.

### 3.7.4 Effetto della pressione di gonfiaggio

Come mostra il grafico di Figura 3.20, la resistenza al rotolamento aumenta se diminuisce la pressione di gonfiaggio degli pneumatici. Infatti, per via della minore pressione, il fianco dello pneumatico risulta meno rigido e questa deformabilità ulteriore si traduce in maggiori dissipazioni per rotolamento. Questo effetto è comunque stabilizzante per quanto concerne l'aumento della temperatura nello pneumatico in quanto, aumentando le perdite per isteresi e trasformandosi esse in calore, il conseguente innalzamento termico determina un aumento della pressione di gonfiaggio e quindi minore potenza dissipata. Inoltre, uno pneumatico più gonfio presenta valori di velocità critica maggiori.



**Figura 3.20:** Influenza della pressione di gonfiaggio sulla resistenza al rotolamento [10].

Tuttavia non è possibile aumentare arbitrariamente la pressione di gonfiaggio per ridurre i consumi di combustibile, poichè ciascuno pneumatico, a seconda del carico verticale e delle caratteristiche di progetto, riporta una pressione di gonfiaggio nominale.

In letteratura sono presenti diversi modelli [14] che tengono conto dell'influenza della pressione di gonfiaggio e del carico verticale sulla resistenza al rotolamento. Viene qui di seguito proposta la relazione elaborata da Michelin [10]:

$$f(p, F_z) = f_{ISO} \cdot \left( \frac{p}{p_{ISO}} \right)^\alpha \cdot \left( \frac{F_z}{F_{z,ISO}} \right)^\beta \quad (3.31)$$

dove i parametri ISO si riferiscono alle condizioni standard stabilite per la misurazione della resistenza al rotolamento dalla normativa ISO 8767, mentre  $\alpha$  e  $\beta$  sono coefficienti sperimentali che assumono i valori di Tabella 3.2.

	$\alpha$	$\beta$
<b>Pneumatici per autovettura</b>	-0.4	0.85
<b>Pneumatici per heavy-duty</b>	-0.2	0.9

**Tabella 3.2:** Coefficienti sperimentali del modello di Michelin [10].

### 3.7.5 Effetto della struttura e del materiale dello pneumatico

Sia la struttura sia i materiali di produzione degli pneumatici possono influenzare la resistenza al rotolamento e il valore di velocità critica. In generale, introducendo l'argomento, si era visto come la tipologia costruttiva radiale comportasse una diminuzione del 20% della resistenza al rotolamento rispetto alla soluzione incrociata ed un innalzamento della velocità di soglia. Inoltre, data una certa struttura, anche il numero e l'orientamento delle tele può essere ottimizzato in ottica di riduzione delle dissipazioni, soprattutto per avere minore impatto sul TCO nei veicoli heavy-duty.

Per quanto concerne il materiale elastomerico, la principale distinzione si basa sulla differenza tra gomma naturale e gomma sintetica: in generale, la gomma naturale presenta valori di smorzamento più bassi e, quindi, minori perdite per rotolamento ma velocità critica inferiore.

### 3.7.6 Effetto della temperatura di funzionamento

Le condizioni termiche inerenti una ruota pneumatica sono determinate principalmente da tre livelli termici [15]:

- temperatura dell'aria ambiente;
- temperatura delle parti costituenti lo pneumatico;
- temperatura del manto stradale;

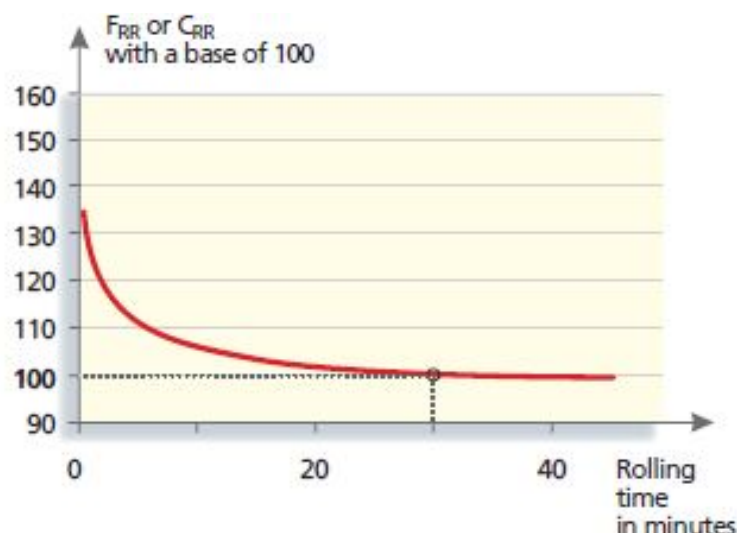
La copertura di uno pneumatico è caratterizzata da temperature diverse in zone diverse e, quindi, risulta difficoltoso associare un valore univoco di temperatura a tutto lo pneumatico. In particolare, il livello termico è influenzato non solo dalle dissipazioni dovute alla resistenza al rotolamento ma anche, per esempio, dalla radiazione solare, dal flusso di aria che investe la ruota, dalla temperatura del manto stradale (soprattutto in caso di pioggia e neve). A sua volta, la temperatura della strada è influenzata da quella dell'aria ambiente oltre che dalla radiazione solare, da eventuali fenomeni atmosferici e dal rotolamento degli pneumatici delle vetture di passaggio. Tutti questi fenomeni possono essere considerati con l'introduzione di opportuni coefficienti che correggono il valore della forza resistente al rotolamento misurata secondo le procedure standard indicate in normativa a 25 °C [15].

E' necessario poi chiarire che la temperatura dell'aria di gonfiaggio è solitamente più fredda delle pareti dello pneumatico; inoltre, la temperatura di uno pneumatico montato su una normale autovettura normalmente è compresa nel range tra 20 °C e 60 °C a seconda del tipo di pneumatico e dello stile di guida (ovvero in assenza di brusche frenate).

In generale, considerando quanto visto nel capitolo sulla viscoelasticità, un aumento della temperatura dello pneumatico comporta una minore tendenza a dissipare energia nel rotolamento per via dell'attenuazione dei fenomeni di isteresi. La successione di questi eventi tende a stabilizzare il livello termico dello pneumatico dal momento che, diminuendo le perdite in calore al crescere della temperatura, si ha via via un minore innalzamento termico. Da prove sperimentali [10] si evince una decrescita non lineare con la temperatura del coefficiente di resistenza al rotolamento, che può essere quantificata nel range tra 10 °C e 40°C come una riduzione dello 0.6% per ogni grado centigrado in più [10].

### 3.7.7 Effetto del tempo di rotolamento

L'effetto del tempo di rotolamento influisce sul warm-up dello pneumatico. Il grafico di Figura 3.21 mostra come il coefficiente di resistenza al rotolamento diminuisca progressivamente con il tempo di rotolamento per poi stabilizzarsi ad un plateau dopo circa trenta minuti, oltre i quali la variazione è trascurabile. Ciò è imputabile al fatto che lo pneumatico di una normale autovettura impiega circa i primi trenta minuti di missione per raggiungere una temperatura di regime tra i 20 °C e 60 °C.



**Figura 3.21:** Andamento della resistenza al rotolamento in funzione del tempo di rotolamento [10].

Questo spiega perchè a livello di normativa ISO 8767 sia appunto richiesto che trascorra mezzora di rotolamento prima di poter effettuare la prima misurazione sul banco prova pneumatici. Dopodichè, volendo verificare le dissipazioni ad un livello di velocità diverso dal primo, la normativa impone venti minuti di rotolamento nelle nuove condizioni prima di poter effettuare la nuova misurazione.

Il fenomeno è ancora più evidente per gli pneumatici in dotazione sui veicoli heavy-duty, per i quali la normativa ISO 9948 stima un tempo di rotolamento di un'ora e mezza per il raggiungimento di una temperatura di regime (anche se la completa regimazione si verifica dopo le prime tre ore) e un intervallo di almeno mezzora tra misurazioni successive [16].

### 3.7.8 Effetto dell'usura del battistrada

L'effetto dell'usura del battistrada può essere simulato rimuovendolo completamente dallo pneumatico. Prove sperimentali [2] hanno mostrato che sia le strutture di tipo radiale sia quelle incrociate vedono una diminuzione delle perdite per rotolamento al diminuire dello spessore della fascia battistrada. Tuttavia, le due tipologie differiscono nel comportamento alle alte velocità per questioni dinamiche: uno pneumatico convenzionale, più rigido, presenta una zona di contatto con la strada di estensione ridotta e che si concentra nella zona della fascia battistrada, pertanto, diminuendone lo spessore, si riduce la massa vibrante, ovvero aumenta la pulsazione propria e quindi la velocità critica; uno pneumatico radiale, avente fianchi più cedevoli, vede una zona di contatto che interessa l'intera struttura, pertanto, riducendosi la massa del battistrada, si attenua l'effetto irrigidente dovuto alla forza centrifuga con conseguente diminuzione della velocità critica.

### 3.7.9 Effetto delle condizioni della strada

L'effetto delle condizioni stradali viene tenuto in conto nel coefficiente  $B_0$  della relazione 3.29, che si traduce in una traslazione lungo l'asse delle ordinate della funzione quadratica. In generale, si può affermare che un terreno a maggiore macro-rugosità, dal momento che causa una maggiore deformazione della gomma, comporta un aumento della resistenza al rotolamento e del grip. In Tabella 3.3 sono riportati i coefficienti  $B_0$  per terreni di diversa natura.

Condizioni stradali	$B_0$
Asfalto ottimo	0.010-0.0125
Asfalto cattivo	0.023
Strato di neve	0.037
Sabbia	0.15-0.3

**Tabella 3.3:** Valori di  $B_0$  per diversi fondi stradali [2].

### 3.7.10 Effetto di angolo di camber e deriva

Il funzionamento dello pneumatico con angolo di deriva  $\alpha$ , che si verifica in occasione dello sviluppo di forze laterali o a causa della convergenza delle ruote sterzanti, comporta una maggiorazione della resistenza al rotolamento. Infatti, occorre tener conto della componente della forza laterale  $F_y$  agente lungo la direzione del vettore velocità per determinare la forza resistente. Quindi si ha che:

$$F_{x_{rr}} = F_x \cdot \cos \alpha + F_y \cdot \sin \alpha \quad (3.32)$$

Dal momento che gli angoli di deriva sono normalmente piccoli, si ha che  $\cos \alpha \sim 1$  e  $\sin \alpha \sim \alpha$  e, sfruttando il modello lineare di dinamica laterale che lega in maniera direttamente proporzionale la forza laterale all'angolo di deriva tramite la rigidità di deriva  $C_\alpha$ , si ottiene la seguente legge quadratica:

$$|F_{x_{rr}}| = |F_x| + C_\alpha \cdot \alpha^2 \quad (3.33)$$

L'effetto dell'angolo di camber  $\gamma$  è deleterio per quanto concerne la resistenza al rotolamento per via del contributo del momento di autoallineamento. Tuttavia l'influenza è trascurabile dal momento che l'angolo di campanatura è solitamente piccolo.

### 3.7.11 Effetto della dinamica longitudinale

Nel caso in cui lo pneumatico si trovi in condizioni di trazione o frenatura, la generazione di forze longitudinali avviene grazie alla presenza di scorrimento longitudinale  $k$  su una certa lunghezza dell'orma di contatto. Perciò l'applicazione di una coppia frenante o motrice comporta maggiori perdite per rotolamento per via del contributo legato proprio allo scorrimento. Tuttavia la resistenza al rotolamento è minima quando le ruote esercitano una leggera forza di trazione e può raggiungere un valore pari al 75%-85% di quello che si ha in condizioni di puro rotolamento [17]. Ciò ha come conseguenza il fatto che, a parità di velocità veicolo e di forza longitudinale impiegata totale, un sistema 4WD dissiperebbe meno energia alle ruote rispetto ad un 2WD se si lavora in condizioni di scorrimento molto alto (cioè vicino alla zona di massima aderenza) appunto perchè gli scorrimenti su ciascuna ruota sarebbero quelli caratteristici della zona lineare della caratteristica  $F_x - k$  e, quindi, più piccoli.

Per concludere il capitolo sugli pneumatici, oggi giorno le case produttrici devono riportare l'indicazione di tre codici riguardanti la rumorosità, lo spazio d'arresto (tenuta sul bagnato) e l'economicità rispetto alla resistenza al rotolamento, in modo da consentire al cliente medio di individuare il campo di eccellenza di ogni singolo pneumatico. La Figura 3.22 mostra l'etichetta con le diverse classi di efficienza: la classe di efficienza A è rappresentativa di uno pneumatico con bassa resistenza al rotolamento e, quindi, maggiore fuel economy.



**Figura 3.22:** Etichette inerenti le prestazioni degli pneumatici.



# Capitolo 4

## Controller Area Network (CAN)

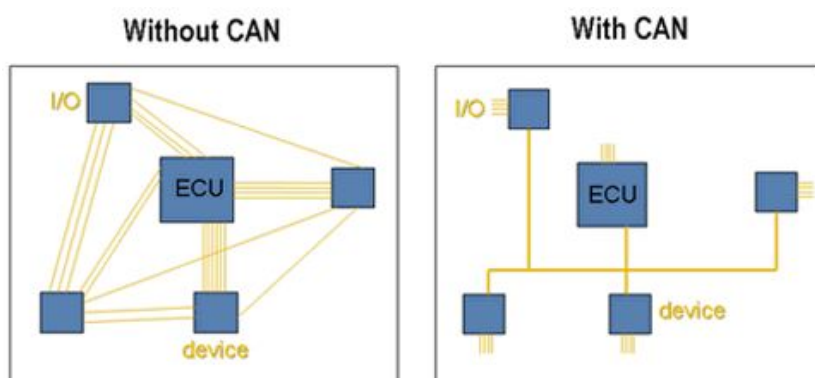
### 4.1 Generalità

Dal momento che i dati di partenza per le elaborazioni presentate nei successivi capitoli sono stati acquisiti dalla rete CAN di un autoveicolo, si rende necessario introdurre alcune nozioni su questo sistema di trasmissione dati.

La rete CAN è un protocollo standardizzato di comunicazione seriale ad alta integrità che, attraverso bus di campo, permette di collegare più dispositivi intelligenti con una bit rate massima di 1Mbit/s [19].

Originalmente sviluppata da Bosch nel 1985 per applicazione automotive, viene oggi utilizzata in diversi campi della tecnologia (aerospazio, trasporto ferroviario) dove, subendo alcune evoluzioni, si è confermata come lo standard per le comunicazioni di tipo industriale. La diffusione di tale protocollo di comunicazione e delle sue specifiche nell'industria automobilistica è proceduta con la sua standardizzazione a livello internazionale tramite la ISO 11898 nel 1993 e la SAE J1939 del 2013.

La motivazione principale che ha spinto la sua introduzione nel mercato è ben rappresentato dalla Figura 4.1.



**Figura 4.1:** Confronto sistemi di comunicazione cablati punto-punto e rete CAN [18].

E' noto infatti che, prima dell'introduzione della rete CAN, i dispositivi elettronici a bordo vettura erano collegati tra loro tramite sistemi di comunicazione cablati punto-punto. Tuttavia, aumentando sempre di più negli anni la componente elettronica su veicolo, tale pratica risultava inevitabilmente in un aumento dei cablaggi e, di conseguenza, in un aumento di ingombri, costi e peso. La procedura stessa di collegamento degli appositi cavi era sempre più complessa. La rete CAN, quindi, è apparsa come la soluzione ai suddetti inconvenienti, appunto grazie alla sostituzione dei cablaggi dedicati a ciascun dispositivo con un vero e proprio network di condivisione delle informazioni [18].

In generale, la progettazione del protocollo CAN segue lo standard ISO/OSI, ovvero un modello logico-gerarchico che si articola su sette livelli per implementare tutte le funzionalità della rete. Le specifiche CAN lasciano la definizione dei protocolli di più alto livello alla discrezione del progettista per far fronte ad eventuali necessità e si focalizzano invece sulla descrizione dei livelli più bassi del modello OSI, ovvero:

- Livello Fisico (Physical Layer), che si occupa del collegamento fisico tra i diversi componenti della rete sia da un punto di vista elettrico (forma e tensione del segnale) sia da un punto di vista meccanico (connettori di collegamento tra hardware ed il mezzo trasmissivo);
- Livello di Collegamento (DataLink Layer), che deve garantire, tramite l'opportuna gestione e sincronizzazione dei dati e il controllo degli errori, un mezzo di trasmissione esente da errori e affidabile per i livelli superiori del modello.

Riassumendo, il Physical Layer si occupa del trasferimento fisico delle sequenze di bit di informazione tra i diversi nodi della rete in maniera grezza, senza far riferimento alla loro struttura e significato. E' compito del DataLink Layer, dunque, intervenire a livello di oggetto, ovvero occuparsi del filtraggio e dell'interpretazione dei messaggi sul bus, e gestire opportunamente il flusso di informazioni, rilevando e segnalando eventuali errori, organizzando la frammentazione dei dati in specifici pacchetti e stabilendone la priorità nella trasmissione.

## 4.2 Topologia della rete

Come è visibile dallo schema di Figura 4.2 la rete CAN di un autoveicolo è appunto un network composto da più "nodi", che sono i dispositivi elettronici della rete (centraline, sensori, etc), collegati dal bus di comunicazione a due cavi. Ciascun dispositivo presenta un microcontrollore (evoluzione del microprocessore) che si interfaccia con il bus di comunicazione tramite un ricetrasmittitore, che consente un'amplificazione dei segnali elettrici sulla rete. Come accennato sopra, il mezzo trasmissivo è una linea a differenza

di potenziale bilanciata costituita da una coppia di fili (doppino), schermati o meno (per proteggere da eventuali disturbi da emissioni di radiazioni elettromagnetiche), spesso intrecciati a formare un cosiddetto “doppino ritorto” (twisted-pair).

Il bilanciamento della linea è la caratteristica che consente una robusta immunità al rumore e una elevata velocità del segnale. Infatti per “bilanciamento” si intende che la corrente che passa attraverso uno dei due cavi è uguale ed opposta a quella che corre nel secondo cavo, annullando così l’effetto di campo magnetico e quindi il rumore di fondo. La ISO 11898, oltre a fornire le specifiche per una velocità massima del segnale di 1 Mbps per una rete di lunghezza massima di 40 metri e con al massimo 30 nodi, stabilisce la caratteristica di impedenza ( $Z_0 = 120 \Omega$ ) del doppino ritorto affinché non si assista alla riflessione del segnale. Tale impedenza è rappresentata nello schema di Figura 4.2 dalle resistenze  $R_L$ , che non possono essere posizionate in un nodo dal momento che l’eventuale scollegamento del nodo stesso dalla rete farebbe mancare la terminazione su quest’ultima. Si può poi sottolineare che il bus di comunicazione è di tipo lineare e non viene occupato secondo uno schema predefinito, ovvero tutti i nodi della rete “ascoltano” tutti i messaggi trasmessi sul bus e, quando necessario, iniziano a trasmettere se nessun altro componente sta inviando un messaggio sul bus (comunicazione “event drive”)[20].

Inoltre, si noti che i cavi del bus sono distinguibili nel CAN H (dove la lettera H sta per “High”, cioè potenziale più elevato) e il CAN L (dove la lettera L sta per “Low”, cioè potenziale minore) e presentano una differenza di potenziale di 2 V circa nello stato dominante.

Dal momento che le specifiche del protocollo CAN non si occupano del tipo di mezzo fisico usato per il bus, sono comunque stati sviluppati altri standard che possono risultare più adatti a particolari esigenze del progettista e che, per esempio, prevedono bus a singolo cavo, fibre ottiche, cavo coassiale o sistemi wireless.

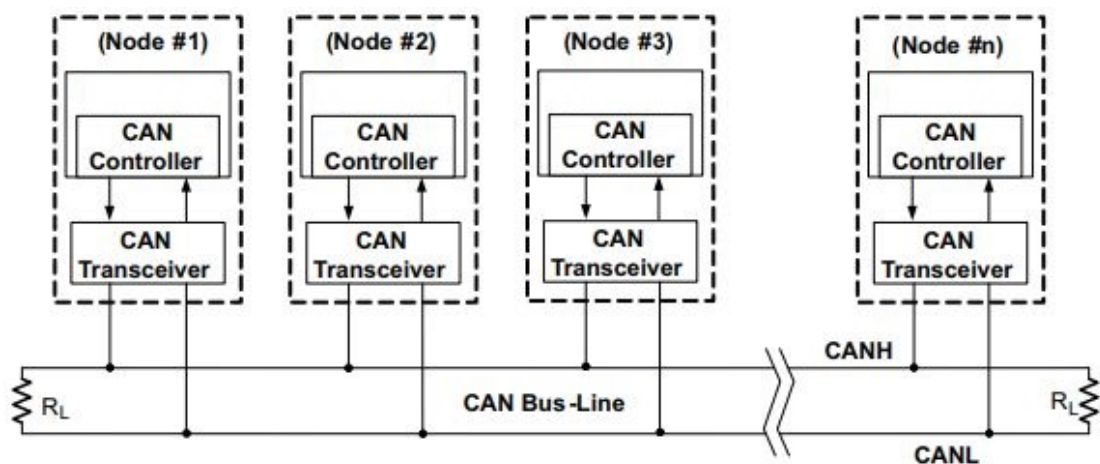


Figura 4.2: Topologia rete CAN [19].

Come viene spiegato in seguito, la linea del bus CAN prevede due possibili livelli logici, uno dominante e uno recessivo e, a seconda del risultato dell' operazione di AND logico che viene svolta sui livelli logici imposti da ciascun nodo della rete, è possibile determinare lo stato logico attuale del bus. In particolare le due linee CAN H e CAN L, come visto, sono pilotate in maniera differenziale da parte del ricetrasmittitore di ciascun nodo, che assolve quindi la funzione di convertitore di stato logico (per questo sono anche nominati come “driver di linea”).

## 4.3 Caratteristiche peculiari

Le più importanti peculiarità che hanno favorito la diffusione del protocollo CAN in ambito automotive sono di seguito elencate:

- Trasmissione di tipo “seriale”: è una modalità che consente ai diversi dispositivi elettronici, cioè i “nodi” della rete, che si interfacciano sulla CAN di comunicare tra loro trasferendo i bit lungo il bus di comunicazione uno alla volta. Questi bit arrivano poi a tutti i dispositivi della rete in maniera sequenziale nello stesso ordine con cui sono stati trasmessi. A differenza di una trasmissione di tipo parallela, si hanno dunque meno cavi e, quindi, minori costi oltre che una maggiore tolleranza a disturbi provocati da onde elettromagnetiche e ad errori di trasmissione.
- Riduzione dei costi oltre che delle probabilità di failure legate al minor numero di cablaggi: ciascuna centralina, indicata anche con la sigla ECU ( “Electronic Control Unit”), presenta un’ unica interfaccia con la rete di comunicazione, consentendo così l’eliminazione di tutti quei canali di input digitali e analogici che la collegavano ai vari dispositivi elettronici del network.
- Architettura di tipo “broadcast”: tutti i dispositivi elettronici presenti sulla rete CAN possono vedere i messaggi che sono stati trasmessi attraverso il bus di comunicazione; allo stesso modo, teoricamente, tutti i componenti possono inviare dati sul bus (“multimaster”). Dal momento che ciascun dispositivo è dotato di microcontrollore e, quindi, dispone di una certa intelligenza, i vari componenti della rete riconoscono quali sono i messaggi di loro pertinenza tra tutti quelli che sono stati trasmessi sul bus. Per questo motivo il protocollo CAN è di tipo *message-based* e non *address-based*, ovvero i nodi della rete non sono contrassegnati da uno specifico indirizzo ma, grazie alla loro intelligenza, possono analizzare tutte le informazioni pubblicate sul bus per poi selezionare, attraverso il loro filtraggio, quelle di loro competenza . Ciò implica anche una certa flessibilità di configurazione nel caso di

modifiche da apportare alla topologia della rete o di aggiunta di dispositivi in sola ricezione, che non richiedono particolari cambiamenti a livello software e hardware.

- **Priorità e arbitrariato** : ciascun messaggio sulla rete è dotato di una certa priorità, perciò, nel caso in cui due nodi cerchino di trasmettere un'informazione nello stesso istante, non essendovi uno schema predefinito per l'accesso al bus, solo il messaggio a priorità più elevata viene inviato, posticipando quello meno importante. Questo arbitrariato di tipo non distruttivo consente quindi di rispettare certi vincoli temporali deterministici. La non distruttività è indicativa del fatto che il messaggio del nodo che ha vinto l'arbitrariato non viene intaccato o distrutto da un altro nodo.
- **Gestione degli errori**: le specifiche della rete CAN consentono di verificare se i messaggi condivisi sul bus siano esenti o meno da errori tramite un controllo di ridondanza ciclico CDC ( "Cyclic Redundancy Code"). I messaggi contenenti errori vengono quindi ignorati dai nodi della rete. Il microcontrollore di ciascun dispositivo è poi in grado di differenziare tra errori locali e globali e, nel caso in cui vengano individuati troppi errori trasmessi da un certo nodo difettoso, il relativo dispositivo può essere impostato in sola ricezione o addirittura disconnesso completamente dal network (stato di "bus-off").

In particolare, le specifiche richiedevano la sostituzione dei complessi cablaggi con un bus di comunicazione a due cavi, l'elevata immunità da interferenze elettromagnetiche e la capacità di autodiagnosi degli errori nelle informazioni [19]. Si noti poi che il meccanismo di arbitrariato è una peculiarità che ha reso il protocollo CAN attraente per quel che riguarda ambienti di controllo in real-time, come viene spiegato nelle sezioni successive.

## 4.4 Struttura dei messaggi

La condivisione di informazioni sul bus di comunicazione della rete CAN avviene a seguito di un'opportuna operazione di *framing*, ovvero una frammentazione delle informazioni in singoli pacchetti noti come "data frame" o come "raw frame", ad indicare appunto il livello grezzo dei dati. Questi pacchetti corrispondono a quelli che sono stati indicati come "messaggi" nei precedenti paragrafi.

Tuttavia, il protocollo CAN definisce cinque tipi diversi di messaggi, ovvero:

- Data Frame;
- Remote Frame;

- Error Frame;
- Interframe Space;
- Overload Frame.

La Figura 4.3 mostra in maniera compatta la composizione di ogni singolo Data Frame.



**Figura 4.3:** Formato standard dei Data Frames su rete CAN [18].

Nella seguente trattazione, convenzionalmente, si indica come bit “dominante” un bit con livello logico 0 e come bit “recessivo” un bit con livello logico 1. In questo modo, durante la trasmissione simultanea di un bit 1 e di un bit 0, il valore riscontrabile sul canale è il risultato di un’operazione di AND logico, ovvero 0.

Analizzando la struttura di Figura 4.3, si possono riconoscere i seguenti campi:

- *Start of Frame (SOF)*: è un singolo bit dominante che segnala l’inizio di un messaggio e serve anche a sincronizzare tutti i nodi della rete dopo una fase di “bus idle”.
- *Arbitration Field*: comprende un campo Identificatore (Arbitration ID) e un bit RTR (Remote Transmission Request). L’ Arbitration Field serve a riconoscere i messaggi e, a seconda della specifica seguita (2.0 A oppure 2.0 B), l’Arbitration ID ha un formato di 11 bit per lo “standard frame” e di 29 bit per l’“extended frame”. Questo campo consente inoltre di stabilire la priorità di un messaggio, come spiegato in seguito. E’ importante sottolineare il fatto che il campo identificatore non contiene l’indirizzo di destinazione del pacchetto ma contiene informazioni sul contenuto in modo che tutti i nodi possano usufruirne o meno. Il bit RTR è un singolo bit che, a seconda che esso assumi valore dominante o recessivo, discerne rispettivamente tra un data frame ed un remote frame.
- *Identifier Extension (IDE)*: è un singolo bit che assume valore dominante nel caso in cui venga trasmesso un frame con formato standard a 11 bit. In alternativa, l’ Identifier Extension dichiara il formato del frame tramite una lettera dell’alfabeto (“r” se il formato è quello esteso, “d” se il formato è quello standard).
- *r0*: è un singolo bit riservato ad eventuali future modifiche.

- *Data Length Code (DLC)*: sono 4 bit che indicano il numero di byte (da 0 fino a 8) che contengono il dato del frame. Si noti che DLC, r0 e IDE, come mostrato anche in Figura 4.3, sono raggruppabili in unico campo (Control Field).
- *Data Field*: è un campo che contiene il dato da trasferire sul canale e può essere costituito da 0 fino a 8 byte, ovvero da 0 fino a 64 bit dal momento che 1 byte è costituito da 8 bit. I bit di questo campo vengono trasmessi a partire sempre dal più significativo.
- *Cyclic Redundancy Code Field (CRC)*: è un campo costituito da 16 bit, ovvero 15 bit più uno noto come CRC Delimiter. I primi 15 bit, noti come CRC Sequence, contengono una sequenza di controllo ottenuta da un codice a ridondanza ciclica per l'individuazione di eventuali errori; il bit Delimiter, invece, è un bit che rende recessivo il bus dopo la trasmissione dei precedenti bit e, quindi, chiude la trasmissione del CRC.
- *Acknowledge Field (ACK)*: è costituito da 2 bit di cui il primo di pertinenza dell'ACK Slot, mentre il secondo costituisce l'ACK Delimiter. Durante la trasmissione del messaggio, il dispositivo elettronico della rete che lo ha trasmesso invia a tutti gli altri nodi un bit recessivo; allo stesso modo, i dispositivi che hanno ricevuto l'informazione correttamente rispondono con un bit dominante, che sovrascrive quello recessivo nell'ACK Slot. Ricevuta conferma da almeno un nodo sulla corretta formattazione del messaggio, il componente in trasmissione termina la sua azione occupando l'ACK Delimiter con un bit recessivo. Nel caso invece in cui il nodo che stava trasmettendo non rilevi alcun bit dominante di conferma sul bus allora viene tentato nuovamente l'invio.
- *End of Frame (EOF)*: è costituito da una sequenza di 7 bit recessivi che concludono il messaggio e disabilita il metodo del "bit-stuffing".

Il metodo del "bit-stuffing" è una tecnica di codifica dei vari campi che prevede, ogni volta che il trasmettitore rileva 5 bit consecutivi con lo stesso livello logico, l'inserimento di un bit con valore opposto nella sequenza da trasmettere [20].

Si noti poi che i 7 bit più significativi del campo identificatore non possono essere tutti recessivi, perchè ciò potrebbe portare a confonderli con il campo EOF.

Come accennato, oltre ai Data Frame, sono presenti altre tipologie di messaggi per i quali si rimanda alla letteratura in bibliografia per un'analisi più approfondita [19],[20]. Per esempio, un nodo in attesa di ricevere un messaggio può, tramite un Remote Frame, presentare una richiesta di informazioni agli altri nodi della rete; il rilevamento di diverse tipologie di errore avviene tramite l'invio di un Error Frame da parte di tutti i nodi in

ricezione (modalità detta “echo”); l’esigenza di incrementare l’intervallo di tempo tra un messaggio e l’altro è segnalata da un nodo in sovraccarico tramite un Overload Frame. Infine, sebbene non sia un vero e proprio frame, può essere citato l’InterFrame Space, ovvero una sequenza di bit recessivi (minimo tre, noti come “Intermission Frame”) che separano un frame da un altro frame di tipo Remote o Data e a seguito dei quali la linea del bus rimane in stato recessivo di “bus-idle” fino alla trasmissione di un nuovo messaggio che, come visto, ha inizio con un bit dominante.

Il protocollo CAN può poi essere definito di tipo CSMA/CD (“Carrier Sense Multiple Access/Collision Detect”), sigla che riassume le principali peculiarità: i vari nodi della rete devono aspettare che il bus di comunicazione si trovi nello stato di “bus-idle” prima di poter inviare un messaggio (Carrier Sense) e tutti i dispositivi possono avere accesso al canale di trasmissione (Multiple Access). Qualora, invece, due componenti tentino di inviare simultaneamente un frame si verifica una collisione (Collision Detection); pertanto è necessario un meccanismo di arbitraggio.

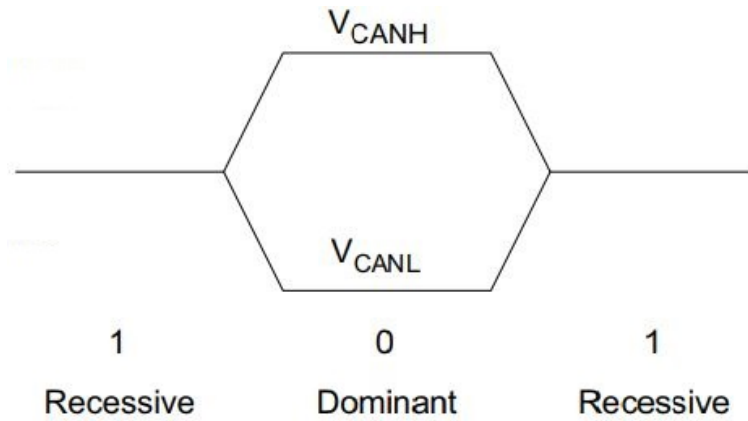
## 4.5 Arbitraggio

Dal momento che l’accesso al bus di comunicazione è di tipo “event-drive”, quando due nodi tentano di inviare contemporaneamente un messaggio si ha una collisione che viene risolta, garantendo che non vi sia una perdita né di informazioni né di tempo, tramite una procedura di arbitraggio. Tale metodo per la determinazione della priorità tra diversi nodi è del tipo “bit-wise”, ovvero basato su un singolo bit, oltre ad essere di tipo “non-distruttivo”. La non-distruttività garantisce l’integrità del messaggio che ha vinto l’arbitrariato e che, quindi, non deve essere ritrasmesso, con conseguenti vantaggi in termini di tempi morti o di ritardi legati alla contesa stessa del bus.

Durante la fase di arbitraggio, ciascun trasmettitore confronta il livello logico del bit trasmesso con il livello monitorato sul canale: se i due stati hanno stesso valore il componente continua a trasmettere; viceversa, se lo stato associato all’unità che sta trasmettendo è di tipo recessivo mentre sul bus viene riscontrato un livello dominante allora viene interrotta immediatamente la trasmissione da parte di quel dispositivo.

In pratica un bit di tipo dominante è sostenuto dalla generazione di una tensione tra i cavi del bus mentre un bit recessivo è semplicemente non considerato, pertanto, quando viene imposta una differenza di potenziale, essa viene interpretata dalla rete come un livello logico dominante sul canale. In assenza di dati in input, quindi, i dispositivi impongono uno stato recessivo al mezzo trasmissivo. In Figura 4.4 è riportata la caratteristica di tensione di un bus CAN.





**Figura 4.4:** Caratteristica di tensione del bus CAN [19].

L'arbitraggio viene vinto dal nodo che trasmette il messaggio a più alta priorità e cioè quello con numero binario più piccolo nel campo dell'identificatore ID. Questo perchè lo "0", dominante, sovrascrive sempre il bit recessivo "1"; di conseguenza il frame con ID pari a zero risulta essere il messaggio a priorità massima.

La caratteristica di non-distruttività dell'arbitraggio e il fatto che esso comporta la sovrascrittura del bit recessivo con un bit dominante sono peculiarità che rendono il protocollo CAN particolarmente interessante per l'applicazione in sistemi di controllo real-time, appunto perchè non si hanno inefficienze legate a tempi di riscrittura del messaggio.

La priorità tra i diversi possibili frame (ovvero il numero binario dell' ID) è a discrezione del progettista del sistema anche se diverse case automobilistiche concordano sulla precedenza di alcuni tipi di informazione rispetto ad altri. Per esempio, un frame avente come ID il numero binario 0010 è tipicamente il segnale di feedback della corrente in un avvolgimento di un motore elettrico, mentre 0011 è il segnale di velocità proveniente dal tachimetro: dal momento che 0010 è più piccolo di 0011 si evince che i messaggi riguardanti i valori di corrente avranno sempre la precedenza sui segnali di lettura del tachimetro [19].

# Capitolo 5

## Formato delle acquisizioni

Nei seguenti capitoli, come accennato anche nel paragrafo di introduzione, vengono analizzati ed elaborati due set di prove sperimentali avente origine differente. Il primo set di acquisizioni è stato ottenuto dal team studentesco di ricerca ATPC (“Active Tyre Pressure Control”) rilevando le variabili trasmesse su rete CAN di una vettura Fiat Grande Punto 1.3 MultiJet 16v 75 CV mentre veniva effettuato un tragitto di tipo urbano nelle zone limitrofe al Politecnico di Torino; analogamente, il secondo set di acquisizioni è stato ottenuto rilevando le informazioni condivise su rete CAN di una vettura Fiat Grande Punto 1.3 MultiJet 16v 95 CV mentre un driver professionista svolgeva un certo percorso all’interno del Centro Sperimentale di Balocco, ubicato a Balocco (VC) e di proprietà FCA (“Fiat Chrysler Automobiles”).

In Figura 5.1 è riportata un esempio equivalente del veicolo utilizzato per le prove sperimentali nel Centro Sperimentale di Balocco.



**Figura 5.1:** Fiat Grande Punto 1.3 MultiJet 16v 95 CV.

## 5.1 Tecniche HIL e SIL

Le suddette acquisizioni erano state effettuate per scopi diversi da quelli che si pone il seguente lavoro di tesi. In particolare erano state richieste per la validazione di modelli di stima massa del veicolo e distribuzione di carico a partire, appunto, dalle variabili presenti su rete C-CAN della vettura. Sebbene la spiegazione di tali modelli esuli dalla trattazione, è comunque importante fare riferimento alle loro modalità di funzionamento per capire quali sono i formati in cui si presentano le informazioni acquisite e quali sono state le elaborazioni necessarie ad ottenere dei dati di input che fossero di agevole impiego per le analisi presenti nei capitoli successivi.

I modelli di stima massa e distribuzione di carico possono funzionare in due modi:

- *Software in the Loop* (SIL)
- *Hardware in the Loop* (HIL)

La tecnica SIL prevede la verifica dei sovraccarichi modelli tramite l'emulazione completa via software della rete CAN del veicolo. Nel caso in esame, questi modelli sono stati implementati in ambiente MATLAB Simulink e il funzionamento dell'algoritmo viene testato sul pc dando in input le acquisizioni precedentemente salvate su un file in maniera opportuna. Lo svantaggio di questa tecnica consiste nel fatto che non si ha il sincronismo del real-time, ovvero si stanno verificando degli algoritmi con il clock del sistema operativo Windows del pc che, però, non è un clock che gira seguendo un tempo reale. In generale, la modalità SIL presenta il vantaggio di poter simulare le reali condizioni operative di un sistema semplicemente tramite programmi su pc, senza che vi sia la necessità di disporre di prototipi fisici o di particolare apparecchiature hardware per l'emulazione, con conseguenti benefici in termini di costi.

La tecnica HIL, invece, prevede la verifica dei modelli sovraccarichi tramite opportune apparecchiature fisiche che riproducono in maniera più o meno completa la rete CAN del veicolo. Nel caso in esame, i modelli venivano utilizzati in real-time su un hardware dedicato, ovvero un controllore della National Instruments NI noto come CompactRIO. In generale, la modalità HIL, oltre a presentare il vantaggio di poter operare in real-time, è utile dal momento che permette la verifica di sistemi tramite banchi strumentati già in fase di progettazione e prototipazione, senza che vi sia la necessità del prodotto finale. Tuttavia ciò comporta costi solitamente maggiori rispetto alla tecnica SIL.

E' evidente quindi che, a seconda della tecnica utilizzata, i file di input avranno formati diversi. Infatti, in modalità SIL si devono elaborare le acquisizioni sperimentali in modo da avere già pronti i profili temporali delle variabili utilizzate; in modalità HIL, invece, simulando di avere la sorgente delle variabili disponibile (ovvero la porta OBD della vettura), si utilizzano direttamente in real-time questi valori.

## 5.2 Acquisizioni sperimentali interne

Le acquisizioni svolte internamente da membri del team studentesco di ricerca ATPC sono state ottenute dalla rete C-CAN del veicolo utilizzato tramite il collegamento di un data-logger alla porta OBD II della vettura.

La porta OBD (“On Board Diagnostic”), così come tutte le altre centraline del veicolo, è un nodo della rete CAN e permette al proprietario della vettura stessa e ai centri di assistenza tecnica di accedere allo stato dei vari sottosistemi del veicolo. In questo modo, accedendo con il data-logger a questa porta tramite una connessione standardizzata, è possibile raccogliere in real-time i dati condivisi sul bus di comunicazione della rete o identificare in maniera efficace ed efficiente eventuali malfunzionamenti del veicolo.

Per ottenere le acquisizioni, è stato inizialmente fatto uno “sniffing” delle informazioni sulla rete CAN tramite la suddetta porta OBD, andando così ad intercettare e registrare tutti i messaggi trasmessi in modalità diffusa e, quindi, visualizzabili anche dal nodo OBD.

Questa operazione è stata effettuata con l’ausilio di un data-logger compatto, noto come CompactDAQ, della National Instruments e di una scheda 9860, necessaria per l’interfacciamento con la rete CAN e commercializzata dalla stessa azienda. La piattaforma di acquisizione dati CompactDAQ, mostrata in Figura 5.2, è costituita da un controller che garantisce la corretta transazione e sincronizzazione di dati tra dei moduli di input/output (fino a otto moduli) ed un pc per raccogliere ed elaborare le informazioni captate [21].

La scheda 9860, mostrata in Figura 5.3, è invece un modulo di interfaccia multi-protocollo che consente ai sistemi CompactRIO e CompactDAQ di connettersi e comunicare su una rete CAN.

Sia il CompactRIO sia il CompactDAQ, in quanto hardware, vengono pilotati dal sistema operativo del pc tramite il driver della National Instruments X-NET.



**Figura 5.2:** CompactDAQ hardware con relativo pc di elaborazione [21].



**Figura 5.3:** Scheda NI-9860.

Le informazioni che sono state loggate dalla rete CAN del veicolo tramite la porta OBD II appaiono come stringhe di 24 byte e, quindi, sono inizialmente non comprensibili. I campi di bit che compongono ciascun frame sono stati indagati nel precedente capitolo: in particolare, si è visto che i bit costituenti l'ID dichiarano che cosa è contenuto nel Data Field (detto anche "Payload"), ovvero un certo numero di byte in cui sono contenute le informazioni vere e proprie. E' necessario ora introdurre il concetto di Signals: con questo termine ci si riferisce ad una parte dei dati contenuti nel Payload di un Data Frame [18]. Dal momento che il Data Field può contenere da 0 fino a 8 byte di informazioni, ciascun frame può contenere da 0 a 64 Signals. In maniera equivalente, i Signals (ovvero i segnali) vengono anche detti Channels (canali). La Figura 5.4 mostra il contenuto del Data Field di un generico Data Frame, costituito da sei canali da 8 bit ciascuno.

	7	6	5	4	3	2	1	0
0	7	6	5	4	3	2	1	0
1	7	6	5	4	3	2	1	0
2	7	6	5	4	3	2	1	0
3	7	6	5	4	3	2	1	0
4	7	6	5	4	3	2	1	0
5	7	6	5	4	3	2	1	0

**Figura 5.4:** Esempio di Data Field a 6 byte di un Data Frame.

Per ottenere le informazioni contenute nel Payload è necessario disporre del cosiddetto “database” del costruttore, cioè dei files di testo in cui sono contenute le chiavi di codifica della rete CAN di quel veicolo. Fino a pochi anni fa ogni costruttore era libero di codificare la rete CAN a proprio piacimento ma, con l’entrata in vigore della normativa SAE J1939, a partire dal 2013, alcune delle variabili che viaggiano sul bus di comunicazione devono essere codificate in modo univoco, così da poter essere leggibili da chiunque si voglia interfacciare con la porta OBD anche senza disporre del database del costruttore. E’ invece a discrezione della casa madre la crittografia delle informazioni rimanenti.

Alcune variabili che possono essere sicuramente lette su una vettura commercializzata dopo l’introduzione della SAE J1939 sono, per esempio, la velocità del veicolo, la coppia erogata dal motore, il regime di rotazione del motore, la velocità delle quattro ruote e il numero di chilometri totali percorsi misurato dall’odometro che, a differenza del display contachilometri, non è possibile sovrascrivere.

Il database Fiat è costituito da diversi Frames e, quindi, ciascun frame che viene condiviso sul bus di comunicazione può essere uno di quelli catalogati nel database. L’identificazione della tipologia del messaggio e la corrispondenza con il database avviene grazie ai bit che costituiscono il campo identificatore ID.

Il database definisce le regole per la conversione di ciascun Signal in unità ingegneristiche e in particolare contiene le seguenti informazioni:

- nome del Channel;
- localizzazione ed estensione del dato contenuto nel Data Field in termini, rispettivamente, di bit iniziale e numero di bit;
- ordine dei byte (Intel/ Motorola);
- tipologia del dato, ovvero se di tipo “signed” (cioè il primo bit è utilizzato per dare indicazione sul segno positivo o negativo del numero) o “unsigned” (se si presume che il segno del dato non possa cambiare per definizione) e lo standard seguito per la rappresentazione dei numeri in virgola mobile;
- fattore di scala;
- unità di misura;
- range di validità del dato;
- valori di default;
- eventuali commenti.

Per esempio, il Frame MOT1 del database Fiat è caratterizzato da un certo ID, che può essere scritto in formato decimale se preceduto dalla lettera “d” o in formato esadecimale se presenta la lettera “h” davanti. Quando sul bus di comunicazione viene condiviso un frame con ID corrispondente a quello di MOT1, il data-logger, avendo il database al proprio interno, riconosce il tipo di frame e si aspetta quindi che dentro il Payload siano contenute certe informazioni (nel caso di esempio, la velocità e la coppia erogata dal motore, la coppia dovuta agli attriti interni, la posizione del pedale dell’acceleratore). A questo punto, il database dice come interpretare il Payload, solitamente rappresentato in forma di matrice quadrata 8x8 (ovvero ciascuna riga costituisce un byte): per esempio, l’informazione sul regime motore viene ricavata a partire dal ventiquattresimo bit leggendone sedici secondo il sistema numerico specificato. Il database fornisce quindi i valori dei fattori di scala moltiplicativi, l’offset di traslazione aggiuntiva o sottrattiva del dato e l’unità di misura.

Come appena visto, quindi, i files del database possono contenere la codifica dei segnali dell’intero veicolo. Ciascun protocollo di rete ha il proprio univoco database; esso è inoltre specifico per ciascun marchio costruttore e perciò solitamente fornito in via confidenziale. Queste caratteristiche del database garantiscono che, qualora venga effettuato l’accesso alla rete CAN tramite la porta OBD senza autorizzazione della casa madre, non si sia in grado nè di leggere le informazioni sul bus nè di sovrascrivere le varie centraline.

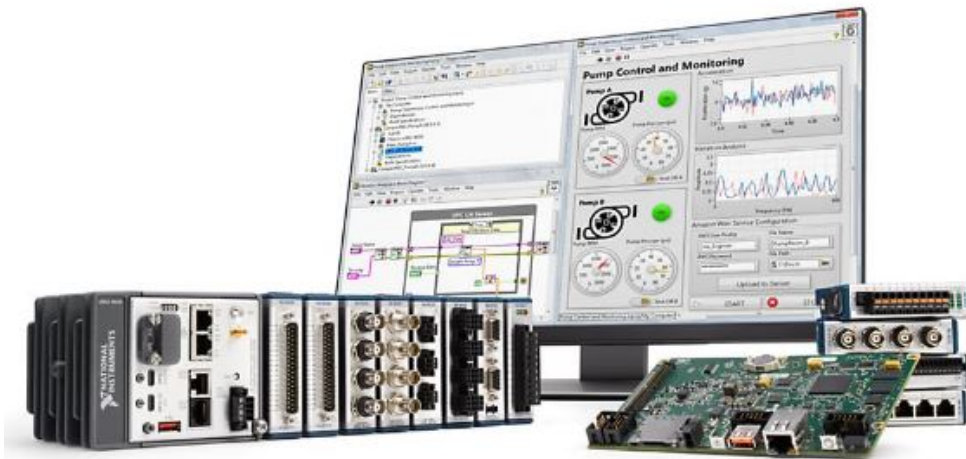
Ritornando all’acquisizione delle prove interne del team ATPC, come detto, è stato effettuato uno sniffing sulla rete CAN, ovvero tutte le informazioni che transitavano sul bus di comunicazione sono state registrate e salvate su un file. Grazie all’utilizzo del software NI VeriStand è stato possibile salvare questi frames direttamente come Raw Frames, senza essere decifrati. VeriStand è un ambiente software per lo sviluppo di applicazioni avanzate di test real-time, quali generazione di stimoli real-time e acquisizione dati per misure ad alta velocità, e serve generalmente per la gestione di banchi di laboratorio, strumentazione elettronica e sistemi di monitoraggio [22]. Inoltre, tale software ha permesso il salvataggio dei Raw Frames nel formato NI TDMS (“Technical Data Management Streaming”) che offre una certa rapidità e flessibilità nella memorizzazione dei dati su disco in maniera efficace ed efficiente. Il formato TDMS elabora ciascun Raw Frame, che può essere visto come un vettore da 24 byte, aggiungendo in testa una cosiddetta “time stamp”, cioè l’orario in cui è stato acquisito il messaggio. In questo modo è possibile ricostruire il profilo temporale delle variabili captate: il data-logger salva lo start time, ovvero l’istante di inizio dell’acquisizione, e la time stamp fornisce l’indicazione sul numero di secondi trascorsi dal principio della registrazione.

Il file TDMS contenente i Raw Frames delle acquisizioni senza decodifica si è reso necessario per i due seguenti motivi: innanzitutto, la traduzione dei Raw Frames in Signals

avrebbe richiesto non solo il salvataggio dei dati ma una vera e propria analisi, con conseguente riduzione dello spazio in memoria e rischio di poter utilizzare solo pochi canali; dopodichè, i messaggi grezzi sono quelli necessari per poter effettuare la validazione dei modelli di stima massa in modalità HIL.

Secondo la procedura HIL, l'intenzione era quella di simulare la vettura riproducendo i messaggi CAN. L'hardware utilizzato per simulare il veicolo è il data-logger CompactDAQ che, interfacciandosi con un pc, ha permesso di replicare i Raw Frames come input per la piattaforma CompactRIO ("Reconfigurable Input/Output" compact modules) della National Instrument.

Il CompactRIO, mostrato in Figura 5.5, è un controller (dotato di processore, a differenza del CompactDAQ) programmabile dall'utente e dotato di uno o più moduli di input/output. Su tale dispositivo, dotato anch'esso di scheda NI 9860 per l'interfacciamento con la rete CAN, gira un sistema operativo Linux real-time e vengono implementati gli algoritmi di stima massa. In questo modo è stato possibile effettuare simulazioni in real-time dal momento che il CompactRIO, non riconoscendo il CompactDAQ che sta replicando esattamente quello che prima ha registrato sulla vettura, pensa di essere interfacciato direttamente alla porta OBD del veicolo. Per quanto detto, si evince che il CompactRIO può interfacciarsi indifferentemente con la porta OBD del veicolo o con un simulatore della vettura (appunto il CompactDAQ).



**Figura 5.5:** Piattaforma CompactRio.

Per poter elaborare queste acquisizioni sperimentali interne, i Raw Frames salvati nel file in formato TDMS risultavano inutilizzabili per il presente lavoro di tesi. Come primo passo, quindi, si è voluto passare dai Raw Frames, ottenuti dallo sniffing con il data-logger e salvati in formato TDMS secondo la suddivisione nei diversi campi, ai Signals tramite il database CAN. In questa fase si è potuto notare che alla stessa time stamp possono



essere associati più frames, a conferma del fatto che il protocollo CAN è una modalità di trasmissione asincrona (cioè si possono caricare quanti dati si vogliono fino a riempire il bus) con cui diverse centraline condividono il loro segnali.

Il passaggio dai Raw Frames ai Signals è stato eseguito tramite un programma sviluppato con linguaggio di programmazione visuale NI LabView.

LabView si distingue dai linguaggi tradizionali per via della sua sintassi grafica anziché scritta, pertanto viene chiamato G-Language (Graphic Language): un programma G, denominato VI (Virtual Instrument), viene salvato in un file binario e non in un file di testo e può essere aperto e compilato solamente da LabView.

Il suddetto programma, nel caso in esame, richiedeva in input il database per convertire i Raw Frames, salvati in formato TDMS, in Signals in un file sempre TDMS e che può essere aperto anche da Microsoft Excel. Il programma scritto in LabView era stato configurato in modo da dividere i segnali in “gruppi”, dove ogni gruppo è un frame del database. Il relativo file Excel risultava pertanto strutturato in modo da presentare nel primo foglio una descrizione riassuntiva dei gruppi, dopodiché le pagine successive riportavano ciascuna un gruppo e, all’interno di ciascuna pagina, tutti i segnali appartenenti a quel gruppo/pagina venivano mostrati in funzione del tempo in colonne diverse. Per esempio, il gruppo/pagina MOT1, ovvero la centralina motore, presentava al suo interno le variabili relative alla velocità di rotazione del motore e alla coppia erogata del motore, oltre al contributo legato agli attriti interni.

Il programma LabView utilizzato in questa fase di conversione da Raw Frames a Signals funzionava in maniera piuttosto semplice. Una volta selezionato il percorso dove erano presenti i Raw Frames, veniva richiesto nella query “Output File” il percorso dove salvare il file elaborato; dopodiché, scegliendo il database della rete CAN del veicolo, viene richiesto tramite il comando “Force” se forzare o meno il database, cioè il programma riconosceva quale banca dati era stata utilizzata per l’acquisizione dei segnali e, non “forzandola”, utilizzava in automatico lo stesso database utilizzato per l’acquisizione. Tramite questo programma, poi, veniva richiesto il nome dei vari gruppi e canali scelto dall’operatore che stava eseguendo l’acquisizione e quanti frame di quel file si voleva venissero tradotti. Premendo il tasto “Play”, quindi, veniva eseguita la suddetta conversione.

Come ultimo step di elaborazione delle prove sperimentali interne, si è voluto convertire i Signals in formato TDMS in Signals nel formato “mat” di MATLAB, che è il formato intelleggibile ai modelli di stima massa implementati in Simulink, per esempio. Per fare ciò si può agire secondo due modalità:

- modalità ibrida MATLAB- Excel;
- modalità MATLAB pura.

Nel primo caso, che è il modo più immediato e meno dispendioso in termini temporali, veniva aperto il file TDMS in Excel e, tramite la funzione *xlsread* di MATLAB era possibile portare i segnali nel Workspace di MATLAB in formato “mat”.

La seconda modalità, invece, utilizzava una tool di MATLAB nota come “TDMS Importer”, che richiedeva in input il percorso del file Excel contenente i segnali. In output veniva caricato direttamente sul Workspace una struct al cui interno vi era un'altra struct per ogni gruppo (ovvero per ogni centralina) e al cui interno vi era un'altra struct per ogni frame, contenente a sua volta un vettore per ciascuna variabile.

Volendo preparare queste variabili per eventuali future simulazioni SIL sui modelli di stima massa in Simulink, si è utilizzato uno script in ambiente MATLAB che prendeva tutti i segnali e li rendeva disponibili come matrici  $n \times 2$ , dove la seconda colonna è la variabile stessa mentre la prima colonna è il tempo. Nel fare ciò si era notato che il tempo non era una scala a tempi regolari. Questo perchè, appunto, la rete CAN è un protocollo di trasmissione asincrono, ovvero la frequenza c'è solo per alcuni segnali mentre non è presente in altri, detti “event-triggered” (ovvero vengono trasmessi da una centralina solo se interpellata). Per esempio, la centralina ABS non manda segnali normalmente ma trasmette messaggi solamente quando entra in funzione; al contrario, la velocità di rotazione delle ruote è un segnale che viene mandato in teoria con una frequenza di 10 Hz, in realtà risulta una frequenza variabile tra 9.9 e 10.1 Hz a seconda di come arrivano le informazioni al data-logger attraverso la rete. Volendo ottenere una scala tempi regolare, si è proceduto al ricampionamento del segnale: stabilita la scala regolare del ricampionamento, è stato unito in maniera lineare il segnale nei diversi istanti originali e, tramite interpolazione, si è ottenuto il segnale nella nuova scala tempo, ottenendo così un segnale vicino a quello originale ma ad una frequenza costante.

Il suddetto ricampionamento si è reso obbligatorio per poter svolgere le successive elaborazioni in ambiente MATLAB, mentre non sarebbe stato necessario su Simulink dal momento che, essendo quest'ultimo un ambiente di simulazione di modelli dinamici, il software prevede la possibilità di avere input ad una frequenza non regolare, a patto che venga fornito il tempo esatto del segnale.

Ricapitolando, tutta la procedura finora descritta sarebbe stata evitabile se si fossero acquisiti i segnali già come Signals e non come Raw Frames. Tuttavia, non salvando i Raw Frames, sarebbe possibile effettuare solamente simulazioni in modalità SIL e non in HIL dal momento che quest'ultima prevede un computer di elaborazione dei Raw Frames in arrivo da un altro dispositivo simulatore del veicolo.

## 5.3 Acquisizioni sperimentali di Balocco

Le acquisizioni sperimentali nel Centro Sperimentale di Balocco sono state effettuate con un data-logger, diverso da quello della National Instruments, prodotto dalla DeweSoft. Questo registratore salva un file in un formato particolare che contiene sia i Raw Frames sia i Signals. Si può quindi decidere se esportare solamente i segnali grezzi, in formato file di testo “txt”, o direttamente i Signals, in formato “mat”, il tutto tramite il software LabView. Inoltre, questo data-logger effettua già un ricampionamento senza che venga richiesto e i segnali vengono dati sotto forma di matrice  $n \times m$ , dove le  $m - 1$  colonne sono le variabili mentre la colonna  $m$ -esima è la colonna della variabile tempo “Time”, uguale per tutte le variabili perchè il tempo è univoco a valle del ricampionamento.

Volendo utilizzare le suddette acquisizioni in simulazioni SIL in ambiente Simulink si è reso necessario uno script in ambiente MATLAB che prendeva la colonna Time e la incollava davanti a ciascuna variabile.

Dalle precedenti considerazioni, quindi, emerge come passare le acquisizioni fatte in Balocco ai modelli Simulink sia molto più rapido rispetto alle prove sperimentali interne e ciò è giustificato dal diverso tipo di data-logger. In particolare il data-logger della DeweSoft, più ingombrante, permette più acquisizioni, tra le quali anche quelle del GPS, e pertanto risulta avere un costo maggiore di quello della National Instruments di un ordine di grandezza.

# Capitolo 6

## Analisi prove sperimentali interne

Le acquisizioni svolte internamente da membri del team studentesco di ricerca ATPC, come accennato, sono state ottenute collegandosi tramite un data-logger alla porta OBD II del veicolo ed effettuando uno sniffing dei frames sulla rete CAN della vettura.

Nelle seguenti sezioni sono riportati gli obiettivi preposti e i risultati delle analisi effettuate sulle prove sperimentali.

### 6.1 Resistenza al moto

Prima di procedere con l'elaborazione delle prove sperimentali, è necessario spiegare cosa si intende per “resistenza al moto” (o resistenza all'avanzamento) di un veicolo.

Con questo termine, normalmente, si fa riferimento alla forza resistente totale all'avanzamento di un autoveicolo a velocità costante, ovvero viene separato il contributo legato all'accelerazione del veicolo.

La forza resistente al moto  $F_{res}$  è importante perchè, se relazionata alla velocità del veicolo  $V$ , fornisce un'indicazione della potenza necessaria al moto a velocità costante  $P_{nec}$ . Considerando anche il termine inerziale  $P_{acc}$  nei transitori di accelerazione e decelerazione, si può ottenere poi un'indicazione della potenza necessaria per la trazione  $P_{trac}$  e della potenza  $P_m$  che il sistema propulsore deve erogare nelle varie situazioni, tenendo conto di una certa efficienza della trasmissione  $\eta_{dvl}$  secondo la relazione 6.1:

$$P_m \cdot \eta_{dvl} = P_{trac} = P_{nec} + P_{acc} \equiv F_{res} \cdot V + P_{acc} \quad (6.1)$$

La forza resistente al moto a velocità costante è costituita dalla sovrapposizione dei seguenti contributi:

- resistenza aerodinamica  $F_{aer}$ ;

- resistenza dovuta alla pendenza della strada  $F_{grade}$ ;
- resistenza al rotolamento degli pneumatici  $F_{rr}$ ;

Tuttavia non tutta la potenza erogata dal motore corrisponde a quella disponibile alle ruote per la trazione a causa di tutte le perdite meccaniche presenti nella driveline, ovvero:

- resistenza, calcolata alle ruote, dovuta agli attriti presenti nel cambio  $F_{gbx}$ ;
- resistenza, calcolata alle ruote, dovuta alla parte di driveline a valle del cambio  $F_{dvl}$ ;
- resistenza, calcolata alle ruote, dovuta alle coppie residue dell'impianto frenante della vettura (attrito disco-pastiglia con pedale del freno rilasciato)  $F_{brk}$ .

In generale, la resistenza al rotolamento è preponderante alle basse velocità mentre la resistenza aerodinamica diviene importante solo a velocità elevate. Il contributo alla forza resistente dovuto alla trasmissione e ai freni è pari a circa il 15% e il 5% rispettivamente. La forza aerodinamica  $F_{aer}$ , dovuta al moto relativo della vettura in un fluido viscoso (aria ambiente), potrebbe essere calcolata a partire dalla descrizione del campo di moto del fluido agente sul veicolo e risolvendo quindi per via numerica le equazioni della gascodinamica. Tuttavia, data la complessità della fluidodinamica computazionale, la forza aerodinamica può essere espressa dalla relazione semi-empirica 6.2:

$$F_{aer} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \cdot A_f \cdot C_x \quad (6.2)$$

dove  $\rho$  è la densità dell'aria,  $V$  è la velocità del veicolo,  $A_f$  è l'area frontale del veicolo e  $C_x$  è il coefficiente di resistenza aerodinamica lungo la direzione di marcia.

L'area frontale della vettura corrisponde alla misura della proiezione del profilo del veicolo su un piano verticale e, per un'autovettura, vale indicativamente  $2 \text{ m}^2$ . Il coefficiente di resistenza aerodinamica è un coefficiente adimensionale determinato sperimentalmente in galleria del vento e, normalmente, varia tra 0,28 e 0,35 per normali autovetture, fornendo un'indicazione sull'aerodinamicità del profilo stesso. Si noti poi che la velocità relativa  $V$  dovrebbe tener conto non solo della velocità del veicolo ma anche della velocità del vento.

Il contributo resistente legato alla pendenza della strada  $F_{grade}$  è fornito dall'espressione 6.3:

$$F_{grade} = mg \cdot \sin \alpha \quad (6.3)$$

dove  $m$  è la massa del veicolo e  $\alpha$  l'angolo di inclinazione del profilo stradale, ovvero l'arcotangente della pendenza della strada espressa in percentuale.

Per quanto riguarda la resistenza al rotolamento degli pneumatici si è ampiamente discusso nel secondo capitolo della trattazione, pertanto, riprendendo le espressioni già viste, essa può essere espressa secondo la 6.4:

$$F_{rr} = C_{rr} \cdot F_z \equiv f \cdot mg \quad (6.4)$$

dove il coefficiente di resistenza al rotolamento  $C_{rr}$  dipende, come visto, da numerosi parametri ed è ottenuto sperimentalmente caratterizzando lo pneumatico su banco prova. Il contributo  $F_{gbx}$ , legato agli attriti meccanici all'interno del cambio, può essere relazionato alla forza erogata dal motore  $F_m$  tramite l'efficienza stessa del cambio  $\eta_{gbx}$ , che può essere determinata sperimentalmente in funzione del numero di marcia e della potenza in gioco:

$$F_{gbx} = (1 - \eta_{gbx}) F_m \quad (6.5)$$

Il contributo  $F_{dvl}$  della parte di trasmissione a valle dell'albero primario del cambio può essere modellizzato con la seguente espressione:

$$F_{dvl} = T_0 + T_1 \cdot V \quad (6.6)$$

dove  $T_0$  e  $T_1$  sono coefficiente ottenibili sperimentalmente e che dipendono a loro volta dalla temperatura dell'olio del cambio.

La resistenza  $F_{brk}$ , dovuta alle coppie frenanti residue  $C_{fr}$  (solitamente inferiori a 6 Nm) esercitate dalle pastiglie sul disco a causa di caratteristiche di progetto o tolleranze produttive, può essere espressa dal seguente modello semi-empirico:

$$F_{brk} = 4 \cdot \frac{C_{fr}}{R} \quad (6.7)$$

dove  $R$  è il raggio di rotolamento.

Ricapitolando, quindi, si ottiene la seguente espressione della resistenza all'avanzamento:

$$F_{res} = F_{aer} + F_{rr} + F_{grade} \quad (6.8)$$

Inoltre la forza richiesta per la trazione  $F_{trac}$  può essere determinata come:

$$F_{trac} = F_m - F_{gbx} - F_{dvl} - F_{brk} \quad (6.9)$$

oppure, inglobando le varie perdite per attrito tramite l'efficienza totale della driveline, come:

$$F_{trac} = \eta_{dvl} \cdot F_m \quad (6.10)$$

L'ultimo fattore che contribuisce alla potenza richiesta per la trazione durante i transitori di accelerazione e decelerazione è appunto il termine inerziale, che può essere espresso come:

$$F_{acc} = m_{eq} \cdot \frac{dV}{dt} \quad (6.11)$$

dove con  $m_{eq}$  si intende la “massa apparente traslante”, definita secondo la 6.12 come la massa di un corpo rigido che, muovendosi alla stessa velocità del veicolo, possiede la sua stessa energia cinetica:

$$\frac{1}{2}m_{eq}V^2 = \frac{1}{2}mV^2 + \frac{1}{2}\sum_i J_i\omega_i^2 \quad (6.12)$$

In particolare, la massa apparente traslante è calcolabile tramite la seguente formula:

$$m_{eq} = m + \frac{J_r}{R^2} + \frac{J_t \cdot \tau_{fin}^2}{R^2} + \frac{J_m \cdot \tau_{fin}^2 \cdot \tau_c^2}{R^2} \quad (6.13)$$

dove  $J_r$  è il momento di inerzia di massa delle ruote,  $J_t$  il momento di inerzia di massa della trasmissione,  $J_m$  il momento di inerzia di massa del volano; mentre  $\tau_c$  è il rapporto di marcia inserito e  $\tau_{fin}$  il rapporto finale al ponte, ovvero alla corona del differenziale. Introdotto il termine inerziale, si può dunque scrivere:

$$F_{trac} - F_{res} = m_{eq} \cdot \frac{dV}{dt} \quad (6.14)$$

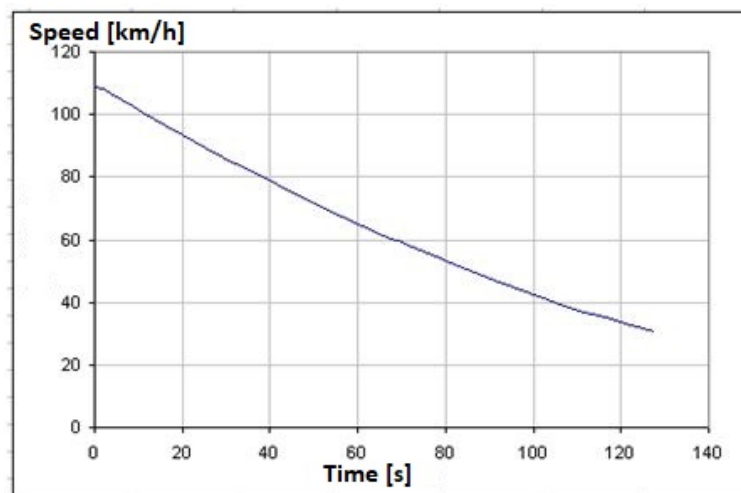
$$F_m - F_{gbx} - F_{dvl} - F_{brk} - (F_{aer} + F_{rr} + F_{grade}) = m_{eq} \cdot \frac{dV}{dt} \quad (6.15)$$

Si noti che nel calcolo del carico verticale  $F_z$  agente sugli pneumatici si deve tener conto sia dell'effetto portante-deportante (solitamente trascurabile nelle normali autovetture) sia del contributo legato alla componente della forza peso perpendicolare al terreno.

In generale, per quanto visto nella trattazione teorica della resistenza al moto, è possibile esprimere la resistenza all'avanzamento come una funzione quadratica generica della velocità del veicolo raccogliendo in opportuni coefficienti i diversi contributi resistenti e trascurando l'effetto di portanza [2]. Si avrebbe quindi:

$$F_{res} = A + BV + CV^2 \quad (6.16)$$

Quanto visto è stato ottenuto in via teorica; in termini sperimentali viene comunque riscontrato l'andamento parabolico della resistenza al moto. I valori dei coefficienti possono quindi essere ottenuti o per via teorica [2] o stimati sperimentalmente tramite prove di “coast-down”. La prova consiste nel portare il veicolo ad una determinata velocità su strada piana, quindi, posizionandosi con il cambio in folle, cioè senza marcia inserita, viene fatto rallentare naturalmente fino a fermarsi, senza azionare il pedale del freno. In questa maniera, registrando l'andamento della velocità del veicolo in funzione del tempo ad intervalli regolari, come, per esempio, in Figura 6.1, è possibile determinare il rapporto incrementale della velocità e, quindi, numericamente, l'accelerazione longitudinale  $a_x$ .



**Figura 6.1:** Profilo temporale di velocità in una prova di coast-down.

$$a_x = \frac{dV}{dt} \quad (6.17)$$

$$\sum F_x = -m_{eq} \cdot a_x \quad (6.18)$$

Dalla formula 6.18 è possibile ricavare la somma delle forze resistenti al moto per ogni



valore di accelerazione calcolato e, quindi, per ogni valore di velocità registrato. In questo modo, riportando in ascissa la velocità del veicolo  $V$  in [km/h] e in ordinata la somma dei contributi resistenti, si ottiene un andamento parabolico. La grandezza in ordinata è la forza resistente al moto durante il coast-down  $F_{CD}$  ed è composta dai seguenti termini:

$$F_{CD} = F_{aer} + F_{rr} + F_{brk} + F_{dvl} \quad (6.19)$$

$$= F_0 + F_1 \cdot V + F_2 \cdot V^2 \quad (6.20)$$

dove  $F_0$  [N],  $F_1$  [N/(km/h)],  $F_2$  [N/(km/h)<sup>2</sup>] sono i cosiddetti “coefficienti del coast-down”. Normalmente viene scelta una regressione lineare sul quadrato della velocità del veicolo priva del termine  $F_1$ , spesso trascurabile e poco influente. L’analisi di significatività della prova avviene mediante lo studio del coefficiente di correlazione statistica  $R$  e si ritiene che sia accettabile al di sopra del valore di 0,9.

In generale, quindi, è possibile riscrivere la 6.15 come la seguente formulazione:

$$\eta_{gbx} \cdot F_m - F_{CD} = m_{eq} \frac{dv}{dt} \quad (6.21)$$

## 6.2 Caratteristiche tecniche veicolo

La vettura utilizzata in questo set di acquisizioni è una Fiat Grande Punto 1.3 MultiJet 16v 75 CV con le seguenti principali caratteristiche tecniche riassunte in Tabella 6.1:

<b>Massa minima</b>	1090 kg
<b>Massa nominale</b>	1165 kg
<b>Ripartizione statica front</b>	70 %
<b>Ripartizione statica rear</b>	30 %
<b>Efficienza cambio</b>	0,98
<b>Rapporto al ponte</b>	3,562
<b>Rapporto prima marcia</b>	3,909
<b>Rapporto seconda marcia</b>	2,238
<b>Rapporto terza marcia</b>	1,444
<b>Rapporto quarta marcia</b>	1,02891
<b>Rapporto quinta marcia</b>	0,767
<b>Inerzia motore</b>	0,183 kg · m <sup>2</sup>
<b>Inerzia complessiva ruote</b>	3,0716 kg · m <sup>2</sup>

**Tabella 6.1:** Caratteristiche tecniche Fiat Grande Punto 1.3 MultiJet 75 CV.

La vettura è stata equipaggiata con pneumatici Michelin 185/65R15 88T.

Le stesse caratteristiche riguardano il veicolo utilizzato per le prove sperimentali svoltesi nel Centro Sperimentale di Balocco ad eccezione, appunto, del differente tipo di motorizzazione.

Tra le peculiarità della vettura si può notare come l'efficienza del cambio venga fornita come un valore costante, indipendente dal numero della marcia inserita. Questa constatazione è un'ipotesi di prima approssimazione dedotta da precedenti prove sperimentali in cui si notava che tale parametro si discostava in maniera non rilevante dal valore fornito in tabella al variare del rapporto di ingranamento.

Altre caratteristiche tecniche del veicolo riguardanti, per esempio, il telaio, il passo del veicolo, la sua altezza, l'area frontale e il coefficiente di resistenza aerodinamica, non riportate in Tabella 6.1 per non appesantire la trattazione e perchè non utilizzate direttamente nelle successive analisi, sono da considerarsi in prima approssimazione di pari entità nei veicoli utilizzati per i due differenti set di prove.

## 6.3 Configurazione delle prove

Dopo una fase iniziale di warm-up della durata di 40 minuti in cui sono stati regimati termicamente gli pneumatici secondo la Tabella 6.2, sono state effettuate le acquisizioni con quattro diverse configurazioni di prova del veicolo secondo l'ordine temporale sotto riportato:

- “Prova-1”: veicolo con a bordo il guidatore, tre passeggeri più un carico (1538 *kg* in totale) ed equipaggiato con pneumatici gonfiati alla pressione di 2 bar;
- “Prova-2”: veicolo con a bordo il solo guidatore (1262 *kg* in totale) ed equipaggiato con pneumatici gonfiati alla pressione di 2 bar;
- “Prova-3”: veicolo con a bordo il guidatore, tre passeggeri più un carico (1538 *kg* in totale) ed equipaggiato con pneumatici gonfiati alla pressione di 2,9 bar;
- “Prova-4”: veicolo con a bordo il solo guidatore (1262 *kg* in totale) ed equipaggiato con pneumatici gonfiati alla pressione di 2,9 bar;

Tempo [min]	FL	FR	RL	RR
0	22,0	22,0	22,0	22,0
10	19,0	19,0	19,0	19,0
20	19,0	19,1	20,2	20,2
30	22,0	22,0	22,0	22,0
40	20,0	20,0	20,7	20,7
fine	19,4	19,4	20,2	20,2

**Tabella 6.2:** Temperatura [°C] delle quattro ruote pneumatiche in warm-up.

Dove le combinazioni FL e FR si riferiscono rispettivamente alla ruota lato guidatore (“Left”) e lato passeggero (“Right”) dell’avantreno (“Front”), mentre RL e RR si riferiscono rispettivamente alla ruota lato guidatore (“Left”) e lato passeggero (“Right”) del retrotreno (“Rear”). Dalla Tabella 6.2 si nota che i pneumatici si portano a regime termico ad una temperatura più bassa di quella rilevata prima della fase di warm-up e ciò si spiega constatando che la temperatura dell’ambiente esterno in quella situazione (pari a 15 °C) risultava minore di quella dell’ambiente di set-up del veicolo.

## 6.4 Segnali acquisiti

Vengono elencate di seguito i Signals che sono stati acquisiti, ricampionati e convertiti in formato MATLAB per poterli analizzare in questo ambiente:

- *Wheel Circumference*: riporta la misura della circonferenza esterna della ruota pneumatica in millimetri, è un valore convenzionale che non considera l’effetto della pressione di gonfiaggio ;
- *Wheel Distance Pulse Counter*: riporta per tutte e quattro le ruote il numero di impulsi nel tempo registrato dalla ruota fonica relativa a ciascuna di esse;
- *Vehicle Speed Average*: riporta la velocità media del veicolo in [km/h];
- *Fuel Level*: riporta il livello di combustibile presente nel serbatoio in litri;
- *Fuel Consumption*: riporta il consumo istantaneo di combustibile in termini di [l/h];
- *Engine Water Temperature*: riporta la temperatura [°C] della soluzione acquosa adottata per la refrigerazione del motore;
- *Clutch Pedal Action*: è una variabile booleana che rileva l’azione del guidatore sul pedale della frizione anche se non premuto fino a fondo corsa;

- *Gas Pedal Position*: rileva la posizione del pedale dell'acceleratore come percentuale della corsa dell'attuatore;
- *Engine Speed*: riporta la velocità di rotazione dell'albero motore in [rpm];
- *Engine Torque*: è la coppia indicata del motore adimensionalizzata, ovvero un numero tra 0 e 100 , che deve essere poi normalizzata;
- *Max Engine Torque Norm*: è il valore costante sul quale viene normalizzata la coppia erogata dal motore, quindi è dimensionalmente espresso in [Nm];
- *Engine Friction Torque*: è il valore adimensionalizzato della coppia che serve per vincere gli attriti nel motore, che determinano un certo rendimento organico del propulsore.
- *Time*: è la variabile tempo, non più nella scala a tempi non regolari ma ricampionata ad una frequenza di 100 Hz.

Alcune di queste variabili, come la temperatura dell'acqua motore e la velocità di rotazione dell'albero motore, possono essere fornite in maniera ridondante come segnali di due diversi gruppi. Per completezza, si può dire che i segnali Engine Friction Torque, Engine Speed, Engine Torque, Gas Pedal Position appartengono al gruppo MOT1, mentre Clutch Pedal Action e Max Engine Torque Norm appartengono al gruppo MOT2.

L'elenco sopra riportato ha il solo scopo di presentare i segnali acquisiti, che verranno poi approfonditi durante le analisi delle prove.

## 6.5 Obiettivi delle analisi

L'obiettivo del presente capitolo è un'analisi dei consumi di combustibile in ambiente MATLAB mirata ad ottenere un confronto tra il consumo stimato dalla centralina del veicolo e il consumo stimato a partire da modelli realizzati dal gruppo ATPC.

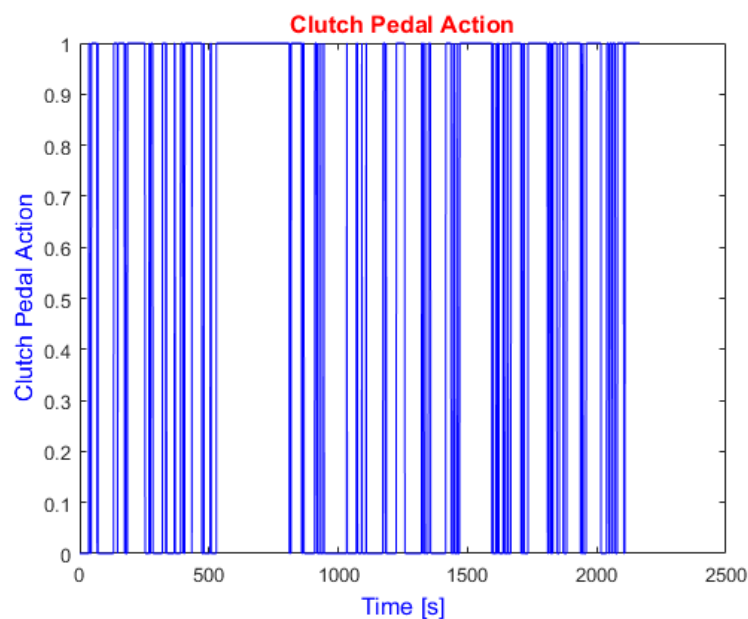
Dalla rete CAN del veicolo, come appena visto, è possibile acquisire l'andamento temporale del segnale Fuel Consumption in litri/ora e lo si può confrontare con lo stesso profilo di consumo ottenuto però a calcolo tramite un opportuno algoritmo. Infatti, avendo la traccia della velocità del veicolo e alcuni dati della vettura, è possibile calcolare la coppia effettiva (utile) che il motore deve erogare. I dati necessari sono la massa del veicolo, per calcolare l'inerzia durante i transitori, i coefficienti di coast-down, per poter determinare la resistenza all'avanzamento, e il coefficiente di resistenza al rotolamento per valutare le perdite dovute agli pneumatici.

Dal momento che viene fornito il piano quotato del motore 1.3 MultiJet 16v 75 CV, è possibile utilizzare la velocità dell'albero motore acquisita e la coppia utile appena calcolata da modello per accedere alla mappa motore e determinare il consumo di gasolio istante per istante. Si può quindi effettuare un confronto sia in termini di consumo istantaneo sia in termini di consumo cumulato tra quello calcolato tramite modello e quello acquisito da rete CAN e valutarne la differenza.

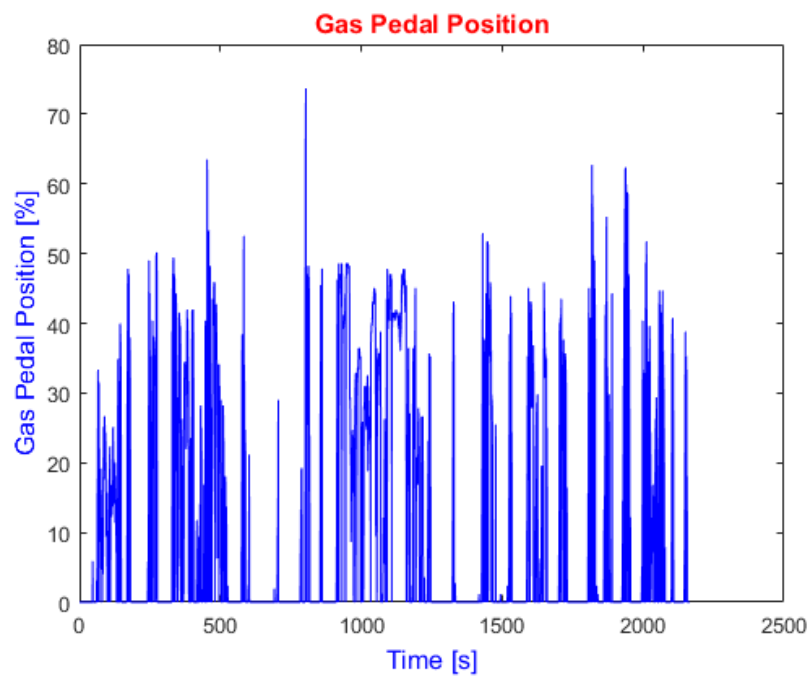
Infine, si vuole capire quanto di questo errore è dovuto all'interpolazione del piano quotato e quanto, invece, alla stima della coppia. Per valutare ciò si deve confrontare il consumo ottenuto da centralina con quello che si ottiene andando a interpolare sul piano quotato motore non più con la coppia calcolata dal modello teorico ma con la coppia e velocità motore acquisite durante la prova sperimentale. Vedendo, quindi, di quanto si riduce la differenza si può intuire, in percentuale, quanto di quell' errore è attribuibile alle due diverse fonti sovraccitate.

## 6.6 Elaborazione delle prove

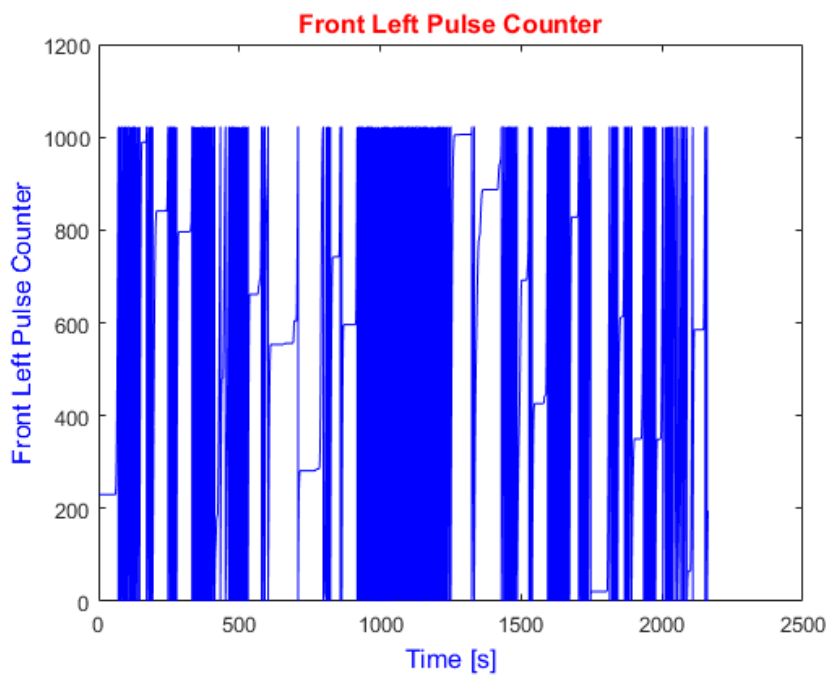
In questa sezione sono descritti i diversi passaggi che si sono effettuati nell'analisi delle diverse prove sperimentali in ambiente MATLAB. In particolare vengono mostrati i grafici relativi alla "Prova-4" mentre si rimanda al report "Prove-sperimentali-Interne" in allegato per quelli delle altre prove, in modo da non appesantire il presente lavoro di tesi. Le seguenti Figure mostrano i profili temporali delle variabili acquisite.



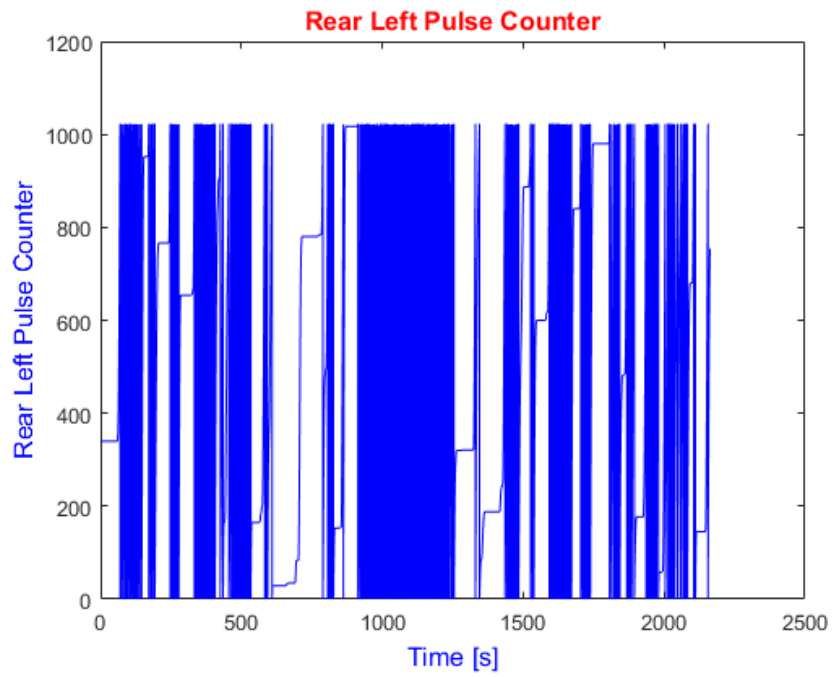
**Figura 6.2:** Profilo temporale della variabile Clutch Pedal Action.



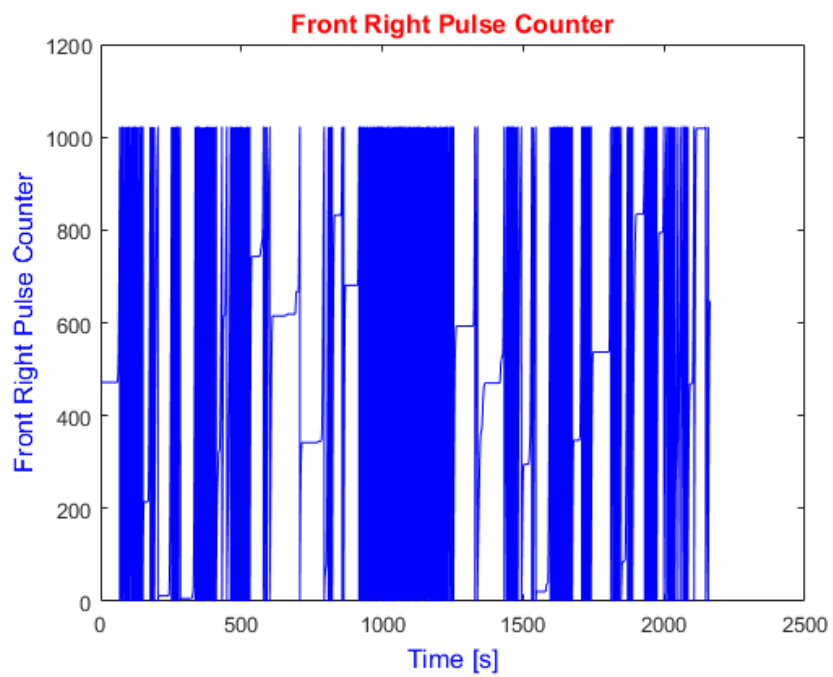
**Figura 6.3:** Profilo temporale della variabile Gas Pedal Position.



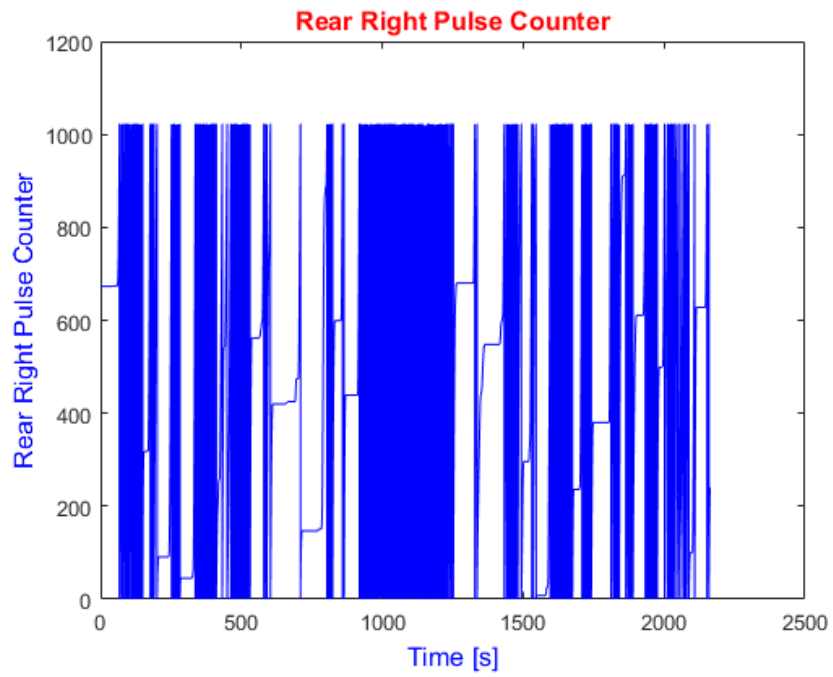
**Figura 6.4:** Profilo temporale della variabile FL Pulse Counter.



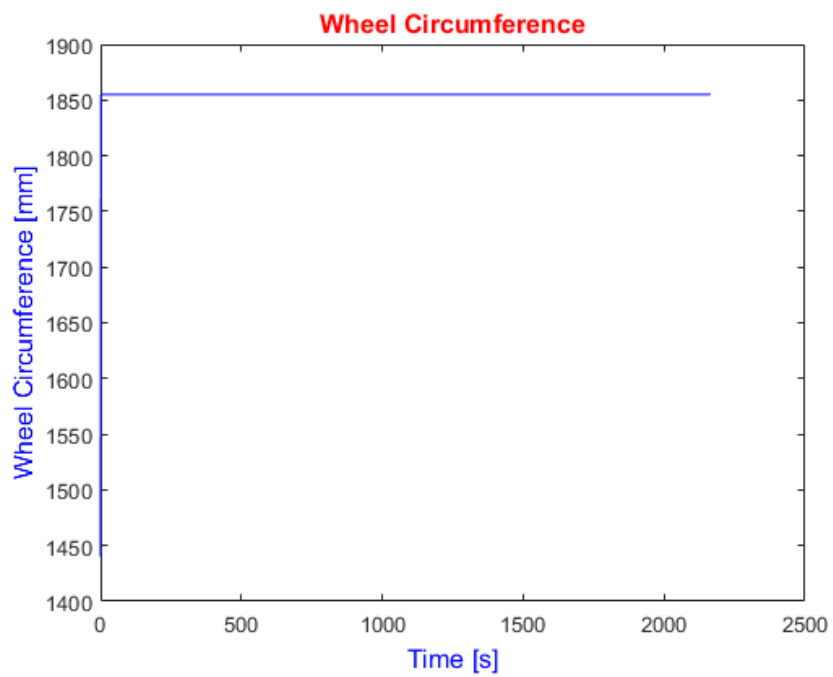
**Figura 6.5:** Profilo temporale della variabile RL Pulse Counter.



**Figura 6.6:** Profilo temporale della variabile FR Pulse Counter.

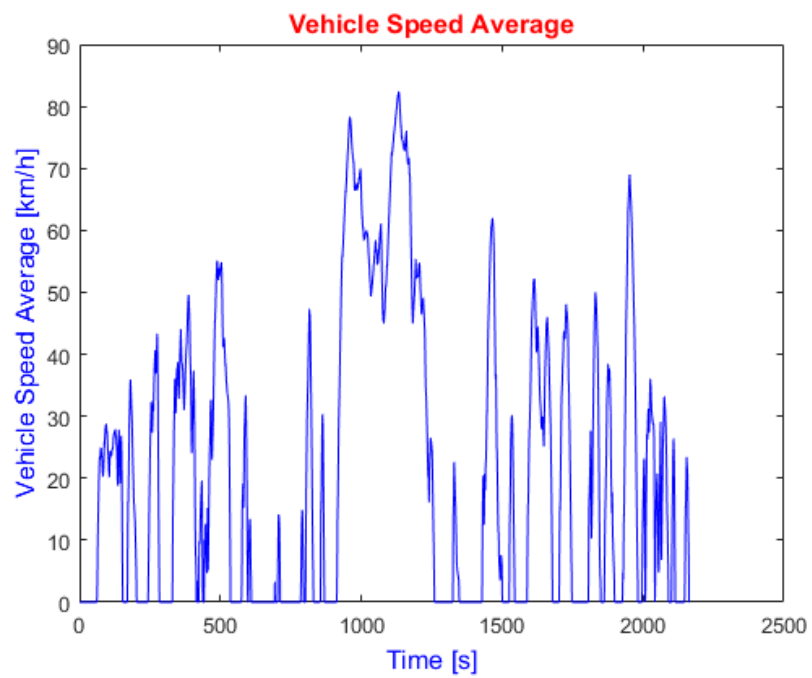


**Figura 6.7:** Profilo temporale della variabile RR Pulse Counter.

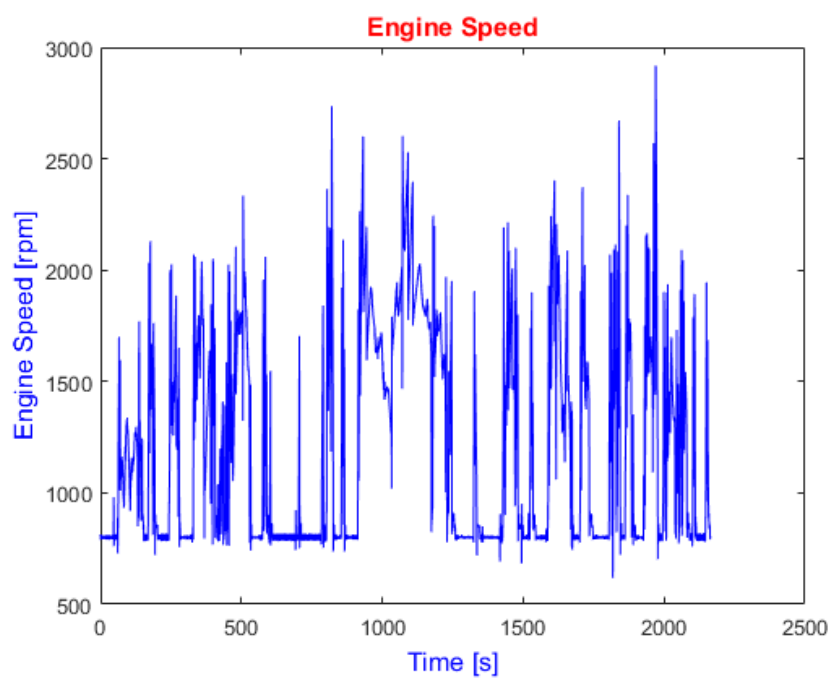


**Figura 6.8:** Profilo temporale della variabile Wheel Circumference.

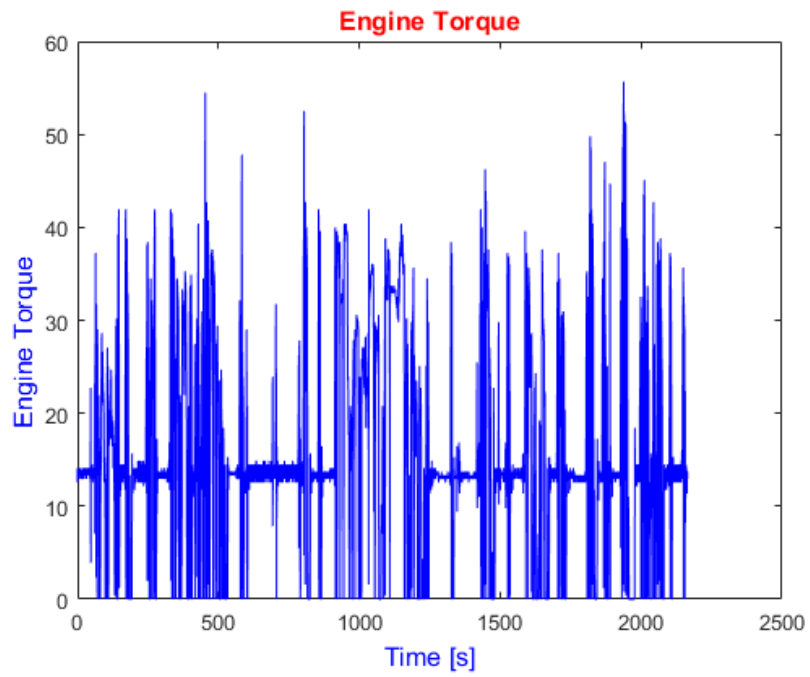




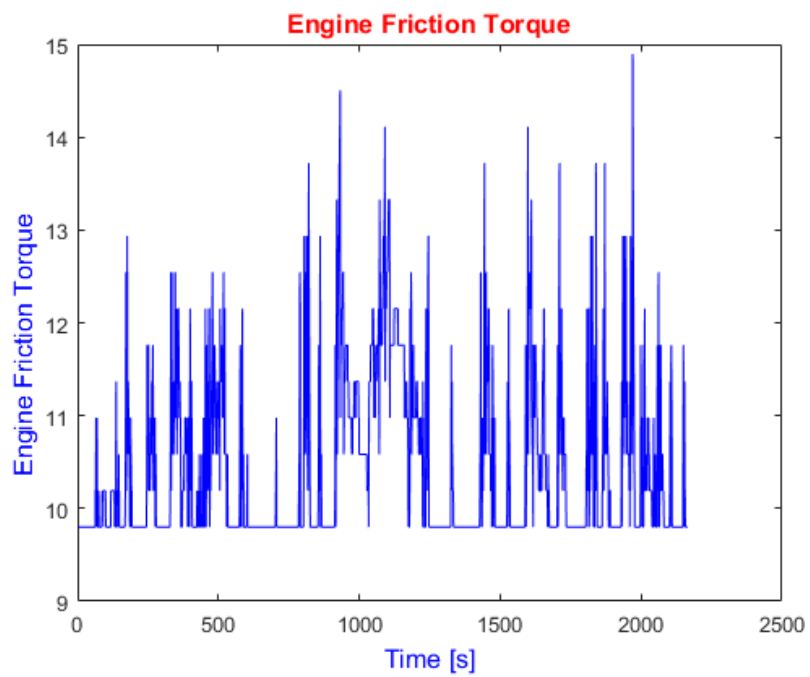
**Figura 6.9:** Profilo temporale della variabile Vehicle Speed Average.



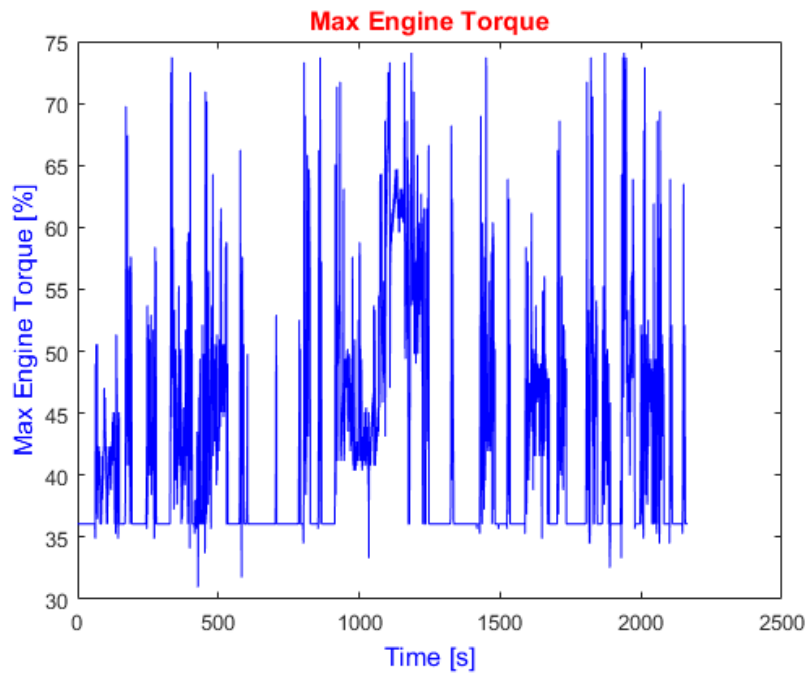
**Figura 6.10:** Profilo temporale della variabile Engine Speed.



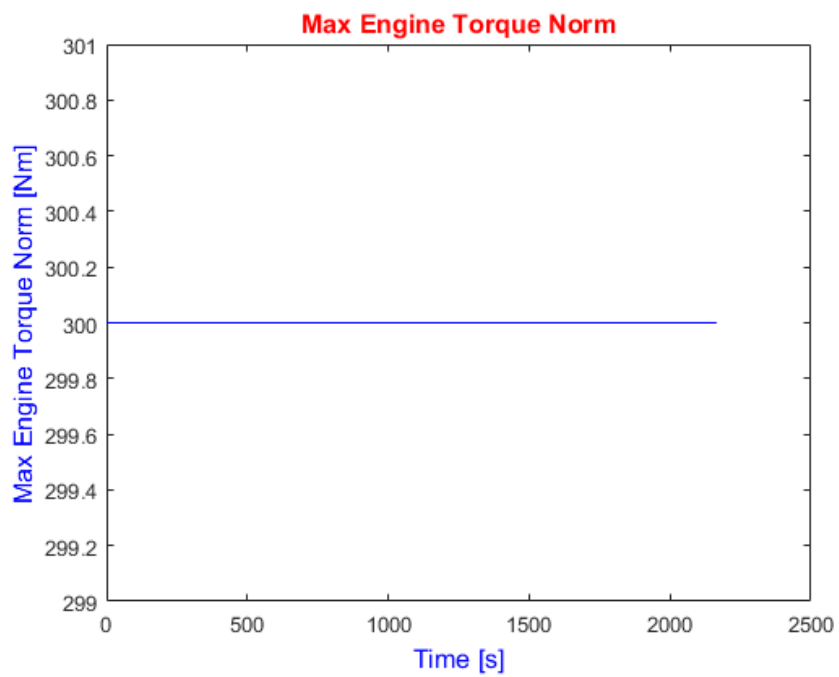
**Figura 6.11:** Profilo temporale della variabile Engine Torque.



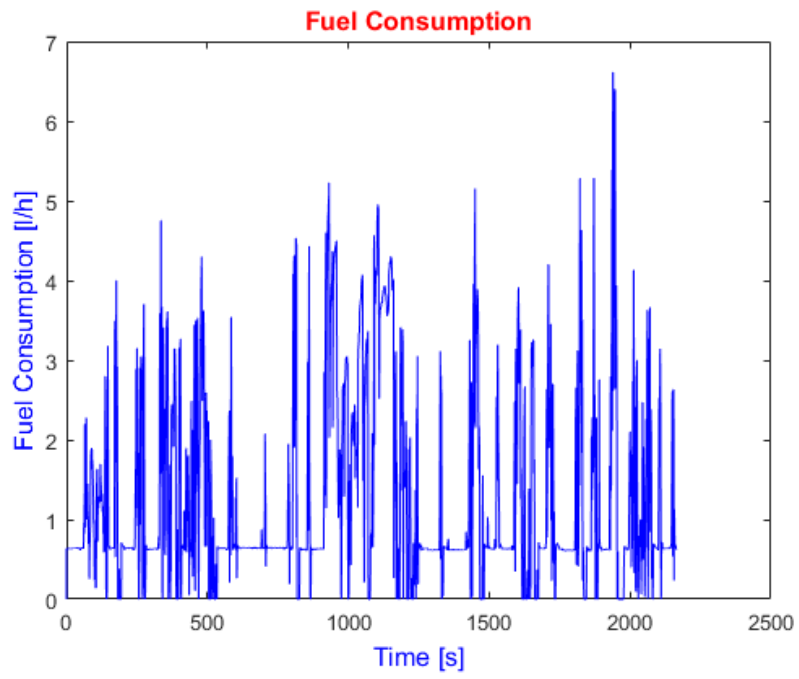
**Figura 6.12:** Profilo temporale della variabile Engine Friction Torque.



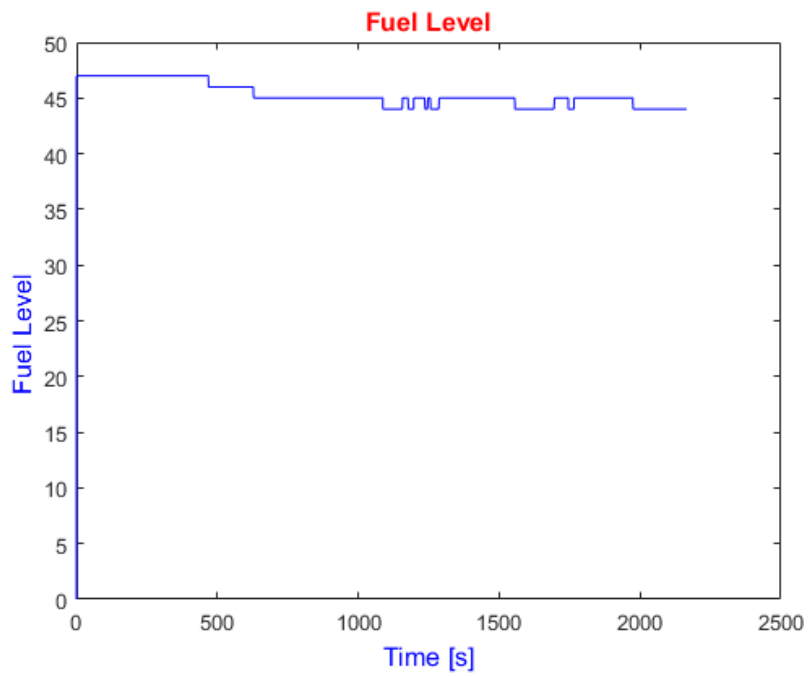
**Figura 6.13:** Profilo temporale della variabile Max Engine Torque.



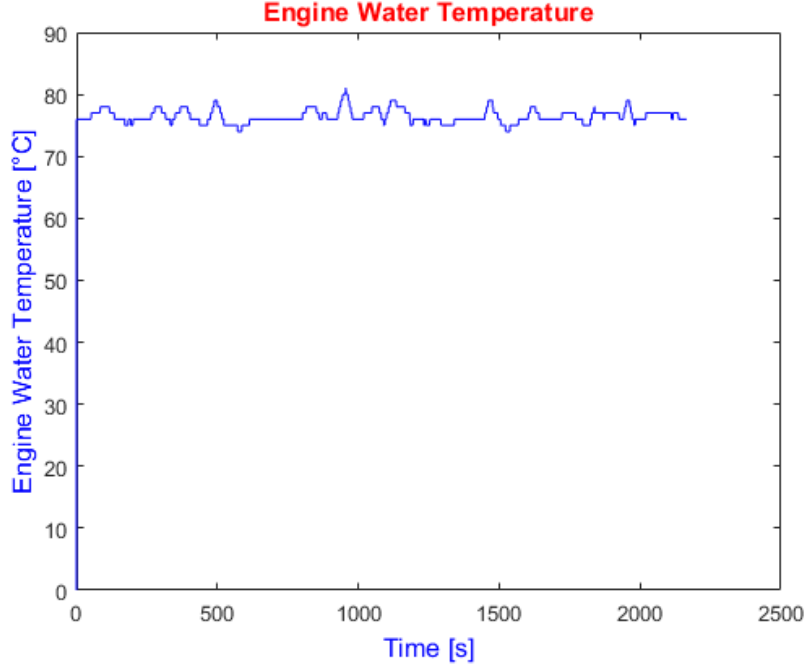
**Figura 6.14:** Profilo temporale della variabile Max Engine Torque Norm.



**Figura 6.15:** Profilo temporale della variabile Fuel Consumption.



**Figura 6.16:** Profilo temporale della variabile Fuel Level.



**Figura 6.17:** Profilo temporale della variabile Engine Water Temperature.

Avendo osservato come l'andamento dei segnali sia piuttosto affetto da disturbi, come prima cosa si è deciso di effettuare un ricampionamento dei segnali a 10 Hz, anche per evitare di considerare la presenza di numerosi spikes nelle acquisizioni.

Successivamente si è voluto calcolare la velocità angolare di ciascuna ruota a partire dalle informazioni date dai segnali Pulse Counter e Wheel Circumference. Dal canale Wheel Circumference è possibile calcolare il raggio della ruota  $R$  in  $[m]$  come:

$$R = \frac{Wheel\ Circumference}{1000 \cdot 2\pi} \quad (6.22)$$

Si noti da Figura 6.8 come questo segnale restituisca un valore costante pari, in questo caso, a 1850 mm. Tuttavia, osservando la stessa grandezza per le altre prove, si nota che negli istanti in cui viene letto il segnale in maniera errata la variabile si porta ad un valore prestabilito di 1450 mm, privo di senso fisico.

Il segnale Pulse Counter, ovvero il “conta-impulsi”, indica quanti impulsi sta fornendo la ruota fonica della ruota nel tempo. Questo contatore, utile anche per il funzionamento dell'ABS, restituisce un numero progressivo di impulsi che, raggiunto un certo valore di fondo scala, si resetta a zero. Nel caso in esame è noto che la ruota fonica produce 48 impulsi ad ogni giro di rotazione completo e che il numero di impulsi dopo il quale il contatore si riporta al valore nullo è pari a 1023 impulsi. A questo punto si sono sommati in maniera monotona crescente (la variabile  $somma_{imp}$  sotto riportata) i vari impulsi registrati in ogni istante, tenendo opportunamente conto del fatto che tra due tempi suc-

cessivi vi possono essere più azzeramenti (cioè per alte velocità della ruota) e che, se il valore letto all'istante  $t$  è minore di quello all'istante  $t - \Delta t$ , si deve conteggiare anche la differenza tra il valore di reset e quello del campione a  $t - \Delta t$ . In formule, quindi:

$$somma_{imp}(t) = somma_{imp}(t - \Delta t) + i(t) + 1023 - i(t - \Delta t) \quad \text{se } i(t) < i(t - \Delta t) \quad (6.23)$$

$$somma_{imp}(t) = somma_{imp}(t - \Delta t) + i(t) - i(t - \Delta t) \quad \text{se } i(t) \geq i(t - \Delta t) \quad (6.24)$$

In generale, si prende l'intervallo di tempo  $\Delta t$  tra due campioni successivi e, leggendo il contatore a inizio e fine intervallo, è noto il numero di impulsi  $\Delta i$  mandati dalla ruota fonica nel  $\Delta t$ , ovvero il numero di impulsi al secondo. Moltiplicando quest'ultima grandezza per 60 secondi si ottiene il numero di impulsi al minuto e, dividendo per il numero di impulsi al giro si ottiene la velocità angolare della ruota  $n_r$  in  $[rpm]$ :

$$n_r = \frac{\Delta i \cdot 60}{\Delta t \cdot 48} \quad (6.25)$$

Dalla seguente formula, poi, si può ottenere la velocità di ciascuna ruota in  $[km/h]$ :

$$V_r = 3,6 \cdot \frac{2\pi n_r}{60} \cdot R \equiv 3,6 \cdot \omega_r \cdot R \quad (6.26)$$

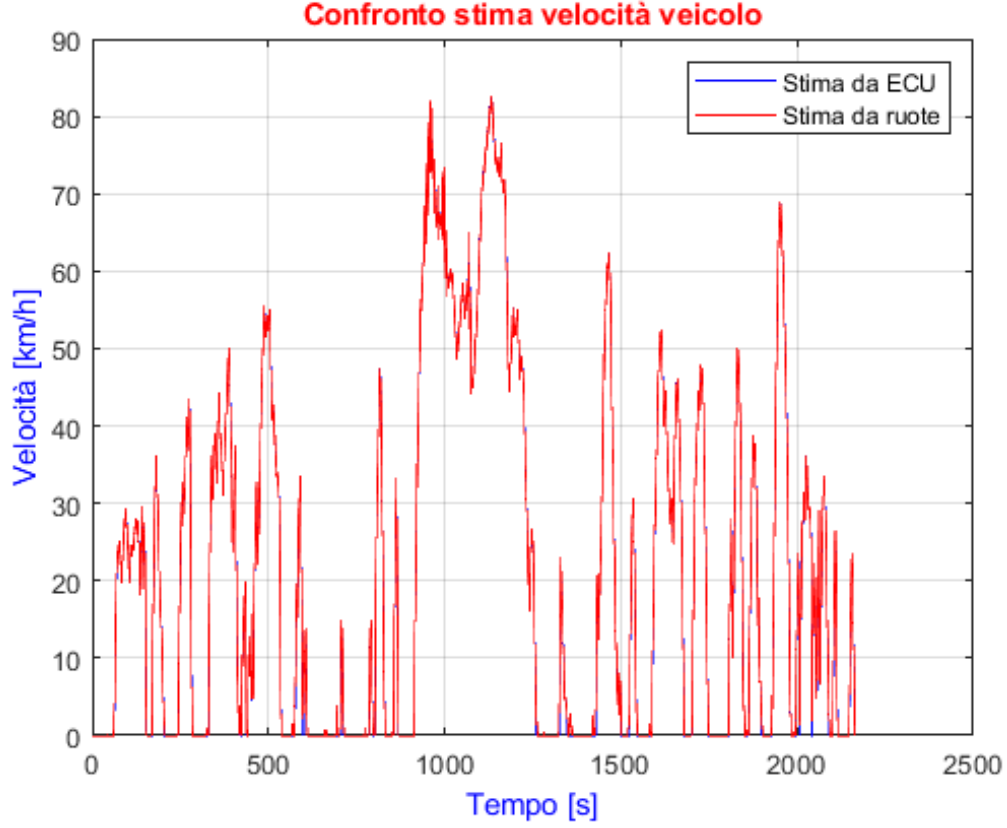
Si può ora calcolare la velocità angolare in ingresso al differenziale come media delle velocità angolare delle ruote all'avantreno.

$$n_{diff} = \frac{n_{FL} + n_{FR}}{2} \quad (6.27)$$

Inoltre, è possibile effettuare un confronto, riportato in Figura 6.18 tra la velocità media del veicolo stimata da centralina (Vehicle Speed Average) e la stessa variabile stimata come media delle quattro velocità delle ruote in  $[km/h]$ :

$$V = \frac{1}{4} \cdot \sum_{n=1}^4 V_r \quad (6.28)$$

Come si nota, i due profili sono praticamente sovrapposti e ciò è conferma del fatto che la variabile Vehicle Speed Average viene stimata dalla centralina appunto facendo la media delle velocità delle quattro ruote del veicolo.

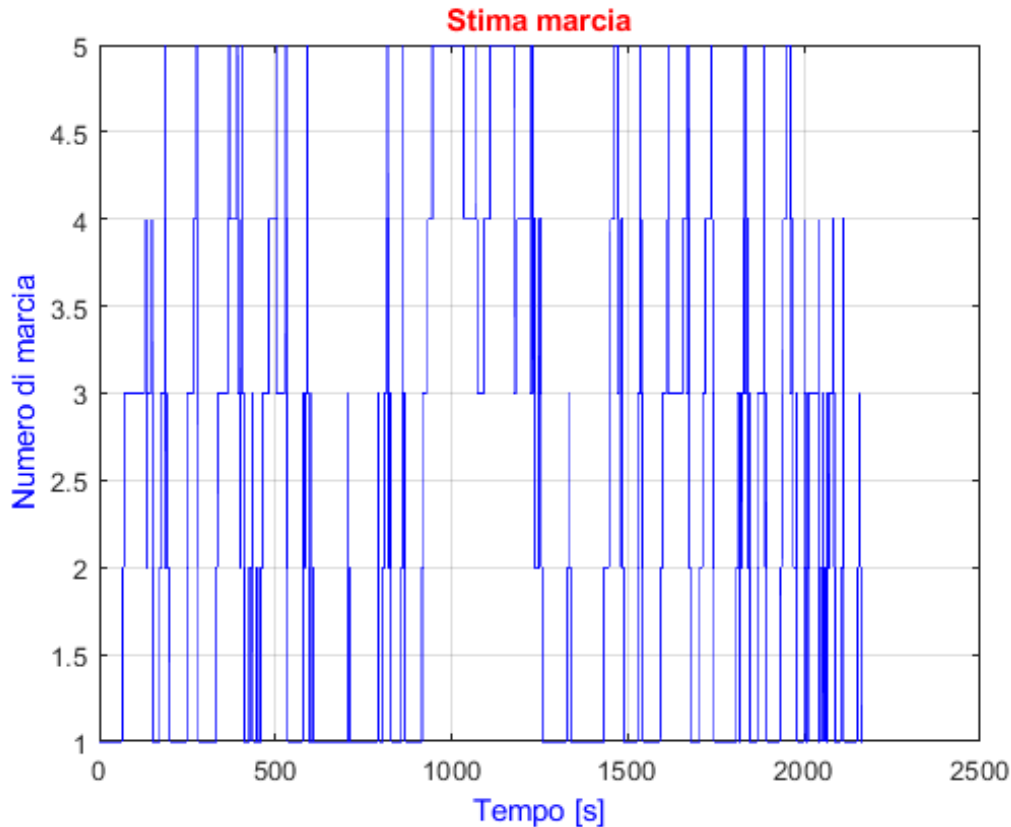


**Figura 6.18:** Confronto tra velocità veicolo stimata da centralina e da ruote.

Noto il rapporto al ponte e i rapporti di trasmissione tra albero primario e secondario del cambio per le diverse marce, è possibile calcolare il profilo del rapporto di trasmissione effettivo  $\tau_{eff}$  del cambio nel tempo in modo da capire quale è la marcia inserita dal guidatore in ogni istante dell'acquisizione. Il veicolo in esame, non essendo equipaggiato con un cambio automatico, non ha un sensore della marcia inserita e quindi non vi sono informazioni su rete CAN riguardanti questo aspetto. Risulta pertanto necessario stimarla a partire dalle velocità angolari delle ruote anteriori o, meglio, dalla velocità in ingresso alla corona del differenziale come:

$$\tau_{eff}(t) = \frac{Engine\ Speed}{n_{diff} \cdot \tau_{fin}} \quad (6.29)$$

Si è poi posto, in prima approssimazione, che il rapporto di trasmissione fosse nullo in condizioni di motore spento e pari alla prima marcia in situazioni di veicolo fermo e motore acceso, cioè quando  $\tau_{eff}$  divergerebbe a infinito secondo la formula sopra riportata. Quindi, interpolando tramite il metodo “nearest”, è stato possibile determinare istante per istante il numero di marcia inserito, come mostra la Figura 6.19.



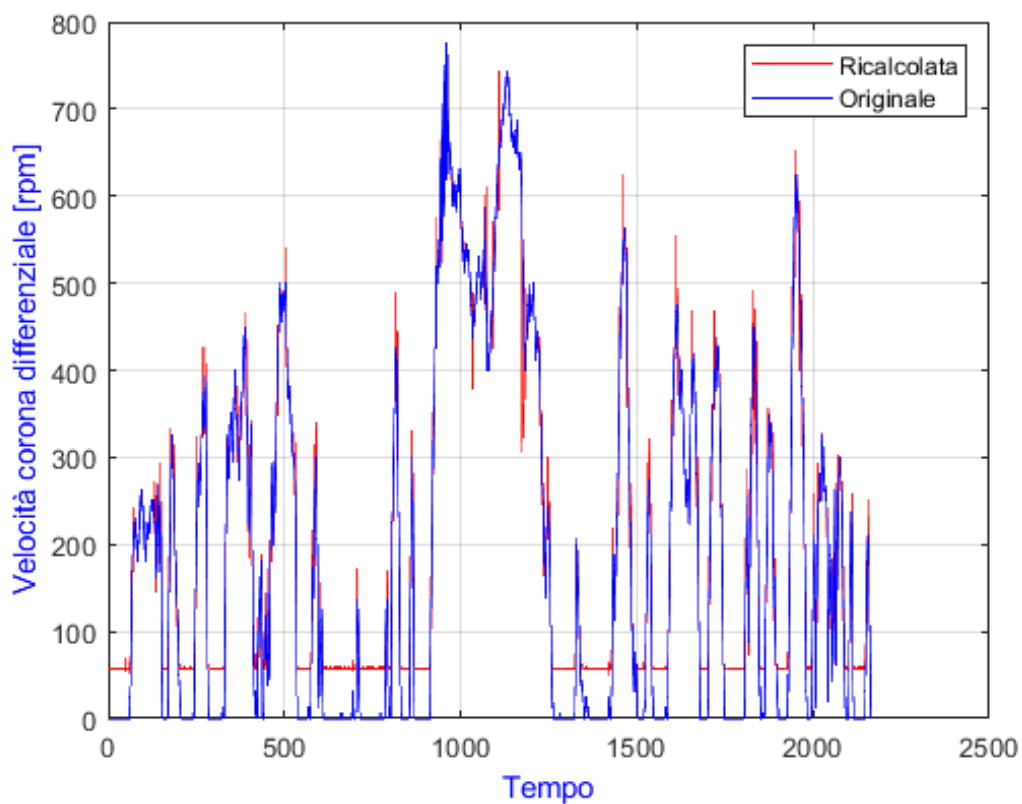
**Figura 6.19:** Stima marcia.

La stima della marcia inserita, se sovrapposta al profilo di velocità e di posizione pedale acceleratore, ha dato in generale buoni risultati. Una possibile fonte di errore di questo metodo riguarda però la capacità di distinguere adeguatamente tra la quarta e la quinta marcia perchè, avendo essi rapporti molto prossimi, a causa della scarsa attendibilità del segnale in ingresso sulla velocità veicolo, l'algoritmo mostrerebbe continue cambiate tra queste due marce. Infatti, mentre la variabile Engine Speed, essendo fornita da ruota fonica sul volante, è piuttosto affidabile, la velocità del veicolo è meno attendibile (a meno che non si abbia, in ridondanza, lo stesso segnale fornito dal GPS) perchè, come visto, è ottenuta dalla media delle velocità delle quattro ruote. Il problema risiede proprio nella velocità delle ruote in quanto nella loro determinazione si dovrebbe tener conto anche della variabilità del raggio di rotolamento in funzione del carico verticale. Si può dunque comprendere come tale inconveniente sia evidenziato nelle situazioni di frenata o di percorrenza di una curva, dal momento che l'errore che c'è nella lettura della velocità è dello stesso ordine di grandezza della differenza dei rapporti di quarta e quinta marcia. Una possibile elaborazione dell'algoritmo di stima marcia includerebbe il segnale di Clutch Pedal Action, in modo da filtrare i valori poco significativi quando il veicolo sta rallentando rapidamente e viene premuto il pedale della frizione. Tuttavia, come mostra la Figura 6.2, il fatto che vengano rilevate anche minime azioni sul pedale della frizione non ha permesso



l'utilizzo di questo segnale, influenzato in questo caso dalle abitudini del guidatore. Il veicolo in questione, infatti, è probabilmente dotato di un doppio sensore, uno ad inizio ed uno a fine corsa del pedale frizione; autovetture più recenti, invece, hanno solamente il sensore di fine corsa, che permette l'azionamento del motorino di avviamento.

Noti i rapporti di marcia reali, diversi da quelli effettivi stimati, è possibile ricalcolare la velocità della corona del differenziale: lo scostamento tra i due profili di Figura 6.20 è indice dell'errore che si compie nella stima della marcia inserita. Si noti che i due segnali differiscono sostanzialmente solo a veicolo fermo, quando il motore gira al minimo, per effetto dell'approssimazione sovracitata.



**Figura 6.20:** Confronto tra velocità della corona del differenziale.

Dalla Tabella 6.1 e dalla relazione 6.13 è possibile determinare la massa apparente traslante.

Viene poi ricavato per via numerica il profilo di accelerazione tramite la definizione di rapporto incrementale centrato della velocità veicolo (convertita in  $[m/s]$ ):

$$a(t) = \frac{V(t + \Delta t) - V(t - \Delta t)}{2\Delta t} \quad (6.30)$$

In generale, in assenza di dati sulle inerzie del motore e delle ruote, la normativa SAE consiglia di maggiorare del 3-4% la massa del veicolo per stimare la massa apparente traslante. E' possibile, quindi, calcolare la forza richiesta per l'accelerazione del veicolo  $F_{acc}$  come prodotto tra la massa equivalente traslante e l'accelerazione.

Volendo ora determinare la potenza richiesta al motore per il moto, è necessario valutare l'andamento temporale della resistenza all'avanzamento. A questo scopo si utilizza il modello che viene qui presentato e che si basa sulle formule del coast-down. L'algoritmo è stato implementato come funzione in ambiente MATLAB e richiede in input le seguenti informazioni:

- profilo temporale della velocità del veicolo;
- massa del veicolo, pressione di gonfiaggio degli pneumatici e coefficienti del coast-down in una certa condizione di riferimento;
- coefficienti  $B_0$ ,  $B_1$ ,  $B_2$  dell'espressione del coefficiente di resistenza al rotolamento (relazione 3.29) nelle condizioni standard;

Le condizioni di riferimento, riportate in Tabella 6.3, sono quelle con cui sono state svolte le prove di coast-down nel Centro Sperimentale di Balocco su una vettura analoga a quella utilizzata durante le acquisizioni in esame ma con diversa motorizzazione.

Le condizioni standard sono quelle specificate dalla normativa ISO 18164 [23] per la misura a banco del coefficiente di resistenza al rotolamento. In tali condizioni sono stati ottenuti i coefficienti riassunti in Tabella 6.4.

Massa veicolo $m_{ref}$	1351,6 <i>kg</i>
Pressione gonfiaggio $p_{ref}$	2,1 <i>bar</i>
$F_{0,ref}$	140,2 <i>N</i>
$F_{1,ref}$	0 <i>N/(km/h)</i>
$F_{2,ref}$	0.042 <i>N/(km/h)<sup>2</sup></i>

**Tabella 6.3:** Condizioni di riferimento (prova di coast-down).

$B_{0,std}$	9,0627 <i>kg/t</i>
$B_{1,std}$	-0,0319 <i>(kg/t) · (km/h)<sup>-1</sup></i>
$B_{2,std}$	0.00017 <i>(kg/t) · (km/h)<sup>-2</sup></i>

**Tabella 6.4:** Coefficienti in condizioni standard [23].

Gli output della funzione sono i coefficienti  $B_0$ ,  $B_1$ ,  $B_2$ ,  $F_0$ ,  $F_1$ ,  $F_2$  e la resistenza all'avanzamento  $F_{res,act}$  nelle condizioni attuali.

L'algoritmo considera la variazione in percentuale rispetto alle condizioni standard del coefficiente di resistenza al rotolamento  $f$  in funzione della pressione di gonfiaggio  $p_{inf}$  tramite il modello sotto riportato, trascurando in prima approssimazione altri parametri di influenza come l'usura, il tempo di rotolamento e il carico verticale.

$$\%f = 1,351 \cdot p_{inf}^{-0.4145} \quad (6.31)$$

Sviluppando la funzione, quindi, si hanno i seguenti step:

$$f_{std} = B_{0,std} + B_{1,std} \cdot V + B_{2,std} \cdot V^2 \quad (6.32)$$

$$f_{ref} = f_{std} \cdot \%f(p_{ref}) \quad (6.33)$$

$$F_{res,ref} = F_{0,ref} + F_{1,ref} \cdot V + F_{2,ref} \cdot V^2 \quad (6.34)$$

$$F_{rr,ref} = f_{ref} \cdot \left( \frac{m_{ref}}{1000} \right) \cdot g \quad (6.35)$$

$$f_{act} = f_{std} \cdot \%f(p_{act}) \quad (6.36)$$

$$F_{rr,act} = f_{act} \cdot \left( \frac{m_{act}}{1000} \right) \cdot g \quad (6.37)$$

$$F_{res,act} = F_{res,ref} - F_{rr,ref} + F_{rr,act}; \quad (6.38)$$

Dove la  $m_{act}$  e la  $p_{act}$  sono quelle definite per la “Prova-4”. I coefficienti B ed F, invece, vengono ottenuti nelle condizioni attuali tramite una regressione del secondo ordine.

Per quanto riguarda le coppie, dal segnale acquisito su rete CAN è possibile determinare la coppia utile erogata dal motore  $C_{u,can}$  come:

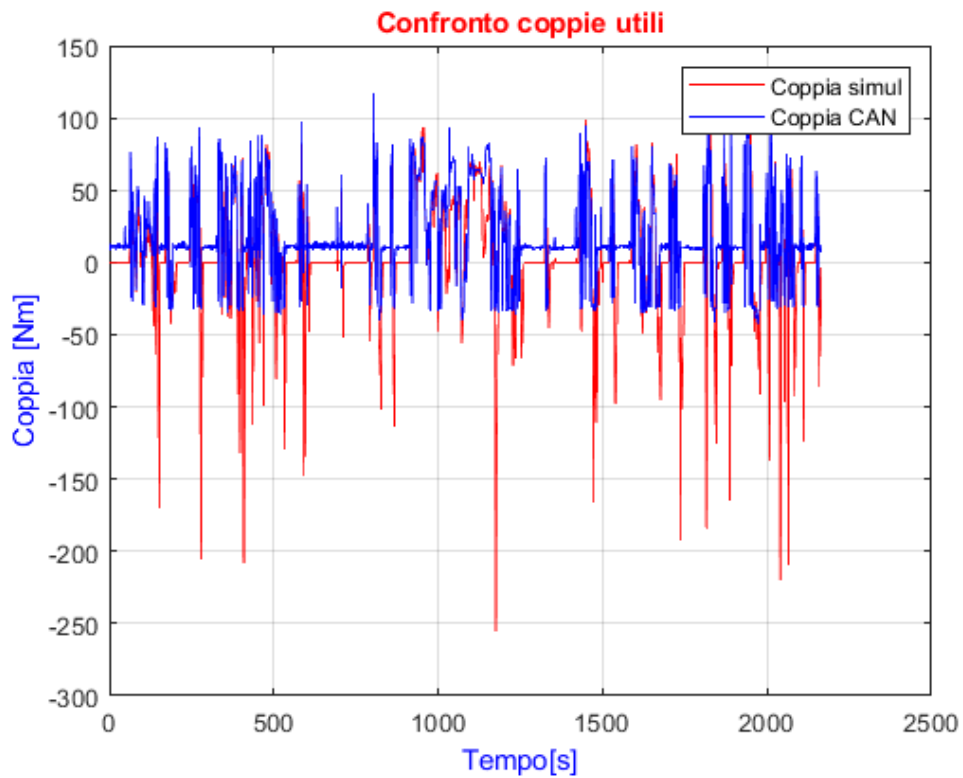
$$C_{u,can} = \frac{(EngineTorque - EngineFrictionTorque)}{100} \cdot (MaxEngTorqueNorm) \quad (6.39)$$

La coppia utile del motore può essere stimata in un modo alternativo a partire dalla potenza utile erogata dal motore  $P_u$  in [W], ricavata secondo la seguente formulazione:

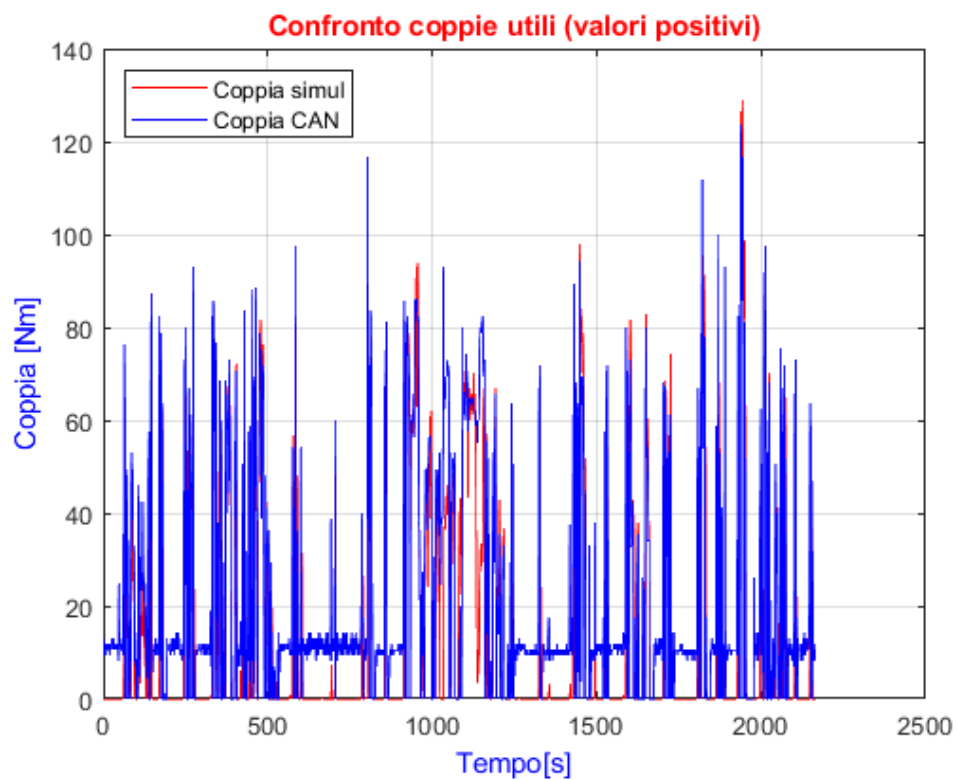
$$P_u = \frac{1}{\eta_{gbx}} \cdot (F_{res,act} + F_{acc}) \cdot \frac{V}{3,6} \quad (6.40)$$

avendo ipotizzato costante l'efficienza del cambio (cioè indipendente dalla marcia inserita). E' possibile ora calcolare il valore della coppia utile stimata alternativamente  $C_{u,sim}$ :

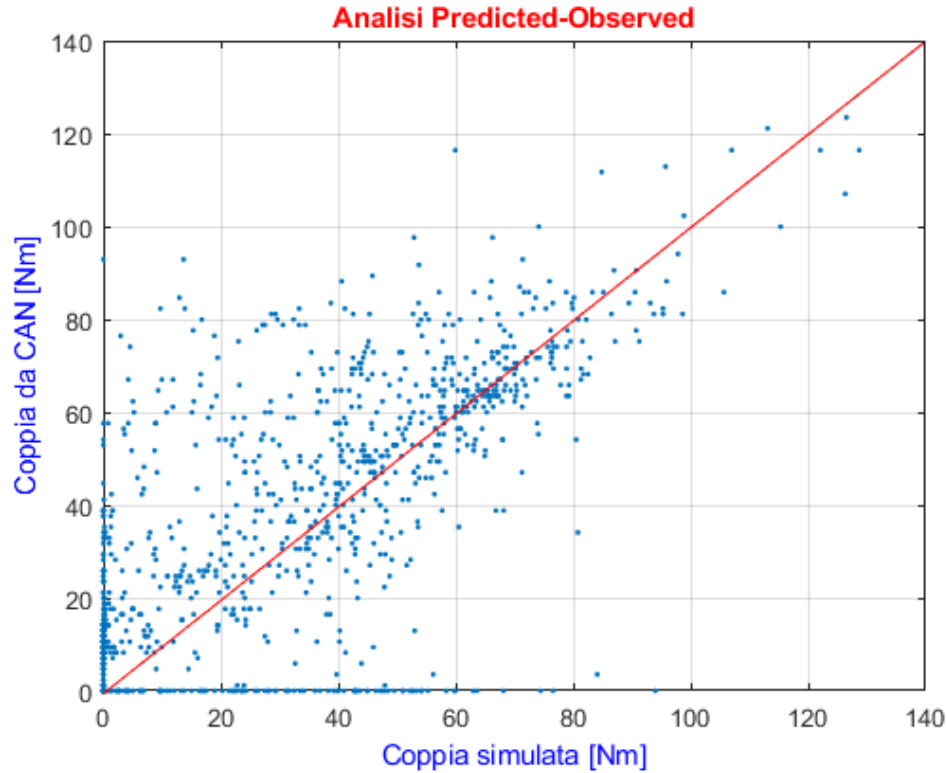
$$C_{u,sim} = \frac{60 \cdot P_u}{2\pi \cdot EngineSpeed} \quad (6.41)$$



**Figura 6.21:** Confronto tra coppie utili.



**Figura 6.22:** Confronto tra coppie utili solo positive.



**Figura 6.23:** Analisi Predicted-Observed.

Come si nota dai grafici di Figure 6.21, 6.22, 6.23 la stima della coppia utile tramite modello restituisce il senso della misura ma presenta una scarsa correlazione con la stessa variabile acquisita da rete CAN (coefficiente di correlazione calcolato  $R^2$  pari a circa 0,7). La grandezza simulata, inoltre, appare leggermente sfasata in ritardo rispetto a quella rilevata e ciò potrebbe accadere per via del metodo con cui si è calcolata l'accelerazione del veicolo.

Lo scostamento tra i due segnali può essere dovuto a diversi fattori concorrenti. Per esempio, una possibile causa può essere il fatto di non aver considerato la pendenza della strada nelle equazioni del modello. Durante il tragitto delle prove sperimentali nelle zone limitrofe al Politecnico di Torino non è stata misurata l'inclinazione della strada, dal momento che a bordo non era presente un giroscopio che, montato opportunamente nel baricentro della vettura, avrebbe fornito i valori degli angoli di beccheggio e rollio. Un'altra differenza tra i valori delle due coppie è sicuramente legata al contributo dovuto agli accessori: la variabile acquisita Engine Friction Torque, infatti, considera solo gli attriti meccanici e non la coppia, ovvero la potenza, necessaria per alimentare gli accessori tramite il girocinghia. Le perdite meccaniche vengono stimate dalla centralina leggendo i valori su mappe precalibrate e ottenute in funzione della coppia indicata erogata dal motore e del regime di rotazione, oltre che della temperatura dell'olio motore [24]. Per questo motivo, negli istanti in cui la coppia utile simulata risulta nulla (per esempio

durante gli stop ai semafori), la coppia utile stimata da centralina è comunque presente per via degli accessori. L'alternatore che sta caricando la batteria, il condizionatore, i fari, sono tutti componenti che costituiscono un carico per il motore e influenzano non solo durante i periodi di stop, dove la differenza tra le due coppie è più evidente, ma anche durante la restante parte della prova.

Un'altra possibile causa può essere legata ai coefficienti del coast-down: infatti, siccome sono stati utilizzati quelli rilevati durante prove effettuate nel Circuito Sperimentale di Balocco con la Fiat Grande Punto 1.3 MultiJet 95 CV, anche una piccola variazione dell'aerodinamicità dell'allestimento può influire su questi coefficienti. Lo stesso modello utilizzato per stimare la coppia poi si è dimostrato, su prove sperimentali antecedenti, adeguato solo in maniera qualitativa e non quantitativa, cioè riconosce il fatto che caricando maggiormente gli pneumatici e gonfiandoli ad una pressione minore si ha una maggiore resistenza al rotolamento senza però dare un'indicazione numerica corretta.

Dal momento che la vettura è equipaggiata con un motore ad accensione per compressione, è probabile che la sovralimentazione influenzi la differenza tra i due segnali a causa del fenomeno del turbo-lag del turbocompressore. La coppia indicata è infatti stimata dalla centralina sulla base di mappe, ottenute in stazionario a banco tramite un torsionmetro (difficile e costoso da implementare direttamente su vettura), a partire dalla richiesta del guidatore sul pedale dell'acceleratore. Tuttavia è noto che, in una manovra di repentina accelerazione, soprattutto ai bassi regimi, la coppia effettivamente fornita è molto lontana dalla coppia che il motore sarebbe in grado di erogare in condizioni di funzionamento stazionario a banco, a causa di fenomeni transitori dinamici e fluidodinamici che riguardano il gruppo compressore-turbina.

In Figura 6.21 sono riportati per completezza anche i valori di coppia (e quindi potenza) negativi, che si verificano in situazioni di frenata o di freno motore.

Una volta confrontate le coppie, è possibile effettuare l'analisi dei consumi sfruttando i dati e le caratteristiche note del motore 1.3 MultiJet 16v 75 CV. In Tabella 6.5 sono riportati le informazioni del propulsore utili per le elaborazioni successive.

Cilindrata $V_0$	1248 $cm^3$
Densità gasolio $\rho$	0,835 $kg/l$
Regime di minimo $n_{idle}$	850 $rpm$
Consumo al minimo $f_{c_{idle}}$	0,5 $kg/h$

**Tabella 6.5:** Dati motore 1.3 MultiJet 16v 75 CV.

Di questo propulsore erano anche disponibili la curva di Full Load, cioè la coppia utile massima che il motore può erogare a ciascun regime di rotazione, e il piano quotato dei

consumi. Quest'ultimo veniva fornito, per comodità, in funzione della velocità di rotazione del motore, in termini sia di coppia utile  $C_{pqm}$  [Nm] sia di  $bmeP$  ("break mean effective pressure", ovvero la pressione media effettiva in [bar]), mentre il consumo di combustibile veniva dato come consumo specifico  $bsfc$  ("break specific fuel consumption") in [g/kWh]. Si sono utilizzate le due seguenti formule per il calcolo della potenza  $P_{pqm}$  [kW] di ciascun punto del piano quotato e per esprimere il consumo di combustibile  $fc_{pqm}$  in termini di portata oraria [kg/h]:

$$P_{pqm} = C_{pqm} \cdot \frac{2\pi n_{pqm}}{1000 \cdot 60} \quad (6.42)$$

$$fc_{pqm} = bsfc \cdot \frac{P_{pqm}}{1000} \quad (6.43)$$

Creando opportuni break-point per la coppia e la velocità motore, è possibile tramite apposite funzioni in ambiente MATLAB (in particolare è stata utilizzata la funzione "ScatteredInterpolant", adibita per l'interpolazione su singoli punti "sparsi" in uno spazio 2D) interpolare su questi punti sul piano quotato motore fornito. In questo modo viene creata una mappa dei consumi orari in funzione di coppia utile e numero di giri del motore e si è visto che rispettava i trend attesi, ovvero i consumi aumentano all'aumentare del carico, a parità di velocità motore, e i consumi aumentano al crescere del numero di giri motore, a parità di carico.

In prima battuta, è stato implementato il Full-Load, ovvero si è interpolata linearmente la curva di Full-Load per i valori di velocità motore presenti nell'intervallo su cui era definita in maniera discreta la curva ed è stata estrapolata anche per velocità di rotazione minori. Sono stati poi anche limati i casi privi di senso fisico in cui la coppia richiesta dal motore superava quella massima erogabile dal motore a quel regime di rotazione, attribuendo a queste situazioni il valore di coppia dato dalla curva di Full Load.

A questo punto, è stato possibile determinare il profilo temporale del consumo istantaneo  $fc_{sim}$  del motore interpolando linearmente in maniera bidimensionale la mappa dei consumi nei punti del profilo temporale di coppia utile simulata  $C_{u,sim}$  e velocità motore (per quest'ultima si considera sempre la variabile Engine Speed letta su rete CAN, dal momento che l'encoder ad alta frequenza calettato sul volano motore fornisce una misura abbastanza accurata). Per interpolare la mappa sono stati utilizzati solamente i valori di coppia positivi o nulli, considerano i punti in frenata, ovvero a coppia negativa, come punti a coppia nulla ai fini del calcolo dei consumi. Sono stati quindi implementati sia il minimo motore, ovvero si è imposto il consumo del regime di minimo per i punti che risultavano a consumo nullo dopo l'interpolazione (sono casi in cui la coppia richiesta per

l'avanzamento è nulla, perchè il veicolo è fermo ma comunque con il motore acceso: risulta comunque un'approssimazione dal momento che anche a veicolo fermo si ha un consumo maggiore per via degli accessori), sia la logica del cut-off. Quest'ultima è una strategia utilizzata dai costruttori per tagliare l'alimentazione del combustibile a partire da alcuni istanti successivi al rilascio del pedale dell'acceleratore da parte del guidatore. Volendo introdurre questa logica è stato imposto a tutti i punti a coppia nulla e con velocità superiore al regime del minimo maggiorato del 20%.

Alla stessa maniera si è proceduto interpolando la mappa dei consumi nei punti relativi al profilo di coppia utile letta da rete CAN  $C_{u,can}$  e ottenendo così il profilo temporale del consumo istantaneo  $f_{c,can}$  in  $[kg/h]$ .

Per la fase successiva si sono convertiti sia  $f_{c,can}$  sia  $f_{c,sim}$  in  $[l/s]$  tramite la seguente relazione:

$$f_c [l/s] = \frac{f_c [kg/h]}{3600 \cdot \rho} \quad (6.44)$$

La funzione “Cumtrapz” di MATLAB consente di ottenere le cumulate dei consumi nel tempo in litri riportate in Figura 6.24. Integrando nel tempo i consumi istantanei così ottenuti tramite il metodo dei trapezi, implementato dalla funzione “Trapz” di MATLAB, si ottiene il consumo di gasolio totale della prova in litri.

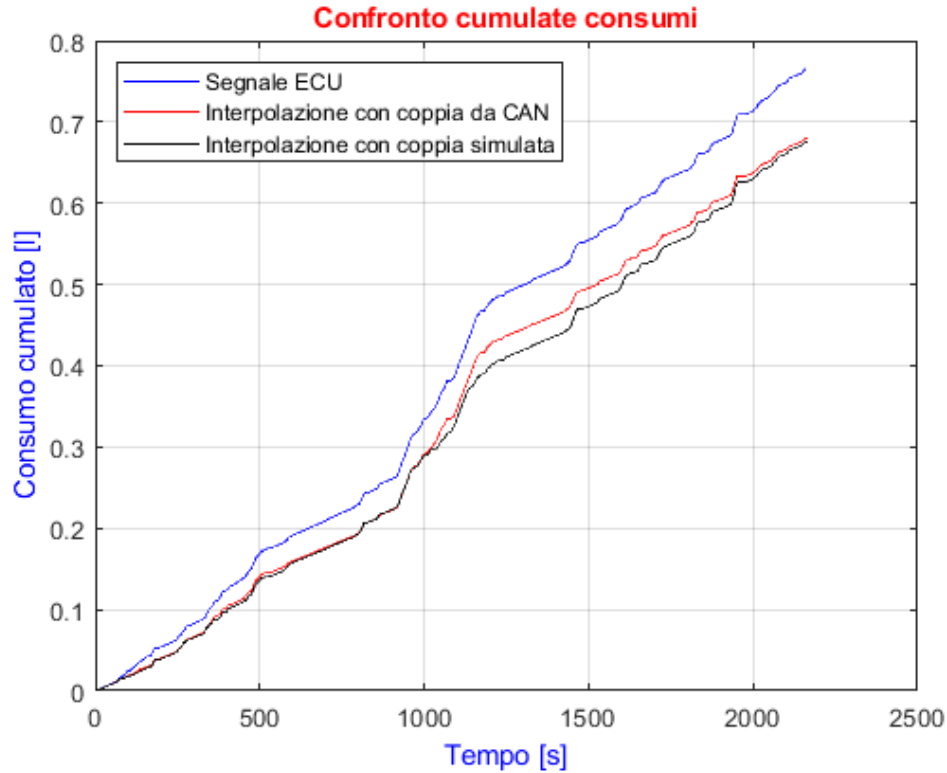
Integrando nel tempo il profilo di velocità del veicolo durante la prova espressa in  $[km/s]$  si stima la distanza totale percorsa in chilometri. Si può allora determinare il consumo chilometrico della vettura o, come riportato in Tabella 6.6, la distanza percorribile con un litro di gasolio rapportando tra loro la lunghezza totale del tragitto e il volume di combustibile consumato.

Spazio percorso	12,7 km
$FC_{can}$	16,61 km/l
$FC_{c,can}$	18,70 km/l
$FC_{sim}$	18,85 km/l

**Tabella 6.6:** Confronto consumi chilometrici sulla “Prova-4”.

Dove  $FC_{can}$  è il reciproco del consumo chilometrico ottenuto a partire dal segnale Fuel Consumption della rete CAN;  $FC_{c,can}$  è il reciproco del consumo chilometrico ottenuto interpolando il piano quotato motore con i valori di coppia letti da rete CAN;  $FC_{sim}$  è il reciproco del consumo chilometrico ottenuto interpolando il piano quotato motore con i valori di coppia calcolati dal modello.





**Figura 6.24:** Confronto cumulate dei consumi di “Prova-4”.

## 6.7 Conclusioni

Dalla Figura 6.24 si evince come il consumo di gasolio rilevato dalla centralina viene sottostimato dai due approcci che prevedono l’interpolazione sul piano quotato motore del veicolo. In particolare il consumo ottenuto interpolando la mappa dei consumi del motore con la coppia calcolata dal modello sottostima del 12% il consumo ottenuto dalla variabile Fuel Consumption della rete CAN: in particolare l’11% è attribuibile all’interpolazione del piano quotato motore, mentre solo l’1% è dovuto all’errore nella stima della coppia da parte del modello. Rimane però evidente lo scostamento tra le cumulate a partire circa dai 1200 rpm, dovuto probabilmente allo scostamento dei segnali di coppia a pari velocità (a pari velocità di rotazione la coppia stimata dalla centralina è maggiore di quella del modello, ne risulta un consumo istantaneo maggiore dalla mappa).

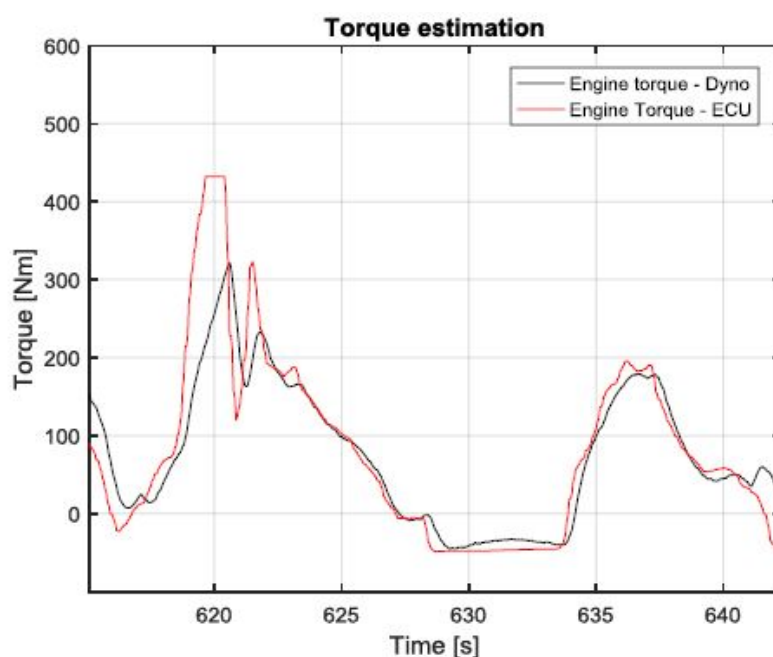
Una possibile ulteriore verifica della validità del modello potrebbe avvenire nel confronto tra le diverse acquisizioni. Tuttavia ciò richiederebbe di isolare opportunamente singole manovre ripetibili dal momento che i cicli guida effettuati nelle diverse prove non corrispondono l’uno con l’altro (traffico, variazioni di percorso, ecc).

A dimostrazione del fatto che la coppia stimata dalla centralina differisca da quella effettiva in ogni istante dell’acquisizione, soprattutto in casi di transitori molto rapidi è stata svolta la seguente analisi. Non avendo a disposizione prove sperimentali al banco prova

motore svolte sullo stesso motore che equipaggia il veicolo sul quale sono state fatte le acquisizioni in pista, l'analisi è stata svolta sul motore F1C di FPT Industrial installato nella cella dinamica del Politecnico di Torino.

L'attività ha portato a evidenziare come il valore di coppia stimato dalla centralina motore sia una variabile calcolata in funzione della posizione del pedale dell'acceleratore (indicativo della coppia richiesta dal guidatore) e della velocità di rotazione del motore, per poter tenere in considerazione la diversa coppia massima erogabile ai vari regimi di rotazione. Un approccio di questo tipo permette di ottenere risultati soddisfacenti in condizioni stazionarie o in transitorio lento, ma fornisce risultati inadeguati in caso di transitori più rapidi (in particolar modo per motori sovralimentati), come riportato in Figura 6.25. Infatti, a pari condizioni di velocità di rotazione e posizione del pedale dell'acceleratore, la risposta del motore è molto diversa a seconda della natura della manovra: un fattore responsabile di ciò è il turbo lag, ossia il ritardo nell'erogazione della coppia dovuto all'inerzia del gruppo turbocompressore.

In Figura 6.25 sono rappresentati i valori di coppia per due manovre in transitorio. Il primo è sufficientemente rapido da provocare l'effetto appena citato: infatti, la coppia stimata dalla centralina (curva rossa) si porta su valori elevati contestualmente all'azione sul pedale dell'acceleratore mentre è evidente come la coppia realmente erogata dal motore (curva nera) subisca un notevole ritardo e raggiunga inoltre un valore massimo inferiore. Il comportamento è invece diverso nel secondo transitorio, caratterizzato da una dinamica più lenta: in questo caso la stima della coppia effettuata dalla centralina riesce ad approssimare in maniera abbastanza adeguata la coppia erogata dal motore.



**Figura 6.25:** Confronto tra la coppia rilevata da centralina e coppia real misurata a banco.

# Capitolo 7

## Analisi prove sperimentali di Balocco

### 7.1 Configurazione delle prove

Il veicolo utilizzato per queste prove sperimentali, svoltesi presso il Centro Sperimentale di Balocco (Balocco Proving Ground), è una Fiat Grande Punto 1.3 MultiJet 16v 95 CV che, in prima approssimazione, differisce solo per il tipo di motorizzazione rispetto alla vettura utilizzata per le precedenti acquisizioni interne e descritta come caratteristiche tecniche in Tabella 6.1.

I test effettuati sono cicli di guida mista sul circuito di Balocco svolti da un driver professionista e volte a simulare un utilizzo reale della vettura su percorrenze urbane, extra-urbane e autostradali, registrando le informazioni condivise su rete CAN del veicolo durante il tragitto.

In totale sono state svolte prove sperimentali con sei diverse configurazioni del veicolo in termini di massa e pressione di gonfiaggio degli pneumatici. Le condizioni di caricamento considerate sono lo standard B (1351.6 kg) e lo standard C (1588.4 kg). Le pressioni di gonfiaggio sono state regolate su tre livelli nominali: 1.8, 2.2 e 2.6 bar su tutte le ruote.

A differenza delle acquisizioni interne, il veicolo è stato equipaggiato con un sistema di posizionamento globale GPS, degli accelerometri e con un sensore TPMS (“Tire Pressure Monitoring System”) wireless per ciascun pneumatico.

Quest’ultimo è un dispositivo che permette di misurare in real-time la temperatura e la pressione interna degli pneumatici, monitorandone quindi le eventuali situazioni di sotto-gonfiaggio. Infatti tali sistemi sono tarati con una pressione di riferimento definita dal costruttore e, confrontandola con la pressione misurata in real-time, inviano un messaggio di allarme nel caso in cui la differenza tra le due superasse una certa soglia. Esistono due tipologie di TPMS in commercio: quelli di tipo “diretto” forniscono, appunto, direttamente la misura tramite un sensore posizionato all’interno dello pneumatico; quelli di tipo “indiretto” ricavano la misura di pressione a partire dai segnali di velocità angolare

delle ruote, dal momento che questa grandezza è influenzata dal raggio di rotolamento, a sua volta funzione della pressione di gonfiaggio. Quest'ultima modalità presenta tuttavia l'inconveniente di non rilevare anomalie nel caso in cui tutti gli pneumatici fossero nelle stesse condizioni di sotto-gonfiaggio, perchè non verrebbe rilevata alcuna variazione del raggio di rotolamento, ovvero nessuna differenza tra i segnali di velocità delle ruote.

## 7.2 Segnali Acquisiti

Vengono riportati i segnali acquisiti da rete CAN durante le prove. Per non appesantire la trattazione, sono di seguito elencati solamente le variabili in più che possono essere lette rispetto a quelle citate durante l'analisi delle prove sperimentali interne e presenti anche in questo caso.

- $X_{absolute}$  e  $Y_{absolute}$ , che forniscono le coordinate assolute della vettura durante il tragitto;
- $Coppiav$  e  $Deltav$ , indicativi della coppia e dell'angolo impostato al volante;
- *External Temperature*, sensore della temperatura [°C] dell'ambiente esterno;
- *Temp* e *Pressure*, che sono i segnali del TPMS relativi, rispettivamente, alla temperatura in [°C] e alla pressione del gas [bar] per ciascuna delle quattro ruote;
- $AX$  e  $AY$ , che sono i segnali derivanti dagli accelerometri in direzione longitudinale e laterale;
- $VRD$ , fornisce il segnale di velocità di ciascuna ruota in [km/h] in ridondanza con la variabile del contatore di impulsi della ruota fonica;

## 7.3 Obiettivi delle analisi

Come già accennato, le acquisizioni su strada di Balocco (così come quelle interne) sono state fatte per avere una validazione sperimentale di diversi modelli matematici precedentemente sviluppati dal team ATPC. Il modello di studio ha lo scopo di ricalcolare la forza resistente all'avanzamento di un veicolo, in particolare la resistenza al rotolamento, al variare della massa del veicolo e della pressione di gonfiaggio degli pneumatici (variabili principali) e del tempo di rotolamento e livello di usura degli pneumatici (variabili secondarie).

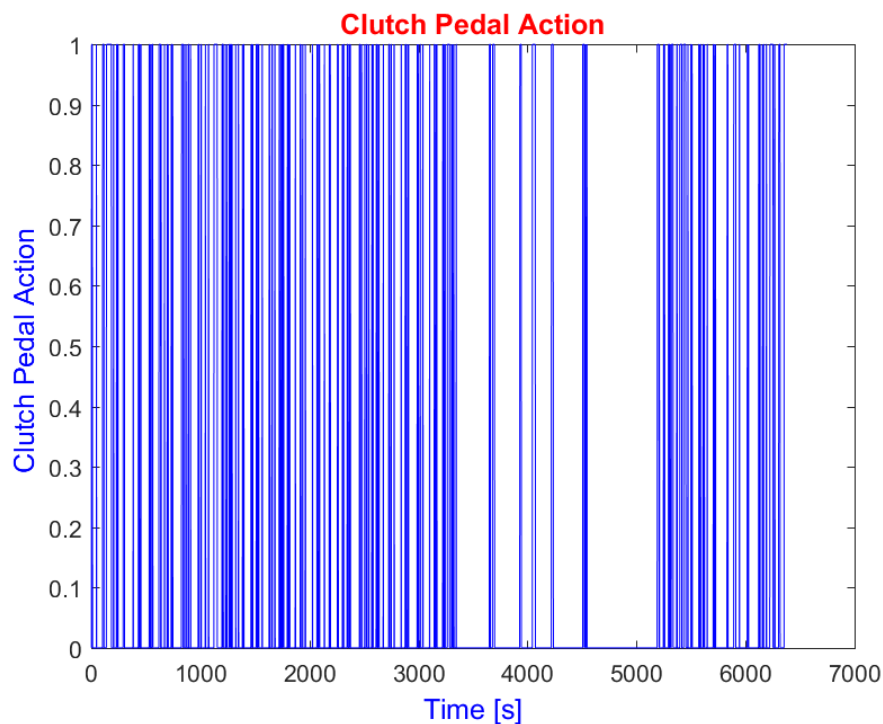
Un primo tentativo era stato fatto eseguendo delle prove di coast-down, ottenendo una

validazione qualitativa ma non quantitativa. In questa fase, invece, si vuole validare il modello utilizzando non più come variabile di controllo la forza resistente ma il consumo cumulado di combustibile su prove ripetibili, teoricamente quelle svolte da un driver professionista in pista a Balocco sempre sullo stesso percorso.

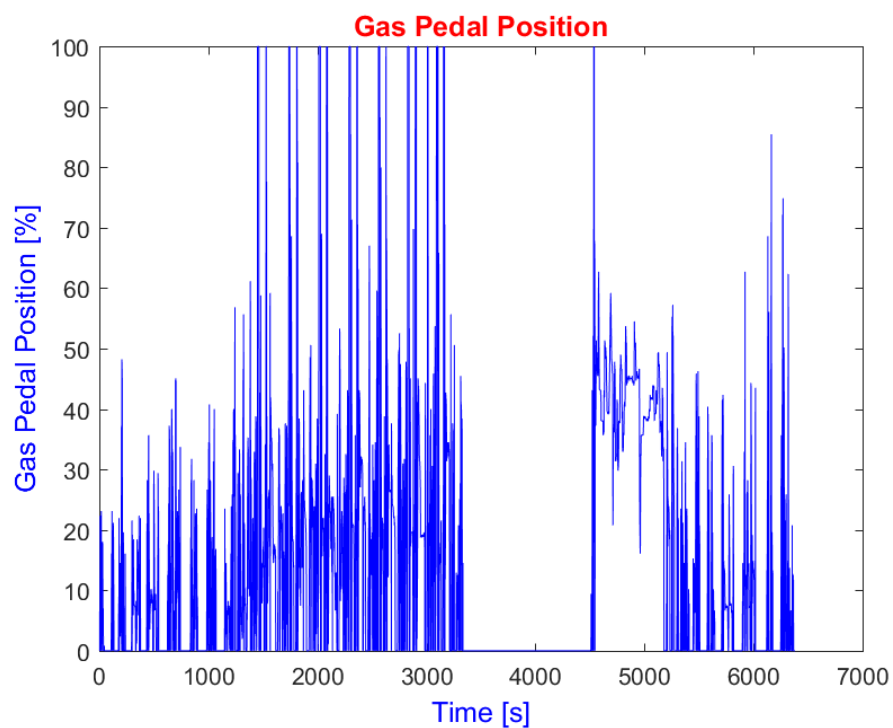
In tal senso è stata, quindi, eseguita una prima verifica di ripetibilità delle prove nelle diverse configurazioni del veicolo; dopodichè, accortisi della piuttosto marcata variabilità nelle diverse acquisizioni (responsabile anche dello scostamento, rispetto a quelli teorici previsti fisicamente, degli andamenti dei consumi chilometrici in funzione di pressione di gonfiaggio e standard di carico), sono stati indagati diversi algoritmi per la stima dei consumi che prescindessero dalla scarsa ripetibilità delle prove stesse.

## 7.4 Elaborazione delle prove

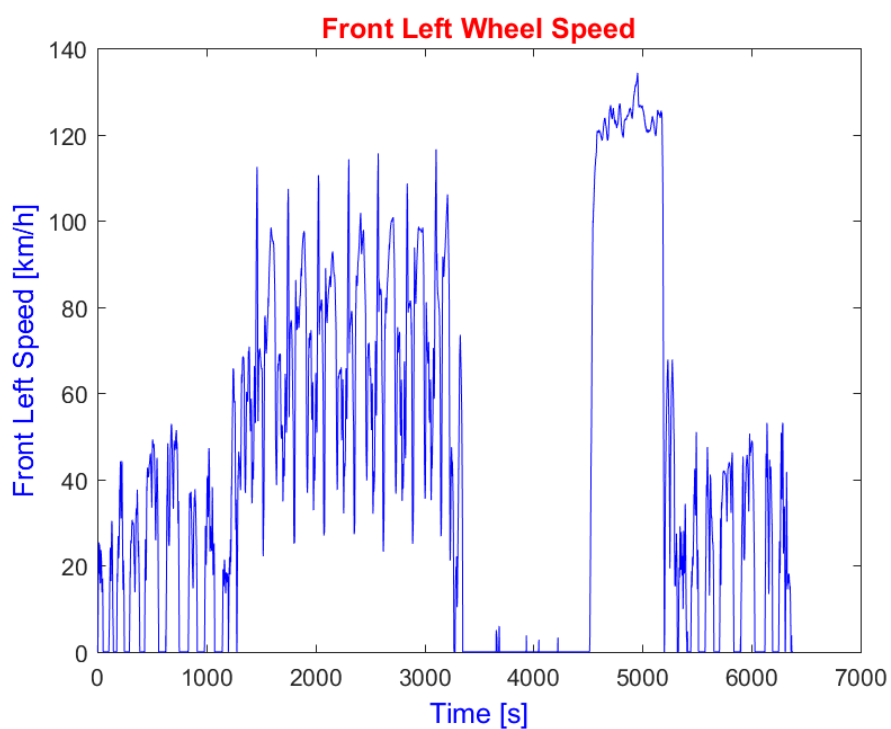
Come primo passo, si sono plottate le variabili principali captate su rete CAN e indispensabili per le successive elaborazioni, verificando in questo modo anche la correttezza dei segnali acquisiti. Vengono di seguito riportati i grafici delle principali grandezze relative alla configurazione Standard C a 2,2 bar, mentre per le altre prove si rimanda agli allegati “Prova-balocco-stdb” e “Prova-balocco-stdc”.



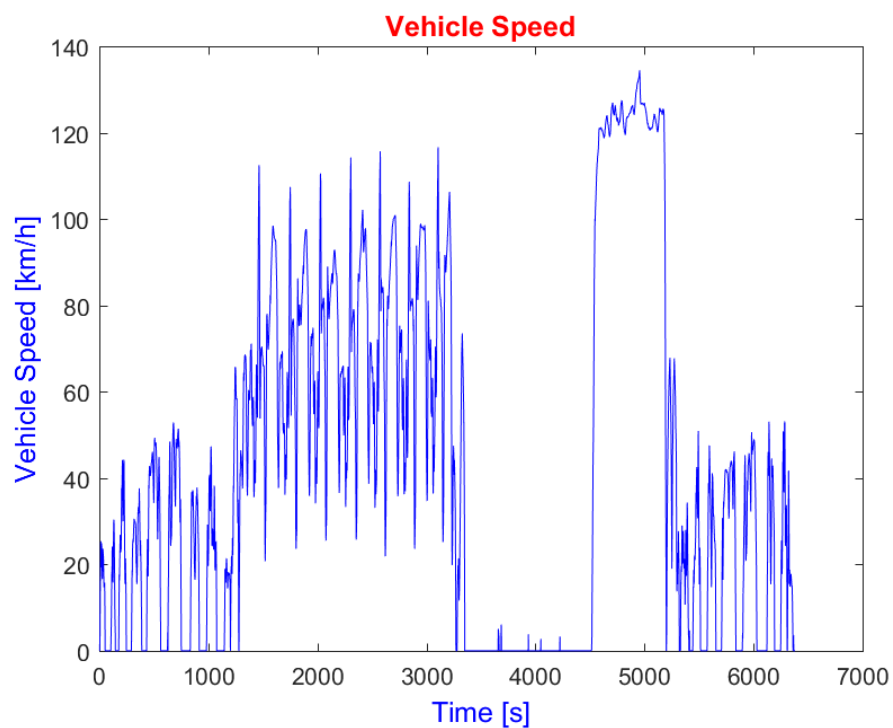
**Figura 7.1:** Profilo temporale della variabile Clutch Pedal Action.



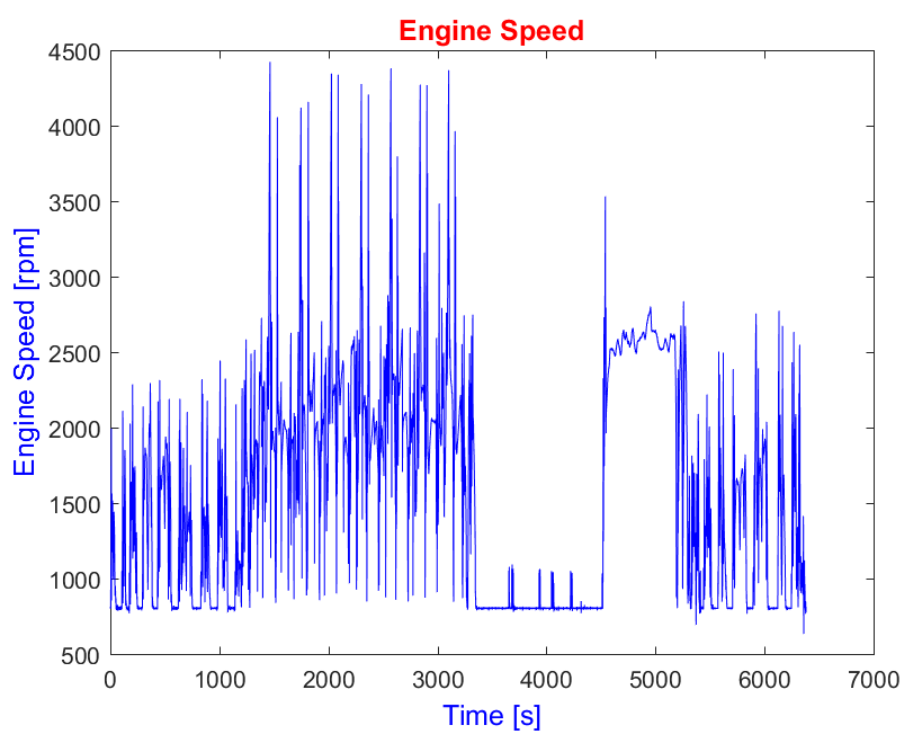
**Figura 7.2:** Profilo temporale della variabile Gas Pedal Position.



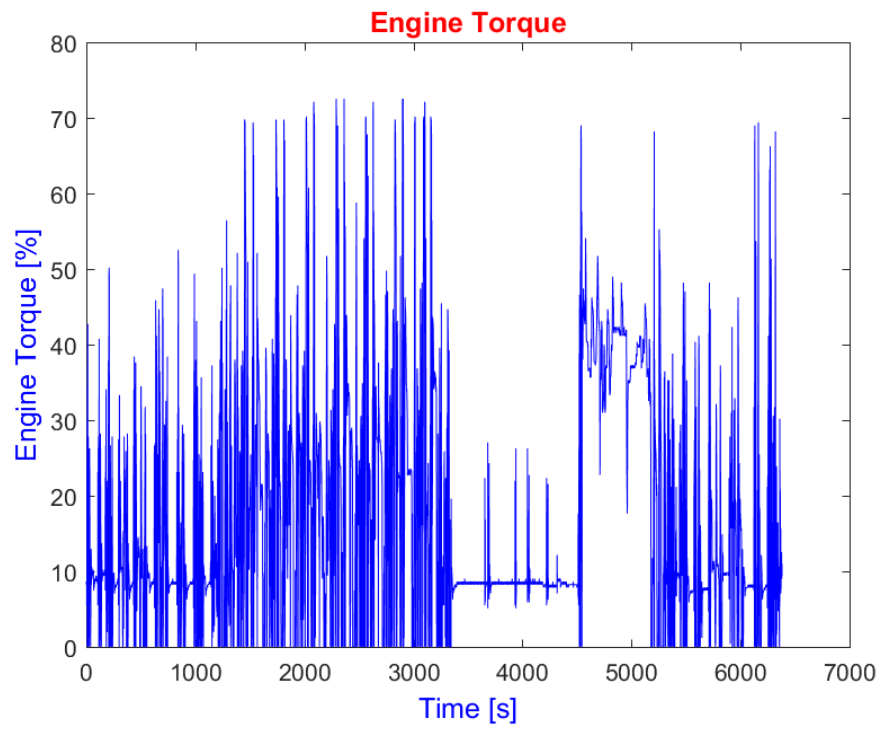
**Figura 7.3:** Profilo temporale della variabile Front Left Wheel Speed.



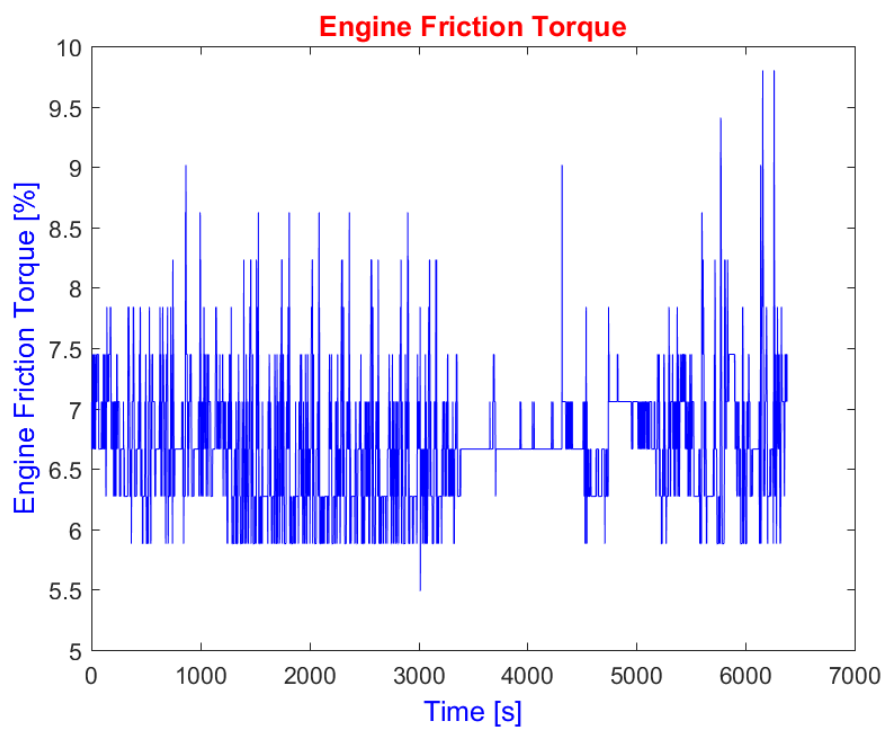
**Figura 7.4:** Profilo temporale della variabile Vehicle Speed.



**Figura 7.5:** Profilo temporale della variabile Engine Speed.

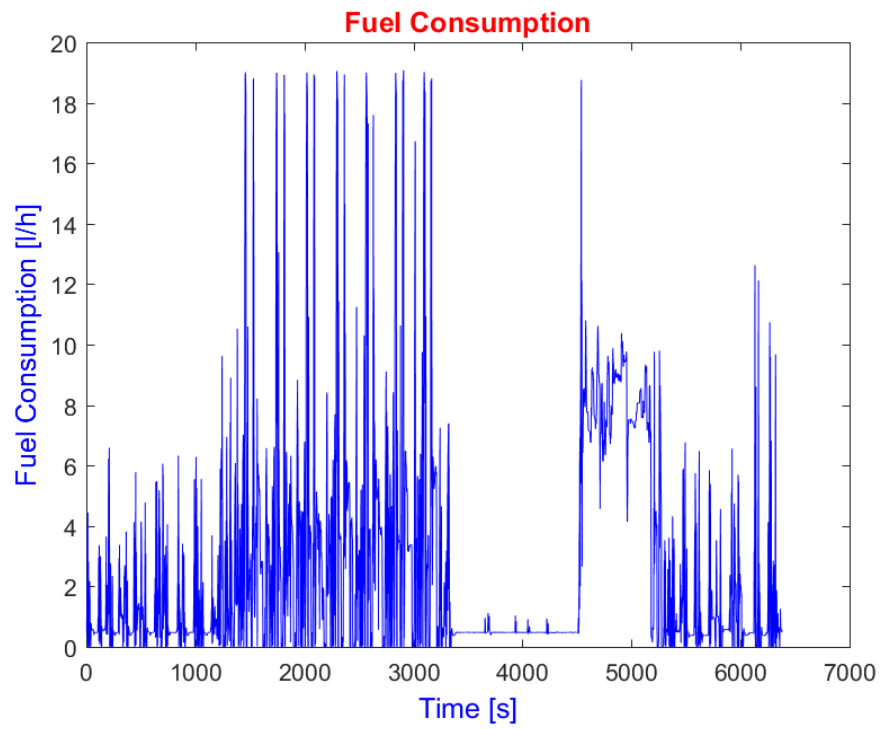


**Figura 7.6:** Profilo temporale della variabile Engine Torque.

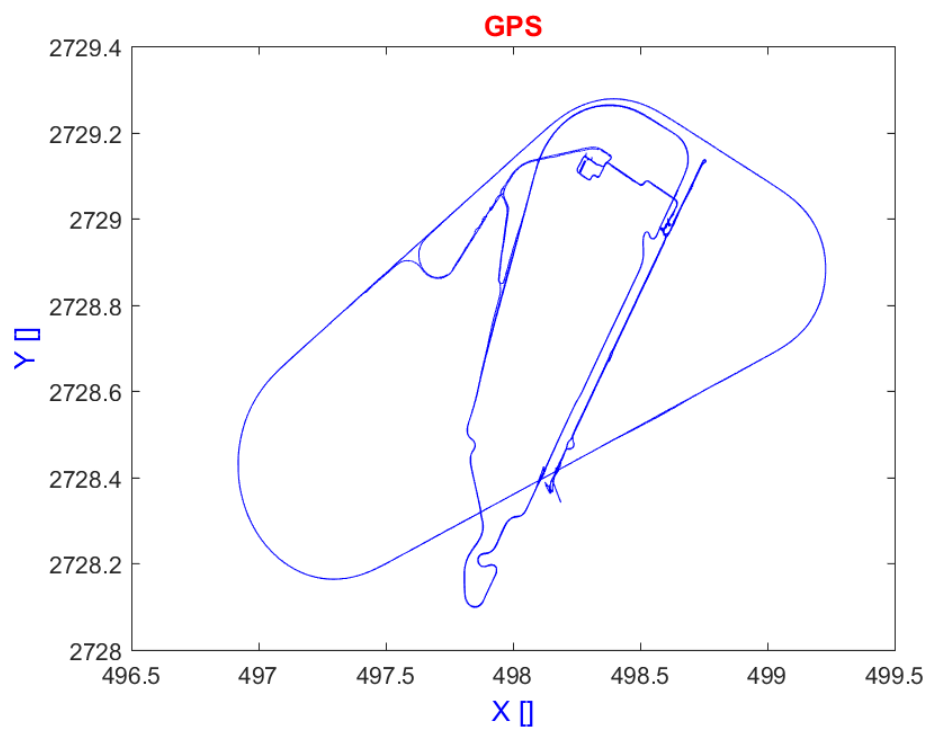


**Figura 7.7:** Profilo temporale della variabile Engine Friction Torque.

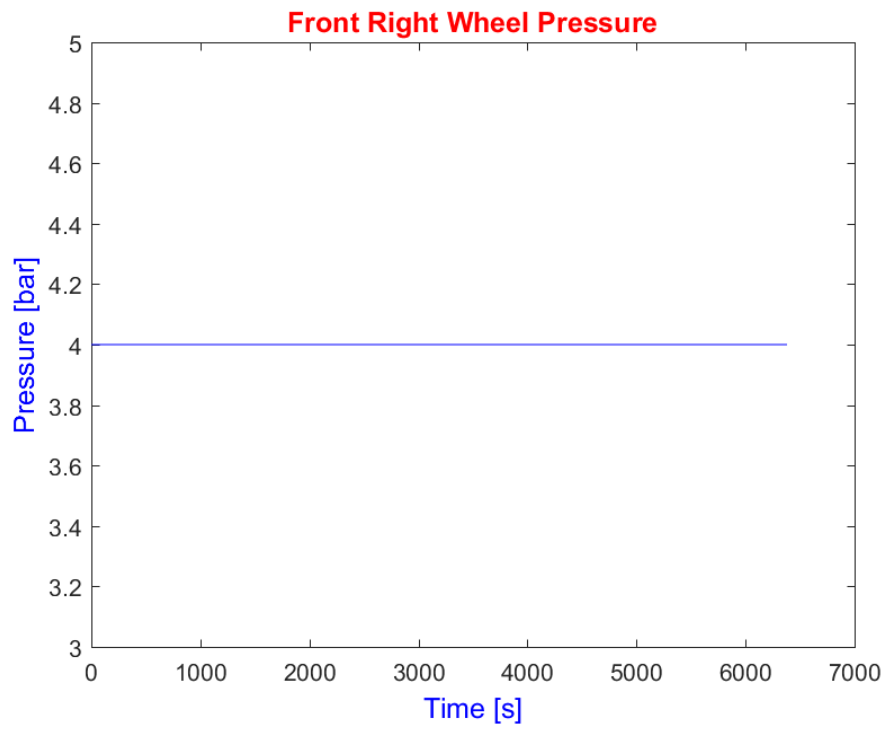




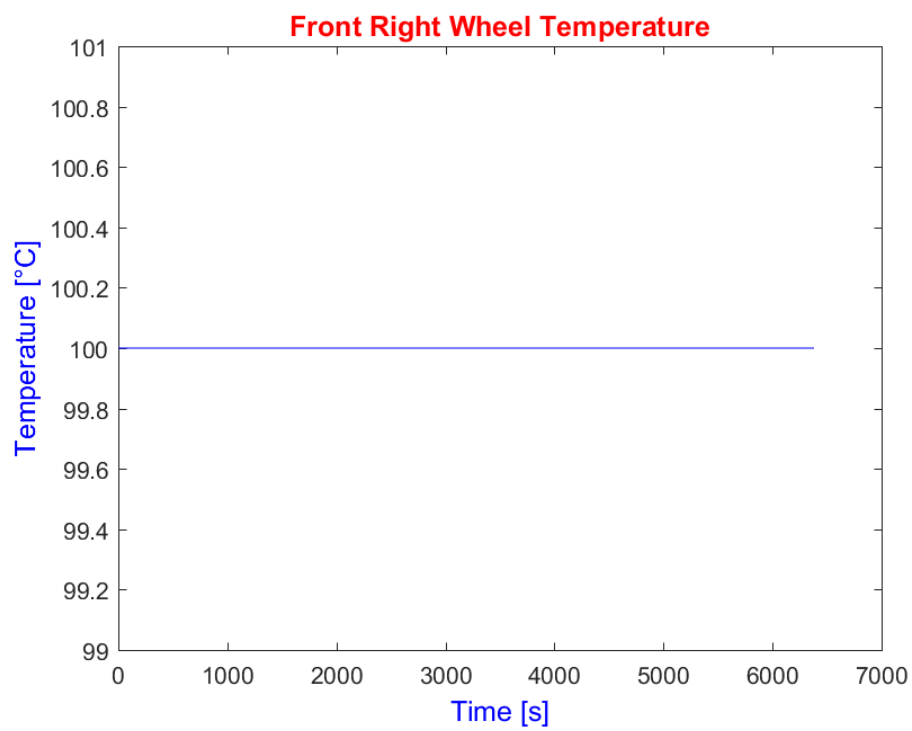
**Figura 7.8:** Profilo temporale della variabile Fuel Consumption.



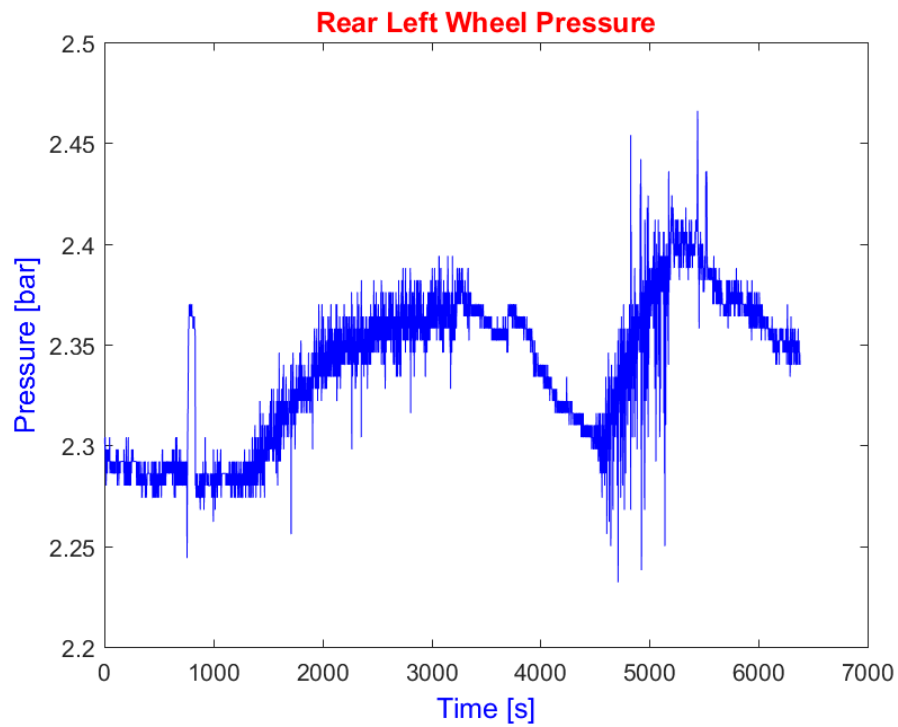
**Figura 7.9:** Profilo temporale della variabile X,Y da GPS.



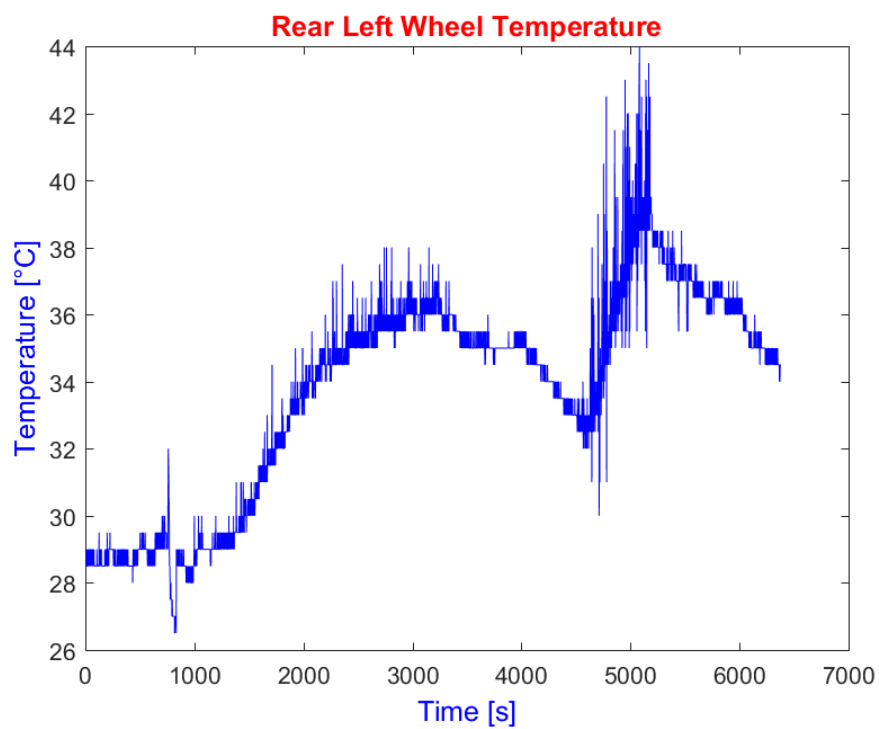
**Figura 7.10:** Profilo temporale della variabile RL Wheel Pressure.



**Figura 7.11:** Profilo temporale della variabile RL Wheel Temperature.



**Figura 7.12:** Profilo temporale della variabile FR Wheel Pressure.

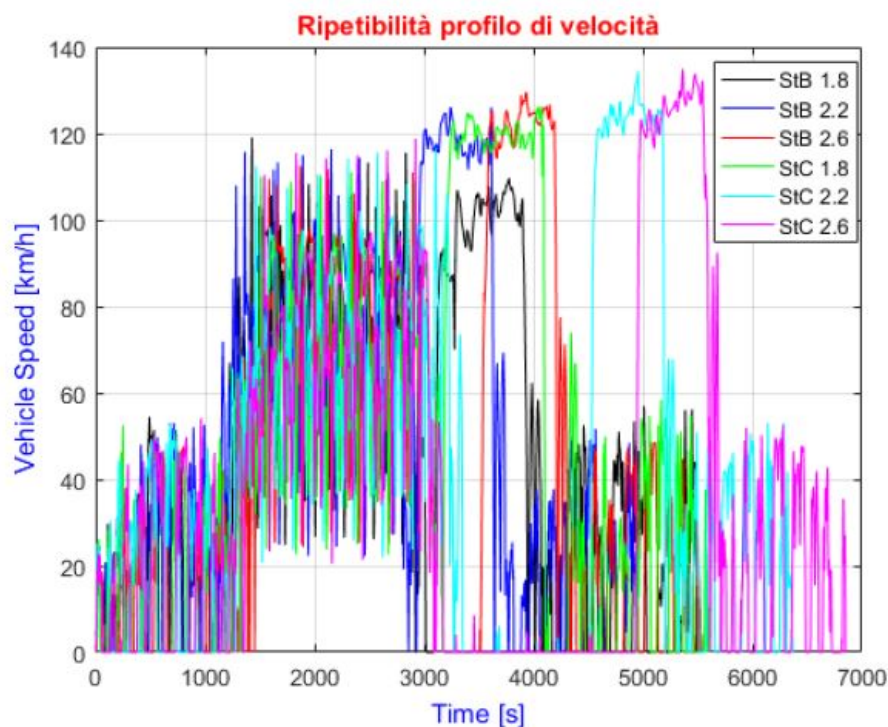


**Figura 7.13:** Profilo temporale della variabile FR Wheel Temperature.

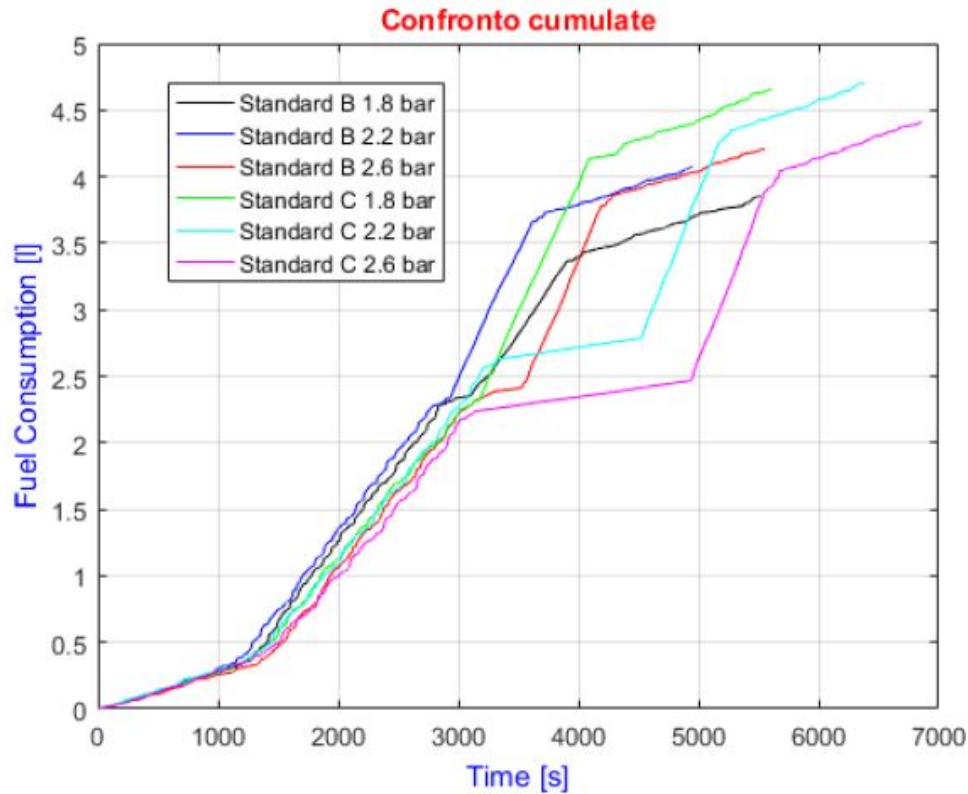
Le variabili inerenti il sensore TPMS mostrano come gli pneumatici non siano stati sottoposti ad una procedura di warm-up prima dell'acquisizione e ciò giustifica il trend della temperatura e pressione degli pneumatici, al quale si sovrappone però anche del rumore di fondo. Inoltre è possibile notare che il TPMS della ruota anteriore lato passeggero era guasto, dal momento che durante l'acquisizione, non arrivando più il segnale sull'antenna del TPMS, vengono letti i rispettivi valori di fono scala.

Successivamente all'analisi preliminare delle variabili, si è voluto ottenere i consumi di combustibile cumulati nel tempo e confrontarli tra una prova e l'altra. Ovviamente quest'analisi va fatta assicurandosi sempre di star analizzando la stessa manovra e quindi monitorando i segnali acquisiti dal GPS. Non avrebbe infatti senso confrontare i consumi ottenuti da manovre diverse. Otterremo in questo modo una variazione percentuale di consumo attribuibile una volta alla variazione della condizione di caricamento e un'altra alla variazione della pressione di gonfiaggio degli pneumatici.

A tal fine, quindi, si sono analizzate le singole acquisizioni delle sei prove andando ad isolare singole manovre o, meglio, singole porzioni del percorso totale per verificarne la ripetibilità sia in termini di tragitto sia in termini di profilo di velocità. Ciò che è emerso è che sia sui singoli tratti di percorso sia sulla prova completa vi era una variabilità piuttosto pronunciata negli andamenti delle velocità del veicolo; in più, in alcune acquisizioni, il driver ha svolto alcune variazioni di tragitto rispetto alle altre prove, risultando in un maggiore spazio percorso.



**Figura 7.14:** Profili di velocità veicolo delle sei acquisizioni.



**Figura 7.15:** Cumulate dei consumi delle sei acquisizioni.

In Figura 7.14 sono riportati i profili di velocità delle sei acquisizioni complete, mentre in Figura 7.15 sono riportate le cumulate di combustibile consumato durante il tragitto totale e ottenute a partire dalla variabile Fuel Consumption trasmessa su rete CAN. In Tabella 7.1 sono riportate le distanze totali percorse durante ciascuna prova completa e si può notare, come detto, la variabilità anche in termini di chilometri percorsi (ottenuti integrando nel tempo la variabile Vehicle Speed trasmessa dalla rete CAN). In Tabella 7.2 è riportato il reciproco del consumo chilometrico su ciascuna acquisizione: viene riconosciuto il trend in funzione dello standard di carico, ovvero all'aumentare della massa si ha un consumo maggiore, mentre risulta un andamento opposto rispetto a quello atteso teoricamente per quanto riguarda la dipendenza dalla pressione di gonfiaggio degli pneumatici.

Tragitto [km]	1,8 bar	2,2 bar	2,6 bar
<b>Standard B</b>	71,4	70,25	70,05
<b>Standard C</b>	77,83	75,66	70,06

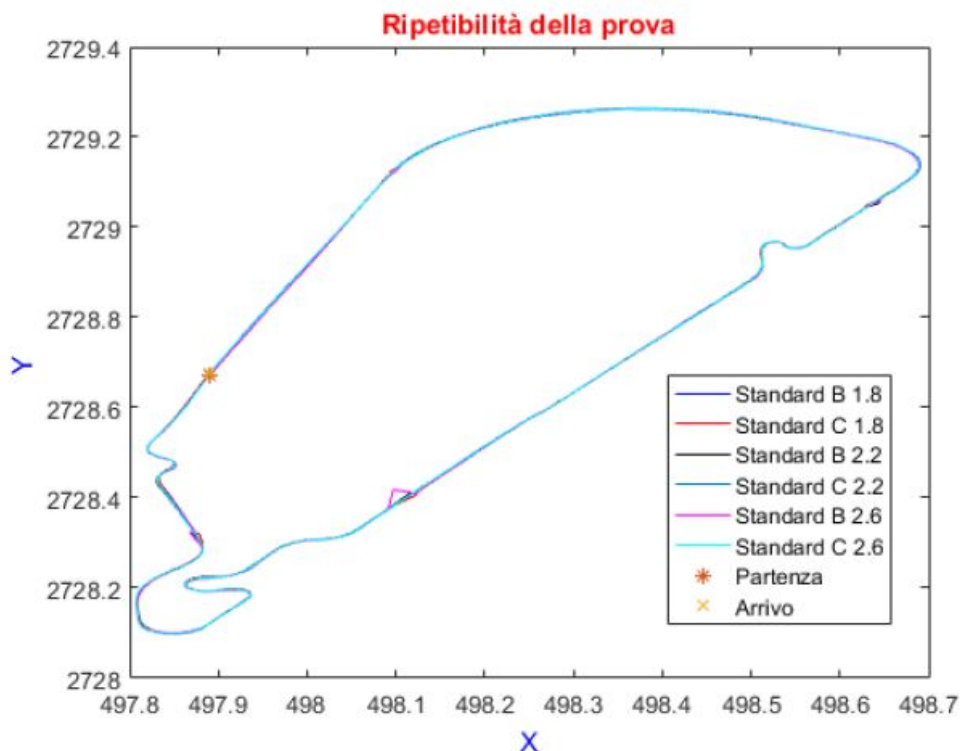
**Tabella 7.1:** Spazio percorso in ciascuna prova sperimentale.

Consumi [ $km/l$ ]	1,8 bar	2,2 bar	2,6 bar
<b>Standard B</b>	18,54	17,25	16,65
<b>Standard C</b>	16,71	16,08	15,88

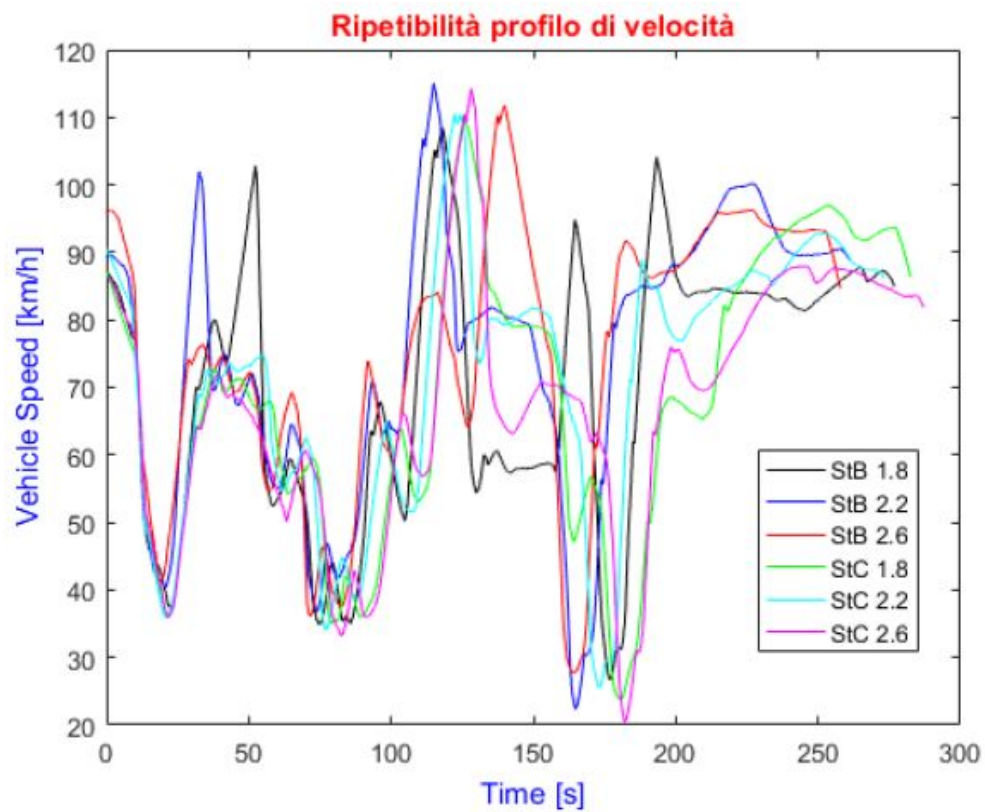
**Tabella 7.2:** Reciproco del consumo chilometrico sulle prove complete.

A conferma della scarsa ripetibilità dei profili di velocità veicolo, si può osservare quello registrato in Figura 7.17 mentre il driver percorreva per la terza volta il circuito Alfa Track (il cosiddetto “misto Alfa”), del quale è anche riportata la traccia GPS in Figura 7.16. Si può notare che le tracce di velocità del veicolo differiscono in termini di modulo, di conseguenza i segnali registrano anche uno sfasamento temporale tra loro e non costante tra una prova e l'altra perchè, appunto, funzione del valore assoluto della velocità del veicolo. Ciò ha comportato ulteriori difficoltà nell'analisi delle prove, dal momento che la traslazione temporale dei segnali non è costante.

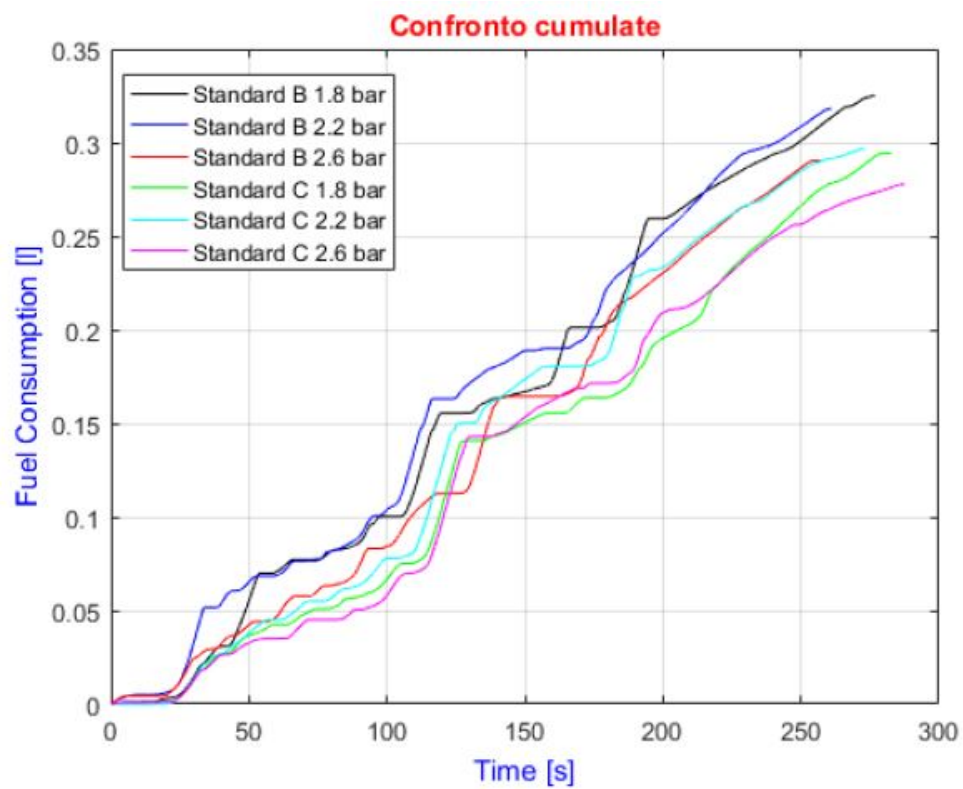
Anche in questo tratto di prova, comunque, la non ripetibilità della prova ha inficiato l'andamento delle cumulate dei consumi (Figura 7.18) e quindi il trend stesso dei consumi in funzione di standard di carico e pressione pneumatici, come dimostra la Tabella 7.4. In particolare, in tale tratto, viene riconosciuto il trend dei consumi in termini di pressione di gonfiaggio e non quello con lo standard di carico.



**Figura 7.16:** Tracciato GPS del Misto Alfa.



**Figura 7.17:** Profilo di velocità veicolo su terzo giro Misto Alfa.



**Figura 7.18:** Consumi cumulati su terzo giro del Misto Alfa.

Tragitto [km]	1,8 bar	2,2 bar	2,6 bar
<b>Standard B</b>	5,41	5,42	5,39
<b>Standard C</b>	5,42	5,41	5,40

**Tabella 7.3:** Spazio percorso su terzo giro Misto Alfa .

Consumi [km/l]	1,8 bar	2,2 bar	2,6 bar
<b>Standard B</b>	16,65	17,02	18,59
<b>Standard C</b>	18,45	18,23	19,45

**Tabella 7.4:** Reciproco del consumo chilometrico sul terzo giro Misto Alfa.

Analoghe analisi di ripetibilità delle prove con i rispettivi trend in termini di consumi di combustibile sono stati condotte su altre porzioni del circuito di Balocco e riportate nell'allegato "Prove-Balocco-Cumulate".

Per quanto visto finora, quindi, si può affermare che la dispersione legata alla non ripetibilità della manovra è maggiore della differenza che si sta cercando in termini di consumi (l'effetto della pressione comporta una variazione di pochi punti percentuali). A ciò si aggiunge l'incertezza sulla portata di gasolio trasmessa su rete CAN, che non viene misurata ma è appunto stimata dalla centralina.

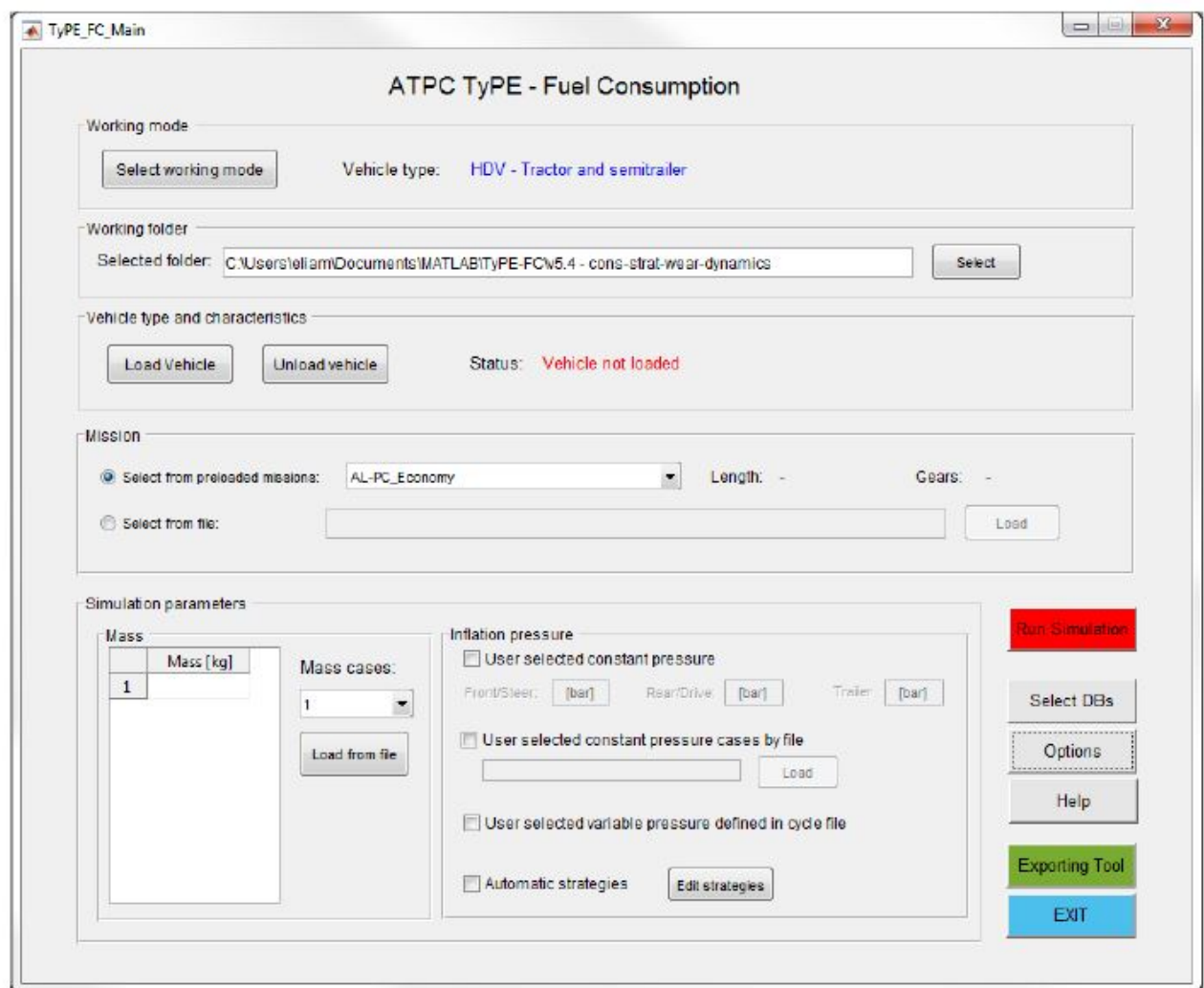
Una possibile spiegazione del fatto che non vengono rispettati i trend in funzione dello standard di carico potrebbe essere legato al seguente fenomeno osservato sperimentalmente in precedenti prove di coast-down. Questi test hanno infatti evidenziato una notevole riduzione della resistenza aerodinamica (quota predominante della resistenza all'avanzamento per velocità elevate), in parte giustificata dall'alterazione dell'angolo di beccheggio del veicolo (dovuto al caricamento unicamente al retrotreno delle zavorre) con la conseguente nascita di una forza portante e una riduzione del carico gravante sugli pneumatici.

Per avere un'idea qualitativa e quantitativa di quale possa essere l'influenza della pressione di gonfiaggio e dello standard di carico sull'andamento dei consumi di gasolio si è sfruttato un software di simulazione sviluppato internamente al Politecnico di Torino da membri del team ATPC e noto come TyPE ("Tyre inflation Pressure Effect"). Alla base di tale strumento vi è il modello, già visto nel capitolo precedente sulle analisi delle prove sperimentali interne, che si ricalcola per ogni istante dell'acquisizione il contributo legato al rotolamento degli pneumatici alla resistenza al moto e i coefficienti di coast-down alla luce delle variazioni nella configurazione del veicolo in termini di massa e di pressione di gonfiaggio delle ruote. Il software di simulazione, tuttavia, completa questo modello tenendo conto anche dello stato di usura percentuale dello pneumatico e del tempo di



rotolamento sul coefficiente di resistenza al rotolamento.

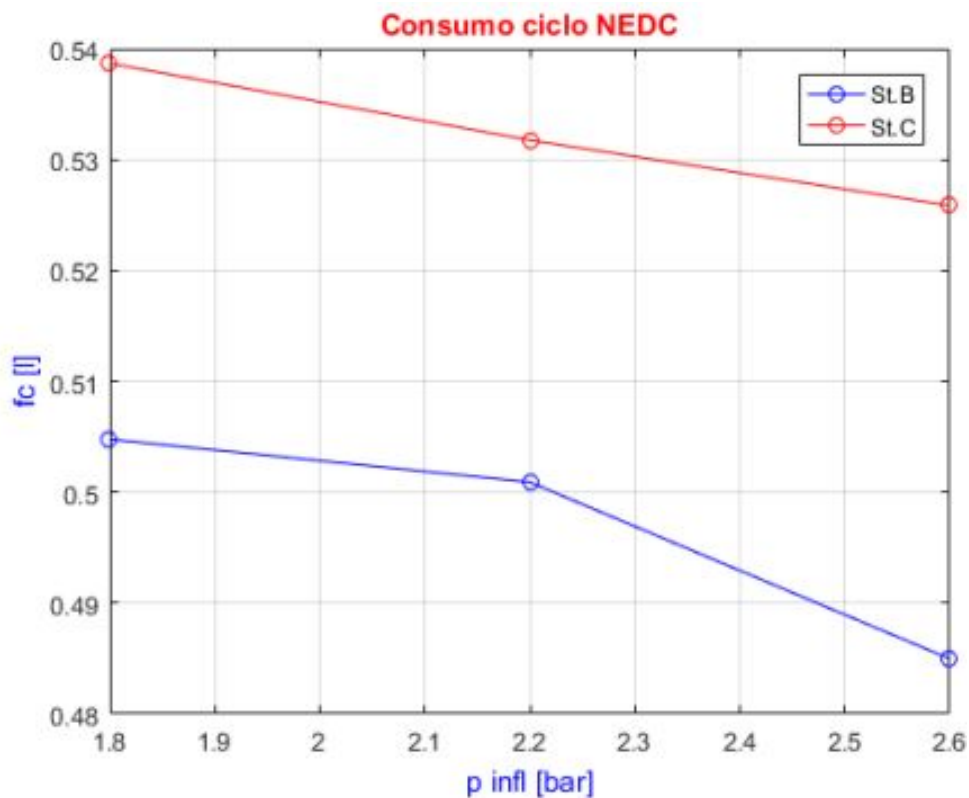
La Figura 7.19 mostra l'interfaccia grafica che si è utilizzata per l'importazione, gestione ed esportazione dei dati. In particolare, il modello richiede la tipologia di veicolo che si vuole simulare ("passenger car" nel caso in esame), la cartella su cui salvare i file di output e un database contenente le informazioni del veicolo. Nel caso analizzato, quindi, sono state fornite le caratteristiche del veicolo utilizzato nelle prove sperimentali interne (Fiat Grande Punto 1.3 MultiJet 16v 75 CV), del quale erano fornite anche la curva di Full Load, il piano quotato motore e altre informazioni riguardanti la trasmissione (rapporti di marcia, efficienze, ecc). Il modello richiede inoltre in input le caratteristiche degli pneumatici e delle condizioni di riferimento da cui partire per ricalcolare durante la simulazione le varie grandezze: come dati di partenza, quindi, sono stati forniti i coefficienti di coast-down ricavati dalle prove sperimentali in Balocco con lo standard B a 2,2 bar di pressione di gonfiaggio.



**Figura 7.19:** Finestra principale dell'interfaccia grafica di TyPE.

A questo punto, si è impostato il ciclo NEDC nel campo relativo alla “Mission” da simulare, in quanto di tale ciclo guida è noto il profilo temporale di velocità, accelerazione e marcia richiesti dal modello. Sempre tramite l’interfaccia grafica sono stati impostati i valori di massa del veicolo da simulare, così come quelli della pressione di gonfiaggio degli pneumatici. Si sono così simulati i casi di standard B e standard C, ciascuno nei tre differenti casi di pressione (nella simulazione si è fatta l’ipotesi che la pressione di gonfiaggio rimanesse costante durante il ciclo guida).

In Figura 7.20 sono riportati gli andamenti dei consumi di combustibile attesi secondo il modello, che danno un’idea dell’influenza della pressione di gonfiaggio e della massa del veicolo sui consumi. Dal punto di vista quantitativo, la Tabella 7.5 riporta i consumi di gasolio in litri calcolati sul ciclo NEDC nelle diverse condizioni simulate, mentre la Tabella 7.6 indica le differenze percentuali rispetto al caso con standard B a 1,8 bar.



**Figura 7.20:** Influenza di pressione di gonfiaggio e massa veicolo sui consumi di ciclo NEDC.

Consumi [l]	1,8 bar	2,2 bar	2,6 bar
<b>Standard B</b>	0,5047	0,5009	0,4849
<b>Standard C</b>	0,5386	0,5317	0,5258

**Tabella 7.5:** Consumi simulati su ciclo NEDC.

Differenze da St.B 1,8 [%]	1,8 bar	2,2 bar	2,6 bar
<b>Standard B</b>	0	-0,76	-3,92
<b>Standard C</b>	+6,71	+5,34	+4,17

**Tabella 7.6:** Differenze di consumi dallo Standard B 1,8 bar.

Ritornando al discorso sulla stima dei consumi, non essendoci una buona ripetibilità nei profili di velocità delle acquisizioni non è pensabile ricercare gli andamenti attesi da simulazione inerenti i trend dei consumi in funzione di pressione di gonfiaggio e massa del veicolo. Un'altra problematica è costituita dal fatto che non si ha a disposizione il piano quotato del motore 1.3 MultiJet 16v 95 CV, per cui l'unica informazione inerente i consumi istantanei deriva dalla variabile Fuel Consumption della centralina motore, che comporta i problemi già visti nell'analisi delle prove sperimentali interne nella stima durante i transitori abbastanza rapidi.

Si sono dunque ricercati metodi alternativi per la stima dei consumi.

#### 7.4.1 Piano quotato 95 CV

Un primo tentativo è stato quello di creare il piano quotato motore del propulsore 95 CV a partire dai punti di funzionamento (in termini di coppia, velocità motore e consumo istantaneo) registrati in centralina durante l'acquisizione.

Per fare ciò si sono dapprima filtrate le variabili acquisite tramite un filtro con media mobile su finestra di un secondo, ovvero, dato che i segnali erano campionati con frequenza di 100 Hz, una media effettuata su cento punti dell'acquisizione, in modo da smorzare eventuali spikes presenti nei profili temporali delle variabili. Dopodiché si è introdotto un ricampionamento delle variabili ad 1 Hz sia per ridurre i tempi di calcolo sia per una migliore interpretazione dell'accelerazione del veicolo dal momento che, valutando quest'ultima come variazione della velocità in un centesimo di secondo, si vedrebbe più rumore che altro. L'accelerazione longitudinale, quindi, è stata calcolata numericamente come rapporto incrementale centrato su due secondi di acquisizione, secondo la relazione 6.30.

A questo punto, limitando l'analisi a punti aventi accelerazione compresi nel range  $[-0,1, 0,1]$   $m/s^2$  (per evitare le imprecisioni nella stima della coppia e della potenza ad elevate accelerazioni) e definendo opportuni break-point, è stata eseguita una interpolazione bi-dimensionale in quest'ultimi sui punti dell'acquisizione cercando di ottenere una mappa dei consumi del motore coerente con gli andamenti fisici noti, ovvero consumo crescente sia all'aumentare del carico a pari velocità motore sia al crescere della velocità motore a

parità di coppia.

Ottenuto così un piano quotato motore del 95 CV si sono confrontati i consumi di ciascuna acquisizione tramite due modalità diverse di interpolazione della mappa. In particolare, le Tabelle 7.7 e 7.8 riportano il confronto tra i tre metodi di valutazione:

- stima da centralina;
- stima da mappa;
- stima da formule del coast-down;

Nel primo caso la stima del consumo finale è ottenuto integrando in funzione del tempo i valori di consumo istantaneo registrati dalla variabile di centralina Fuel Consumption in  $[l/h]$ . Nel second caso, come visto, si è creata una mappa dei consumi in  $[l/h]$  in funzione della velocità del motore e della coppia utile tramite una funzione implementata in MATLAB e che permette l'interpolazione bidimensionale su dati sparsi nello spazio (appunto come quelli delle acquisizioni) ed eventualmente l'estrapolazione per i valori fuori mappa: la stima del consumo finale nei punti considerati in ciascuna prova è ottenuta interpolando il piano quotato ricreato sulle coordinate dei punti di funzionamento in termini di coppia e velocità motore registrate dalla centralina e iintegrando in funzione del tempo i valori di consumo istantaneo così ottenuti.

Il terzo metodo, invece, si basa sulle seguenti considerazioni. Noto il profilo di velocità del veicolo e i valori di accelerazione dei punti in analisi, è possibile determinare la potenza alle ruote necessaria per il moto del veicolo grazie alle formule del coast-down e, tramite un'opportuna efficienza del cambio, la corrispondente potenza richiesta al motore in Watt dalla formula qui riportata:

$$P_{mot} = \frac{1}{\eta_{gbx}} \cdot \left[ \frac{V}{3,6} \cdot (F_2 \cdot V^2 + F_0) + \left( m_{eq} \cdot \frac{V}{3,6} \cdot a \right) \right] \quad (7.1)$$

dove  $F_0$  e  $F_2$  sono i coefficienti di coast-down medi (ricavati sperimentalmente in Balocco per lo standard B e stimati tramite simulazione su TyPE per lo standard C),  $V$  la velocità del veicolo in  $[km/h]$  e  $a$  l'accelerazione del veicolo in  $[m/s^2]$ . In prima approssimazione, il rendimento del cambio si è ritenuto costante e pari a 0,97. La massa equivalente traslante  $m_{eq}$  è stimata maggiorandod el 3% la massa del veicolo di ciascun standard di carico.

A questo punto, nota la potenza richiesta al motore, si è potuto ricalcolare la coppia utile  $C_{new}$  considerando il regime di rotazione del motore  $n$   $[rpm]$  in corrispondenza di ciascun punto del profilo di velocità e accelerazione del veicolo tramite la formula:

$$C_{new} = \frac{60 \cdot P_{mot}}{2 \cdot \pi \cdot n} \quad (7.2)$$

Con la  $C_{new}$  e la velocità motore, quindi, è possibile entrare nel piano quotato e stimare il consumo totale integrando nel tempo i valori di consumo istantaneo così ottenuti.

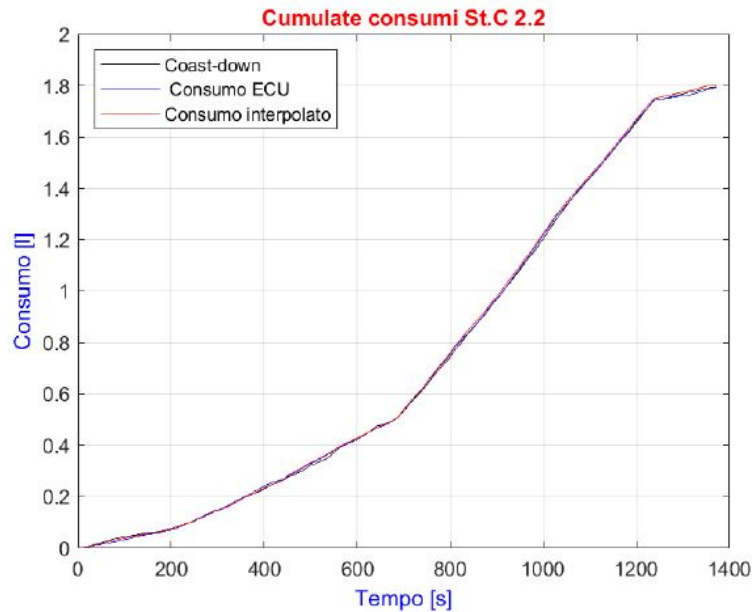
Consumi [l]	ECU	MAPPA	COAST-DOWN
<b>Standard B 1,8</b>	1,344	1,356	1,3452
<b>Standard B 2,2</b>	1,627	1,642	1,585
<b>Standard B 2,6</b>	1,803	1,831	1,769
<b>Standard C 1,8</b>	2,069	2,077	2,084
<b>Standard C 2,2</b>	1,791	1,805	1,794
<b>Standard C 2,6</b>	1,677	1,681	1,659

**Tabella 7.7:** Consumi ottenuti con i tre metodi.

Differenze da ECU [%]	ECU	MAPPA	COAST-DOWN
<b>Standard B 1,8</b>	0	+0,87	+0,03
<b>Standard B 2,2</b>	0	+0,85	-2,5
<b>Standard B 2,6</b>	0	+1,6	-1,9
<b>Standard C 1,8</b>	0	+0,4	+0,7
<b>Standard C 2,2</b>	0	+0,75	+0,17
<b>Standard C 2,6</b>	0	0,29	-1

**Tabella 7.8:** Differenze percentuali dei consumi rispetto al metodo “ECU”.

La bontà dei risultati è confermata anche, per esempio, dall’andamento delle cumulate di consumo ottenute con i tre metodi per la configurazione standard C 2,2 bar, visibile in Figura 7.21.



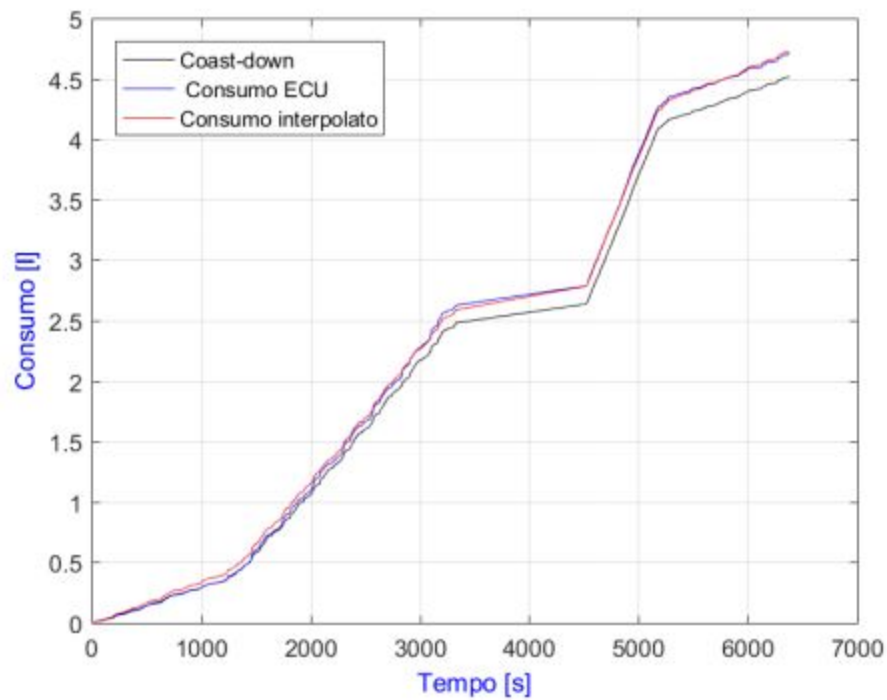
**Figura 7.21:** Cumulate dei consumi per lo standard C a 2,2 bar.

Si nota come il metodo del coast-down tenda leggermente a sottostimare il valore di consumo ottenuto da centralina e da mappa e ciò è probabilmente dovuto alla differenza che vi è tra la coppia stimata dalla centralina, che si basa sulla posizione del pedale dell'acceleratore e quindi sulla volontà del guidatore, e la coppia effettivamente erogata per via dell'effetto del turbo-lag nei transitori di accelerazione.

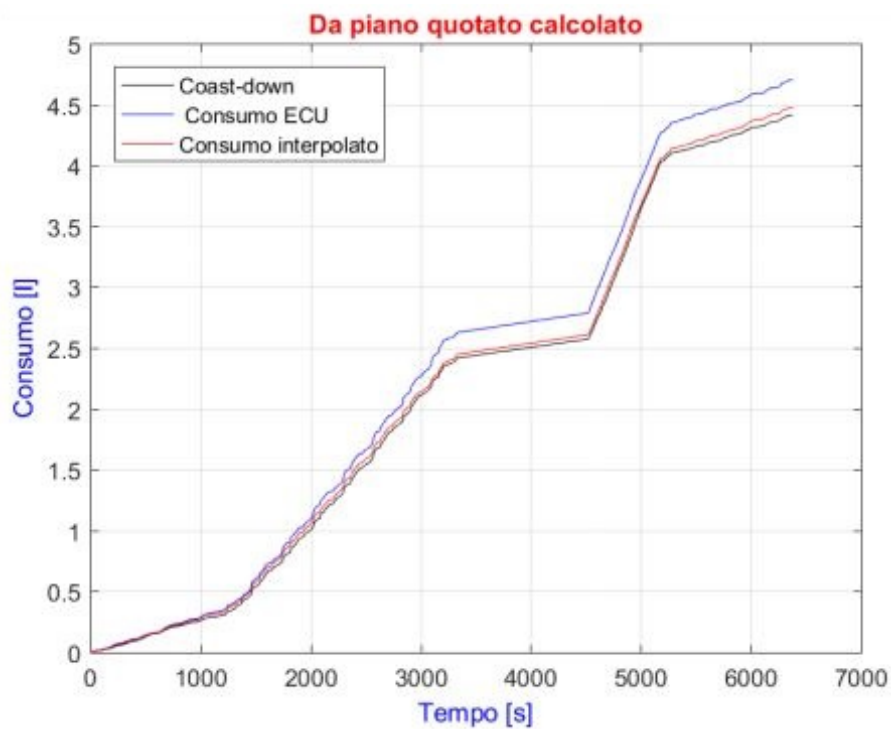
#### 7.4.2 Piano quotato 90 CV

Il secondo tentativo è stato eseguito sfruttando il piano quotato motore ricavato a banco di un propulsore 1.3 MultiJet 16v 90 CV. Utilizzando gli stessi metodi di stima della coppia e di interpolazione del piano quotato visti con il tentativo precedente, si è fatto un confronto tra i consumi ottenuti dal piano quotato del 90 CV e quelli ottenuti dalla mappa calcolata del 95 CV. A differenza del caso precedente, l'analisi è stata condotta sulle intere acquisizioni (viene trattato, per esempio, la configurazione standard C 2,2 bar), senza limiti sull'accelerazione del veicolo. Le Figure 7.22 e 7.23 mostrano il confronto dei consumi cumulati in tutta l'acquisizione e ottenuti nel caso di piano quotato motore del 90 CV e nel caso di mappa dei consumi ricavata dai punti sperimentali. Si può notare come, utilizzando il piano quotato del propulsore 1.3 MultiJet 16v 90 CV e interpolando con la coppia stimata da centralina (cumulata rossa), il profilo della cumulata si avvicina molto alla stima effettuata tramite la variabile Fuel Consumption e ciò in un certo senso prova che quest'ultima è ottenuta da interpolazione in funzione della coppia stimata da centralina su un piano quotato ottenuto in condizioni stazionarie a banco. La divergenza

tra le due stesse curve nel caso della mappa calcolata a partire dai punti sperimentali può invece essere dovuta a problemi di estrapolazione del piano quotato ottenuto su punti di funzionamento ad accelerazioni limitate.



**Figura 7.22:** Cumulate dei consumi per lo standard C a 2,2 bar da piano quotato 90 CV.



**Figura 7.23:** Cumulate dei consumi per lo standard C a 2,2 bar da mappa calcolata 95 CV.

In entrambi i grafici, comunque, emerge come la cumulata dei consumi ricavata a partire dal coast-down sottostimi i consumi da centralina. Una possibile spiegazione può essere dovuta al fatto che la mappa implementata in centralina è una mappa ottenuta in stazionario, quindi, probabilmente, stima la coppia a partire dalla posizione del pedale dell'acceleratore. Per questo motivo, in caso di turbo-lag, la coppia effettiva è minore di quella stimata a regime e di conseguenza anche il consumo ottenuto da interpolazione sarà minore. Un'altro fattore è costituito dalla logica del cut-off: durante le brusche decelerazioni, quando la coppia effettiva è nulla o negativa, vi è un certo ritardo nell'attuazione della suddetta strategia, perciò viene ancora iniettato gasolio e, di conseguenza, risultano dei consumi maggiori.

Nelle Tabelle 7.9,7.10, 7.11,7.12 viene riportato il confronto dei consumi per le sei acquisizioni ottenuti sia dal piano quotato motore del 90 CV, sia dalla mappa calcolata del 95 CV ricavata da punti sperimentali.

Consumi [l]	ECU	MAPPA 95 CV	COAST-DOWN 95 CV
<b>Standard B 1,8</b>	3,853	3,423	3,399
<b>Standard B 2,2</b>	4,070	3,870	3,721
<b>Standard B 2,6</b>	4,206	3,955	3,772
<b>Standard C 1,8</b>	4,656	4,344	4,211
<b>Standard C 2,2</b>	4,703	4,476	4,4136
<b>Standard C 2,6</b>	4,409	4,191	4,032

**Tabella 7.9:** Consumi totali delle singole acquisizioni con mappa 95 CV.

Consumi [l]	ECU	MAPPA 90 CV	COAST-DOWN 90CV
<b>Standard B 1,8</b>	3,853	3,800	3,655
<b>Standard B 2,2</b>	4,070	4,117	3,820
<b>Standard B 2,6</b>	4,206	4,210	3,953
<b>Standard C 1,8</b>	4,656	4,768	4,546
<b>Standard C 2,2</b>	4,703	4,726	4,516
<b>Standard C 2,6</b>	4,409	4,530	4,247

**Tabella 7.10:** Consumi totali delle singole acquisizioni con mappa 90 CV.



Differenza [%]	ECU	MAPPA 95 CV	COAST-DOWN 95 CV
<b>Standard B 1,8</b>	0	-12,1	-13,3
<b>Standard B 2,2</b>	0	-5,1	-9,3
<b>Standard B 2,6</b>	0	-6,3	-11,5
<b>Standard C 1,8</b>	0	-7,1	-10,5
<b>Standard C 2,2</b>	0	-5	-6,5
<b>Standard C 2,6</b>	0	-5,2	-9,3

**Tabella 7.11:** Consumi totali delle singole acquisizioni con mappa 95 CV.

Differenze [%]	ECU	MAPPA 90 CV	COAST-DOWN 90CV
<b>Standard B 1,8</b>	0	-1,3	-5,1
<b>Standard B 2,2</b>	0	+1,1	-6,1
<b>Standard B 2,6</b>	0	+0,1	-6
<b>Standard C 1,8</b>	0	+2,3	-2,4
<b>Standard C 2,2</b>	0	+0,5	-4,3
<b>Standard C 2,6</b>	0	+2,7	-3,8

**Tabella 7.12:** Consumi totali delle singole acquisizioni con mappa 90 CV.

### 7.4.3 Piano quotato Velocità-Accelerazione

Il terzo tentativo riguarda il “Modello Velocità-Accelerazione”, che prende spunto dalla seguente considerazione.

Finora si è visto che, teoricamente, da ciascun punto di funzionamento si può ottenere una mappa del piano quotato; tuttavia, modificando la massa del veicolo, gli pneumatici e la pressione di gonfiaggio si sta cambiando il coast-down e contestualmente l'accelerazione. Si otterrebbe quindi una mappa analoga a quella ottenibile con altri standard di carico perché è quella relativa effettivamente al motore ( il motore se lavora in un certo punto ha un certo consumo, indipendentemente dal fatto che ci arrivi in salita, in piano o con accelerazione minore). Per questo motivo con i metodi visti finora si sono ottenute delle mappe praticamente equivalenti, ovvero un piano quotato del motore su cui non è visibile direttamente il coast-down. Invece di analizzare una mappa del motore, si potrebbe quindi studiare i consumi in funzione di due nuove variabili, ovvero l'accelerazione e la velocità del veicolo. Infatti ad una certa velocità, se si ha un coast-down più basso, a pari accelerazione, ci si aspetta un consumo più basso.

Da queste considerazioni si potrebbe pensare di fare un piano quotato del veicolo piuttosto che del motore. I piani quotati velocità-accelerazione, quindi, prescindono dal coast-down.

Ricapitolando, il piano quotato coppia-velocità permette di confrontare le varie prove ma dando esternamente il coast-down, mentre con il piano quotato velocità-accelerazione si prescinde dal coast-down. Il piano quotato coppia-velocità è lo stesso per tutte le prove e, a parità di profilo di velocità e accelerazione, cambiando il coast-down, si entra con valori di coppia diversi sul piano quotato motore. Utilizzando il piano quotato velocità-accelerazione, invece, ciò che dovrebbe risultare è che i consumi variano a seconda della configurazione del veicolo a parità di velocità e accelerazione.

Volendo applicare questo algoritmo per la stima dei consumi si è quindi utilizzata una applicazione di MATLAB nota come MBC Model Tool (“Model-Based-Calibration”) che permette di creare, a partire dai profili di velocità e accelerazione del veicolo, dei modelli di fitting della variabile Fuel Consumption secondo una funzione quadratica nelle variabili velocità veicolo e accelerazione.

A partire da ciascuna acquisizione completa quindi, tramite MBC Model, si sono valutati più modelli velocità veicolo-accelerazione ottenuti eliminando progressivamente gli outliers e si è preso il modello che più si avvicinava alla stima di consumo di combustibile da parte della centralina per quella prova. Dopodichè si è stimato il consumo di combustibile su ciascuna prova utilizzando di volta in volta il modello ritenuto migliore durante l’analisi delle singole acquisizioni e se ne è valutata la differenza rispetto alla stima da centralina. Dalle Figure 7.24 e 7.25 è possibile avere un’ idea della bontà dei modelli tramite le differenze riportate sulla diagonale principale delle tabelle, mentre leggendo i valori per riga si ha una validazione dei piani quotati del veicolo a parità di acquisizione, ovvero a parità di profilo di accelerazione e velocità.

<i>Differenze rispetto a ECU [%]</i>	<b>Modello St.B 1.8</b>	<b>Modello St.B 2.2</b>	<b>Modello St.B 2.6</b>	<b>Modello St.C 1.8</b>	<b>Modello St.C 2.2</b>	<b>Modello St.C 2.6</b>
<b>Standard B 1.8</b>	-1.46	+2.73	+6.80	+8.86	+9.25	+6.19
<b>Standard B 2.2</b>	-5.73	-1.19	+2.36	+4.20	+5.80	+2.78
<b>Standard B 2.6</b>	-8.87	-4.21	-0.86	+0.41	+2.26	-0.93

**Figura 7.24:** Risultati dei modelli MBC per lo Standard B.

<i>Differenze rispetto a ECU [%]</i>	<b>Modello St.B 1.8</b>	<b>Modello St.B 2.2</b>	<b>Modello St.B 2.6</b>	<b>Modello St.C 1.8</b>	<b>Modello St.C 2.2</b>	<b>Modello St.C 2.6</b>
<b>Standard B 1.8</b>	-1.46	+2.73	+6.80	+8.86	+9.25	+6.19
<b>Standard B 2.2</b>	-5.73	-1.19	+2.36	+4.20	+5.80	+2.78
<b>Standard B 2.6</b>	-8.87	-4.21	-0.86	+0.41	+2.26	-0.93

**Figura 7.25:** Risultati dei modelli MBC per lo Standard C.

# Capitolo 8

## Conclusione

A seguito di un approfondimento teorico sugli aspetti costruttivi e funzionali degli pneumatici e sul fenomeno della resistenza al rotolamento, si è proceduto all'analisi di prove sperimentali su autovettura svolte internamente al Politecnico di Torino e nel Centro Sperimentale di Balocco. Ciò ha richiesto lo studio di quelle che sono le nozioni di base del funzionamento di un protocollo di comunicazione CAN a bordo veicolo e di strumentazioni hardware e software adibite al rilievo di dati sperimentali e alla simulazione in ambito HIL e SIL.

L'analisi delle prove sperimentali interne ha permesso di interfacciarsi con una delle criticità riscontrate nel lavoro di tesi, ovvero l'affidabilità delle variabili registrate dalla centralina. Infatti, mentre il regime di rotazione del motore e la velocità del veicolo possono ritenersi affidabili, lo stesso non può essere detto per quanto riguarda il segnale di coppia stimato dalla centralina, che non è rappresentativo della coppia effettiva soprattutto in condizioni di rapidi transitori, ovvero quando diventa rilevante il fenomeno del turbo-lag. L'analisi delle prove sperimentali di Balocco, poi, ha evidenziato ulteriori criticità rispetto alle precedenti. Infatti, la pronunciata variabilità nelle prove svolte dal driver con diverse configurazioni di veicoli ha comportato la necessità di elaborare ulteriori algoritmi per la stima dei consumi e, in particolare, per cercare di evidenziare l'andamento dei consumi stessi in funzione della massa del veicolo e della pressione di gonfiaggio degli pneumatici su cicli guida ripetibili.

Tuttavia la creazione di questi modelli è avvenuta a partire da un numero limitati di punti dell'acquisizione per poter far fronte alle problematiche legate al turbo-lag, alla logica del cut-off e alla stima da centralina.

La verifica di questi modelli ha dato buoni risultati in termini di stima dei consumi da centralina tramite il modello stesso, mentre per quanto riguarda la validazione su cicli guida di riferimento ritenuti ripetibili è stato riconosciuto il trend in funzione dello standard di carico, che anche da simulazione mostrava un effetto più marcato sui consumi.

Non viene riconosciuto, invece, l'andamento in funzione della pressione di gonfiaggio, il cui effetto è comunque minore rispetto alla massa del veicolo, probabilmente mascherato dalle approssimazioni di calcolo e dalla bontà dei dati di input.

# Elenco delle figure

2.1	Schema di calcolo dell'accelerazione di una ruota rigida.[1]	8
2.2	Modello ad un quarto di veicolo (Quarter Car Model).[1]	9
2.3	Ruota realizzata in tre tavole di legno.[2]	10
2.4	Sezione diametrale di pneumatico con camera d'aria e Tubeless.[1]	12
2.5	Sezione meridiana di uno pneumatico radiale.[1]	15
2.6	Confronto tra pneumatico di tipo radiale e incrociato (bias).	16
2.7	Marcature sul fianco di uno pneumatico [1].	18
2.8	Modello a spazzola in condizioni di pura frenatura.[9]	21
2.9	Distribuzione di velocità in una ruota pneumatica in puro rotolamento.	23
2.10	Ruota pneumatica in condizioni di pattinamento.	25
2.11	Ruota pneumatica in condizioni di bloccaggio.	25
3.1	Stima della distribuzione di consumo su autovettura.	27
3.2	Fuel economy sensitivity.	28
3.3	Trend del coefficiente di resistenza a rotolamento negli anni [10].	29
3.4	Influenza della resistenza al rotolamento su quattro tipici cicli guida [10].	30
3.5	Coefficiente di resistenza al rotolamento $C_{rr}$ in funzione della velocità del veicolo [10].	31
3.6	Composizione molecolare della gomma vulcanizzata [12].	32
3.7	Andamento del modulo elastico in funzione della temperatura [10].	34
3.8	Andamento del modulo elastico in funzione della frequenza di deformazione [10].	34
3.9	Andamento del modulo elastico in funzione del livello di deformazione [10].	35
3.10	Distribuzione delle forze tangenziali $\tau_x$ nell'orma di contatto di una ruota folle [10].	38
3.11	Distribuzione della pressione normale $\sigma_z$ nell'orma di contatto di una ruota folle [10].	38
3.12	Diagramma di corpo libero di una ruota in trazione.	39
3.13	Ciclo di isteresi di uno pneumatico.	39
3.14	Diagramma di corpo libero di una ruota folle.	40

3.15	Diagramma di corpo libero di una ruota in puro rotolamento. . . . .	41
3.16	Caratteristica forza-scorrimento longitudinale. . . . .	43
3.17	Caratteristiche forza longitudinale-scorrimento. . . . .	44
3.18	Trend del coefficiente di resistenza al rotolamento in funzione del carico verticale Z [10]. . . . .	48
3.19	Influenza del diametro esterno sulla resistenza al rotolamento [10]. . . . .	49
3.20	Influenza della pressione di gonfiaggio sulla resistenza al rotolamento [10]. . .	50
3.21	Andamento della resistenza al rotolamento in funzione del tempo di roto- lamento [10]. . . . .	53
3.22	Etichette inerenti le prestazioni degli pneumatici. . . . .	55
4.1	Confronto sistemi di comunicazione cablati punto-punto e rete CAN [18]. .	56
4.2	Topologia rete CAN [19]. . . . .	58
4.3	Formato standard dei Data Frames su rete CAN [18]. . . . .	61
4.4	Caratteristica di tensione del bus CAN [19]. . . . .	64
5.1	Fiat Grande Punto 1.3 MultiJet 16v 95 CV. . . . .	65
5.2	CompactDAQ hardware con relativo pc di elaborazione [21]. . . . .	67
5.3	Scheda NI-9860. . . . .	68
5.4	Esempio di Data Field a 6 byte di un Data Frame. . . . .	68
5.5	Piattaforma CompactRio. . . . .	71
6.1	Profilo temporale di velocità in una prova di coast-down. . . . .	79
6.2	Profilo temporale della variabile Clutch Pedal Action. . . . .	84
6.3	Profilo temporale della variabile Gas Pedal Position. . . . .	85
6.4	Profilo temporale della variabile FL Pulse Counter. . . . .	85
6.5	Profilo temporale della variabile RL Pulse Counter. . . . .	86
6.6	Profilo temporale della variabile FR Pulse Counter. . . . .	86
6.7	Profilo temporale della variabile RR Pulse Counter. . . . .	87
6.8	Profilo temporale della variabile Wheel Circumference. . . . .	87
6.9	Profilo temporale della variabile Vehicle Speed Average. . . . .	88
6.10	Profilo temporale della variabile Engine Speed. . . . .	88
6.11	Profilo temporale della variabile Engine Torque. . . . .	89
6.12	Profilo temporale della variabile Engine Friction Torque. . . . .	89
6.13	Profilo temporale della variabile Max Engine Torque. . . . .	90
6.14	Profilo temporale della variabile Max Engine Torque Norm. . . . .	90
6.15	Profilo temporale della variabile Fuel Consumption. . . . .	91
6.16	Profilo temporale della variabile Fuel Level. . . . .	91
6.17	Profilo temporale della variabile Engine Water Temperature. . . . .	92

6.18	Confronto tra velocità veicolo stimata da centralina e da ruote. . . . .	94
6.19	Stima marcia. . . . .	95
6.20	Confronto tra velocità della corona del differenziale. . . . .	96
6.21	Confronto tra coppie utili. . . . .	99
6.22	Confronto tra coppie utili solo positive. . . . .	99
6.23	Analisi Predicted-Observed. . . . .	100
6.24	Confronto cumulate dei consumi di “Prova-4”. . . . .	104
6.25	Confronto tra la coppia rilevata da centralina e coppia real misurata a banco.	105
7.1	Profilo temporale della variabile Clutch Pedal Action. . . . .	108
7.2	Profilo temporale della variabile Gas Pedal Position. . . . .	109
7.3	Profilo temporale della variabile Front Left Wheel Speed. . . . .	109
7.4	Profilo temporale della variabile Vehicle Speed. . . . .	110
7.5	Profilo temporale della variabile Engine Speed. . . . .	110
7.6	Profilo temporale della variabile Engine Torque. . . . .	111
7.7	Profilo temporale della variabile Engine Friction Torque. . . . .	111
7.8	Profilo temporale della variabile Fuel Consumption. . . . .	112
7.9	Profilo temporale della variabile X,Y da GPS. . . . .	112
7.10	Profilo temporale della variabile RL Wheel Pressure. . . . .	113
7.11	Profilo temporale della variabile RL Wheel Temperature. . . . .	113
7.12	Profilo temporale della variabile FR Wheel Pressure. . . . .	114
7.13	Profilo temporale della variabile FR Wheel Temperature. . . . .	114
7.14	Profili di velocità veicolo delle sei acquisizioni. . . . .	115
7.15	Cumulate dei consumi delle sei acquisizioni. . . . .	116
7.16	Tracciato GPS del Misto Alfa. . . . .	117
7.17	Profilo di velocità veicolo su terzo giro Misto Alfa. . . . .	118
7.18	Consumi cumulati su terzo giro del Misto Alfa. . . . .	118
7.19	Finestra principale dell’interfaccia grafica di TyPE. . . . .	120
7.20	Influenza di pressione di gonfiaggio e massa veicolo sui consumi di ciclo NEDC. . . . .	121
7.21	Cumulate dei consumi per lo standard C a 2,2 bar. . . . .	125
7.22	Cumulate dei consumi per lo standard C a 2,2 bar da piano quotato 90 CV.	126
7.23	Cumulate dei consumi per lo standard C a 2,2 bar da mappa calcolata 95 CV. . . . .	126
7.24	Risultati dei modelli MBC per lo Standard B. . . . .	129
7.25	Risultati dei modelli MBC per lo Standard C. . . . .	130



# Elenco delle tabelle

2.1	Indice di velocità degli pneumatici [6]. . . . .	20
3.1	Parametri per la misurazione della resistenza a rotolamento [10]. . . . .	49
3.2	Coefficienti sperimentali del modello di Michelin [10]. . . . .	51
3.3	Valori di $B_0$ per diversi fondi stradali [2]. . . . .	54
6.1	Caratteristiche tecniche Fiat Grande Punto 1.3 MultiJet 75 CV. . . . .	80
6.2	Temperatura [°C] delle quattro ruote pneumatiche in warm-up. . . . .	82
6.3	Condizioni di riferimento (prova di coast-down). . . . .	97
6.4	Coefficienti in condizioni standard [23]. . . . .	97
6.5	Dati motore 1.3 MultiJet 16v 75 CV. . . . .	101
6.6	Confronto consumi chilometrici sulla “Prova-4”. . . . .	103
7.1	Spazio percorso in ciascuna prova sperimentale. . . . .	116
7.2	Reciproco del consumo chilometrico sulle prove complete. . . . .	117
7.3	Spazio percorso su terzo giro Misto Alfa . . . . .	119
7.4	Reciproco del consumo chilometrico sul terzo giro Misto Alfa. . . . .	119
7.5	Consumi simulati su ciclo NEDC. . . . .	121
7.6	Differenze di consumi dallo Standard B 1,8 bar. . . . .	122
7.7	Consumi ottenuti con i tre metodi. . . . .	124
7.8	Differenze percentuali dei consumi rispetto al metodo “ECU”. . . . .	124
7.9	Consumi totali delle singole acquisizioni con mappa 95 CV. . . . .	127
7.10	Consumi totali delle singole acquisizioni con mappa 90 CV. . . . .	127
7.11	Consumi totali delle singole acquisizioni con mappa 95 CV. . . . .	128
7.12	Consumi totali delle singole acquisizioni con mappa 90 CV. . . . .	128

# Bibliografia

- [1] Morelli A., *Progetto dell'autoveicolo*, Celid, Torino, 2000
- [2] Genta G., *Meccanica dell'autoveicolo*, Levrotto&Bella, Torino, 2000
- [3] Genta G., Morello L., *The Automotive Chassis. Volume 1: Components Design*, Mechanical Engineering Series, Springer, Torino, 2009
- [4] Knight R. E., *Tire Parameter Effects on Truck Fuel Economy*, The Goodyear Tire & Rubber Company, SAE Technical Paper Series 791043, 1979
- [5] European Tyre and Rim Technical Organization, *ETRTO standards manual*, 2008
- [6] ISO 4000:2015, *Passenger car tyres and rims-Part1: Tyres (metric series)*, 2015
- [7] Pacejka H.B., *Tyre and Vehicle Dynamic*, Butterworth-Heinemann, Oxford, 2002
- [8] Zegelaar P.W.A., *The Dynamic Response of Tyres to Brake Torque Variations and Road Unevennesses*, Dissertation, TU Delft, 1998
- [9] Guiggiani M., *Dinamica del veicolo*, CittàStudi Edizioni, Torino, 2012
- [10] Michelin, *The tyre. Rolling resistance and fuel saving*, Société de Technologie Michelin, Clermont-Ferrand ,2003
- [11] ISO 8767:1992 *Passenger car tyres-Methods of measuring rolling resistance*, 1992
- [12] Michelin, *The tyre. Grip*, Société de Technologie Michelin, Clermont-Ferrand ,2003
- [13] SAE J1269, *Rolling resistance measurement procedure for passenger car, light truck and highway truck tyres*, SAE Standards, 2000
- [14] LaClair T.J., *Rolling resistance*, in *The Pneumatic Tire*, U.S Department of Transportation NHTSA, 2006
- [15] Ejsmont J., Taryma S., Ronowski G., Swieczko-Zurek B., *Influence of temperature on tyre rolling resistnace*, Internal Journal of Automotive Technology, Gdansk, 2018

- [16] ISO 9948:1992 *Truck and bus tyres-Methods of measuring rolling resistance*, 1992
- [17] Schuring D.J., *Energy Loss of Pneumatic Tires Under Freely Rolling, Braking and Driving Conditions*, Tire Science and Technology, 1976
- [18] National Instruments, *Controller Area Network (CAN) Overview*, 2014, (<http://www.ni.com/white-paper/2732/en/>)
- [19] Corrigan S., *Introduction to the Controller Area Network (CAN)*, Application Report of Texas Instruments, 2002, (<http://www.ti.com/lit/an/sloa101b/sloa101b.pdf>)
- [20] Maggi S., Castelli Dezza F., *Automotive electronics: sistemi elettronici distribuiti e comunicazione via Bus*, Corso per la formazione permanente (Politecnico di Milano), Milano, 2004
- [21] National Instruments Catalogue (<http://www.ni.com/it-it/shop/compactdaq.html>)
- [22] National Instruments Catalogue (<http://www.ni.com/veristand/whatis/i/>)
- [23] ISO 18164:2005 *Passenger car, truck, bus and motorcycle-Methods of measuring rolling resistance*, 2005
- [24] Stotsky A., *Method for estimating engine friction torque*, United States Patent, 2005