

**POLITECNICO DI MILANO**  
Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria dell'Automazione  
Dipartimento di Elettronica, Informazione e Bioingegneria



**UNA METODOLOGIA PER CLASSIFICARE GLI  
PNEUMATICI IN FUNZIONE DELLE PRESTAZIONI DEL  
SISTEMA ABS BASATA SU TECNICHE  
HARDWARE-IN-THE-LOOP**

**Relatore: Ing. Alan FACCHINETTI**  
**Correlatori: Ing. Edoardo SABBIONI**  
**Dott. Stefano ARRIGONI**  
**Ing. Paolo GAVARDI**

**Tesi di Laurea Magistrale di:**  
**Andrea Marconi, matricola 786527**

**Anno Accademico 2012-2013**



*Al nonno Pino*



# Ringraziamenti

E così, dopo tanta fatica, questo lungo percorso si chiude. E come è giusto che sia, visto che se non fosse anche per merito di altri sicuramente non sarei qui a scriverlo, è giunto il momento dei ringraziamenti.

Innanzitutto è doveroso un grande ringraziamento all'ingegner Sabbioni, per i preziosi insegnamenti, per i molti consigli e per non avermi abbandonato nei momenti di difficoltà.

Subito dopo, come non ringraziare il dottor Arrigoni. Certo, chiamarlo dottor Arrigoni mi fa strano, dato che in tutto questo periodo è semplicemente stato Stefano. In questi mesi è stato per me molto più che un supporto: il termine più calzante che mi viene in mente è compagno di trincea. Per questo non posso che essergli grato.

Desidero ringraziare inoltre l'ingegner Facchinetti, il professor Cheli, l'ingegner Tosi, la dottoressa Negrini e il dottor Costa per tutto l'aiuto che mi hanno dato nel fare questa tesi.

Voglio poi ringraziare la mia famiglia, anche se un solo ringraziamento è decisamente troppo poco. Grazie mamma, grazie papà, grazie Giorgia e Luca, grazie nonni e zii, per essere sempre stati al mio fianco e per essere stati con me in ogni decisione importante.

Un enorme grazie alla bella Prisca, per tutto il tempo passato insieme, per tutto il tempo che passeremo insieme.

Infiniti ringraziamenti vanno poi a quei compagni di una vita che compongono la mia seconda famiglia e che vale la pena nominare uno per uno: Ste, Vitto, Zuma, Ema, Dani, Vale, Ale, Ludo, Marti, Mery (sì, con la e), Giulia (M. e N.), Marta, Ali, Susy, Betta, Ire.

Mille ringraziamenti anche alla bella gente con cui ho condiviso questa esperienza al Poli: Ross, il Maestro, Potter, la Leon, Beppe, Thibaud, Ale Falsone, Fabio, Andre, la Cri (B. e C.)

Un grosso grazie a tutti i degni comparì del Mi 37, quelli che furono e che mi hanno forgiato negli anni, quelli che sono e che nonostante il tempo portato via continuano a farmi crescere.

Un pensiero va poi a tutti i liceali, che ogni tanto rispuntano e con cui è sempre un piacere incontrarsi. Grazie Masi, Marco, Yaya, Sara, Cacci, Marti e compagnia.

Infine, un ringraziamento a tutti coloro che non ho citato ma che se lo sarebbero meritato.

# Indice

<b>Ringraziamenti</b>	<b>v</b>
<b>Glossario</b>	<b>ix</b>
<b>Sommario</b>	<b>xv</b>
<b>Abstract</b>	<b>xvii</b>
<b>Introduzione</b>	<b>1</b>
<b>1 Stato dell'arte</b>	<b>5</b>
1.1 Il sistema di antibloccaggio ruote ABS . . . . .	6
1.1.1 Dinamica della ruota frenata . . . . .	7
1.1.2 Logica di controllo ABS . . . . .	11
1.2 Sistema di ripartizione di frenata EBD . . . . .	17
1.3 Modellazione di uno pneumatico . . . . .	19
1.3.1 Lunghezza di rilassamento . . . . .	23
1.4 Tecniche HiL per sistemi ABS . . . . .	25
<b>2 Modellistica</b>	<b>29</b>
2.1 Dinamica del veicolo . . . . .	30
2.1.1 Dinamica della cassa . . . . .	30
2.1.2 Modellazione dello pneumatico . . . . .	35
2.1.3 Calcolo della traiettoria veicolo . . . . .	37
2.2 Unità di trazione . . . . .	38
2.3 Impianto frenante . . . . .	41
2.4 Modellazione di aspetti particolari . . . . .	42
<b>3 Banco Hardware-in-the-Loop</b>	<b>45</b>
3.1 Descrizione della componentistica hardware . . . . .	48
3.1.1 Impianto frenante . . . . .	48
3.1.2 Attuatore idraulico . . . . .	50

3.1.3	Sensore di imbardata . . . . .	51
3.1.4	Descrizione della centralina . . . . .	52
3.1.5	Emulazione dei sensori presenti sul veicolo . . . . .	57
3.2	Descrizione del software . . . . .	61
3.2.1	Scheda dSpace . . . . .	62
3.2.2	Modello del veicolo . . . . .	64
3.2.3	Rete CAN . . . . .	66
<b>4</b>	<b>Risultati</b>	<b>73</b>
4.1	Prestazione dell'ABS con pneumatico di riferimento . . . . .	73
4.1.1	Frenata su alta aderenza . . . . .	73
4.1.2	Frenata su bassa aderenza . . . . .	79
4.1.3	Frenata in condizione di $\mu$ -jump . . . . .	83
4.2	Analisi delle condizioni di prova . . . . .	88
4.2.1	Analisi dell'influenza di $V_0$ . . . . .	89
4.2.2	Analisi dell'influenza della frenata imposta . . . . .	93
4.3	Analisi di sensitività . . . . .	99
4.3.1	Analisi del parametro $\lambda_\mu$ . . . . .	100
4.3.2	Analisi del parametro $K_x$ . . . . .	104
4.3.3	Analisi del parametro $L_x$ . . . . .	107
<b>5</b>	<b>Conclusioni</b>	<b>115</b>
<b>A</b>	<b>ControlDesk</b>	<b>A1</b>
A.1	Scheda di acquisizione dSpace . . . . .	A1
A.2	Struttura di ControlDesk . . . . .	A2
A.3	Utilizzo di ControlDesk per simulazioni . . . . .	A3



# Glossario

Simbolo	Significato
<b><i>CAPITOLO 1</i></b>	
$m$	Massa quarter-car
$x$	Spostamento del mozzo ruota
$F_x$	Forza longitudinale data dallo pneumatico
$J_{ruota}$	Momento di inerzia della ruota
$\varphi_{ruota}$	Rotazione della ruota
$R_{ruota}$	Raggio della ruota
$M_{br}$	Momento frenante applicato alla ruota
$\lambda$	Scorrimento
$F_z$	Carico verticale applicato
$\mu_x$	Coefficiente di attrito longitudinale
$\alpha$	Angolo di deriva pneumatico
$\mu_{max}$	Coefficiente di attrito del manto stradale
$F_y$	Forza laterale
$\mu_y$	Coefficiente di attrito laterale
$V_0$	Velocità iniziale del veicolo
$-a$	Soglia di decelerazione dell'ABS
$+a$	Soglia di accelerazione dell'ABS
$+A$	Soglia di accelerazione dell'ABS
$\lambda_1$	Soglia di scorrimento dell'ABS
$V_{ruota}$	Velocità periferica della ruota
$\lambda_2$	Soglia di scorrimento dell'ABS in condizioni di $\mu$ -jump
$M_z$	Momento autoallineante della ruota

Simbolo	Significato
$\gamma$	Angolo di camber
$B_x, C, D, E$	Parametri curva di Pacejka
$S_h, S_v$	Coefficienti di shift curva di Pacejka
$\tau$	Costante di tempo corrispondente alla lunghezza di rilassamento
$\sigma_z$	Lunghezza di rilassamento laterale
$\sigma_k$	Lunghezza di rilassamento longitudinale
$u_1$	Posizione del bordo dell'area di contatto
$U_w$	Velocità longitudinale proiettata sul piano ruota
$V_{sx}$	Velocità di slip
$p_{TX1}$	Lunghezza di rilassamento longitudinale a carico verticale nominale
$p_{TX2}$	Variazione di lunghezza di rilassamento longitudinale con il carico
$p_{TX3}$	Variazione di lunghezza di rilassamento longitudinale con l'esponente della variazione di carico
$df_z$	Incremento del carico verticale
$r_0$	Raggio di rotolamento libero
$F_{z0}$	Carico verticale nominale

---

## **CAPITOLO 2**

---

$F_{xAS}, F_{xAD}, F_{xPS}, F_{xPD}, F_{xruota}$	Forza longitudinale per singola ruota
$F_{yAS}, F_{yAD}, F_{yPS}, F_{yPD}, F_{yruota}$	Forza laterale per singola ruota
$A_x$	Accelerazione longitudinale veicolo
$A_y$	Accelerazione laterale veicolo
$V_x$	Velocità longitudinale veicolo
$V_y$	Velocità laterale veicolo
$\psi, \dot{\psi}, \ddot{\psi}$	Angolo, velocità e accelerazione di imbardata veicolo
$M$	Massa veicolo
$\delta$	Angolo di sterzo
$F_{aero}$	Forza aerodinamica

---

Simbolo	Significato
$a$	Semipasso anteriore
$b$	Semipasso posteriore
$C_{ant}$	Semicarreggiata anteriore
$C_{post}$	Semicarreggiata posteriore
$\beta$	Angolo di deriva veicolo
$V$	Velocità complessiva del veicolo
$S_f$	Area di contatto forza aerodinamica
$C_x$	Coefficiente di attrito aerodinamico
$\theta$	Angolo di beccheggio
$\rho$	Angolo di rollio
$k_{ant,post}$	Rigidezza sospensione anteriore/posteriore
$r_{ant,post}$	Smorzamento sospensione anteriore/posteriore
$k_{ba,bp}$	Rigidezza barra anti-rollio anteriore/posteriore
$k_{roll}$	Rigidezza complessiva di rollio
$r_{roll}$	Smorzamento complessivo di rollio
$k_{pitch}$	Rigidezza complessiva di beccheggio
$r_{pitch}$	Smorzamento complessivo di beccheggio
$h_G$	Baricentro veicolo
$h_B$	Centro di beccheggio veicolo
$h_R$	Centro di rollio veicolo
$F_{zAS}, F_{zAD}, F_{zPS}, F_{zPD}$	Carico verticale per singola ruota
$\delta_{f,r}$	Angolo di sterzo ruote anteriori/posteriori
$\lambda_{app}$	Scorrimento apparente
$\Omega, \Omega_{AS}, \Omega_{AD}, \Omega_{PS}, \Omega_{PD}$	Velocità angolare ruota
$\lambda_{eff}$	Scorrimento effettivo
$X_G, Y_G$	Posizione longitudinale/laterale baricentro veicolo
$X_{GAS,GAD,GPS,GPD}$	Posizione longitudinale mozzo ruota
$Y_{GAS,GAD,GPS,GPD}$	Posizione laterale mozzo ruota
$\tau_{tot}$	Rapporto di cambio
$\tau_c$	Rapporto di cambio per marcia
$G$	Marcia innestata

Simbolo	Significato
$R_a DA$	Rapporto differenziale anteriore
$R_e DA$	Rendimento differenziale anteriore
$\eta_{tot}$	Rendimento totale
$\eta_c$	Rendimento per marcia
$T$	Tipo di trazione
$\Omega_{mot}$	Velocità di rotazione del motore
$C_{mot}$	Coppia motrice
$\gamma$	Percentuale di apertura della valvola a farfalla
$v$	Esponente di apertura della valvola a farfalla
$C_{ridotta}$	Coppia ridotta
$C_{drive_{ant,post}}$	Coppia erogata alle ruote anteriori/posteriori
$Clutch$	Valore di frizione
$I_{motore}$	Inerzia associata al motore
$J_{r_{ant,post}}$	Inerzia applicata alle ruote anteriori/posteriori
$T_{brake}$	Coppia frenante
$p_{ABS}$	Pressione fornita dall'ABS
$K_{brake}$	Costante della pinza freno
$\mu_{brake}$	Coefficiente di attrito della pinza freno
$A$	Area del cilindretto di frenatura
$R_{eff}$	Raggio effettivo
$R_e$	Raggio esterno
$R_i$	Raggio interno
$e$	Errore di velocità
$K_P$	Coefficiente proporzionale
$K_I$	Coefficiente integrale

---

### ***CAPITOLO 3***

---

$f$	Frequenza di impulsi provenienti dalla ruota fonica
$n$	Numero di denti della ruota fonica

---

Simbolo	Significato
<b><i>CAPITOLO 4</i></b>	
$F_{max}$	Forza massima imposta come frenata
$N_{punti}$	Numero di punti della storia temporale dell'energia
$E$	Energia normalizzata alla massa veicolo
$V_f$	Velocità a fine frenata
$t_0$	Istante di tempo di inizio frenata
$t_f$	Istante di tempo di fine frenata
$S_{rif}$	Spazio di riferimento
$t_r$	Tempo di raggiungimento del massimo valore di forza
$\lambda_\mu$	Coefficiente di attrito pneumatico-strada
$g$	Accelerazione di gravità
$K_x$	Rigidezza longitudinale a slip
$L_x$	Lunghezza di rilassamento



# Sommario

La sicurezza stradale è un tema di grande importanza al giorno d'oggi, e la ricerca di miglioramenti da apportare ai veicoli per migliorarla è continua. In questo ambito, grazie all'introduzione dell'elettronica a bordo del veicolo, sono stati sviluppati nuovi sistemi intelligenti, in grado di prevenire gli incidenti o quantomeno assistere il guidatore in condizioni di pericolo. Questi sistemi prendono il nome di sistemi di controllo attivi. Tra questi sistemi si colloca ad esempio l'ABS (Antilock Braking System), che si occupa di evitare il bloccaggio ruote durante una frenata. Un aspetto particolarmente importante per il funzionamento di questi sistemi di controllo è l'interazione con lo pneumatico. Per questo motivo, è importante conoscere in maniera approfondita l'influenza che un certo tipo di pneumatico può avere sul comportamento di una centralina ABS. L'obiettivo di questo lavoro di tesi è quello di studiare una nuova metodologia che permetta di catalogare diverse tipologie di pneumatico in funzione della logica di controllo ABS. Per fare questo è stato costruito un banco prova Hardware-in-the-Loop (HiL) che permettesse di testare una centralina ABS esistente in commercio. Il banco è costituito dall'impianto frenante della vettura (dal cilindro maestro alle pinze freno), inclusa la centralina ABS (parte hardware), e da un modello a 9 g.d.l. del veicolo (parte software) sincronizzati da una scheda real time. Il banco Hardware-in-the-Loop è stato utilizzato per effettuare un'analisi di sensitività sui parametri caratteristici dello pneumatico in relazione alle prestazioni del controllore ABS. L'analisi ha consentito di valutare i parametri più influenti che potrebbero portare ad una ottimizzazione dello pneumatico in relazione all'ABS

**Parole chiave:** ABS; Hardware-in-the-Loop; Simulazione real time; pneumatico;





# Abstract

Road safety is a particularly important issue nowadays, and the research of improvements that can be made on the vehicle is continuous. Thanks to the introduction of electronics on the vehicle, new smart systems have been developed which are able to prevent road accidents or at least give assistance to the driver which gets stuck in dangerous situations. These systems are called active control systems. In these systems places the ABS (Antilock Braking System) control system, which function is to prevent the wheels from blocking in a braking condition. A particularly important feature for the functioning of these control systems is the interaction with the tyre. For this reason, it is important to analyze in depth the influence that a certain kind of tyre may have on the behaviour of an ABS control unit. The target of this work is to study a new methodology of analysis which allows to classify different kinds of tyre according to the performance of the ABS control logic. To reach this purpose, an Hardware-in-the-Loop (HiL) test bench has been developed, which allows to test an ABS control unit available on the market. The test bench is composed of the braking system of the vehicle (from the master cylinder to the brake calipers), including the ABS control unit (for what concern the hardware part), and of a 9 d.o.f vehicle model (for what concern software part), synchronized by a real time board. The Hardware-in-the-Loop test bench has been used to realize a sensitivity analysis on some characteristic parameters of the tyre in relation with the performance of the ABS controller. The analysis allowed to evaluate the most influent parameters, which may lead to an optimization of the tyre in relation with the ABS system.

**Keywords:** ABS; Hardware-in-the-Loop; real time simulation; tyre;



# Elenco delle figure

1	Funzionamento generale di un sistema ABS . . . . .	2
1.1	Modello di veicolo quarter-car . . . . .	7
1.2	Relazione $\mu_x$ - $\lambda$ . . . . .	8
1.3	Relazione $\mu_y$ - $\lambda$ . . . . .	10
1.4	Risposta del quarter car ad una rampa di coppia frenante . .	10
1.5	Ciclo ABS Bosch in alta aderenza . . . . .	13
1.6	Ciclo ABS Bosch in bassa aderenza . . . . .	16
1.7	Ciclo ABS Bosch in condizioni di $\mu$ -jump . . . . .	17
1.8	Schema di funzionamento di una centralina ABS . . . . .	18
1.9	Logica di funzionamento di un sistema EBD . . . . .	19
1.10	Effetto dell'EBD . . . . .	20
1.11	Forze sviluppate nel contatto tra pneumatico e asfalto . . . .	21
1.12	Forze e momenti generate dal modello Pacejka . . . . .	22
1.13	Significato dei parametri della curva di Pacejka . . . . .	23
1.14	Definizione di lunghezza di rilassamento . . . . .	24
1.15	Modalità di lavoro di un banco HiL . . . . .	26
1.16	Hardware e software di un banco HiL per ABS . . . . .	26
2.1	Sistemi di riferimento utilizzati per la descrizione del veicolo	30
2.2	Distribuzione delle forze applicate al veicolo . . . . .	31
2.3	Equilibrio dei momenti di rollio e beccheggio . . . . .	33
2.4	Rigidezze e smorzamenti anteriori e posteriori . . . . .	34
2.5	Modello di pneumatico fornito da Pirelli Tyre . . . . .	36
2.6	Caratteristica forza-scorrimento del modello di pneumatico fornito da Pirelli Tyre . . . . .	37
2.7	Sistema di riferimento utilizzato per il calcolo della traiettoria	38
2.8	Caratteristica di funzionamento del motore . . . . .	40
2.9	Implementazione delle prove di $\mu$ -jump e di $\mu$ -split all'inter- no del modello. . . . .	43
3.1	Vista d'insieme del banco Hardware-in-the-Loop . . . . .	47

3.2	Pompa tandem montata su banco . . . . .	49
3.3	Pinze freno montata su banco HiL. . . . .	50
3.4	Attuatore idraulico montato sul banco . . . . .	51
3.5	Sensore di imbardata di un veicolo Grande Punto 1.2v . . . . .	52
3.6	Centralina di una Grande Punto 1.2v montata sul banco . . . . .	53
3.7	Schema idraulico di impianto frenante con ABS. . . . .	55
3.8	Fase di accrescimento della pressione (ABS OFF). . . . .	56
3.9	Fase di mantenimento della pressione (ABS ON). . . . .	56
3.10	Fase di rilascio di pressione (ABS ON). . . . .	57
3.11	Scheda elettronica di emulazione del segnale di velocità angolare . . . . .	59
3.12	Sistema di alimentazione delle unità elettriche del banco . . . . .	61
3.13	Spaccato di scheda di controllo dSpace in commercio . . . . .	62
3.14	Blocchi di invio dei segnali di riferimento al banco e di ricezione segnali dal sistema fisico . . . . .	65
3.15	Schema elettrico di rete CAN . . . . .	67
3.16	Utilizzo di rete CAN all'interno del banco HiL . . . . .	70
4.1	Storia temporale della frenata imposta . . . . .	74
4.2	Storia temporale delle pressioni a centralina ABS staccata . . . . .	75
4.3	Storia temporale delle velocità periferiche del veicolo a centralina ABS staccata . . . . .	75
4.4	Storia temporale delle pressioni esercitate con ABS inserito in alta aderenza . . . . .	76
4.5	Confronto tra velocità veicolo e delle ruote con ABS inserito in alta aderenza . . . . .	76
4.6	Storia temporale dell'accelerazione periferica con ABS inserito in alta aderenza . . . . .	77
4.7	Storia temporale dello scorrimento ad ABS inserito in alta aderenza . . . . .	78
4.8	Grafico $\mu-\lambda_{eff}$ per ruote anteriori ad ABS inserito in alta aderenza . . . . .	79
4.9	Grafico $\mu-\lambda_{eff}$ per le ruote posteriori ad ABS inserito in alta aderenza . . . . .	79
4.10	Storia temporale delle pressioni esercitate per bassa aderenza . . . . .	80
4.11	Confronto tra velocità veicolo e periferica delle ruote per bassa aderenza . . . . .	81
4.12	Storia temporale delle accelerazioni periferiche in una prova in bassa aderenza . . . . .	81
4.13	Storia temporale dello scorrimento rilevati in bassa aderenza . . . . .	82

4.14	Grafico $\mu\text{-}\lambda_{eff}$ per le ruote anteriori in bassa aderenza . . . .	83
4.15	Grafico $\mu\text{-}\lambda_{eff}$ per le ruote posteriori in bassa aderenza . . . .	83
4.16	Confronto tra velocità veicolo e periferica delle ruote in una prova di $\mu\text{-jump}$ . . . . .	84
4.17	Storia temporale delle pressioni in una prova di $\mu\text{-jump}$ . . . .	85
4.18	Storia temporale delle accelerazioni periferiche in una prova di $\mu\text{-jump}$ . . . . .	85
4.19	Storia temporale degli scorrimenti rilevati in una prova di $\mu\text{-jump}$ . . . . .	86
4.20	Grafico $\mu\text{-}\lambda_{eff}$ per le ruote anteriori in una prova di $\mu\text{-jump}$	87
4.21	Grafico $\mu\text{-}\lambda_{eff}$ per le ruote posteriori in una prova di $\mu\text{-jump}$	88
4.22	Spazi di frenata normalizzati ottenuti al variare di $V_0$ . . . .	90
4.23	Decelerazioni longitudinali ottenute al variare di $V_0$ . . . . .	91
4.24	Distribuzione degli scorrimenti al variare di $V_0$ . . . . .	93
4.25	Distribuzione dell'energia dissipata ottenuta al variare di $V_0$	93
4.26	Tipologia di frenata imposta . . . . .	94
4.27	Spazi di frenata per una variazione di $F_{max}$ e $t_r$ . . . . .	95
4.28	Decelerazioni longitudinali per una variazione di $F_{max}$ e $t_r$ .	96
4.29	Distribuzione degli scorrimenti per una variazione di $F_{max}$ e $t_r$	97
4.30	Distribuzione dell'energia dissipata ottenuta per una variazione di $F_{max}$ e $t_r$ . . . . .	99
4.31	Spazi di frenata ottenuti per una variazione di $\lambda_\mu$ . . . . .	100
4.32	Decelerazioni longitudinali ottenute per una variazione di $\lambda_\mu$	101
4.33	Distribuzione degli scorrimenti per una variazione di $\lambda_\mu$ . . .	102
4.34	Distribuzione di energia dissipata dell'ABS ottenuta per una variazione di $\mu$ . . . . .	103
4.35	Spazi di frenata ottenuti per una variazione di $K_x$ . . . . .	105
4.36	Decelerazioni longitudinali ottenute per una variazione di $K_x$	105
4.37	Distribuzione degli scorrimenti per una variazione di $K_x$ . .	106
4.38	Energia impiegata al variare di $K_x$ . . . . .	107
4.39	Distribuzione di energia dissipata dell'ABS ottenuta per una variazione di $K_x$ . . . . .	109
4.40	Spazi di frenata ottenuti per una variazione di $L_x$ . . . . .	110
4.41	Decelerazioni longitudinali ottenute per una variazione di $L_x$	110
4.42	Distribuzione degli scorrimenti per una variazione di $L_x$ . . .	111
4.43	Distribuzione dell'energia dissipata dall'ABS per una variazione di $L_x$ . . . . .	113



# Elenco delle tabelle

3.1	Specifiche tecniche dei sensori di pressione utilizzati . . . . .	60
3.2	Specifiche caratteristiche della scheda dSpace . . . . .	63
4.1	Scorrimenti corrispondenti al 20-50-80% dei punti della cumulata e al massimo numero di ripetizioni per una variazione di $V_0$ . . . . .	92
4.2	Scorrimenti corrispondenti al 20-50-80% dei punti della cumulata e al massimo dell'energia dissipata per una variazione di $V_0$ . . . . .	92
4.3	Combinazioni di $F_{max}$ e $t_r$ imposti . . . . .	94
4.4	Valori di scorrimento al 20-50-80% dei punti della cumulata e al massimo numero di ripetizioni per variazione di $F_{max}$ e $t_r$	98
4.5	Valori di scorrimento corrispondenti al 20-50-80% dei punti della cumulata e al massimo dell'energia dissipata per variazione di $F_{max}$ e $t_r$ . . . . .	98
4.6	Scorrimenti corrispondenti al 20-50-80% dei punti della cumulata e al massimo numero di ripetizioni per variazione di $\lambda_\mu$ . . . . .	103
4.7	Scorrimenti corrispondenti al 20-50-80% dei punti della cumulata e al massimo dell'energia dissipata per variazione di $\lambda_\mu$ . . . . .	104
4.8	Scorrimenti corrispondenti al 20-50-80% dei punti della cumulata e al massimo numero di ripetizioni per variazione di $K_x$ . . . . .	108
4.9	Scorrimenti corrispondenti al 20-50-80% dei punti della cumulata dell'energia e al massimo valore di energia dissipata per variazione di $K_x$ . . . . .	108
4.10	Scorrimenti corrispondenti al 20-50-80% dei punti della cumulata e al massimo numero di ripetizioni per variazione di $L_x$ . . . . .	112

4.11 Scorrimenti corrispondenti al 20-50-80% dei punti della cumulata dell'energia e al massimo valore di energia dissipata per variazione di $L_x$ . . . . .	112
---	-----



# Introduzione

Questo lavoro è stato svolto nell'ambito di una collaborazione fra Politecnico di Milano e Pirelli Tyre S.p.A. con l'obiettivo di sviluppare una metodologia di classificazione degli pneumatici in funzione della risposta del sistema ABS ai fini di migliorare la sicurezza del veicolo.

Il miglioramento delle prestazioni dei sistemi di sicurezza costituisce uno dei temi di maggiore rilevanza all'interno dell'ambito della progettazione di un autoveicolo. Su un autoveicolo, sono presenti diversi dispositivi di sicurezza, suddivisi a livello macroscopico in sistemi di sicurezza passivi ed attivi.

I sistemi di sicurezza passivi hanno lo scopo di salvaguardare l'incolumità del passeggero del veicolo nel caso in cui avvenga un incidente. Per fare questo, si utilizzano una serie di elementi funzionali passivi, come possono ad esempio essere gli air-bag e le cinture di sicurezza.

Diversamente dalle misure passive, i sistemi di sicurezza attiva si pongono l'obiettivo di evitare o quantomeno ridurre la possibilità che un incidente stradale avvenga. Questi dispositivi sono principalmente orientati all'incremento della sicurezza di guida, offrendo assistenza al guidatore che si trovi in condizioni di guida diverse da quelle abituali. In questo differente approccio al problema, si cerca quindi di individuare le cause che possono generare un incidente e di prevenirle mediante l'utilizzo di logiche di controllo appropriate. Tali sistemi di controllo sono largamente impiegati su tutte le autovetture di nuova produzione e presentano un'evoluzione continua per merito della crescente disponibilità di tecnologie sempre più avanzate a costi relativamente ridotti.

Il sistema di controllo che per primo ha avuto ampia diffusione sugli autoveicoli è stato il sistema ABS (Antilock-Braking-System), il cui scopo è prevenire il bloccaggio delle ruote in fase di frenatura. A tale sistema, dedicato alla gestione della dinamica longitudinale del veicolo, si sono progressivamente affiancati il dispositivo EBD (Electronic Braking Distribution), la cui funzione è la distribuzione ottimale delle forze di frenatura sulle

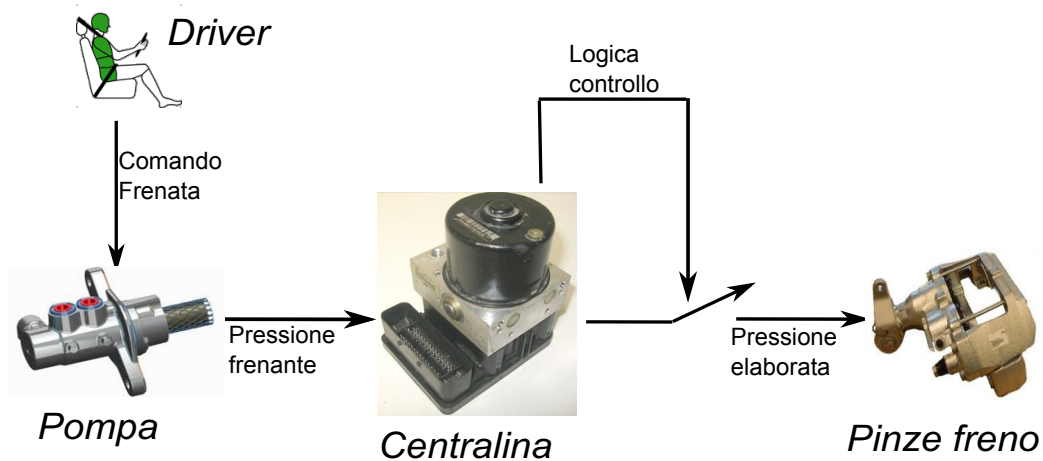


Figura 1: Funzionamento generale di un sistema ABS

ruote dei due assi del veicolo, e il TCS (Traction Control System), dedicato alla gestione della coppia motrice fornita alle ruote in fase di accelerazione.

L'area di studio dei sistemi di sicurezza attiva è quella in cui si colloca questo lavoro di tesi, ponendo particolare attenzione al funzionamento di un sistema ABS. Al fine di raggiungere questo scopo, è stato necessario tanto sviluppare una buona conoscenza del funzionamento di un sistema ABS quanto approfondire i principi di modellazione numerica del veicolo e dello pneumatico.

Lo scopo di questo lavoro di tesi è quello di sviluppare una metodologia innovativa per classificare gli pneumatici in funzione delle prestazioni di un sistema ABS. Per fare questo, si è deciso di utilizzare una tecnica che prevedesse l'impiego di una centralina esistente in commercio. Questa necessità nasce dal fatto che in letteratura non è stato divulgato un modello di ABS che fosse rappresentativo del funzionamento effettivo di una centralina ABS, poiché l'unico ciclo ABS descritto in letteratura è quello originale ideato da Bosch. Le case costruttrici di ABS, infatti, non divulgano i progetti e i principi di funzionamento delle logiche di controllo dei loro prodotti, in quanto questi costituiscono parte integrante del know-how dell'azienda. Si è pertanto deciso di sviluppare un banco di test basato sulla metodologia Hardware-in-the-Loop (HiL) in cui è stato replicato l'impianto frenante di un veicolo integrato di una centralina ABS Bosch esistente in commercio. Utilizzando questo metodo si intende valutare le prestazioni effettive della centralina senza essere legati alla conoscenza dei dettagli implementativi delle sue logiche di controllo. Ai fini dell'utilizzo del banco HiL, è stato quindi sviluppato un modello di veicolo a 9 gradi di libertà (g.d.l.) interfacciato con un modello di pneumatico fornito da Pirelli Ty-

re. Questo stesso modello di pneumatico è stato poi utilizzato per condurre un'analisi di sensitività sui parametri caratteristici dello pneumatico in funzione delle prestazioni del sistema ABS. Nello svolgimento di questa analisi di sensitività, gli aspetti che sono stati valutati di maggior interesse sono state le prestazioni del sistema in termini di: spazi di frenata impiegati; decelerazione longitudinale del veicolo durante la frenata; comportamento dell'ABS.

Il lavoro di tesi è strutturato nel modo seguente:

*Capitolo 1:* in questo capitolo vengono introdotti i principi riscontrabili in letteratura dei diversi campi su cui si è basato il lavoro di tesi, trattando l'argomento della dinamica di una ruota frenata, il funzionamento di un sistema ABS e EBD, le tecniche di modellazione di uno pneumatico e qualche nota aggiuntiva sui sistemi Hardware-in-the-Loop

*Capitolo 2:* viene descritto nel dettaglio il modello del veicolo utilizzato per l'interfacciamento con il banco. In particolare, viene descritto il modello di veicolo a 9 gradi di libertà interfacciato con il modello di pneumatico fornito da Pirelli Tyre.

*Capitolo 3:* è affrontata in questa sezione una approfondita descrizione del sistema Hardware-in-the-Loop utilizzato per lo svolgimento delle analisi.

*Capitolo 4:* vengono qui presentati i risultati sperimentali dell'analisi del comportamento della centralina ABS e del veicolo simulato in funzione della variazione di determinati parametri di interesse.

*Capitolo 5:* in questo capitolo vengono quindi espone le conclusioni di questo lavoro di tesi e i possibili sviluppi futuri che possono nascere da questo progetto



# Capitolo 1

## Stato dell'arte

La storia dello sviluppo dei sistemi di controllo per la sicurezza attiva è piuttosto recente. I primi passi in questo campo vengono mossi infatti tra la fine degli anni Settanta e l'inizio degli anni Ottanta, ovvero in concomitanza della commercializzazione del primo ABS fabbricato da Bosch (1978). Inizialmente, il principale scopo che venne perseguito in questo ambito fu quello di permettere al guidatore il controllo dell'autovettura in condizioni di pericolo. Lo scopo primario fu infatti quello di evitare il bloccaggio delle ruote e quindi garantire la governabilità del veicolo anche in condizioni di frenata al limite, evitando il testacoda del veicolo, e di permettere al guidatore il cambiamento della traiettoria in questa condizione limite (obiettivo impossibile da realizzare a ruota bloccata).

Con il progredire della tecnologia, i sistemi elettronici per il controllo sono diventati sempre più economici, permettendo di spostare l'obiettivo dell'implementazione di un sistema di controllo attivo. In conseguenza di questa maggiore accessibilità, infatti, l'evoluzione tecnologica si è mossa nel tentativo di sviluppare sistemi di sicurezza che non solo garantissero assistenza in condizioni pericolose, ma che cercassero di mantenere le prestazioni a livello ottimale in tutte le situazioni di guida. È inoltre da notare che, con l'avanzare della ricerca in questo campo, per garantire il raggiungimento di questo secondo obiettivo si sono indagate le cause che maggiormente influenzano il comportamento dei sistemi di sicurezza attivi (in questo caso specifico, di un ABS).

Nei successivi paragrafi di questa sezione verranno forniti sia i concetti di base del funzionamento di un sistema ABS, sia le nozioni fondamentali da conoscere per valutare il comportamento di uno pneumatico. Verranno inoltre approfonditi i concetti alla base della metodologia Hardware-in-the-Loop. Basandosi su questi principi, verranno effettuate delle valutazioni

sull'influenza dello pneumatico rispetto al funzionamento di un sistema ABS reale.

## 1.1 Il sistema di antibloccaggio ruote ABS

Il sistema antibloccaggio delle ruote ABS (Antilock Braking System) si pone l'obiettivo di evitare il bloccaggio delle ruote durante una fase di frenata, permettendo così al guidatore di mantenere un buon grado di gestione del veicolo. Per fare questo, l'ABS agisce sull'impianto frenante al fine di evitare che le ruote vadano in bloccaggio in una fase di frenata, causando quindi la totale perdita di direzionalità del veicolo. Per fare questo, un sistema di controllo ABS deve tenere traccia di un buon numero di informazioni, soprattutto quelle che riguardano le condizioni di contatto tra pneumatico e strada, ad esempio il coefficiente di attrito. Contemporaneamente, il sistema di antibloccaggio deve garantire anche il contenimento dello spazio di frenata entro certi limiti di sicurezza. Si può quindi affermare che lo scopo principale di un sistema ABS è quello di garantire il migliore trade-off tra il mantenimento della direzionalità e riduzione dello spazio di frenata.

Un sistema ABS deve inoltre garantire altre caratteristiche:

- adattabilità alle condizioni istantanee in cui si può trovare il veicolo, in primis le condizioni riguardanti la ripartizione del peso agente sul veicolo
- adattabilità alle condizioni in cui si possono trovare gli pneumatici (ad esempio usura o pressione di gonfiaggio)
- identificazione rapida delle condizioni stradali e repentino adeguamento alle variazioni del fondo. Un sistema ABS deve per questo dimostrare affidabilità in condizioni di  $\mu$ -jump e di  $\mu$ -split al fine di ridurre l'influenza subita dalla generazione di un momento imbardante
- mantenimento delle normali funzioni dell'impianto frenante anche in caso di avaria del sistema di controllo.

I sistemi ABS sono pensati e strutturati per agire sulla dinamica longitudinale del veicolo, modificando il comportamento dell'impianto frenante di conseguenza. É quindi necessario conoscere i concetti di base della dinamica longitudinale del veicolo in condizioni di frenatura per poter proseguire nell'analisi.

### 1.1.1 Dinamica della ruota frenata

Per descrivere la dinamica di una ruota frenata è sufficiente riferirsi ad un modello di veicolo quarter-car a ruota rigida. Utilizzando questo tipo di modello, si considera una singola ruota che interagisce con il resto del veicolo ignorando l'effetto degli ammortizzatori e della rigidità dello pneumatico, considerando quindi rigido tutto il sistema sospensivo che collega lo pneumatico e lo chassis.

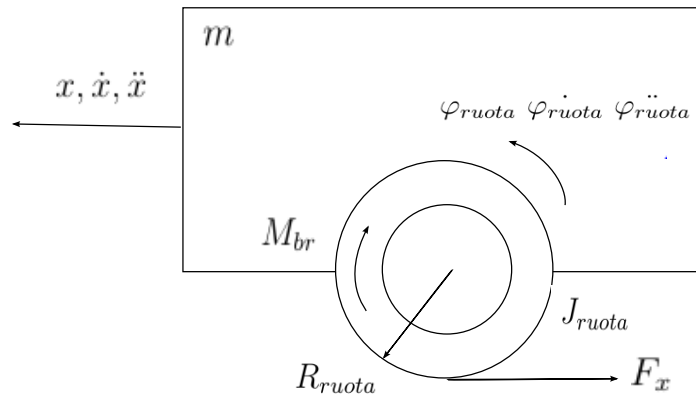


Figura 1.1: Modello di veicolo quarter-car

Considerando il modello in Figura 1.1, le equazioni che governano il moto del quarter-car sono ricavate da un bilancio di forze (1.1).

$$\begin{cases} m\ddot{x} = -F_x \\ J_{ruota}\ddot{\varphi}_{ruota} = F_x \cdot R_{ruota} - M_{br} \end{cases} \quad (1.1)$$

dove:

- $m$  = massa del quarter-car;
- $x$  = spostamento del mozzo ruota;
- $F_x$  = forza longitudinale generata dallo pneumatico;
- $J_{ruota}$  = momento d'inerzia della ruota;
- $\varphi_{ruota}$  = rotazione della ruota;
- $R_{ruota}$  = raggio di rotolamento della ruota;
- $M_{br}$  = coppia frenante applicata alla ruota;

Unitamente alle semplici equazioni di equilibrio, bisogna considerare inoltre che affinché la ruota possa trasmettere una forza longitudinale, è necessario che ci sia uno scorrimento, ovvero una differenza di velocità tra la cassa del veicolo e la ruota stessa come esplicitato da (1.2):

$$\lambda = \frac{\dot{x} - \dot{\varphi}_{ruota} \cdot R_{ruota}}{\dot{x}} \quad (1.2)$$

In aggiunta alle relazioni già trovate, bisogna inoltre considerare che la forza longitudinale è collegata alla forza verticale esercitata dalla cassa del veicolo sulla ruota secondo (1.3):

$$F_x = \mu_x \cdot F_z \quad (1.3)$$

dove con il termine  $\mu_x$  si intende il coefficiente di attrito istantaneo tra la ruota e la superficie stradale. Questo coefficiente di attrito dipende da numerosi fattori esterni, ma quelli che influiscono maggiormente sono riportati in (1.4):

$$\mu_x = \mu_x(\lambda, \alpha, F_z, \mu_{MAX}) \quad (1.4)$$

dove si indica con  $\lambda$  il valore di scorrimento, con  $\alpha$  il valore assunto dall'angolo di deriva dello pneumatico, con  $F_z$  il valore del carico verticale ed infine con  $\mu_{MAX}$  la condizione del manto stradale. Per valutare meglio la relazione che questa dipendenza impone alla forza longitudinale generata, generalmente si considera come grafico di maggiore interesse quello che lega il valore di aderenza istantanea  $\mu_x$  al valore di scorrimento  $\lambda$ .

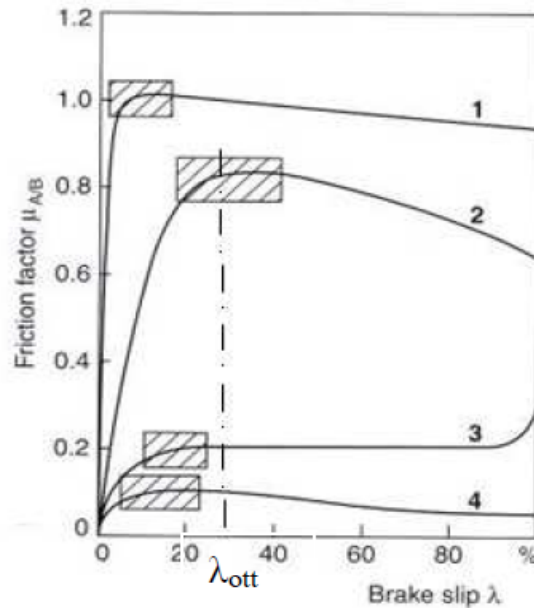


Figura 1.2: Relazione tra valore di aderenza longitudinale  $\mu_x$  e scorrimento  $\lambda$



In Figura 1.2 è riportato il grafico di  $\mu_x$  rispetto a  $\lambda$  per differenti condizioni di aderenza del manto stradale. In tale grafico è inoltre evidenziata con un rettangolo la zona di corretto funzionamento dell'ABS. Si noti inoltre che analizzando la relazione  $\mu_x$ - $\lambda$  si possono individuare tre zone distinte:

- nella zona iniziale, caratterizzata da un tratto lineare, la ruota riesce a trasmettere in maniera corretta la forza longitudinale;
- la zona centrale è quella caratterizzata dal picco della relazione tra  $\mu_x$  e  $\lambda$ . In questa zona si riesce ad ottenere la massima forza di contatto tra ruota e strada, ed è per questo motivo che l'ABS è pensato per intervenire in questa zona, al fine di mantenere al massimo le prestazioni in frenata. È bene notare che il picco non è sempre lo stesso, anzi è caratterizzato da una certa variabilità al cambiare delle condizioni ambientali.
- una volta scavallato il picco, si giunge in una zona di instabilità in cui la forza longitudinale decresce con l'aumentare dello scorrimento. Il caso peggiore di questo andamento è il punto di massimo scorrimento, che indica il bloccaggio ruote che si vuole evitare.

In Figura 1.3 viene riportato il grafico analogo che descrive la forza laterale generata all'aumentare dello scorrimento.

Si nota da questo grafico come il bloccaggio delle ruote, oltre ad aumentare lo spazio di frenata a causa del minore valore di aderenza disponibile, causa anche perdita di direzionalità del veicolo per via della contemporanea diminuzione del coefficiente di attrito laterale disponibile. Se infatti si esprime la forza  $F_y$  come in (1.5)

$$F_y = \mu_y \cdot F_z \quad (1.5)$$

dove si indica con  $\mu_y$  il coefficiente di attrito laterale, si può notare che per scorrimenti superiori al 60% il coefficiente di attrito  $\mu_y$  vale circa un terzo di quello che varrebbe in condizioni di puro rotolamento. In queste condizioni, lo pneumatico non può trasmettere forze trasversali importanti al veicolo, che di conseguenza non può essere fatto sterzare rapidamente. In Figura 1.4 viene invece riportata la risposta del quarto di veicolo precedentemente definito ad una rampa di coppia frenante.

Dal comportamento rilevato si nota innanzitutto come la forza longitudinale decresca dopo un certo lasso di tempo, distaccandosi dal momento

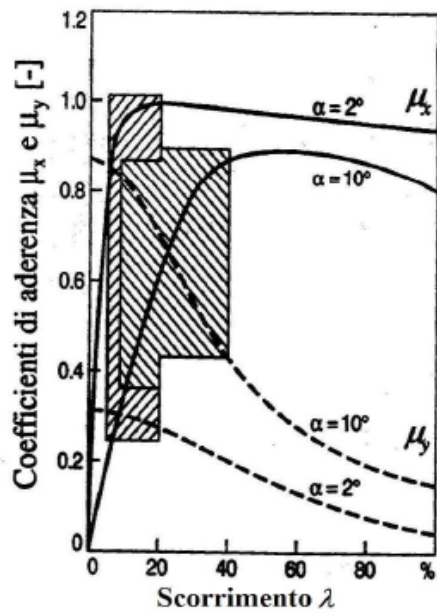


Figura 1.3: Relazione tra valore di aderenza laterale  $\mu_y$  e scorrimento  $\lambda$

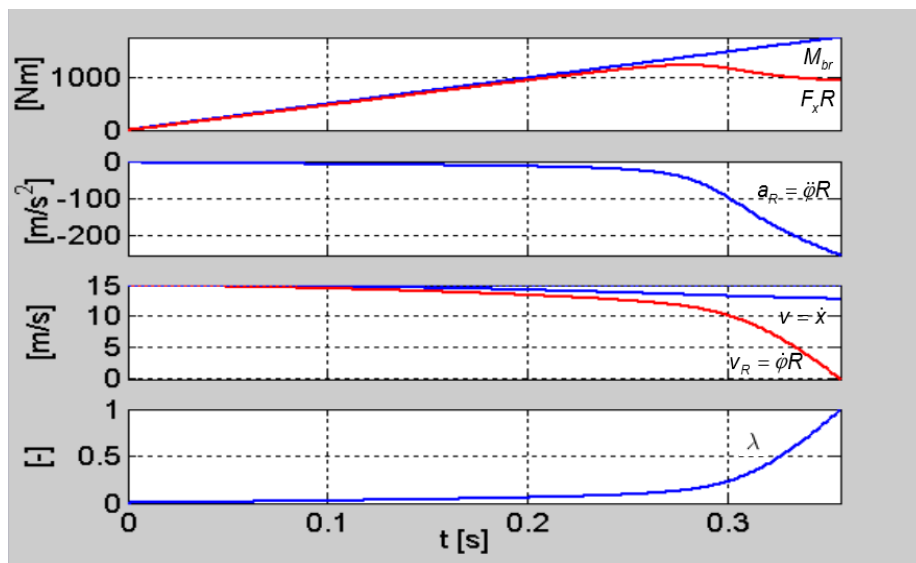


Figura 1.4: Risposta del quarter car rappresentato in Figura 1.1 ad una rampa di coppia frenante. Ruota non motrice. Dati:  $m = 400 \text{ kg}$ ;  $J_{ruota} = 1 \text{ kgm}^2$ ;  $R_{ruota} = 0.3 \text{ m}$ ;  $V_0 = 15 \text{ m/s}$ ;  $M_{br} = 5000 \text{ Nm/s}$ . Storie temporali del momento frenante, della forza longitudinale, dell'accelerazione angolare della ruota, della velocità del veicolo e della ruota, dello scorrimento longitudinale.

frenante effettivamente applicato. In corrispondenza del punto di distacco, la ruota considerata è soggetta ad una importante decelerazione. Inoltre,

la velocità della ruota decresce molto più velocemente di quella del veicolo, e questo causa la progressiva crescita di scorrimento vista nel quarto ed ultimo grafico.

## 1.1.2 Logica di controllo ABS

### 1.1.2.1 Funzionamento generale

Parlare nel dettaglio di logiche di controllo ABS è piuttosto difficile, in quanto le case produttrici tutt'oggi non divulgano nel dettaglio i parametri caratteristici del funzionamento dei loro prodotti. È tuttavia ormai noto il tipo di controllo che viene applicato da una logica ABS: di seguito verrà riportato quanto di questo funzionamento è reperibile in letteratura. Ragionando in termini di controllo, si può affermare che il sistema controllato sia costituito sia dal veicolo stesso, in particolare l'impianto frenante, sia dalle singole ruote. Il controllore applicato è invece la centralina elettronica (ECU) che riceve in ingresso segnali dai sensori di velocità (generalmente ruote foniche con un numero variabile di denti) posti sulle ruote e rilevanti la velocità angolare di ogni singola ruota. È bene notare che l'effettiva bontà del funzionamento dell'ABS è determinata sostanzialmente dalla scelta delle variabili sotto controllo. Ad ogni passo, infatti, l'ECU calcola il valore dell'accelerazione/decelerazione della ruota, lo scorrimento delle 4 ruote e il valore di velocità del veicolo basandosi sull'informazione ricevuta dai sensori di velocità angolare. In realtà, lo scorrimento non è una grandezza direttamente misurabile e pertanto viene calcolato in maniera approssimata basandosi sulla velocità di riferimento calcolata sulla diagonale di ruote (anteriore-posteriore) la cui velocità è istantaneamente più elevata.

Nonostante l'ECU sia in grado di considerare più grandezze, se presa singolarmente nessuna di queste può essere utilizzata come variabile controllata. Il motivo di questo è da ricercarsi nel fatto che durante una qualunque frenata sussiste una considerevole differenza tra le ruote su cui viene applicata trazione e su quelle lasciate invece libere. Si rende quindi necessario considerare in maniera differenziata le ruote motrici e le ruote libere:

**Ruote libere:** il sistema in esame presenta comportamenti opposti nella zona stabile e nella zona instabile del grafico aderenza/scorrimento. Se infatti in zona stabile la decelerazione è limitata e basta premere maggiormente il pedale del freno per migliorare la frenata, in zona instabile basta aumentare di poco la pressione sul freno per giungere al bloccaggio. Questo implica che in questo caso sia sufficiente porre delle soglie sull'accelerazione/decelerazione massima raggiungibile che

siano ragionate per permettere all'ABS di rilevare tempestivamente se si sta lavorando in zona instabile.

**Ruote motrici:** le ruote motrici si distinguono da quelle libere in quanto su queste agisce anche il contributo dell'inerzia data dal motore del veicolo. Questo fa in modo che le ruote si comportino come se fossero più pesanti delle ruote libere, diminuendo la sensibilità della risposta alla frenata. A causa di questa diminuzione di sensibilità, non è sufficiente lavorare considerando unicamente le accelerazioni.

In conclusione, le variabili effettivamente controllate sono l'accelerazione angolare, su cui vengono applicate delle soglie che determinano l'azione di controllo della centralina, e lo scorrimento stimato dalla velocità angolare. Utilizzando queste informazioni, l'ABS interviene aprendo o chiudendo le elettrovalvole e modulando quindi la pressione complessivamente imposta alle pinze freno. Si noti inoltre che qualora il sistema rilevi un suolo con basse caratteristiche di aderenza, lo scorrimento diviene la principale variabile controllata, così da garantire la manovrabilità del veicolo

### 1.1.2.2 Ciclo di controllo

Il ciclo di controllo ABS è caratteristico in quanto le operazioni effettuate variano a seconda della superficie stradale identificata dalla ECU. Si descriveranno quindi il funzionamento di un ciclo ABS in alta aderenza, in bassa aderenza e in condizione di  $\mu$ -jump.

#### Ciclo ABS in condizioni di alta aderenza

Il primo ciclo ABS che viene proposto è il tradizionale ciclo ABS Bosch descritto in letteratura per valori di aderenza alti, riportato in Figura 1.5.

Si illustrano di seguito le fasi del ciclo ABS:

FASE 1: la fase 1 è quella iniziale in cui cresce la pressione frenante imposta dal guidatore, facendo crescere di conseguenza la decelerazione. Durante questa fase, il controllore non compie alcuna azione.

FASE 2: questa fase inizia quando la decelerazione oltrepassa la soglia  $-a$ . Una volta superata questa soglia, infatti, l'ABS entra in gioco in quanto, se venisse ridotta la pressione, pur rimanendo in zona stabile si perderebbero delle prestazioni in termini di spazio di frenata. Per questo motivo,

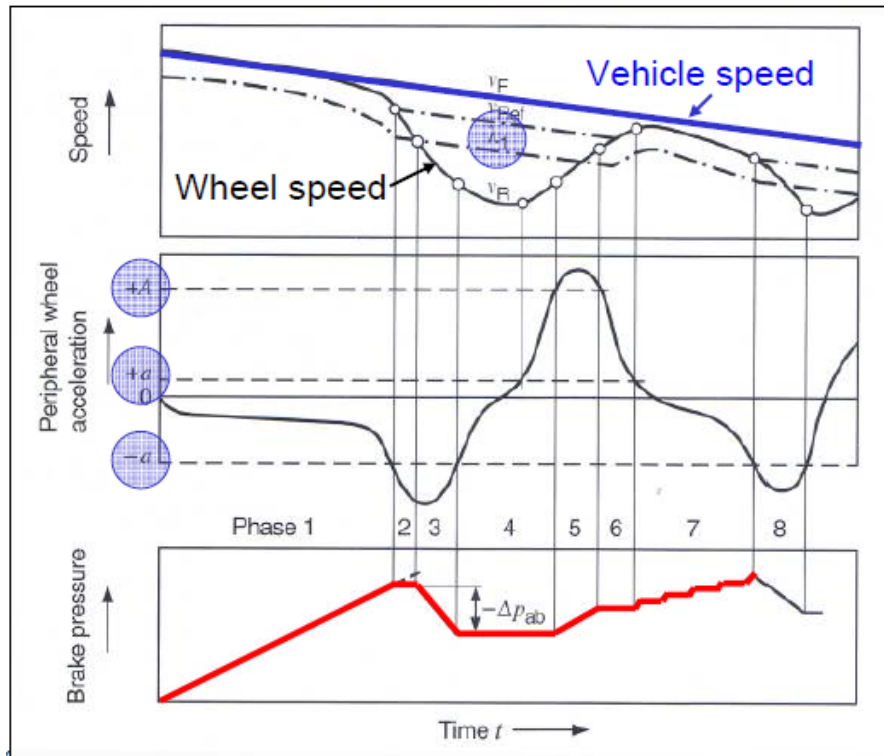


Figura 1.5: Grafico di velocità, accelerazione periferica e pressioni alle pinze freno nel corso di un generico ciclo ABS Bosch effettuato su alta aderenza ( $\mu = 1$ ). Le soglie  $-a$ ,  $+a$  e  $+A$  sono indicate all'interno dei cerchi blu.

l'ABS interviene imponendo una fase di mantenimento di pressione. Si noti inoltre che in questa fase si riduce la velocità di riferimento che verrà poi utilizzata per calcolare la soglia di scorrimento  $\lambda_1$ . La fase 2 dura fino al superamento da parte dello scorrimento della soglia  $\lambda_1$ .

FASE 3: una volta che la velocità della ruota  $V_{ruota} = \Omega \cdot R$  oltrepassa la soglia  $\lambda_1$  calcolato rispetto alla velocità di riferimento  $V_{ref}$ , questo indica l'ingresso della ruota in zona di instabilità. Questo indica che la pressione alla ruota deve essere ridotta e determina l'inizio della fase 3. Questa è una fase di rilascio di pressione, in cui la velocità  $V_{ref}$  viene calcolata nel seguente modo: prima che l'ABS intervenga, la velocità di riferimento è pari alla  $V_{ruota}$ ; quando invece la decelerazione periferica supera la soglia  $-a$ , la velocità di riferimento è estrapolata assumendo un gradiente negativo fisso. Il segnale  $V_{ref}$  torna ad essere pari alla velocità  $V_{ruota}$  quando i due segnali di intersecano. Il significato del segnale  $\lambda_1$  non viene ulteriormente chiarito da Bosch.

FASE 4: la fase 4 può essere ulteriormente suddivisa in tre sottofasi:

FASE 4.1: la riduzione di pressione della fase 3 termina quando la decelerazione torna ad essere inferiore in valore assoluto alla soglia  $-a$ . Ne segue quindi un mantenimento di pressione di una durata prefissata.

FASE 4.2: se al termine della fase 4.1 l'accelerazione della ruota non ha superato la soglia intermedia  $+a$ , la pressione è ridotta per un breve periodo di tempo.

FASE 4.3: La pressione è mantenuta costante finché l'accelerazione non supera la soglia  $+A$ .

FASE 5: una volta entrati in fase 5, l'ECU stabilisce una fase di crescita della pressione fino a che l'accelerazione non torna ad essere inferiore alla soglia  $+A$

FASE 6: la fase 6 prevede una fase di pressione costante che determina una progressiva decelerazione fino all'arrivo alla soglia  $+a$

FASE 7: al termine della riaccelerazione della ruota lo scorrimento è minimo, quindi la ruota è nuovamente nell'intervallo stabile di funzionamento. L'ECU determina quindi una fase di crescita a gradini della pressione che continua fino al superamento da parte dell'accelerazione della soglia  $-a$  e che serve ad identificare con precisione il picco. Una volta superata questa soglia, la pressione viene ridotta immediatamente senza aspettare il superamento della soglia  $\lambda_1$

FASE 8: quando la decelerazione torna ad eccedere il limite  $-a$ , inizia un nuovo ciclo di controllo, questa volta direttamente con la riduzione di pressione e senza il confronto tra velocità ruota e segnale  $\lambda_1$ . Questa fase è quindi analoga alla fase 3, ma per cicli successivi al primo. Dopo questa fase, il ciclo procede in maniera analoga fino alla fase 7, dove il primo aumento di pressione è regolato in base al numero di gradini eseguiti nella fase 7 del primo ciclo di controllo.

### **Ciclo ABS in condizioni di bassa aderenza**

Vengono di seguito riportate le fasi caratteristiche del funzionamento di un ABS in condizioni di bassa aderenza:

Inizio frenata  $\rightarrow$  FASE 2 : queste fasi si svolgono analogamente al caso di alta aderenza

FASE 3: la fase 3 comincia con un breve tratto di mantenimento della pressione, mentre contemporaneamente la velocità viene rapidamente comparata alla soglia  $\lambda_1$ . Di conseguenza, se la velocità veicolo è inferiore alla soglia, viene eseguita una riduzione della pressione per un breve periodo fissato, cui segue una nuova fase di mantenimento, una nuova comparazione tra la velocità e  $\lambda_1$  e una nuova breve riduzione della pressione. Questo viene fatto per evitare che la ruota riacceleri troppo velocemente

FASE 4: immediatamente alla fine del processo stabilito dalla fase 3, entra in gioco la fase 4 che prevede il mantenimento della pressione fino al superamento della soglia  $+a$

FASE 5: viene eseguita la procedura di crescita a scalini della pressione vista precedentemente per il ciclo in alta aderenza

FASE 6: in questa fase finale, viene effettuato un rilascio della pressione in modo da permettere l'inizio di un nuovo ciclo.

FASE 7: coincide con la fase 4 e corrisponde all'inizio di un nuovo ciclo di controllo a partire da questa fase.

In Figura 1.6 viene mostrato il ciclo appena descritto.

### **Ciclo ABS in condizioni di $\mu$ -jump**

Viene infine riportato il ciclo di lavoro tipico per una condizione di  $\mu$ -jump. Si noti che per  $\mu$ -jump si intende una condizione in cui il coefficiente di aderenza  $\mu$  varia nel corso della frenata, quindi all'inizio della frenata si avrà un certo valore di  $\mu$  e ad un certo punto della frenata questo valore di aderenza cambia improvvisamente. In questa trattazione si considera un cambio di aderenza che passi da alto a basso, in quanto questa condizione è quella che aumenta gli spazi di frenata e quindi risulta più pericolosa per il conducente. Di seguito vengono riportate le fasi più critiche della condizione di  $\mu$ -jump, ovvero quelle che avvengono nei momenti immediatamente successivi all'occorrenza del cambio di aderenza.:

FASE 1: durante la fase 1, si è in una condizione per cui l'ABS conti-

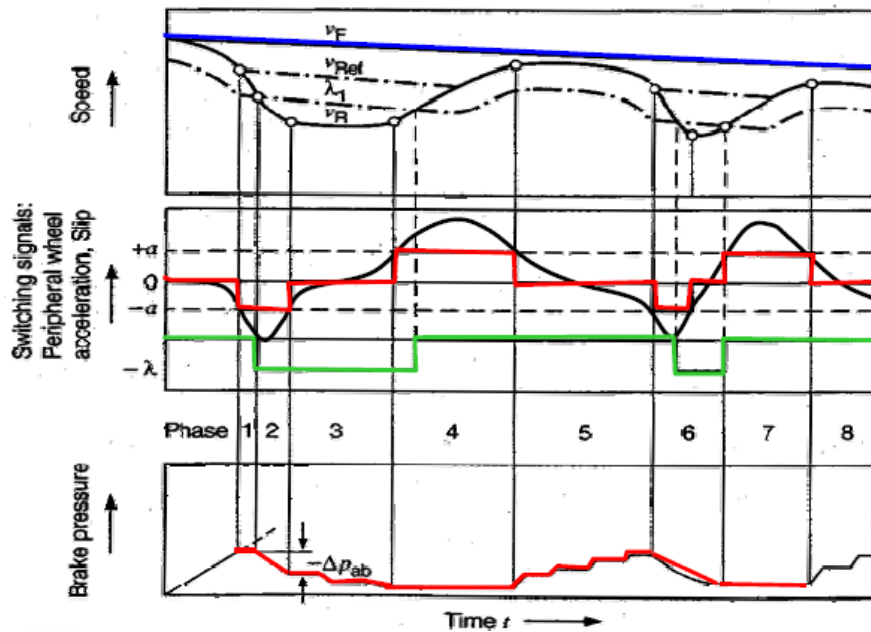


Figura 1.6: Grafico di velocità, accelerazione periferica e pressioni alle pinze freno nel corso di un generico ciclo ABS Bosch effettuato su bassa aderenza

nua il ciclo di lavoro previsto per il valore di aderenza attuale. In questa fase, si ha l'occorrenza del cambio di aderenza, ma l'ABS non prende nessun provvedimento a riguardo.

FASE 2: l'ingresso in questa fase è determinato dal superamento della velocità del veicolo della soglia determinata dalla velocità di riferimento,  $V < V_{ref}$ , e dal superamento della soglia  $-a$  da parte dell'accelerazione angolare delle ruote. In questa fase, è previsto un decremento della pressione frenante fino a che l'accelerazione non viene riportata sopra il valore di soglia  $-a$ .

FASE 3: una volta superata la soglia  $-a$ , si entra in fase 3. Questa fase prevede un ulteriore decremento della pressione frenante fino a che l'accelerazione angolare non supera il valore  $+a$ .

FASE 4: la fase 4 prevede una fase di mantenimento della pressione frenante fino a che l'accelerazione angolare della ruota non viene riportata sotto il valore di soglia  $+a$ .

FASE 5: per quanto riguarda la fase 5, in questa fase viene applicato un



incremento a gradini della pressione. Questa fase dura fino al nuovo superamento della soglia  $-a$

FASE 6: la sesta ed ultima fase, infine, prevede l'inizio di un nuovo ciclo ABS che sia adatto alla nuova condizione di aderenza che si è raggiunta.

Si noti infine che nell'arco di tutto il ciclo ABS effettuato in condizioni di  $\mu$ -jump vengono effettuati diversi controlli sulla velocità del veicolo. Oltre all'iniziale controllo con la velocità di riferimento  $V_{ref}$ , vengono effettuate delle comparazioni con i parametri  $\lambda_1$  e  $\lambda_2$ , il cui significato non è meglio specificato. In Figura 1.7 viene mostrato il ciclo ABS per una condizione di  $\mu$ -jump.

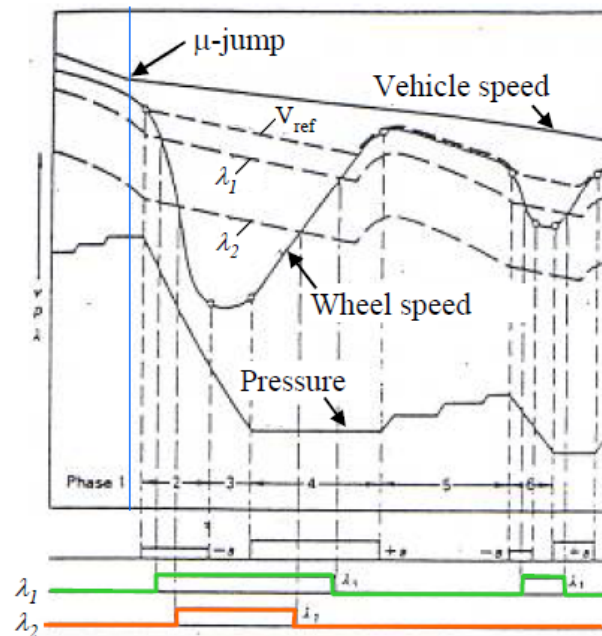


Figura 1.7: Grafico di velocità nel corso di un generico ciclo ABS Bosch effettuato in condizioni di  $\mu$ -jump

In Figura 1.8 viene infine riportato lo schema fisico di un impianto frenante su cui viene attuato il ciclo ABS.

## 1.2 Sistema di ripartizione di frenata EBD

Il sistema di antibloccaggio non è l'unico che viene abitualmente implementato per migliorare la sicurezza durante la frenata di un veicolo. Le forze

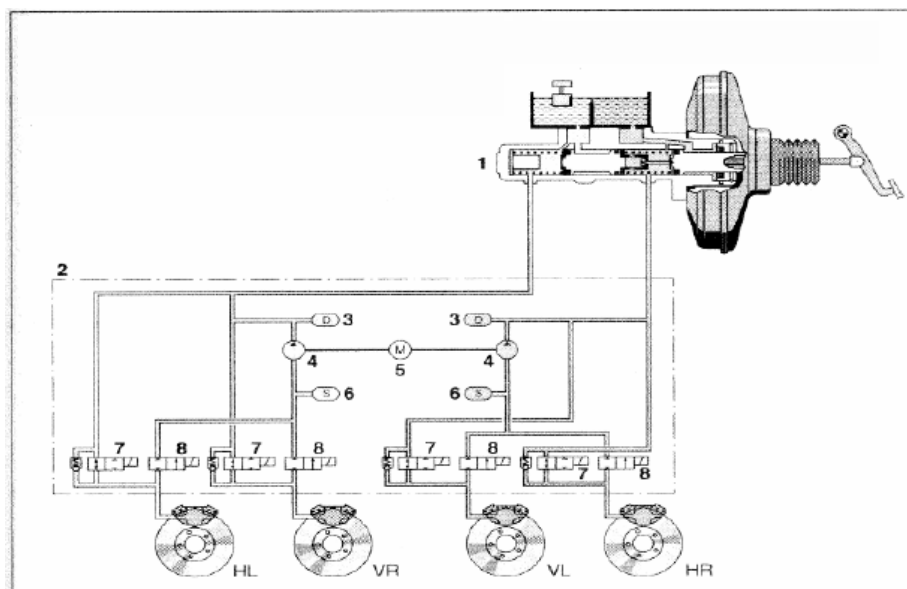


Figura 1.8: Schema di funzionamento di una centralina ABS, dove si indicano: (1) Master cylinder, (2) Modulatore idraulico, (3) Camera di smorzamento, (4) Pompa di ritorno, (5) Motore elettrico, (6) Accumulatore, (7) Valvole di ingresso (EV), (8) Valvole di uscita (AV)

di contatto che un veicolo è in grado di scambiare con la superficie stradale sono fortemente dipendenti dal carico verticale agente su ogni pneumatico. In fase di frenata, per via dei trasferimenti di carico dovuti ad effetti inerziali, il peso si sposta maggiormente verso la parte anteriore, causando quindi una disparità di carico verticale tra la parte posteriore, dove insisterà un carico verticale minore, e quella anteriore. Per questo motivo, le ruote posteriori riusciranno a scaricare a terra una forza frenante minore rispetto agli anteriori. Il sistema di ripartizione elettronica della frenata (Electronic Brake Distribution - EBD), ovvero un'evoluzione del ripartitore meccanico di frenata, interviene durante una frenata per mitigare questo effetto di ripartizione di carico. Il ripartitore meccanico altro non è che una valvola proporzionale il cui scopo è quello di differenziare la pressione tra pinze freno anteriori e posteriori indipendentemente dalla condizione in cui ci si trova. Il sistema EBD, a differenza del ripartitore meccanico, mediante il taglio della pressione imposta alle ruote posteriori si pone invece più obiettivi da realizzare:

1. evitare il bloccaggio delle ruote posteriori. Si noti che, a differenza del sistema ABS, il sistema EBD non interviene su tutte e 4 le ruote bensì solo su quelle posteriori.

2. tenere conto del trasferimento dinamico del carico durante la frenata
3. modificare la condizione di taglio delle pressioni all'anteriore (switch point) a seconda delle condizioni di carico verticale

In particolare, il sistema di frenata è pensato per mandare le ruote anteriori in bloccaggio prima delle ruote posteriori.

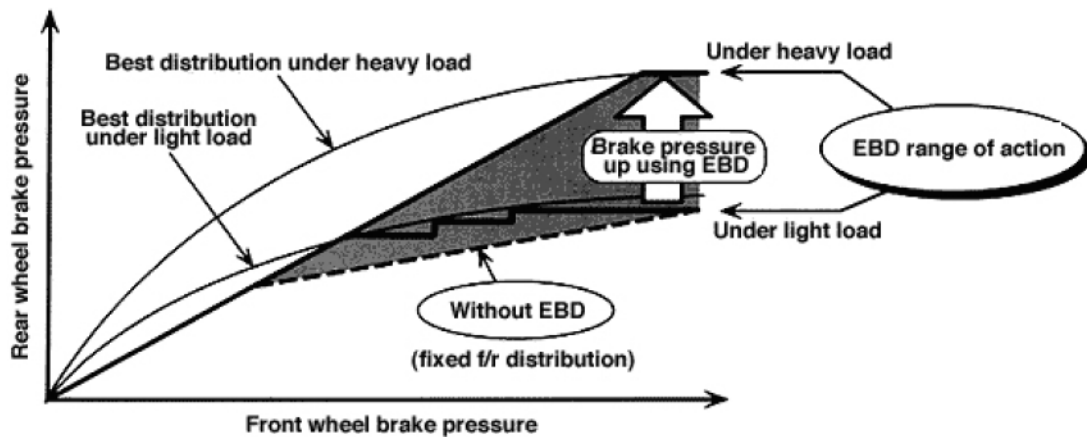


Figura 1.9: Logica di funzionamento di un sistema EBD

In Figura 1.9 viene descritto il funzionamento del sistema EBD. È di particolare interesse vedere la differenza che intercorre tra l'intervento dell'EBD e del ripartitore meccanico. Si vede bene infatti che il ripartitore meccanico taglia la pressione al posteriore ad un certo livello predefinito, mentre l'EBD cerca di approssimare la curva di frenata ideale mediante l'imposizione di alcuni gradini di pressione. Questa approssimazione migliore è dovuta al fatto che l'elettronica consente di posticipare il taglio delle pressioni al posteriore, migliorando le prestazioni nella frenata. Sempre in Figura 1.9 si nota come il sistema EBD si adatti a diverse condizioni di carico, avvicinandosi molto meglio del ripartitore meccanico alla curva ideale di frenata. In Figura 1.10 si possono vedere gli effetti visibili dell'intervento di un EBD a confronto con un sistema non dotato di EBD. Si nota come se vengono modificate le condizioni di carico mediante l'utilizzo dell'EBD il comportamento del veicolo migliora.

### 1.3 Modellazione di uno pneumatico

La modellazione del contatto tra pneumatico e strada gioca un ruolo importante per quanto riguarda la modellazione della dinamica di un veicolo

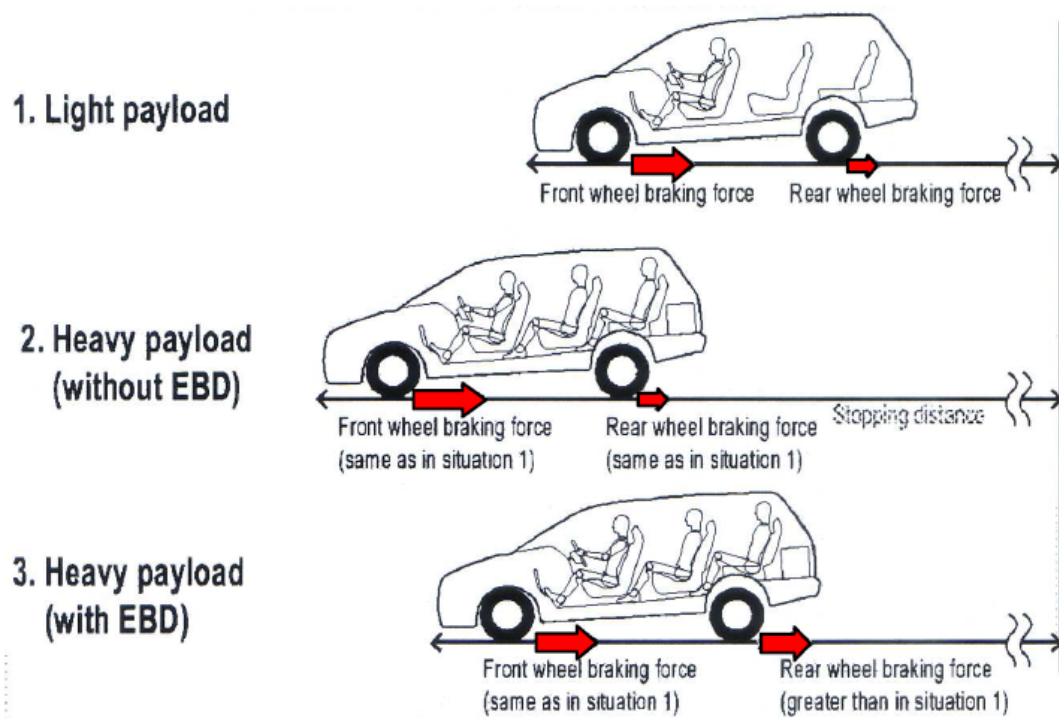


Figura 1.10: Effetti dell'implementazione di un sistema EBD

stradale. Una accurata modellazione dello pneumatico è di fondamentale importanza per quanto concerne la dinamica del veicolo. Questa infatti dipende fortemente dalle forze e dai momenti sviluppati a causa del contatto tra pneumatico e asfalto, e quindi in particolare dipende da:

- forza longitudinale  $F_x$
- forza laterale  $F_y$
- momento autoallineante della ruota  $M_z$

È necessario pertanto un modello di pneumatico che permetta il calcolo dinamico delle forze e dei momenti  $F_x$ ,  $F_y$ ,  $M_y$  con una buona approssimazione. Per fare questo, esistono diversi approcci alla modellazione che possono essere seguiti:

**Modelli fisici semplici:** appartengono a questa categoria quei modelli fisici semplici il cui comportamento si basa sul modello a spazzole (brush model). Questi modelli, per la loro semplicità intrinseca, permettono di ottenere previsioni corrette del comportamento dello pneumatico solo in determinate condizioni di funzionamento.

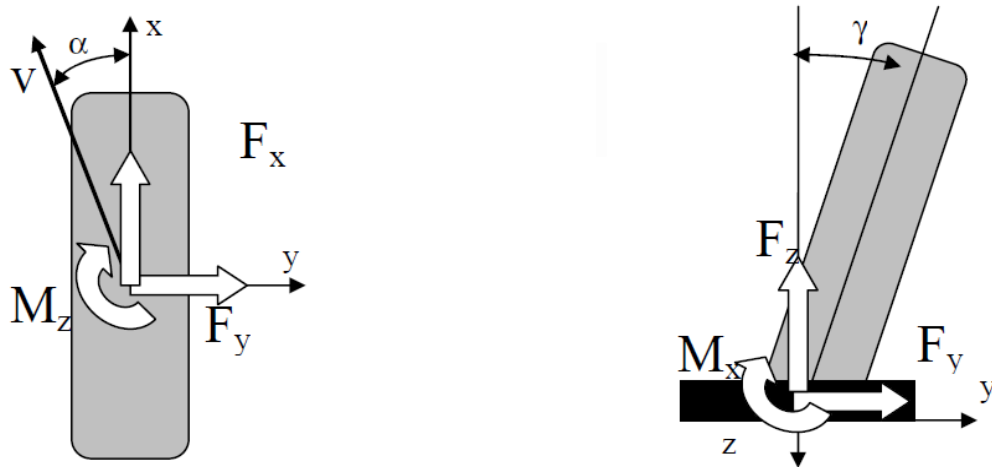


Figura 1.11: Forze sviluppate nel contatto tra pneumatico e asfalto, con  $\alpha =$  angolo di deriva pneumatico e  $\gamma =$  angolo di camber

**Modelli fisici complessi:** vengono così definiti quei modelli basati su una modellazione ad eventi finiti dello pneumatico. In materia di simulazione numerica, questi modelli sono computazionalmente molto onerosi, per questo motivo si tende a non utilizzarli.

**Modelli per metodo di similarità:** tali modelli, utilizzando un certo numero di caratteristiche base ottenute da prove sperimentali, attraverso distorsione, scalatura e moltiplicazione delle curve di deriva, permettono di ottenere dei risultati accettabili anche per condizioni non nominali

**Modelli basati unicamente su dati sperimentali:** tali modelli descrivono le misure sperimentali effettuate in laboratorio o su strada attraverso tabelle o formule matematiche e schemi di interpolazione. È questo il caso dei modelli che si basano sulla Magic Formula di Pacejka.

Di seguito verranno riportati i principi teorici che si sono rivelati utili ai fini di questo lavoro di tesi: si fornirà quindi una breve descrizione dei modelli sperimentali che utilizzano una struttura del tipo Magic Formula di Pacejka e si approfondiranno tematiche legate alla modellazione di aspetti particolari. I modelli Magic Formulae sono una serie di modelli di tipo empirico e sono stati sviluppati per la prima volta a metà anni '80 dal prof. Hans B. Pacejka. Particolarità di questa modellazione è che è pensata apposta per essere integrata nella modellazione di un veicolo, in quanto è

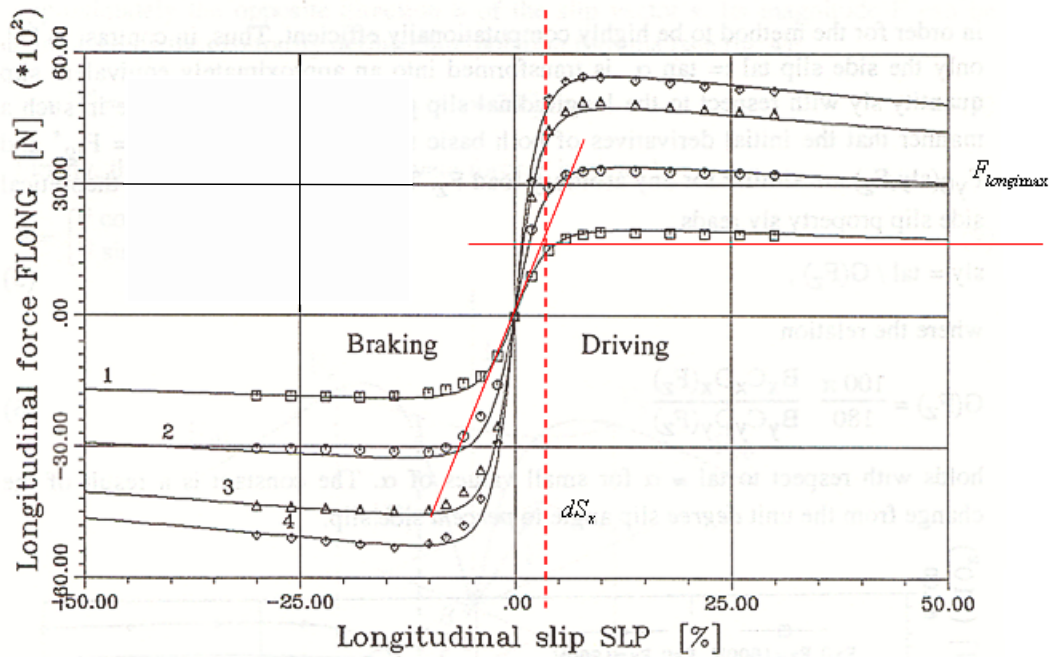


Figura 1.12: Forma tipica delle forze longitudinali e laterali e del momento allineante generate dal modello di Pacejka

basata su un insieme di formule matematiche piuttosto semplici ma in grado di interpolare al meglio le curve sperimentali che esprimono il rapporto tra forze di contatto in funzione degli scorrimenti. Nel corso del tempo, questa particolarità ha permesso ai modelli di Pacejka di diventare i più utilizzati a livello di simulazione dinamica di un veicolo e ha incentivato lo sviluppo di molti modelli dedicati per precise esigenze di funzionamento.

In generale, i modelli del tipo Pacejka calcolano le grandezze di interesse  $F_x$ ,  $F_y$  e  $M_z$  in funzione di 4 parametri fondamentali: lo scorrimento longitudinale  $\lambda$ , l'angolo di scorrimento  $\alpha$ , l'angolo di camber  $\gamma$  e il carico verticale  $F_z$ . È bene notare in ogni caso che, nonostante questi siano i parametri fondamentali per il calcolo delle forze, questi parametri fanno parte un set di coefficienti, detti fattori di scalatura, introdotti all'interno delle formule di Pacejka allo scopo di scalare i parametri dello pneumatico in funzione di fattori esterni (ad esempio, l'aderenza del manto stradale). Questi parametri sono importanti in quanto permettono di correggere il calcolo delle forze generate in maniera indipendente dal tipo di pneumatico. Si può infatti affermare che, se restano uguali le condizioni entro cui si vuole interpolare il comportamento dello pneumatico, ovvero il circuito di prova, le condizioni climatiche e il veicolo, i fattori di scalatura rimangono

costanti. Si riporta in seguito in (1.6) la forma più generale utilizzata per il calcolo delle forze, dove  $Y(x)$  sta per  $F_x$  o  $F_Y$ .

$$Y(x) = D \sin(C \arctan[Bx - E(Bx - \arctan(Bx))]) \quad (1.6)$$

Viene poi riportata in (1.7) la formula utilizzata per il calcolo dei momenti, dove  $Y(x)$  sta per  $M_x$ ,  $M_y$  oppure  $M_z$ .

$$Y(x) = D \cos(C \arctan[Bx - E(Bx - \arctan(Bx))]) \quad (1.7)$$

Per ognuna di queste formule valgono inoltre le relazioni (1.8), in cui le variabili di ingresso, ovvero lo scorrimento laterale  $\lambda$  o l'angolo di deriva  $\alpha$  a seconda dei casi, sono indicati con  $x$  e variano a seconda della formulazione considerata, mentre  $S_h$  e  $S_v$  sono detti shift e permettono di traslare le curve di forza per tener conto degli effetti di conicità dello pneumatico.

$$\begin{cases} Y(x) = y(x) + S_v \\ x = X + S_h \end{cases} \quad (1.8)$$

È inoltre possibile associare un significato fisico ai termini  $B$ ,  $C$ ,  $D$ ,  $E$  come mostrato in Figura 1.13, dove  $B$  viene definito fattore di rigidezza della curva,  $C$  fattore di forma,  $D$  valore di picco ed  $E$  fattore di curvatura.

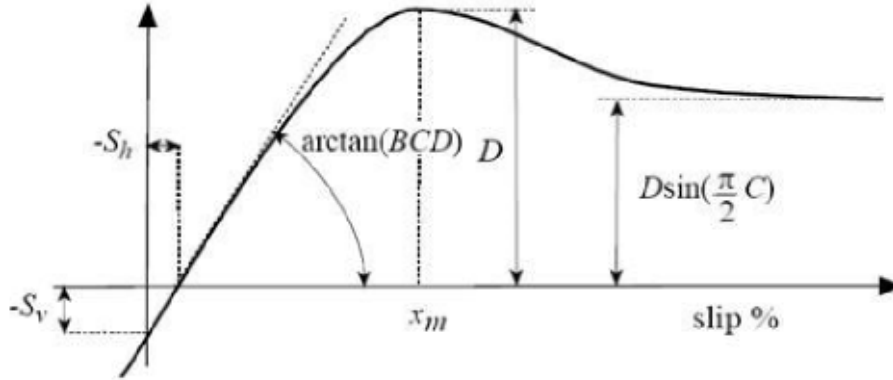
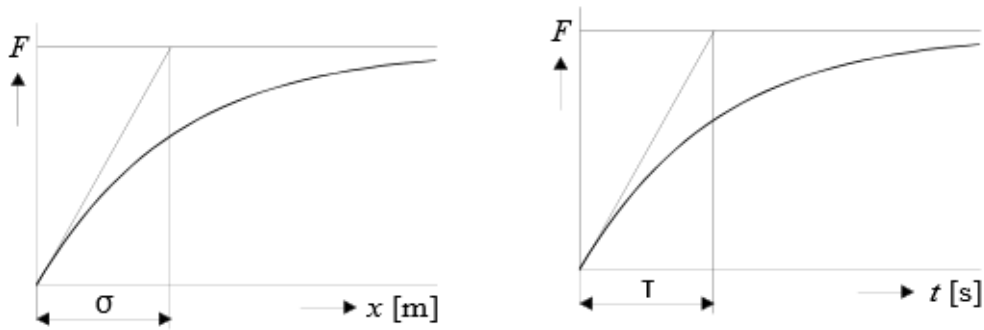


Figura 1.13: Significato fisico dei parametri caratteristici della formula di Pacejka

### 1.3.1 Lunghezza di rilassamento

La lunghezza di rilassamento influenza il comportamento di uno pneumatico in quanto i modelli di gomma valutati allo stato di equilibrio perdono

di validità se la deformazione orizzontale della ruota non segue istantaneamente la variazione di scorrimento. Considerato che per generare una certa deflessione orizzontale la ruota deve percorrere una certa distanza, si può definire la lunghezza di rilassamento come la distanza percorsa necessaria a raggiungere il 63% della deflessione raggiunta allo stato di equilibrio dopo una variazione a gradino. Si può quindi affermare che la lunghezza di rilassamento nasce nel momento in cui esiste un ritardo di risposta della ruota agli stimoli esterni, ovvero che la deflessione della ruota deve crescere prima di generare una forza.



(a) Grafico rispetto allo spazio percorso. (b) Grafico rispetto al tempo trascorso.

Figura 1.14: Definizione di lunghezza di rilassamento  $\sigma$  e della costante di tempo  $\tau$

Dal grafico in Figura 1.14 si può notare come la costante di tempo possa essere individuata dalla relazione  $\tau = \frac{\sigma}{v}$ . L'importanza dello studio della lunghezza di rilassamento, concetto centrale per quanto riguarda le informazioni riguardo il comportamento transitorio dello pneumatico, è legata soprattutto all'influenza che essa esercita su un sistema di antibloccaggio ruote. Durante il ciclo ABS infatti la variazione rapida delle pressioni circolanti nell'impianto frenante generano comportamenti diversi del transitorio della ruota. In particolare, l'entrata in funzione del ciclo ABS causa oscillazioni sul sistema ruota pneumatico che vanno tenute in considerazione da un modello sufficientemente accurato. In prima analisi, si può definire la deflessione longitudinale utilizzando l'equazione differenziale del primo ordine (1.9):

$$\sigma_k \frac{du_1}{dt} + |U_w| u_1 = -\sigma_k V_{sx} \quad (1.9)$$

dove si indicano con  $\sigma_k$  la lunghezza di rilassamento, con  $u_1$  la posizione del bordo dell'area di contatto, con  $U_w$  la velocità longitudinale proiettata



sul piano della ruota e con  $V_{sx}$  la velocità di slip. Contemporaneamente vale la relazione (1.10):

$$\sigma_k = F_z(p_{tx1} + p_{tx2}df_z)e^{p_{tx3}df_z}\left(\frac{r_0}{F_{z0}}\right) \quad (1.10)$$

dove  $p_{tx1}$  è la lunghezza di rilassamento longitudinale a carico verticale nominale,  $p_{tx2}$  è la variazione di lunghezza di rilassamento con il carico,  $df_z$  è l'incremento del carico verticale,  $p_{tx3}$  è la variazione della lunghezza di rilassamento con l'esponente della variazione di carico,  $r_0$  è il raggio di rotolamento libero della ruota e  $F_{z0}$  è il carico verticale nominale. Quello qui presentato è solo uno dei possibili modelli con cui si è modellata la dinamica della lunghezza di rilassamento, molti altri sono stati studiati e testati.

## 1.4 Tecniche HiL per sistemi ABS

Viene ora fornita qualche nota introduttiva alle tecniche Hardware-in-the-Loop, con particolare riferimento all'implementazione di tecniche HiL per il testing di un sistema ABS. Questi argomenti verranno approfonditi meglio nella sezione dedicata. La metodologia di simulazione Hardware-in-the-Loop è una delle più importanti nell'investigazione dei sistemi di controllo dello chassis di un veicolo in quanto presenta numerosi vantaggi rispetto alle tradizionali campagne di prova. In generale, le tecniche Hardware-in-the-Loop sono tecniche di testing che prevedono di testare un singolo componente di un sistema complesso isolandolo e simulando il resto del sistema via software. Per fare questo, viene istituito un banco di prova dedicato per ogni tipo di analisi che si vuole andare ad effettuare. Scopo principale delle prove HiL è di utilizzare i banchi per anticipare le verifiche su componenti, sottosistemi e sistemi già nella fase di progettazione e prototipazione, senza attendere la disponibilità del prodotto finale a cui sono destinate. I componenti reali installati, infatti, rispondono ai segnali simulati come se stessero operando in un ambiente reale permettendo di ottenere risposte in maniera più rapida.

I vantaggi di questo tipo di approccio sono molteplici. Innanzitutto, questo metodo di lavoro permette un notevole risparmio di tempo e denaro rispetto alle tecniche tradizionali di test. Altro vantaggio da non sottovalutare è che mentre in una campagna di test su un veicolo intero è difficile ottenere prove ripetibili, l'utilizzo di banco HiL permette una migliore ripetibilità. Nel caso di testing di sistemi di sicurezza, un altro vantaggio rende

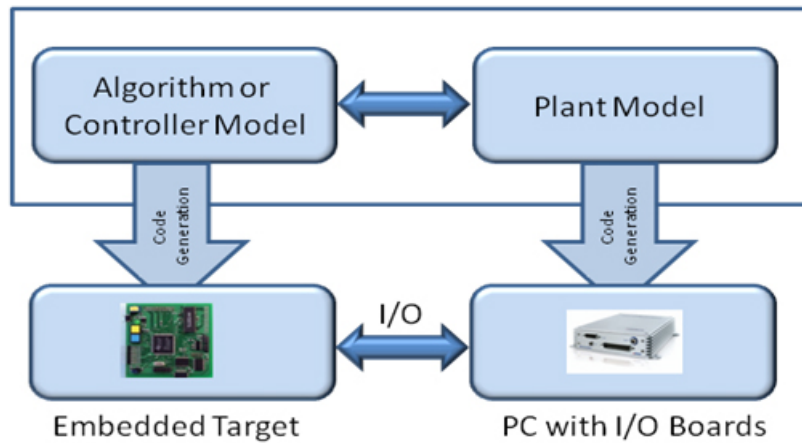


Figura 1.15: Generica modalità di lavoro di un banco di prova Hardware-in-the-Loop

queste tecniche molto vantaggiose. È infatti facile immaginare quanto sia più conveniente effettuare delle prove sul funzionamento di un sistema di sicurezza in un ambiente sicuro, senza quindi mettere a rischio l'incolumità dei tecnici.

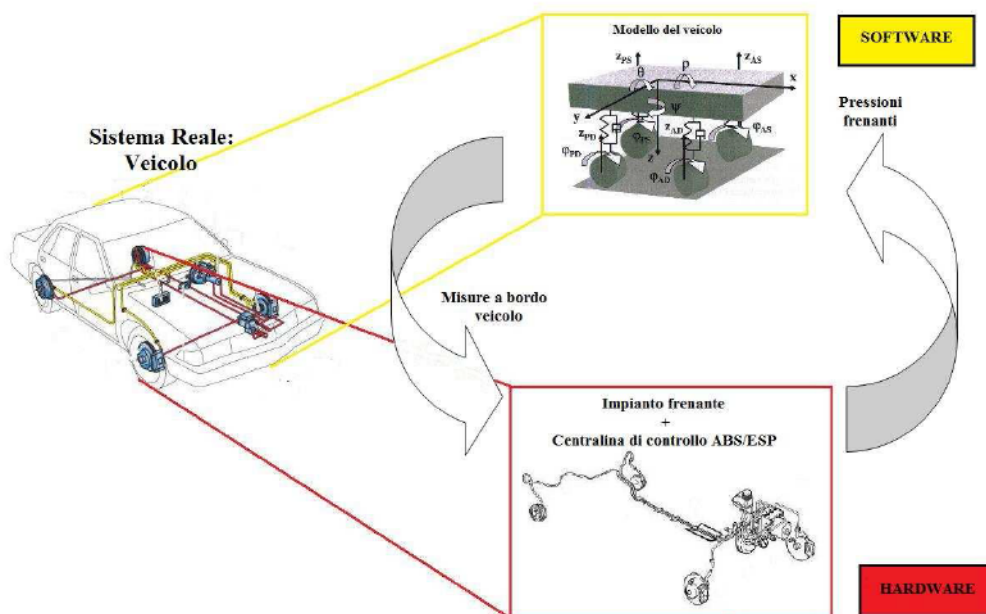


Figura 1.16: Distinzione tra parte hardware e parte software in un banco di prova HiL progettato per l'analisi di sistemi ABS

Il caso particolare di testing di una centralina ABS presenta la possibilità di analizzare questa unità di controllo garantendo una buona ripeti-

bilità delle prove. Questo aspetto si rivela particolarmente utile quando si è interessati all'analisi di determinati parametri o delle logiche di controllo dell'ABS. È infatti noto che i produttori di centraline non divulgano né le logiche, né i parametri di funzionamento dei loro prodotti, pertanto è impossibile conoscere nel dettaglio il funzionamento di una centralina senza testarla in questo modo. Attraverso una serie di prove è possibile determinare le soglie dell'algoritmo di controllo variando la velocità del veicolo, il coefficiente di aderenza o altre grandezze di interesse. Questo è permesso dall'enorme vantaggio di conoscere sempre, istante per istante, il valore di tutte le variabili istantaneamente in gioco nella manovra considerata, un vantaggio che spesso nelle prove fisiche non si ha.

Si noti che un aspetto particolarmente critico per quanto riguarda il testing Hardware-in-the-Loop è costituito dalla forte necessità di un interfacciamento real time solido ed affidabile. È infatti molto importante che i segnali inviati dal modello simulato giungano alla controparte reale come se fossero quelli effettivamente inviati da un altro sistema reale. Per questo motivo, l'abbassamento dei tempi richiesti per simulare un modello fisico (solitamente complesso) è un obiettivo da perseguire.



# Capitolo 2

## Modellistica

Come specificato nel capitolo precedente, i sistemi Hardware-in-the-Loop interfacciano una parte di un sistema fisico con una modellazione numerica del resto del sistema. Nel caso del banco HiL utilizzato per questo lavoro di tesi, è stato quindi necessario implementare un modello che fosse sufficientemente accurato da prendere in considerazione tutte le componenti in gioco durante il moto di un veicolo e che allo stesso tempo non fosse troppo computazionalmente oneroso dal punto di vista dei calcoli. Per questo motivo, la modellazione del sistema in esame si è tradotta nella modellazione di diverse parti del sistema autoveicolo che sono state successivamente messe in relazione tra loro. Per garantire la giusta via di mezzo tra precisione e tempi di calcolo si è deciso di implementare un modello a 9 gradi di libertà. Nello sviluppo di questo modello, si è deciso di non includere le equazioni caratteristiche della dinamica degli ammortizzatori posti tra la cassa del veicolo e le ruote. Si è potuto trascurare l'effetto di queste dinamiche in quanto le manovre di interesse per lo studio degli pneumatici sono state unicamente manovre in rettilineo effettuate su fondo stradale piano. Il modello di veicolo descritto in seguito è stato scritto in codice Matlab/Simulink, in modo da poterlo utilizzare con una scheda di controllo dSpace. Verranno quindi riportate in seguito delle immagini esplicative di alcune modellazioni particolari. È interessante notare che per la modellazione delle parti direttamente comunicanti con il banco di prova, e quindi in questo caso tutte le parti simulate riguardanti l'impianto frenante, sono stati utilizzati dei blocchi Simulink dedicati messi a disposizione da dSpace per la comunicazione real time che verranno presentati in seguito. Per la notazione relativa alle equazioni di questo Capitolo si rimanda al Glossario.

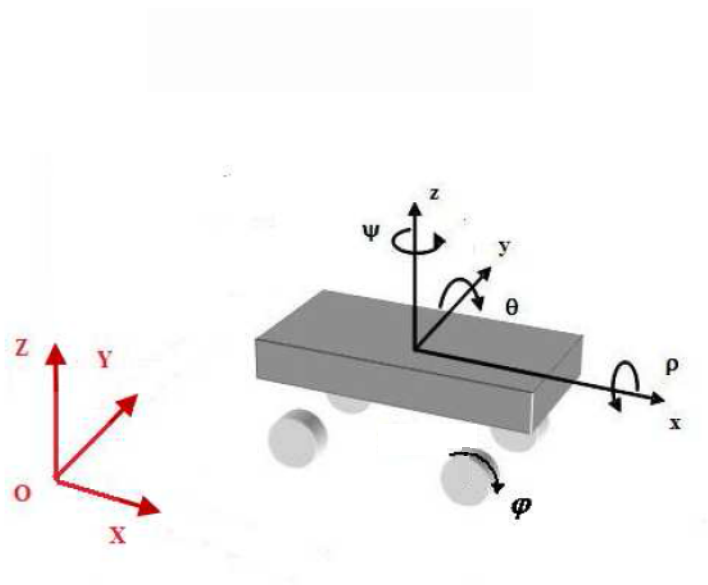


Figura 2.1: Sistemi di riferimento utilizzati per la descrizione del veicolo

## 2.1 Dinamica del veicolo

Il modello del veicolo sviluppato è un sistema a corpi rigidi caratterizzato da 9 gradi di libertà che tengono conto dei seguenti effetti:

- 2 gradi di libertà per descrivere i moti longitudinale e laterale della cassa del veicolo.
- 3 gradi di libertà per modellizzare i moti di rollio, beccheggio e imbardata.
- 4 gradi di libertà per descrivere la rotazione delle ruote.

In fase di sviluppo del modello, per descrivere la cassa del veicolo si è pertanto deciso di utilizzare un modello piano. Per questo motivo, non è stato di interesse includere nella modellazione un grado di libertà relativo alla descrizione del moto verticale della cassa. Vengono di seguito riportate le equazioni descrittive delle varie dinamiche del veicolo.

### 2.1.1 Dinamica della cassa

Nella modellazione si sono considerati i due diversi sistemi di riferimento mostrati in Figura 2.1

**Sistema di riferimento mobile (x,y,z):** il riferimento mobile è centrato nel baricentro del veicolo, con asse x coincidente con l'asse longitudinale e diretto secondo la direzione di avanzamento, asse z perpendicolare al piano della superficie stradale e rivolto verso l'alto e asse y definito dai primi due in modo tale da completare la terna destrorsa. Si noti che questi sono già i gradi di libertà di interesse per quanto riguarda il moto del veicolo.

**Sistema di riferimento assoluto(X,Y,Z):** il riferimento fisso è centrato nel punto di partenza del veicolo e ha le stesse convenzioni del sistema relativo.

Utilizzando le convenzioni introdotte in questi sistemi di riferimento, si mostra ora come sono state definite le forze nella descrizione in piano del veicolo nei suoi moti longitudinale e laterale. In Figura 1.2 viene mostrato come vengono considerate queste forze: si noti che le forze longitudinali allo pneumatico sono considerate positive se di trazione. In questa modellazione si indicano con i pedici "A" e "D" gli assi anteriori e posteriori, mentre invece con "S" e "D" si indicano il lato rispettivamente sinistro e destro del veicolo come mostrato in Figura 2.2.

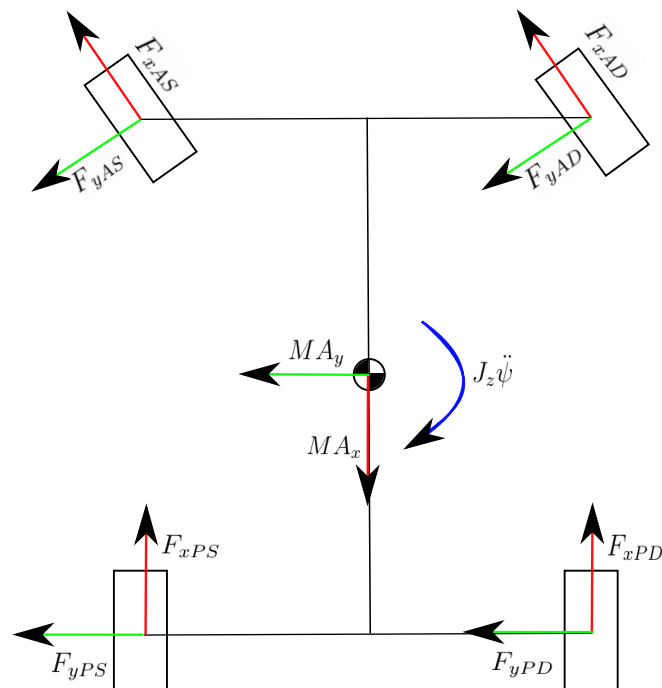


Figura 2.2: Distribuzione delle forze applicate al veicolo

Si noti che l'accelerazione longitudinale  $A_x$  e l'accelerazione laterale  $A_y$  relative al veicolo sono legate alle accelerazioni longitudinale e laterale del baricentro della cassa e all'imbardata secondo (2.1).

$$\begin{cases} A_x = \dot{V}_x - \dot{\psi} \cdot V_y \\ A_y = \dot{V}_y - \dot{\psi} \cdot V_x \end{cases} \quad (2.1)$$

Considerando le forze così come riportate in Figura 2.2, si possono quindi scrivere le equazioni di equilibrio dell'autoveicolo (2.2).

$$\begin{cases} MA_x = (F_{xAS} + F_{xAD})\cos\delta - (F_{yAS} + F_{yAD})\sin\delta + (F_{xPS} + F_{xPD}) - F_{aero} \\ MA_y = (F_{xAS} + F_{xAD})\sin\delta - (F_{yAS} + F_{yAD})\cos\delta + (F_{yPS} + F_{yPD}) \\ J_z\ddot{\psi} = (F_{xAS} + F_{xAD})\sin\delta a - (F_{yAS} + F_{yAD})\cos\delta a - (F_{yPS} + F_{yPD})b + \\ + (F_{xAS} + F_{xAD})\cos\delta\frac{c_{ant}}{2} + (F_{xPS} + F_{xPD})\frac{c_{post}}{2} - (F_{yAS} + F_{yAD})\sin\delta\frac{c_{ant}}{2} \end{cases} \quad (2.2)$$

La prima equazione è quella di equilibrio in direzione longitudinale, la seconda è l'equilibrio in direzione laterale mentre la terza è l'equazione che tiene conto del beccheggio del veicolo. Si noti come, nelle equazioni di moto descritte, i lati anteriore e posteriore e i lati destro e sinistro forniscano sempre un contributo opposto l'uno rispetto all'altro, in modo da bilanciare i contributi visti al baricentro. Vengono di seguito mostrate le relazioni (2.3), utilizzate per valutare la velocità complessiva del veicolo e l'angolo di deriva veicolo.

$$\begin{cases} V = \sqrt{V_x^2 + V_y^2} \\ \beta = \tan^{-1}\frac{V_y}{V_x} \end{cases} \quad (2.3)$$

Si noti che, nel calcolo delle forze agenti in direzione longitudinale, viene presa in considerazione anche la forza aerodinamica, calcolata secondo (2.4).

$$F_{aero} = \frac{1}{2}S_f C_x V^2 \quad (2.4)$$



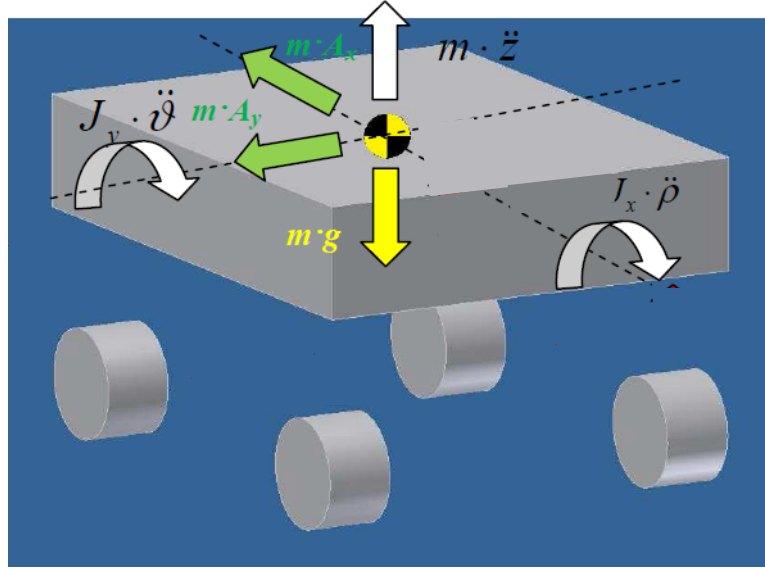


Figura 2.3: Equilibrio dei momenti di rollio e beccheggio

Per completare la modellazione dei gradi di libertà relativi alla cassa, vengono quindi mostrate le equazioni (2.5), mediante cui si sono modellati i moti di rollio e di beccheggio in accordo a quanto mostrato in Figura 2.3.

$$\begin{cases} J_x \ddot{\theta} = [-Ma_y(h_G - h_B) - r_{pitch}\dot{\rho} - k_{pitch}\rho] \\ J_y \ddot{\rho} = [(-Ma_x + F_{aero})(h_G - h_R) - r_{roll}\dot{\theta} - k_{roll}\theta] \end{cases} \quad (2.5)$$

Nello specifico,  $k_{pitch}$ ,  $r_{pitch}$ ,  $k_{roll}$ ,  $r_{roll}$  sono molle e smorzatori equivalenti che tengono conto delle relazioni esistenti tra tutti gli elementi che intervengono nel moto di rollio e beccheggio secondo le equazioni (2.6).

$$\begin{cases} k_{pitch} = 2 \cdot (k_{ant} \cdot a^2 + k_{post} \cdot b^2) \\ r_{pitch} = 2 \cdot (r_{ant} \cdot a^2 + r_{post} \cdot b^2) \\ k_{roll} = 2 \cdot (k_{ant} \cdot C_f^2 + k_{post} \cdot C_r^2) + k_{ba} + k_{bp} \\ r_{roll} = 2 \cdot (r_{ant} \cdot C_f^2 + r_{post} \cdot C_r^2) \end{cases} \quad (2.6)$$

Si noti che nelle precedenti equazioni, si considera separato il contributo del lato anteriore e del lato posteriore.

Per quanto riguarda invece la modellazione del moto verticale della cassa, i carichi verticali agenti sulle ruote sono quindi descritti dalle equazioni (2.7).

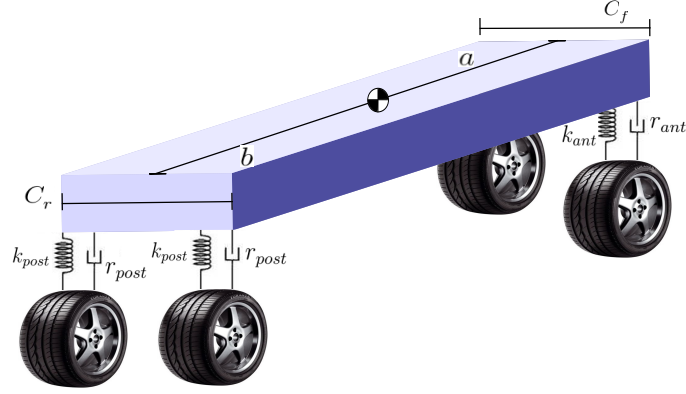


Figura 2.4: Rigidezze e smorzamenti anteriori e posteriori

$$\begin{cases} F_{zAS} = -F_{z0} - k_{ant} \cdot a \cdot \theta + k_{ant} \cdot C_f \cdot \rho - r_{ant} \cdot a \cdot \dot{\theta} + r_{ant} \cdot C_f \cdot \dot{\rho} \\ F_{zAD} = -F_{z0} - k_{ant} \cdot a \cdot \theta - k_{ant} \cdot C_f \cdot \rho - r_{ant} \cdot a \cdot \dot{\theta} - r_{ant} \cdot C_f \cdot \dot{\rho} \\ F_{zPS} = -F_{z0} + k_{post} \cdot b \cdot \theta + k_{post} \cdot C_r \cdot \rho + r_{post} \cdot b \cdot \dot{\theta} + r_{post} \cdot C_r \cdot \dot{\rho} \\ F_{zPD} = -F_{z0} + k_{post} \cdot b \cdot \theta - k_{post} \cdot C_r \cdot \rho + r_{post} \cdot b \cdot \dot{\theta} - r_{post} \cdot C_r \cdot \dot{\rho} \end{cases} \quad (2.7)$$

Ai fini dello studio del comportamento del sistema ABS, le equazioni relative al trasferimento di carico verticale sono di fondamentale importanza. A seconda dell'influenza di  $F_z$  sul resto del veicolo infatti la risposta dell'ABS cambia in maniera considerevole, spingendo l'ABS a fornire o togliere pressione in funzione della forza verticale istantaneamente agente su anteriore e posteriore. Inoltre, un trasferimento di carico eccessivamente lento o eccessivamente rapido modificherebbe il comportamento di tutta la dinamica complessiva del veicolo. Sempre per quanto riguarda le forze agenti, vengono riportate le relazioni (2.8) caratteristiche delle forze longitudinale e laterale.

$$\begin{cases} F_{yTOT} = F_{yruota} \cos(\delta_f) \cos(\delta_r) + F_{xruota} \sin(\delta_f) \sin(\delta_r) \\ F_{xTOT} = F_{yruota} \sin(\delta_f) \sin(\delta_r) - F_{xruota} \cos(\delta_f) \sin(\delta_r) \\ M_z = 2 \cdot F_{yTOT}(a - b) - 2 \cdot F_{xTOT}(C_f + C_r) \end{cases} \quad (2.8)$$

Il set di equazioni (2.8) presenta la particolarità di tenere in conto sia le ruote sterzanti anteriori che quelle eventualmente posteriori, presentando la possibilità di essere utilizzato in tutte le possibili configurazioni di ruote sterzanti. In questo lavoro di tesi il termine  $\delta_r$  è sempre stato mantenuto costante e pari a 0. Si noti inoltre che le forze utilizzate per il calcolo della forza complessiva sono quelle provenienti dal modello di pneumatico. Infine, viene tenuta in considerazione all'interno delle equazioni descrittive del veicolo l'influenza della deriva pneumatico, calcolata come in (2.9).

$$\alpha = \arctan\left(-\frac{V_y}{V_x}\right) \quad (2.9)$$

## 2.1.2 Modellazione dello pneumatico

Il modello del veicolo precedentemente descritto è stato interfacciato con un modello dello pneumatico fornito da Pirelli Tyre S.p.A. Tale modello è stato fornito sotto forma di black-box, ovvero in forma chiusa e non modificabile. La particolarità di questo modello è quella di tenere in conto sia una modellazione della lunghezza di rilassamento, sia un comportamento che segue un ciclo di isteresi. Non è stato tuttavia possibile studiare come queste sono state implementate nel modello. Pertanto, in questa sezione ci si limiterà a descrivere gli ingressi che possono essere modificati dall'esterno della black-box e ad una descrizione qualitativa degli aspetti che questo modello tiene in considerazione. Per quanto riguarda il modello in questione, la Figura 2.5 mostra gli ingressi che il modello utilizzato necessita per il funzionamento e le uscite che fornisce.

In particolare, le informazioni che il modello necessita dal resto del veicolo sono il tempo di simulazione  $t$ , il carico verticale istantaneamente agente sulla ruota  $F_z$  e la velocità complessiva del veicolo  $V$ . Oltre a questi parametri, il modello black-box riceve in ingresso una serie di parametri caratteristici dello pneumatico che possono essere impostati dall'utente. Si tratta dei parametri:

- $\lambda_\mu$  (coefficiente di aderenza proprio dello pneumatico).
- $K_x$  (rigidezza longitudinale a slip normalizzata).
- $L_x$  (lunghezza di rilassamento).

Poiché questi parametri sono quelli che verranno variati in sede di analisi, per una trattazione più completa del loro significato si rimanda al



Figura 2.5: Modello di pneumatico fornito da Pirelli Tyre

Capitolo 4. Inoltre, il modello necessita del valore calcolato di scorrimento apparente riportato in (2.10).

$$\lambda_{app} = \frac{\dot{x} - R_{ruota} \cdot \Omega}{\dot{x}} \quad (2.10)$$

Il modello black-box restituisce inoltre due uscite. Il primo output fornito è ovviamente la forza longitudinale della ruota  $F_{xruota}$ , che viene utilizzata dal modello del veicolo per determinare la forza complessiva agente sul veicolo. La seconda uscita è invece lo scorrimento effettivo  $\lambda_{eff}$ . Questa quantità tiene in considerazione rispetto a  $\lambda_{app}$  il ritardo nella risposta dello pneumatico, ovvero l'effetto della lunghezza di rilassamento. Per comprendere meglio questo concetto, si faccia riferimento alle equazioni caratteristiche dalla Magic Formula di Pacejka. Nelle Magic Formulae, per tenere in considerazione il ritardo nella risposta dello pneumatico, viene calcolata la lunghezza di rilassamento come in (2.11).

$$\frac{1}{\sigma_k \cdot \frac{du_1}{dt}} + |V_x| \cdot u_1 = -\sigma_k \cdot V_{sx} \quad (2.11)$$

Di conseguenza, lo scorrimento effettivo  $\lambda_{eff}$  verrà modificato di conseguenza rispetto a quello apparente e viene calcolato come mostrato in (2.12)

$$\lambda_{eff} = \frac{u_1}{\sigma_k} \sin(V_x) \quad (2.12)$$

Viene riportato in Figura 2.6 la forma del grafico  $F_x$ -scorrimento caratteristico dello pneumatico, senza spiegare come è stato ricavato.

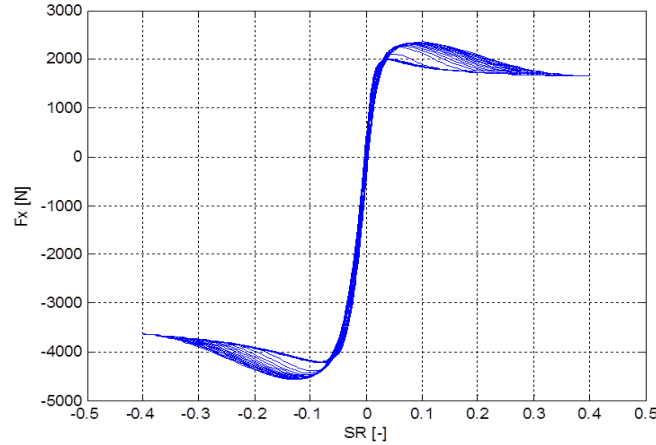


Figura 2.6: Caratteristica forza-scorrimento del modello di pneumatico fornito da Pirelli Tyre e su cui verranno svolte le analisi.

### 2.1.3 Calcolo della traiettoria veicolo

Le quantità ricavate dalle equazioni caratteristiche del moto vengono utilizzate per il calcolo della traiettoria seguita dal veicolo durante la simulazione. Questo aspetto si è reso necessario in particolar modo per valutare lo spazio di frenata nelle varie condizioni di frenatura. Per il calcolo della traiettoria del veicolo si considerano le traiettorie di due diversi tipi di punto. Da un lato infatti interessa la traiettoria seguita dal baricentro, in quanto rappresentativa del moto complessivo del veicolo. Al contempo però è di interesse anche il calcolo delle posizioni dei mozzi: sebbene non sia strettamente necessario al funzionamento del veicolo, questo conto viene sviluppato in quanto è di interesse per la valutazione delle prove di  $\mu$ -jump. In Figura 2.7 viene riportato il sistema di riferimento utilizzato per calcolare la traiettoria del veicolo e dei mozzi ruota.

Vengono quindi di seguito riportate le equazioni (2.13) utilizzate per stabilire le posizioni baricentrali. Si noti che per prima cosa è necessario ricavare le velocità in direzione longitudinale, e successivamente integrando è possibile risalire alle posizioni del baricentro di interesse.

$$\begin{cases} V_x = V_{tot} \cdot \cos(\psi + \beta) \rightarrow X_g = \int V_x dt \\ V_y = V_{tot} \cdot \sin(\psi + \beta) \rightarrow Y_g = \int V_y dt \end{cases} \quad (2.13)$$

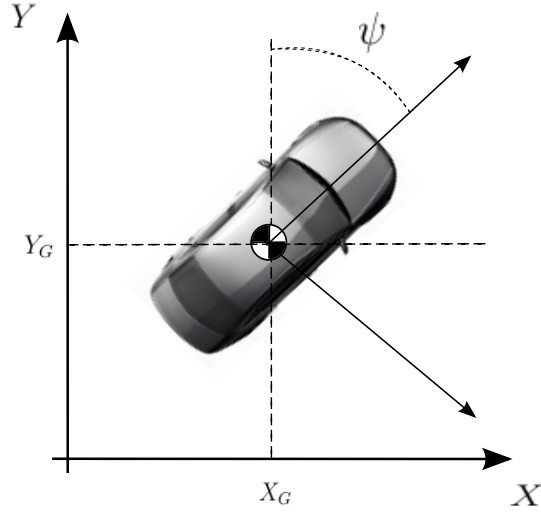


Figura 2.7: Sistema di riferimento utilizzato per il calcolo della traiettoria

Queste stesse quantità vengono poi utilizzate anche per il calcolo delle posizioni dei mozzi secondo (2.14). Per prima cosa vengono riportate le equazioni utilizzate per il calcolo delle posizioni longitudinali dei mozzi:

$$\begin{cases} X_{G_{AS}} = X_G + a \cdot \cos(\psi) + C_f \cdot \sin(\psi) \\ X_{G_{AD}} = X_G + a \cdot \sin(\psi) - C_f \cdot \cos(\psi) \\ X_{G_{PS}} = X_G - b \cdot \sin(\psi) + C_r \cdot \cos(\psi) \\ X_{G_{PD}} = X_G - b \cdot \cos(\psi) - C_r \cdot \sin(\psi) \end{cases} \quad (2.14)$$

In maniera del tutto analoga vengono calcolate le posizioni lungo Y dei mozzi ruota come in (2.15).

$$\begin{cases} Y_{G_{AS}} = Y_G + a \cdot \cos(\psi) - C_f \cdot \sin(\psi) \\ Y_{G_{AD}} = Y_G + a \cdot \sin(\psi) + C_f \cdot \cos(\psi) \\ Y_{G_{PS}} = Y_G - b \cdot \cos(\psi) - C_r \cdot \sin(\psi) \\ Y_{G_{PD}} = Y_G - a \cdot \sin(\psi) + C_r \cdot \cos(\psi) \end{cases} \quad (2.15)$$

## 2.2 Unità di trazione

Il modello di veicolo utilizzato non si limita a descrivere la dinamica della cassa, ma tratta in maniera separata un buon numero di aspetti collaterali. Uno di questi aspetti riguarda la scrittura delle equazioni che governano il

comportamento del powertrain, ovvero del gruppo di trazione associato al veicolo. Questa modellazione è resa necessaria dal fatto che per funzionare la centralina ha bisogno di numerosi segnali di check da un gran numero di parti diverse del veicolo. Tra questi segnali, rientrano anche parecchi segnali di informazioni che provengono dal motore, quali per esempio la coppia motrice istantaneamente erogata o il numero di giri del motore. Per descrivere il comportamento del powertrain, la prima cosa che viene calcolata è il rapporto di cambio del motore ( $\tau$ ). Questa quantità è infatti dipendente dalla marcia  $G$  attualmente innestata, pertanto andrà scelto un rapporto di cambio congruo alla marcia innestata e correlato al rapporto del differenziale anteriore. Il rapporto di cambio viene quindi calcolato come mostrato in (2.16).

$$\tau_{tot} = \tau_c(G) \cdot R_a DA \quad (2.16)$$

Una volta calcolato il rapporto di cambio, viene calcolato il rendimento totale del motore, anche questo dipendente dalla marcia istantaneamente innestata. Analogamente a prima, possiamo definire il rendimento totale secondo l'equazione (2.17).

$$\eta_{tot} = \eta_c(G) \cdot R_e DA \quad (2.17)$$

Successivamente, viene calcolata la velocità di rotazione del motore, utilizzata non solo per stabilire un segnale richiesto dal CAN ma anche per determinare la coppia motrice effettivamente erogata. Si noti che il veicolo utilizzato è a trazione anteriore, pertanto la grandezza  $T$  è scelta pari a 0 per indicare questo tipo di trazione. La velocità angolare di rotazione del motore viene calcolata secondo (2.18).

$$\Omega_{mot} = \frac{1}{\tau} \cdot \left[ \frac{1}{2}(\Omega_{AS} + \Omega_{AD}) \cdot (1 - T) + \frac{1}{2}(\Omega_{PS} + \Omega_{PD}) \cdot T \right] \quad (2.18)$$

In questo modo, in caso di trazione anteriore il contributo dato dalla trazione posteriore viene azzerato e viceversa nel caso di trazione posteriore. Viene poi calcolato il valore in RPM, come mostrato da (2.19).

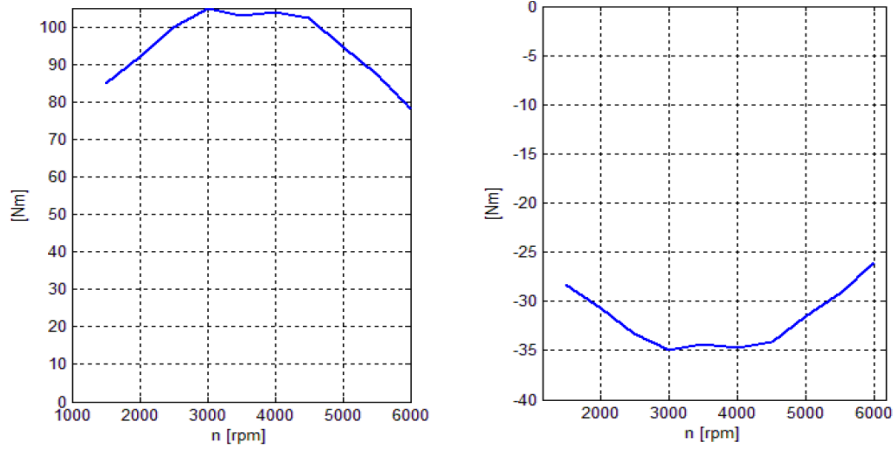
$$\Omega_{RPM} = \frac{30}{\pi} \cdot \Omega_{mot} \quad (2.19)$$

Una volta calcolata la velocità di rotazione del motore, questa viene utilizzata per valutare due aspetti particolarmente caratteristici del veicolo. Il valore di  $\Omega_{RPM}$  viene infatti utilizzato per estrapolare da due mappe delle caratteristiche di funzionamento del motore i valori di carico motore e di

carico di drag associati a quella data velocità di rotazione. Le due mappe delle caratteristiche del motore di un veicolo Grande Punto sono derivate da una rivista tecnica. Questi valori vengono successivamente utilizzati in (2.20) per calcolare la coppia motrice in uscita dal motore.

$$C_{mot} = [FullLoad(\Omega_{RPM}) - DragLoad(\Omega_{RPM})] \cdot \gamma^v \quad (2.20)$$

Si noti come la coppia motrice viene ricavata secondo una dipendenza sia dalla velocità di rotazione sia dalla quantità di gas fornita dal pilota.



(a) Curva di coppia motrice a piena ammissione.

(b) Curva di coppia resistente.

Figura 2.8: Caratteristica di funzionamento del motore

La coppia motrice viene poi utilizzata in (2.21) per calcolare la coppia ridotta fornita.

$$C_{ridotta} = \frac{1}{\tau} \cdot \eta \cdot C_{mot} \quad (2.21)$$

La stessa coppia ridotta viene utilizzata per calcolare la coppia motrice effettivamente fornita alle ruote mediante la modellazione del differenziale libero, il cui scopo è quello di ripartire in maniera equa la coppia frenante da entrambi i lati del veicolo, come mostrato in (2.22).

$$\begin{cases} C_{drive_{ANT}} = \frac{1}{2} \cdot C_{ridotta} \cdot Clutch \cdot (T - 1) \\ C_{drive_{POST}} = \frac{1}{2} \cdot C_{ridotta} \cdot Clutch \cdot T \end{cases} \quad (2.22)$$



Si noti come la coppia effettivamente erogata alle ruote sia funzione del valore assunto dalla frizione: se infatti la frizione viene premuta, la variabile Clutch passa ad un valore 0 che annulla in ogni caso la coppia erogata alle ruote. Questo accorgimento è fondamentale nel caso di manovre in cui si vuole staccare il motore dal funzionamento, come ad esempio le frenate che verranno effettuate più avanti. Da ultimo, il blocco powertrain consente inoltre il calcolo delle inerzie applicate alle ruote dal funzionamento del blocco motore, come mostrato in (2.23). Questo valore andrà a sommarsi all'inerzia delle ruote, ottenendo quindi un valore più vicino alla realtà.

$$\begin{cases} J_{r_{ANT}} = \frac{1}{2} \frac{1}{\tau^2} \cdot I_{motore} \cdot \eta \cdot (T - 1) \\ J_{r_{POST}} = \frac{1}{2} \frac{1}{\tau^2} \cdot I_{motore} \cdot \eta \cdot T \end{cases} \quad (2.23)$$

## 2.3 Impianto frenante

Un altro aspetto trattato separatamente rispetto alla dinamica della cassa del veicolo è quello riguardante la modellazione dell'impianto frenante. Il modello di braking-system sviluppato utilizza infatti i dati in ingresso provenienti dal banco HiL e li converte in grandezze utilizzabili all'interno numerico. Lo scopo di questa sezione di modello è quindi, oltre ad inviare al banco fisico segnali di interesse, tradurre i segnali di pressione provenienti dai relativi sensori. La modalità con cui viene ricavato il valore di pressione dai sensori e utilizzato all'interno del modello numerico viene riportata nel Capitolo 3, riguardante il funzionamento del banco HiL. Per fare questo, quello che viene fatto è replicare la relazione che intercorre tra pressione frenante e pinza freno, allo scopo di trasformare la pressione frenante esercitata in coppia frenante applicata. La coppia frenante viene quindi calcolata in (2.24).

$$T_{brake} = p_{ABS} \cdot K_{brake} \quad (2.24)$$

Per ricavare la coppia frenante, quindi, viene semplicemente moltiplicata la pressione esercitata dal sistema ABS per la costante caratteristica di rigidità dei freni. Siccome i freni montati a banco sono quelli di un veicolo Grande Punto, i dati della pinza freno sono quelli relativi a questo tipo di pinza. In particolare, la caratteristica di rigidità della pinza freno viene calcolata secondo (2.25).

$$K_{brake} = 2 \cdot \mu_{brake} \cdot A \cdot R_{eff} \quad (2.25)$$

In questa relazione si considerano quindi il coefficiente d'attrito caratteristico della pinza  $\mu_{brake}$ , l'area del cilindretto  $A$  e il raggio effettivo del disco  $R_{eff}$ , a sua volta calcolato in (2.26).

$$R_{eff} = \frac{2}{3} \cdot \frac{R_e^3 - R_i^3}{R_e^2 - R_i^2} \quad (2.26)$$

## 2.4 Modellazione di aspetti particolari

A conclusione di questo capitolo vengono riportate alcuni aspetti particolari dell'implementazione in Simulink del modello veicolo. Questi aspetti assumono particolare importanza nel momento in cui vogliono essere eseguite delle prove in particolari condizioni di interesse, come si è effettivamente reso necessario all'interno di questo lavoro di tesi.

### Modellazione della frenata

Per gli scopi perseguiti in questo lavoro non è stato necessario implementare manovre particolari da imporre al veicolo, pertanto un modello accurato di pilota sarebbe superfluo. Si è quindi deciso di imporre un angolo di sterzo fisso e impostabile dall'utente e un controllo di velocità che permettesse di mantenere una velocità costante fino all'intervento della frenata. Si noti come l'angolo di sterzo si è mantenuto costante e pari a 0 in quanto la manovra di interesse è sempre stata la manovra in rettilineo. Nonostante questo, la modellazione dell'angolo di sterzo è stata necessaria in quanto richiesta come segnale dal CAN. Per quanto riguarda invece il mantenimento di una velocità costante, è stato applicato un semplice controllore PI al valore di velocità. In particolare, dato che è stato di interesse mantenere il moto rettilineo e a velocità costante, viene calcolato istante per istante l'errore tra la velocità attuale del veicolo e la velocità teorica costante come  $e = V_{ref} - V_{att}$ . A questo errore viene quindi applicata la caratteristica equazione di correzione dell'errore di un controllore PI, al fine di ottenere (2.27).

$$V = K_P \cdot e + K_I \int e dt \quad (2.27)$$

Questo aspetto è fondamentale per la modellazione della frenata in quanto il sistema prevede che il veicolo proceda a velocità costante fino

all'intervento della frenata. Successivamente, all'istante di intervento della frenata stabilito dall'utente, la frizione viene staccata e conseguentemente il valore della variabile  $\gamma$ , rappresentativo dell'apertura della valvola a farfalla, viene azzerato in modo da non fornire più gas al veicolo. In questo modo, è stata modellata una frenata fatta a motore staccato e senza aggiunta di coppia motrice in maniera conforme a quanto accade nel caso reale.

## Proprietà della strada

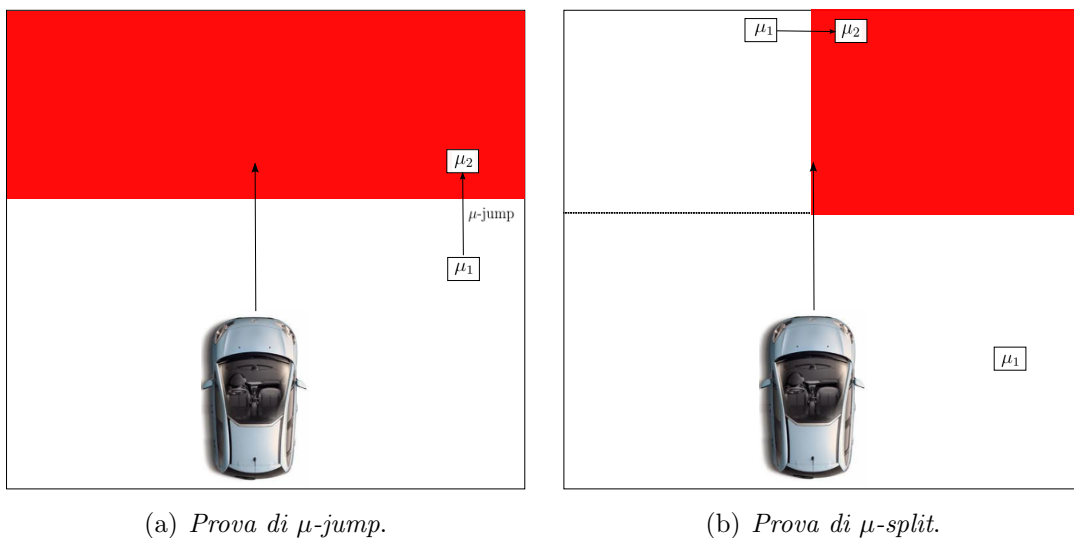


Figura 2.9: Implementazione delle prove di  $\mu$ -jump e di  $\mu$ -split all'interno del modello. Si noti come il valore di  $\mu$  sia relativo all'area in cui si trovano istantaneamente i mozzetti ruota.

L'aspetto particolarmente interessante della modellazione del manto stradale risiede nell'esigenza di fare delle prove di  $\mu$ -jump e di  $\mu$ -split. Per questo motivo, la strada in cui viaggia il veicolo è stata modellata in due aree successive: la prima area è tale per cui il valore di  $\mu$  è costante e impostato dall'utente. Nella seconda area  $\mu$  viene modificato su un nuovo valore stabilito dall'utente. Nel caso in cui fossero di interesse prove di  $\mu$ -jump, basta quindi definire il valore di aderenza richiesto e attraverso un sistema di verifica della posizione del veicolo rispetto al manto stradale questo viene modificato mentre la frenata è in atto. Analogamente, se è di interesse una prova di  $\mu$ -split, oltre al valore di aderenza viene anche modificata l'area della porzione di strada a differente aderenza, in modo

da far viaggiare le ruote di un lato del veicolo sulla parte ad aderenza iniziale e quelle dell'altro lato sul valore di  $\mu$  modificato. Si noti come per la valutazione della posizione del veicolo non possa essere utilizzata la posizione baricentrale del veicolo, ma quella dei singoli mozzi ruota. Le prove di  $\mu$ -jump e di  $\mu$ -split infatti richiedono di sapere istantaneamente se la singola ruota si trova nell'area di aderenza iniziale o se si trova nell'area ad aderenza modificata.

# Capitolo 3

## Banco Hardware-in-the-Loop

Generalmente per valutare le risposte di un sistema di sicurezza basta ricavare un modello, simularne il comportamento e verificare i dati ottenuti, applicandoli successivamente al sistema reale e controllando che l'applicazione sia effettivamente coerente con quanto supposto.

In ambito automotive, questo risulta essere un problema particolarmente pressante. Le cause di questa criticità vanno ricercate sia in ambito teorico, sia in ambito pratico. La trattazione teorica in letteratura di modelli di ABS collegati a veicolo risulta infatti poco fruibile, in quanto prevede un gran numero di semplificazioni di fenomeni non trascurabili in un comportamento reale. Inoltre, si è vincolati ad una non completa conoscenza del funzionamento degli algoritmi di controllo dell'ABS, che di fatto sono coperti da segreto industriale dai costruttori. Dall'altro lato, invece, per la valutazione della risposta di un ABS ad alte velocità, sarebbe necessario portare un veicolo ad una velocità di regime elevata e sottoporre il veicolo stesso ad una manovra brusca, mettendo in pericolo l'incolumità del conducente del veicolo.

La metodologia Hardware-in-the-Loop (HiL) permette di ovviare entrambi questi aspetti problematici. Questo modo di procedere infatti prevede la sostituzione delle parti che non possono essere modellate in maniera soddisfacente da un modello teorico con un corrispettivo componente reale. Il modello teorico ha quindi il compito di elaborare gli input che verranno utilizzati dal sistema fisico reale. Analogamente, le uscite del sistema fisico vengono acquisite e utilizzate dal modello numerico, andando a creare un collegamento closed-loop tra modello teorico e componente reale.

La grande forza di questa procedura risiede quindi nel poter trattare i componenti che non possono essere modellati in maniera soddisfacente come delle black-box, permettendo quindi di analizzare solamente gli effetti

esterni di interesse. Utilizzare la metodologia Hardware-in-the-Loop, quindi, permette di tenere conto dell'esigenza di valutare la risposta di modelli sufficientemente accurati da garantire la completa conoscenza del funzionamento in condizioni estreme garantendo la sicurezza dell'utilizzatore. Nel seguente capitolo, viene fatta una descrizione del banco di prova utilizzato per valutare le prestazioni del veicolo in relazione ai differenti modelli di pneumatico testati.

### **Componentistica hardware del banco HiL**

Il banco HiL utilizzato in questo lavoro di tesi si compone di diverse parti distinte, ognuna con l'obiettivo di simulare il comportamento di una diversa parte del veicolo in gioco in una frenata standard. In particolare, il banco è composto di:

- *Impianto frenante*: è questa la parte del banco atta a replicare il reale funzionamento dell'impianto frenante del veicolo durante una frenata. L'impianto frenante montato a banco si compone di un attuatore idraulico, una pompa tandem, 4 set di tubi (morbidi e rigidi, uno per ogni ruota ipotizzata) e di 4 pinze freno realmente montate sul banco.
- *Centralina*: essendo la centralina il nodo di congiunzione tra elettronica implementata sul banco e impianto frenante, si è preferito considerare l'unità di controllo separatamente. La centralina montata sul banco è una Bosch 8, scelta in quanto molto comune su veicoli di piccola-media taglia.
- *Impianto elettrico*: è la parte del banco il cui scopo è quello di fornire alla centralina i segnali che essa si aspetterebbe di ricevere in ingresso in condizioni di moto. In particolare, sul banco sono implementati un sistema di emulazione delle velocità angolari delle ruote, un sistema di conversione dei segnali in pressione, una batteria ed un alimentatore esterno.

### **Componentistica software del banco HiL**

Oltre alle parti fisicamente montate sul banco HiL, è stato necessario interfacciare una serie di sistemi software per gestire le comunicazioni tra modello del veicolo e dati sperimentali ottenuti dal funzionamento del banco. In particolare, il software del banco HiL si compone di:

- *Scheda dSpace*: è la scheda elettronica utilizzata per il controllo e il funzionamento in real time del banco di test. La scheda utilizzata è una dSpace 1103, particolarmente indicata per applicazioni automotive.
- *Modello del veicolo*: il modello del veicolo utilizzato è quello descritto precedentemente nel Capitolo 2. In questo capitolo verrà tuttavia approfondita la modalità di comunicazione tra modello software e componenti fisici del banco HiL.
- *Interfaccia CAN*: questo è il protocollo di comunicazione effettivamente utilizzato su un veicolo. Verranno quindi approfondite in questo capitolo le caratteristiche fondamentali della rete CAN montata sul banco di test.

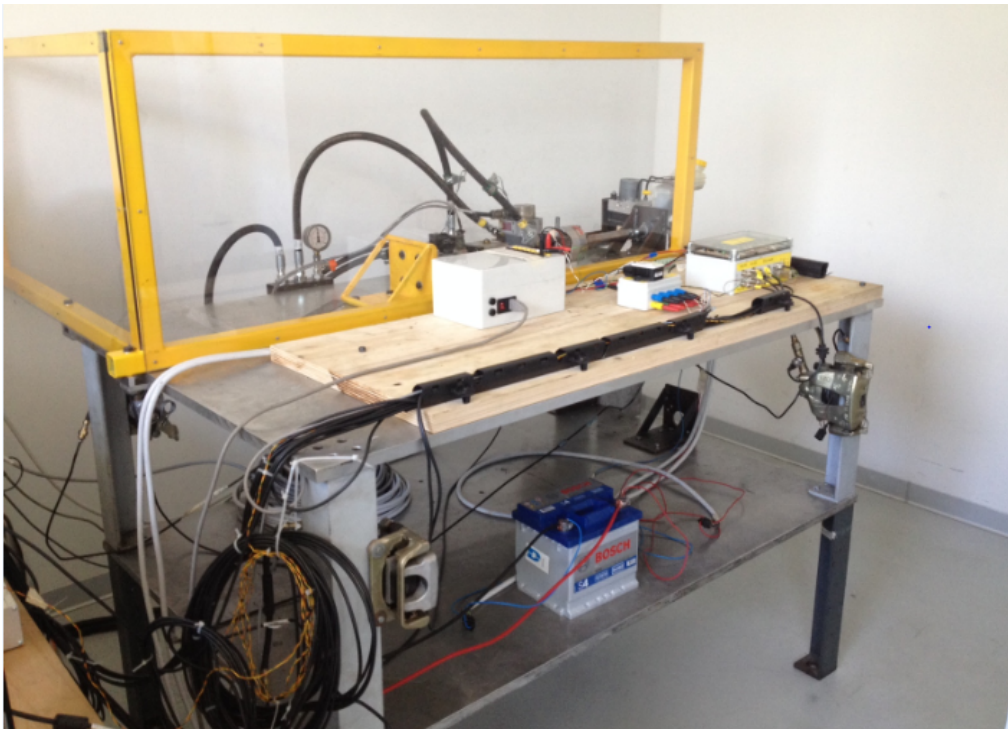


Figura 3.1: Vista d'insieme del banco Hardware-in-the-Loop utilizzato nel lavoro di tesi

## **3.1 Descrizione della componentistica hardware**

### **3.1.1 Impianto frenante**

L'impianto frenante montato sul banco di prova è una riproduzione del sistema frenante di una Grande Punto 1.2v. Il banco è quindi costituito di tutte le parti originali di un impianto frenante realmente montato su una vettura Grande Punto 1.2v. Con questo si intende, nello specifico, che i tubi morbidi e i tubi rigidi hanno la stessa esatta lunghezza di quelli effettivamente presenti su un veicolo Grande Punto e che le pinze freno utilizzate sono quelle realmente operanti su un veicolo di questo tipo. Per i fini che si intendono raggiungere mediante l'utilizzo del banco HiL, l'aspetto di interesse della frenata è quello legato al ritardo di attuazione tra la pressione esercitata dal guidatore e la sua effettiva applicazione sul gruppo della pinza freno. Per questo motivo, nella costruzione del banco Hil non è risultato di interesse l'implementazione di alcuni componenti dell'impianto frenante che, pur essendo realmente montati su un veicolo, non sono indispensabili per la descrizione dei fenomeni di interesse. Viene fornita di seguito una descrizione di tutti i componenti costitutivi dell'impianto frenante allestito sul banco.

#### **3.1.1.1 Pompa doppia**

La pompa doppia, o tandem master cylinder, ha lo scopo di alimentare i condotti del circuito idraulico. Tale pompa è costituita da due pistoni idraulici alloggiati in serie all'interno nello stesso cilindro, sulle cui pareti sono ricavate le bocche di aspirazione collegate con il serbatoio e quelle di lavoro in mandata, dirette ai cilindri di frenatura. Grazie alla presenza di questi, la pompa freno alimenta due impianti separati, ciascuno dei quali agisce su due ruote. La pompa tandem utilizzata presenta un collegamento delle ruote ad X, che prevede di alimentare le pinze freno di ciascuna diagonale indipendentemente: ogni ramo dell'impianto alimenta quindi una ruota anteriore e la corrispondente ruota posteriore sulla diagonale. La pompa tandem utilizzata è montata a valle dell'attuatore idraulico, ed è comandata dallo stelo del pistone come in un veicolo lo è dal servofreno. In particolare, il primo canale della pompa tandem alimenta la diagonale anteriore sinistra - posteriore destra, mentre il secondo la diagonale anteriore destra - posteriore sinistra.





*Figura 3.2: Pompa tandem montata su banco comprensiva del serbatoio da cui viene pescato l'olio*

### **3.1.1.2 Tubazioni**

Le tubazioni presenti sul banco hanno il compito di portare l'olio pescato dal serbatoio e gestito dalla centralina alle 4 pinze freno. In particolare, ogni singolo ramo si compone di due tubi:

- Tubi rigidi: sono i tubi che trasportano il fluido in pressione dalla pompa tandem alla centralina ABS e dalla centralina ai raccordi flessibili con le pinze anteriori e posteriori.
- Tubi flessibili: sono i tubi che collegano le tubazioni rigide alle pinze freno. La loro introduzione su vettura è resa necessaria dal fatto che le pinze freno sono montate sui porta mozzi della sospensione e sono quindi soggetti alle escursioni della sospensione stessa

La scelta di utilizzare questi tipi di tubi effettivamente presenti su un veicolo è stata fatta per poter riprodurre la corretta dinamica e i corretti assorbimenti che si riscontrano sul veicolo vero. Questo permette di ottenere simulazioni più coerenti con quanto accade in una situazione reale.

### **3.1.1.3 Gruppo della pinza freno**

Il gruppo pinza-disco-freno montato sul banco è stato inserito a banco per due motivazioni principali. In primo luogo, l'intero gruppo rappresenta il modo più naturale per scaricare la pressione esercitata dall'impianto

frenante. Si noti che al posto del disco del freno è stato utilizzato uno spessore delle medesime dimensioni. Come seconda motivazione, le pinze freno utilizzate sono quelle effettivamente montate su un veicolo reale. Questo permette quindi di replicare i corretti assorbimenti di energia che si verificano su un veicolo durante una frenata, modellando un altro aspetto caratteristico dell'impianto. Su queste pinze freno sono poi stati attaccati i sensori di pressioni, che restituiscono il valore di pressione istantaneamente esercitato nell'impianto idraulico.

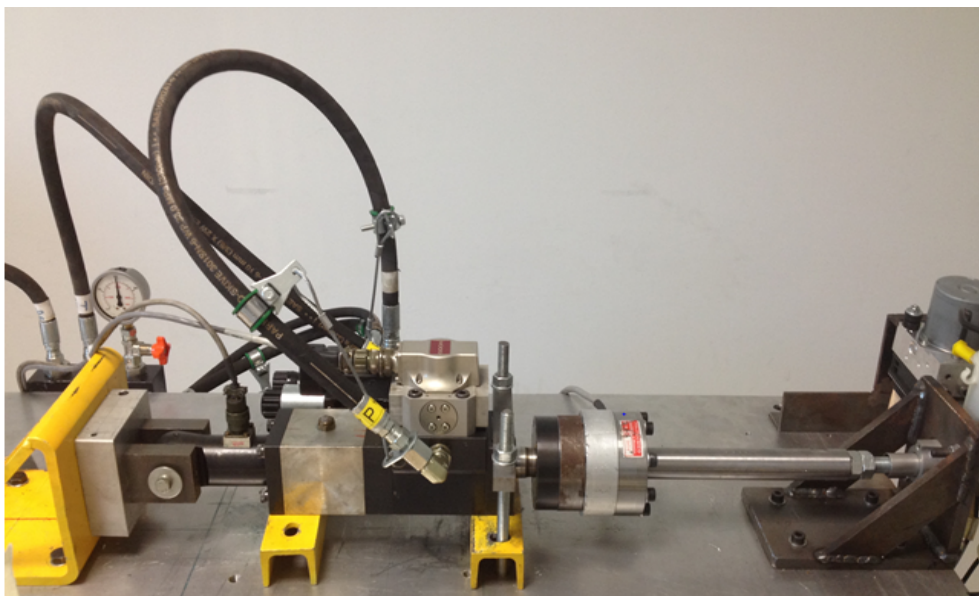


*Figura 3.3: Pinze freno montata su banco HiL. Sul banco sono presenti 4 pinze alloggiare sulle 4 gambe del banco.*

### **3.1.2 Attuatore idraulico**

Per emulare l'imposizione della pressione frenante che realmente avviene in un veicolo, stato deciso di montare un attuatore idraulico che potesse imporre valori coerenti di pressione. La decisione di utilizzare un pistone idraulico ha permesso di simulare la frenata senza montare sul banco il complesso di trasferimento di pressione realmente presente su un veicolo. L'attuatore idraulico montato sul banco è un pistone MOOG caratterizzato da una massima escursione raggiungibile di 30mm e da una forza massima applicabile di 10kN. La peculiarità di questo attuatore è quella di poter essere regolato da un controllo esterno di tipo PID in spostamento o in forza. In particolare, per questa applicazione si è deciso di utilizzare un controllo

in forza, in quanto più simile al caso reale dove il guidatore esercita una certa forza sul pedale e non uno spostamento del perno ad esso associato. Un aspetto interessante del controllo in forza che si è deciso di applicare per il pistone è stata la modalità di impostazione del riferimento di forza da seguire. Per ottenere una simulazione che fosse ripetibile e coerente, infatti, è stato necessario subordinare l'applicazione della forza imposta alle esigenze del modello di veicolo. Si è pertanto deciso di fornire il riferimento in forza all'attuatore idraulico utilizzando la scheda dSpace, definendo la forma del segnale di frenata direttamente da modello Simulink. Questo contribuisce ad ottenere una buona ripetibilità delle prove nelle campagne di test, in quanto la frenata imposta è sempre la stessa per tutte le prove effettuate. Più avanti in questo capitolo, nella sezione dedicata al software, verrà descritta nel dettaglio la modalità di comunicazione tra dSpace ed attuatore idraulico.



*Figura 3.4: Attuatore idraulico montato sul banco*

### **3.1.3 Sensore di imbardata**

Il sensore di imbardata, rispetto a tutti gli altri elementi hardware implementati sul banco, presenta una particolarità: è stato aggiunto come componente fisico sul banco HiL nonostante il suo comportamento sia già descritto a livello software nella sezione riguardante l'emulazione del CAN. Questo provvedimento si è reso necessario in quanto la centralina, nel momento in cui viene accesa, esegue un'inizializzazione delle comunicazioni

con le altre unità di controllo e con i sensori del veicolo. In quest'ottica, il sensore di imbardata rappresenta un'eccezione rispetto al resto delle unità: se infatti è stato possibile simulare i segnali di corretto funzionamento provenienti dalle centraline veicolo, il segnale di consenso fornito dal sensore di imbardata non è stato riproducibile.

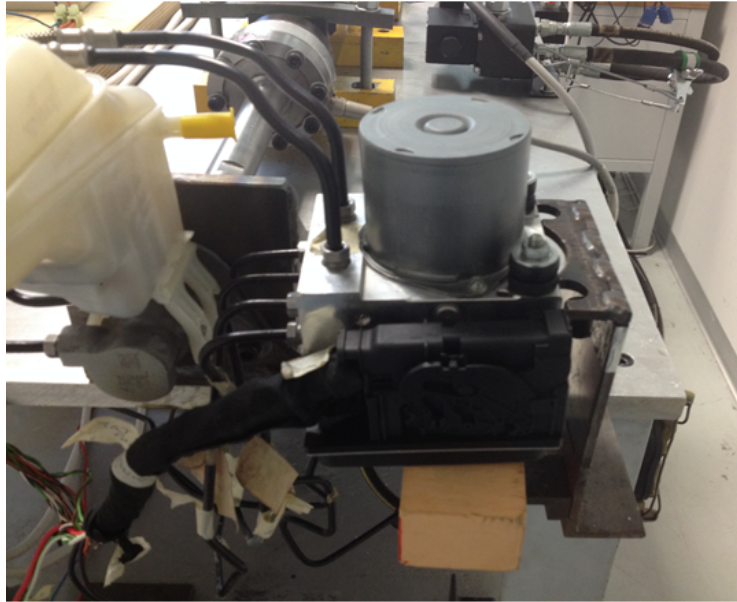


Figura 3.5: Sensore di imbardata di un veicolo Grande Punto 1.2v

Si è quindi deciso di includere il sensore di imbardata reale di un veicolo Grande Punto, implementando successivamente un sistema di disattivazione del sensore mediante Simulink. In questo modo, il sensore è posto in comunicazione con l'ECU solo durante la fase di inizializzazione dati, dopo di che viene scollegato. I segnali di  $A_x$ ,  $A_y$  e  $\dot{\varphi}$  sono quindi sostituiti con quelli simulati dal modello veicolo.

### 3.1.4 Descrizione della centralina

La centralina implementata sul banco è posta tra la pompa tandem e il sistema di tubazioni. Il fluido passa quindi all'interno della centralina elettroidraulica che, qualora si verificano situazioni di incipiente instabilità o pericolo, è in grado di modulare la pressione generata dal conducente o generare pressione all'interno dell'impianto frenante senza l'intervento del pilota. Inoltre, per identificare le situazioni potenzialmente pericolose e modulare il successivo intervento, il sistema di controllo ha bisogno di ricevere informazioni dai sensori e dalle altre unità di controllo. La centralina necessita informazioni riguardanti non solo la dinamica del veicolo,



*Figura 3.6: Centralina di una Grande Punto 1.2v montata sul banco*

ma anche lo stato di funzionamento dei sensori, i comandi del conducente e le informazioni riguardanti gli altri sistemi. La parte principale della centralina è costituita dal gruppo elettroidraulico e comprende in un unico blocco sia la centralina elettronica che quella elettroidraulica, perseguendo però scopi diversi. Da un lato la centralina elettroidraulica HCU (Hydraulic Control Unit) ha il compito di modulare la pressione alla pinze tramite le elettrovalvole presenti al suo interno.

Dall'altro, alla centralina elettronica (ECU) sono richieste più specifiche:

- acquisire i dati provenienti dai sensori dedicati
- memorizzare i parametri di controllo definiti nella messa a punto del veicolo
- memorizzare i software di controllo
- elaborare i dati acquisiti
- rilevare eventuali avarie ai componenti dell'impianto ABS
- memorizzare i codici di guasto ed attivare le spie ABS
- trasmettere e ricevere segnali sulla linea CAN

Nei seguenti paragrafi verranno forniti i principi fondamentali del funzionamento della centralina elettroidraulica, mentre i segnali in ingresso alla centralina elettronica verranno trattati più approfonditamente nel capitolo riguardante il CAN.

#### 3.1.4.1 Centralina elettroidraulica

All'interno della centralina il circuito idraulico risulta sdoppiato secondo le due diagonali, ciascuna delle quali accoppia una ruota posteriore alla ruota anteriore sul lato opposto. Tale accorgimento risulta particolarmente efficace in quanto garantisce la massima sicurezza anche in caso di avarie su una delle due diagonali, preservando tanto la capacità frenante quanto la direzionalità del veicolo. A livello costruttivo, la centralina elettroidraulica è costituita da:

- otto elettrovalvole e due vie, quattro di mandata (EV) e quattro di scarico (AV) per il funzionamento del sistema ABS/EBD
- quattro elettrovalvole supplementari, per il funzionamento del sistema ESP (non utilizzate in questo lavoro di tesi)
- una elettropompa di recupero a doppio circuito
- elaborare i dati acquisiti
- due accumulatori di bassa pressione D1 e D2
- due accumulatori di alta pressione A1 e A2

A fronte di un comando da parte del guidatore il fluido si dirige dal ramo proveniente dalla prima camera della pompa tandem verso le pinze freno anteriore destra e posteriore sinistra. Analogamente, l'olio proveniente dalla seconda camera viene spinto verso le pinze anteriore sinistra e posteriore destra. Inoltre all'interno di ciascuna diagonale, i rami di circuito relativi alla ruota anteriore sono del tutto identici a quelli della corrispondente ruota posteriore. Per questo motivo, si andrà a presentare il circuito solo per il funzionamento di metà diagonale. Le elettrovalvole per il funzionamento del sistema ABS all'interno della centralina sono complessivamente otto, di cui quattro di mandata, denominate EV (Eingang Ventil, valvola d'ingresso) e quattro di scarico AV (Ausgang Ventil, valvola d'uscita). Si tratta di elettrovalvole 2/2, due bocche due posizioni, che insieme espletano le tre funzioni caratteristiche dell'ABS: accrescimento, mantenimento e

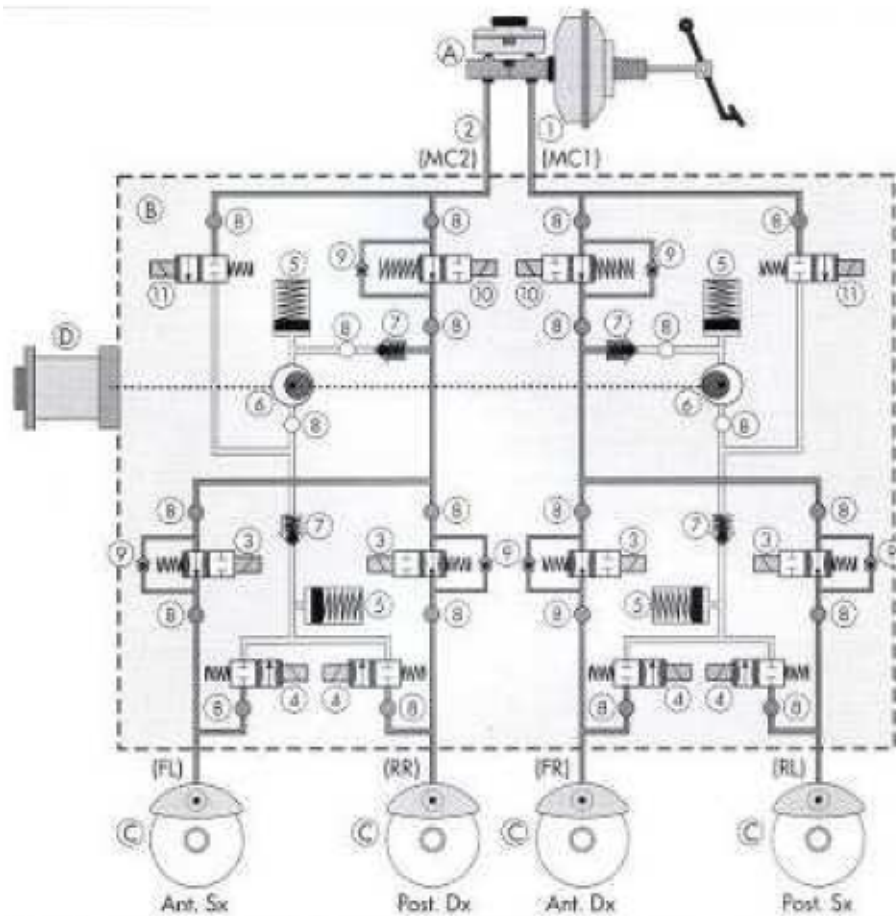


Figura 3.7: Schema idraulico di impianto frenante con ABS. A) Complessivo Pompa-Servofreno; B) Complessivo Modulatore Idraulico; C) Pinza Freno; D) Motore pompa di recupero; 1) Circuito frenante AD + PS; 2) Circuito frenante AS + PD; 3) Elettrovalvole di mandata EV; 4) Elettrovalvole di scarico AV; 5) Accumulatori di pressione; 6) Pompa di recupero; 7) Valvole unidirezionali; 8) Smorzatori idraulici; 9) Valvola antirumore; 10) Valvola di isolamento; 11) Valvola di commutazione.

decrecita della pressione attiva sui martinetti di frenatura. Ciascuna elettrovalvola pertanto può assumere due posizioni: commutata e non commutata. Una volta noto questo, si possono quindi caratterizzare in maniera più approfondita le tre fasi compiute nel ciclo ABS:

- Fase di accrescimento: le elettrovalvole EV risultano aperte in posizione non commutata, mentre le AV sono aperte in posizione commutata. Questo significa che se l'ABS non è in funzione le valvole d'ingresso sono aperte e quelle d'uscita chiuse, ossia la pressione frenante del fluido che arriverà alla pinza è pari alla pressione della pompa

tandem, determinata quindi dall'azione del guidatore sul pedale del freno.

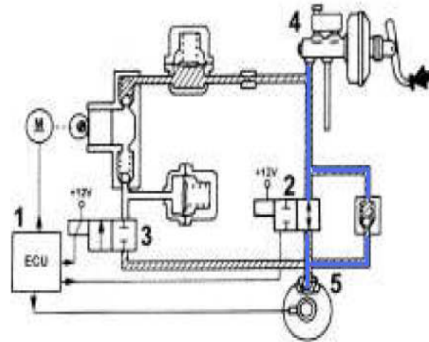


Figura 3.8: Fase di accrescimento della pressione (ABS OFF). Componenti: 1) Centralina ABS; 2)Elettrovalvola di carico EV; 3) elettrovalvola di scarico AV; 4) Pompa Tandem;

- Fase di mantenimento: il mantenimento della pressione si ottiene commutando l'elettrovalvola di ingresso EV dallo stato aperto a quello chiuso e non alimentando l'elettrovalvola di uscita AV. In questa maniera il collegamento tra la pompa tandem e la pinza freno si interrompe e la pressione sulla pinza rimane costante anche aumentando la pressione sul pedale freno.

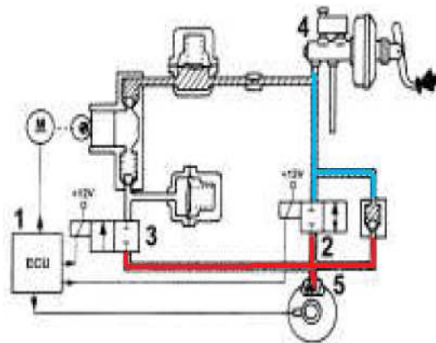


Figura 3.9: Fase di mantenimento della pressione (ABS ON). Componenti: 1) Centralina ABS; 2)Elettrovalvola di carico EV commutata; 3) elettrovalvola di scarico AV non commutata; 4) Pompa Tandem;

- Fase di decrescita: la riduzione della pressione si ottiene commutando entrambe le valvole, in modo da interrompere il collegamento tra la pompa e i dischi freno e far defluire il fluido verso l'accumulatore



di bassa pressione e la pompa di recupero. La centralina elettronica inoltre alimenta il motore collegato con la pompa in modo da reimmettere nel circuito principale il fluido sottratto alla pinza freni. Il fluido attraversa l'accumulatore di alta pressione e la restrizione, che svolgono una funzione di smorzamento. L'impianto è dotato inoltre di una valvola di non ritorno montata in parallelo all'elettrovalvola di carico che consente una rapida riduzione della pressione sulla pinza freno in fase di rilascio del pedale del freno.

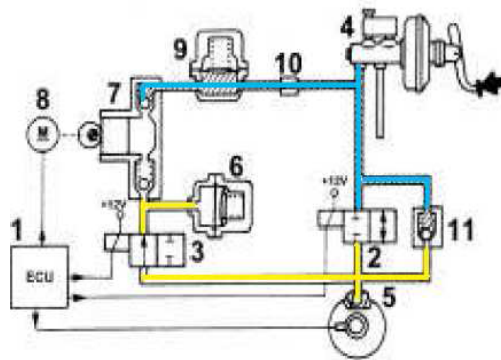


Figura 3.10: Fase di rilascio di pressione (ABS ON). Componenti: 1) Centralina ABS; 2) Elettrovalvola di carico EV commutata; 3) elettrovalvola di scarico AV commutata; 4) Pompa Tandem; 5) Pinza freno; 6) Accumulatore BP; 7) Pompa di recupero; 8) Motore elettrico; 9) Accumulatore AP; 10) Restrizione;

### 3.1.5 Emulazione dei sensori presenti sul veicolo

Per funzionare in maniera corretta la centralina necessita di un gran numero di segnali in ingresso, e questa necessità è legata sostanzialmente ad un discorso di sicurezza. Questi aspetti di sicurezza, di fondamentale importanza in un impianto reale, sono stati riportati nel banco Hardware-in-the-Loop. Questo è stato fatto perché la centralina non può essere abilitata al funzionamento in assenza dei segnali che riportano il corretto funzionamento delle altre unità del veicolo. Per quanto riguarda l'invio dei segnali delle altre ECU alla centralina, si è deciso di operare in due modi distinti:

- i segnali che hanno presentato criticità particolari o che non si è riuscito ad emulare in fase di simulazione (per problemi di passo di integrazione del modello) sono stati replicati con apposite unità dedicate implementate sul banco e sono stati forniti alla centralina in maniera diretta mediante rete CAN.

- tutti gli altri segnali (descritti meglio in seguito) sono stati simulati direttamente da modello Simulink ed inviati alla centralina sempre mediante rete CAN.

In seguito verranno quindi descritte nel dettaglio tutte le unità hardware il cui scopo è quello di generare un segnale ed inviarlo alla centralina.

### 3.1.5.1 Emulazione delle velocità angolari

Come già spiegato in precedenza, per effettuare la sua funzione di controllo dello slittamento la centralina ha necessariamente bisogno di conoscere in maniera aggiornata e precisa la velocità angolare delle ruote. In un veicolo reale, questa funzione viene svolta da un particolare componente implementato sulla ruota del veicolo, ovvero la ruota fonica.

Generalmente una ruota fonica può sfruttare diversi principi di funzionamento (induttiva, capacitiva, magnetica, ottica) ma a prescindere da questo essa funge da generatore di impulsi. In particolare, ogni ruota fonica è caratterizzata da un diverso numero di denti che permette di identificare il compimento di un giro completo della ruota e la velocità con cui questo viene compiuto: ogni volta che un giro viene effettuato, viene generato un impulso. Questi impulsi vengono contati ed inviati alla centralina sotto forma di un segnale in onda quadra in corrente generalmente compresa tra i 7 mA e i 24 mA. La frequenza di questo segnale indica quindi la velocità con cui la ruota fonica gira: maggiore è la frequenza, minore è il tempo tra gli impulsi. Successivamente, a seconda del numero di impulsi viene calcolata la velocità angolare della singola ruota mediante la (3.1)

$$\Omega = \frac{2\pi f}{n} \quad (3.1)$$

dove si indica con  $f$  la frequenza degli impulsi emessi dalla ruota fonica e con  $n$  il suo numero di denti. Per una ruota appartenente ad una Grande Punto 1.2v la ruota fonica ha un numero di denti  $n=48$ . Affinché la centralina potesse funzionare correttamente è stato quindi necessario fornirle un segnale in onda quadra di corrente. Per aumentare il passo di calcolo e ridurre l'onere computazionale a carico del modello Simulink, si è deciso di emulare i sensori invece di riprodurre l'output via software. Per questo motivo, i segnali provenienti dai sensori di velocità angolare sono stati emulati utilizzando 4 schede elettroniche (Figura 3.11) che fornissero una frequenza definita.

Il cuore di queste schede elettroniche è costituito da un circuito integrato TC9400, che converte in frequenza una tensione ricevuta in ingresso. Il

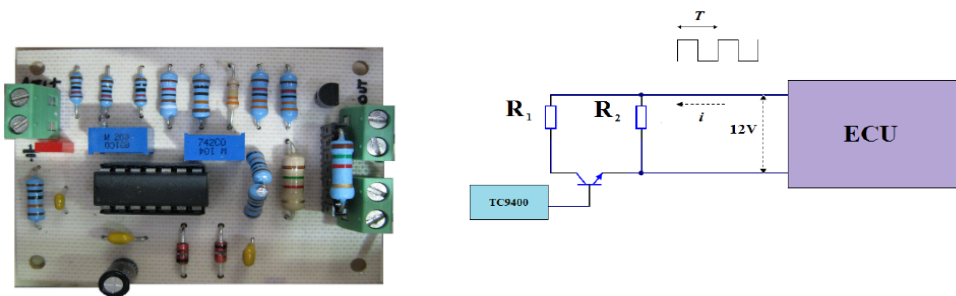


Figura 3.11: Scheda elettronica di emulazione del segnale di velocità angolare e suo schema circuitale

funzionamento del circuito è piuttosto semplice: nel modello in Simulink viene determinato il valore di velocità a cui si richiede che girino le ruote, e questo valore è convertito in un set point di tensione che viene letto dalla scheda dSpace. L'ingresso al circuito elettronico separato è quindi un segnale in tensione costante compreso nel range di funzionamento della dSpace (1.5-10 V), e corrisponde in maniera proporzionale ad un valore della frequenza in uscita dal circuito. Il valore di tensione viene fornito all'integrato TC9400, che a sua volta genera un segnale ad una determinata frequenza pari a quella richiesta. Questo segnale viene poi utilizzato per comandare l'accensione di un BJT utilizzato come interruttore e collocato tra due resistenze di valore pari ad  $1\text{ M}\Omega$ . Così facendo, si hanno due circuiti distinti: il primo è quello che si occupa del pilotaggio del transistor, il secondo è quello che viene visto a valle dalla centralina e che funziona alla sua stessa tensione di funzionamento, ovvero i 12 V forniti dalla batteria. A valle di questo circuito, quindi, per effetto delle resistenze in parallelo si ottiene un'onda quadra in corrente oscillante tra i 7 mA e i 14 mA, con un valore medio pari ai 12 V imposti dalla batteria. In questo modo, si è riusciti a replicare in maniera precisa il segnale che la centralina richiede in ingresso per quanto riguarda le velocità angolari.

### 3.1.5.2 Sensori di pressione

Per permettere un corretto interfacciamento tra il modello analitico del veicolo e l'impianto frenante montato sul banco, è stato necessario implementare dei sensori che permettessero di rilevare la pressione istantaneamente applicata dall'attuatore. Grazie all'implementazione dei sensori, infatti, è possibile fornire un valore numerico di pressione al modello analitico, che è così in grado di descrivere istantaneamente il comportamento del veicolo.

Sul banco sono stati montati dei sensori MECO le cui specifiche tecniche sono riportate in Tabella 3.1

<i>Campo di misura</i>	0-250 bar
<i>Linearità</i>	< 0.05 fondo scala
<i>Isteresi</i>	< 0.05 fondo scala
<i>Risposta in frequenza</i>	> 1kHz
<i>Alimentazione</i>	5V stabilizzati
<i>Segnale in uscita</i>	0.5 ÷ 5V
<i>Vibrazione</i>	> 50g

*Tabella 3.1: Specifiche tecniche dei sensori di pressione utilizzati*

Questi sensori legano la tensione restituita in uscita alla pressione letta in ingresso mediante una caratteristica lineare.

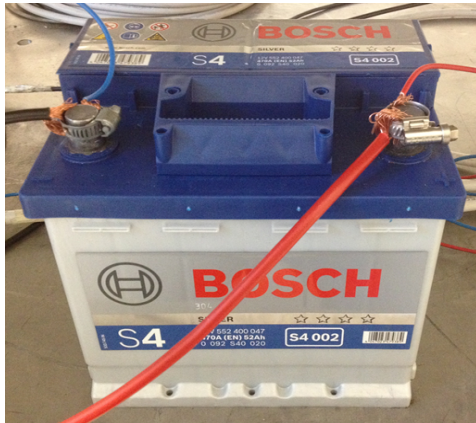
### **3.1.5.3 Segnale di consenso freno**

Nel momento in cui inizia la frenata, sul veicolo viene generato un segnale di consenso freno. Lo scopo di questo segnale è quello di segnalare all'intero sistema l'inizio della frenata, abilitando quindi il funzionamento della centralina. Sul banco è quindi stato inserito un circuito elettronico comandato da modello Simulink che replica il segnale del sensore del pedale del freno, fornendo questo stesso segnale in linea diretta al CAN mediante l'utilizzo di un relè.

### **3.1.5.4 Alimentazioni**

La gestione dell'alimentazione elettrica del banco replica in maniera fedele la modalità di alimentazione realmente presente su un veicolo reale. È infatti montata come alimentazione una batteria Bosch compatibile con un veicolo Grande Punto, il cui scopo è principalmente quello di alimentare la centralina e il circuito di consenso freno. La scelta di alimentare la centralina con una batteria vera e propria è stata fatta per rispettare i limiti di tensione e di corrente tollerati dall'unità di controllo. Sul banco è stato successivamente montato un alimentatore esterno il cui scopo è quello

di fornire una tensione di alimentazione a 12V alle schede di emulazione delle velocità angolari e al sistema di gestione dei segnali provenienti dai sensori di pressione. Questa scelta non solo non inficia il comportamento del veicolo (in quanto le schede non sono realmente presenti sul veicolo), ma si è rivelato necessario perché le schede di emulazione delle velocità hanno dimostrato di risentire dei valori di corrente forniti dalla batteria reale.



(a) Batteria Bosch.



(b) Alimentatore ausiliario.

Figura 3.12: Sistema di alimentazione delle unità elettriche del banco

## 3.2 Descrizione del software

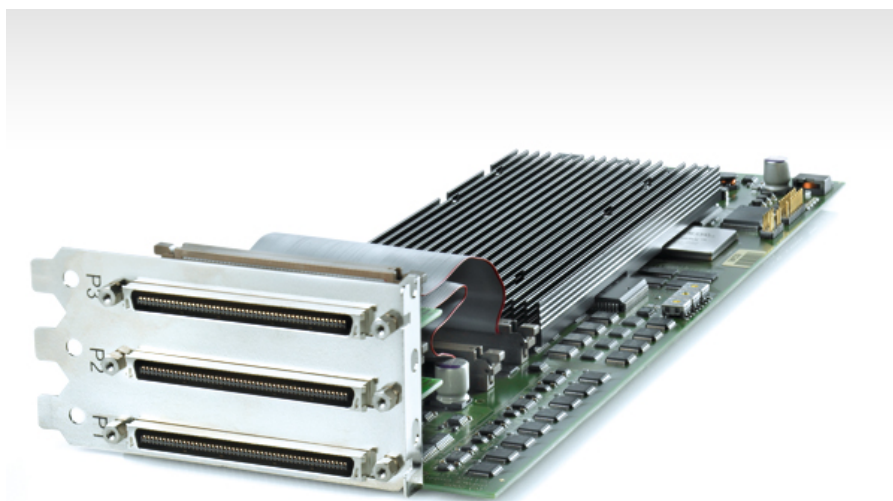
Un aspetto critico del funzionamento del banco Hardware-in-the-Loop è la gestione dei segnali che necessariamente devono circolare per permettere una corretta comunicazione tra le varie unità. Per il funzionamento in real time del banco è infatti necessario che le informazioni viaggino in maniera sicura, evitando perdita di segnale e garantendo una rapida gestione delle elaborazioni. In particolare, è stato necessario gestire diversi problemi di comunicazione quali:

- comunicazione tra schede di emulazione e segnali di comando generati via software.
- comunicazione tra il segnale di comando del pistone e l'attuatore idraulico.
- comunicazione tra unità di controllo ABS e segnali provenienti dal CAN e riguardanti le altre centraline del veicolo, simulate mediante modello della rete CAN stessa.

Di seguito, verrà riportata una spiegazione del modo in cui sono state gestite le comunicazioni.

### 3.2.1 Scheda dSpace

La scheda di controllo dSpace DS1103 PPC Controller Board è un dispositivo utile in un gran numero di applicazioni che richiedono una elevata capacità di calcolo i cui dati caratteristici sono riportati in Tabella 3.2. Questo la rende uno strumento molto performante in ambiti che richiedono l'interfacciamento di un gran numero di input/output, in particolare di attuatori e sensori, e che al contempo richiedono una rapida elaborazione dei dati gestiti.



*Figura 3.13: Spaccato di scheda di controllo dSpace in commercio*

Nel caso particolare, le schede dSpace del tipo 1103 sono particolarmente indicate nell'ambito automotive in quanto permettono un'ottimale gestione delle comunicazioni tra le unità di controllo e i segnali che devono essere inviati alle stesse, oltre a mettere a disposizione dell'utente un attacco dedicato per la rete CAN.

La scheda utilizzata sul banco, inoltre, è dotata di interfacciamento real time (Real-Time Interface RTI) che permette la gestione in real time di un modello Simulink del veicolo. Si noti come, nel modello software sviluppato

<i>PROCESSORE</i>	PPC750GX
<i>CPU CLOCK</i>	1 GHz
<i>BUS FREQUENCY</i>	133 MHz
<i>MEMORIA</i>	Locale: 32 MB
	Globale: 96 MB
<i>CANALI A/D</i>	Risoluzione: 16 bit
	Range tensione: $\pm 10V$
	Offset: $\pm 5mV$
	Deriva offset: $\pm 40 \mu V/K$
	Errore gain: $\pm 0,25 \%$
<i>CANALI D/A</i>	Risoluzione: 16 bit
	Range tensione: $\pm 10V$
	Offset: $\pm 1mV$
	Deriva offset: $\pm 30 \mu V/K$
	Errore gain: $\pm 0,5 \%$
<i>CAN</i>	canale basato sul microcontrollore SAB 80C164
	Standard del canale CAN alta velocità
	Baud rate massimo 1Mbit/s

*Tabella 3.2: Specifiche caratteristiche della scheda dSpace*

in Simulink, sono implementati dei blocchi specifici che gestiscono l'invio e l'acquisizione di dati dalla scheda stessa. All'interno del banco, il modello del veicolo sviluppato in Simulink viene tradotto in corrispondente codice C attraverso l'operazione di building. Una volta ottenuto il codice C, questo viene successivamente scritto come sequenza di operazioni da eseguire sulla scheda dSpace. Dopo questa operazione, la scheda dSpace utilizzerà il modello scritto su di essa fino alla successiva operazione di building, consentendo all'utente di svolgere diverse operazioni con lo stesso set di dati. Per interfacciare in maniera corretta tutti gli aspetti del banco di test, è stato necessario dedicare diversi canali di comunicazione della scheda. In particolare, sono stati dedicati 4 canali in uscita (digitale-analogico) per inviare alle schede di emulazione della velocità angolare un segnale in tensione corrispondente del valore di velocità da imporre. In maniera analogica, è stato dedicato un canale di comunicazione a due livelli (0-5V) al segnale di consenso freno, dove il valore alto di tensione indica lo stato di ON

del consenso. Ugualmente, è stato dedicato un altro canale D/A all'invio del segnale di riferimento all'attuatore idraulico, permettendo così di fornire esattamente lo stesso segnale all'attuatore in ogni prova migliorando la ripetibilità delle prove. Oltre ai segnali D/A è stato anche necessario definire 4 canali A/D che traducevano il segnale analogico fornito dai sensori di pressione in un corrispondente segnale digitale, uno per ogni pinza freno. La scheda dSpace 1103 è inoltre corredata del programma ControlDesk, un software proprietario dSpace per garantire il corretto utilizzo della scheda e per consentire una più agevole gestione delle prove al banco. Il software in questione consente infatti di utilizzare per prove ripetute la stessa configurazione di parametri senza dover effettuare più volte l'operazione di building. Maggiori note tecniche sull'utilizzo del software ControlDesk vengono fornite nell'Appendice A.

### 3.2.2 Modello del veicolo

La funzione di interfacciamento tra parti hardware e parti software del banco HiL è svolta dalla scheda di controllo dSpace. La scheda dSpace fornisce infatti una serie di blocchi Simulink la cui funzione è quella di tradurre segnali da inviare in primo luogo alla scheda dSpace (e successivamente al banco HiL) sotto forma di un valore di tensione continua opportunamente modulato. I blocchi si dividono in due tipi: blocchi il cui scopo è ricevere segnali in real time dal banco e blocchi che inviano dati al banco HiL. I blocchi che ricevono dati dal banco sono quelli relativi ai sensori di pressione, che provvedono a riportare il valore di tensione rilevato dal sensore di pressione fisicamente montato sulla pinza freno. Questo valore viene successivamente trattato utilizzando la relazione caratteristica del sensore, comprensiva di guadagno e di riscalatura dell'offset, al fine di ottenere un valore di pressione in bar da utilizzare all'interno del modello complessivo.

I segnali che vengono inviati al banco sono invece di diverso tipo: il primo segnale è quello relativo all'attivazione del consenso alla frenata, che viene determinato in Simulink attraverso una condizione di verità sulla pressione esercitata sul pedale del freno. In particolare, il segnale di consenso freno viene generato se viene rilevata una pressione esercitata sul freno superiore a 1 bar. Il secondo segnale invece è quello relativo alla generazione del set point di pressione da inviare all'attuatore idraulico: nel caso di questo lavoro di tesi, il set point selezionato è sempre una rampa la cui pendenza e valore massimo sarà oggetto di indagine. L'ultimo set di segnali inviati al banco è quello relativo alle 4 velocità angolari della ruota.



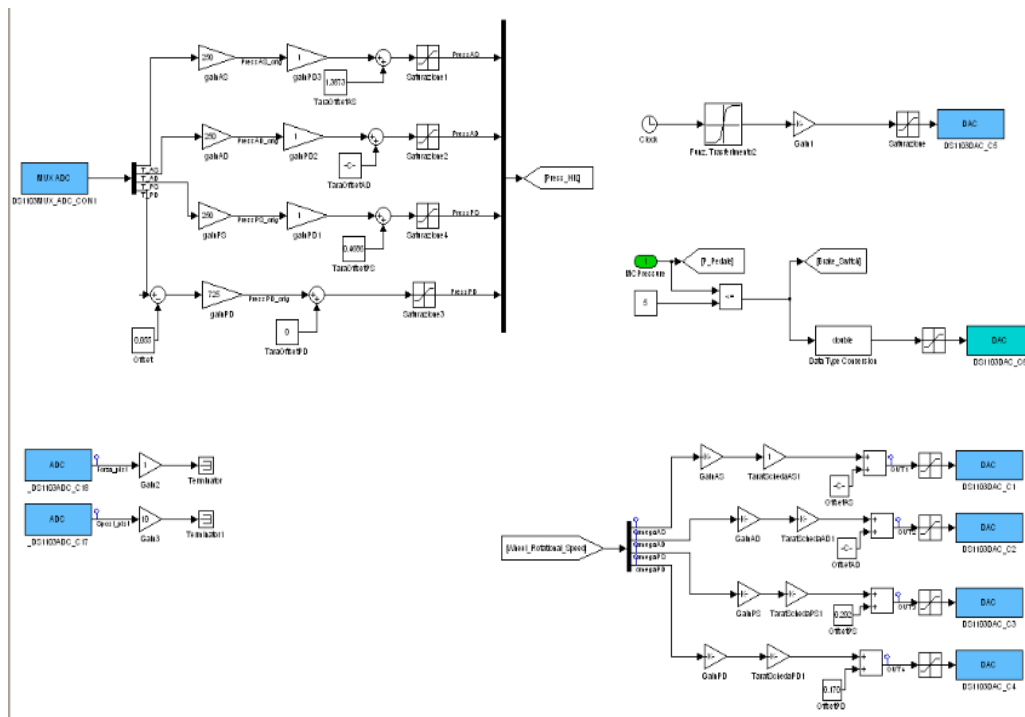


Figura 3.14: Blocchi di invio dei segnali di riferimento al banco e di ricezione segnali dal sistema fisico

Si noti che, analogamente al caso delle pressioni, è necessario tradurre il valore di velocità in un corrispettivo valore di tensione da inviare alle schede di emulazione. La relazione per fare questo è fornita dai blocchi della scheda dSpace ed è riportata in (3.2)

$$V = \frac{10 \cdot 25 \cdot \pi}{3} \cdot \Omega \quad (3.2)$$

Oltre a questo, è stata necessaria una taratura accurata delle schede che prevedesse una modifica di guadagni e offset relativi a ciascuna scheda per ottenere un segnale uguale sulle quattro schede. Da ultimo, la modellazione dell'impianto frenante con finalità di simulazione in tempo reale richiede una accurata modellazione della rete CAN. I segnali inviati al CAN non hanno infatti una particolare utilità a livello di modello ma sono di essenziale importanza per far funzionare la centralina reale.

### 3.2.3 Rete CAN

#### 3.2.3.1 Generalità

La rete CAN (Controlled Area Network) nasce e si afferma in campo automobilistico per rendere più efficiente la comunicazione tra le diverse centraline elettroniche di comando e limitare il numero di connessioni fisiche tra le stesse. Si tratta di una soluzione software e hardware che ha lo scopo di gestire in maniera sempre più efficiente le risorse presenti nel veicolo, consentendo:

- condivisione di informazioni fra le diverse unità elettroniche.
- integrazione di più unità elettroniche all'interno di una rete.
- alta velocità di circolazione delle informazioni.
- uno standard superiore in termini di qualità ed affidabilità.
- vantaggi in termini economici, in quanto si ha una notevole riduzione cablaggi e dei connettori all'interno della vettura.

Il vantaggio nell'utilizzo di un sistema CAN deriva dal fatto che la comunicazione tra le varie centraline comporta un numero di segnali da gestire molto elevato e di conseguenza un aumento della difficoltà nel creare dei collegamenti diretti tra le stesse per ciascun segnale. Per questo motivo i segnali viaggiano tutti su Bus Seriali di tipo CAN, costituiti da un semplice doppino intrecciato, in cui un filo è associato al livello alto (H) e uno al livello basso (L). Nella rete CAN viaggiano segnali digitali di tipo differenziale, dove cioè il valore assegnato al bit è rappresentato dalla differenza tra i livelli di tensione di CAN-H e CAN-L. Le diverse unità elettroniche costituenti il sistema, dette "Nodi" della rete, sono connesse alla rete CAN per mezzo di interfacce di comunicazione dette transceiver. Tali interfacce di collegamento, integrate nelle stesse unità elettroniche, costituiscono la porta per inviare/leggere le informazioni sulla rete. La circolazione dei dati sulla linea seriale di tipo CAN è possibile solo con un protocollo di trasmissione.

L'elemento principale della rete all'interno del veicolo è il Body Computer, il quale ha il compito di risvegliare la rete all'accensione e di controllare il suo stato di attività, l'avaria delle singole unità elettroniche o l'eventuale avaria dell'intera rete CAN. Inoltre il Body computer gestisce l'interfaccia con il quadro strumenti e comunica i segnali più importanti sulla rete al

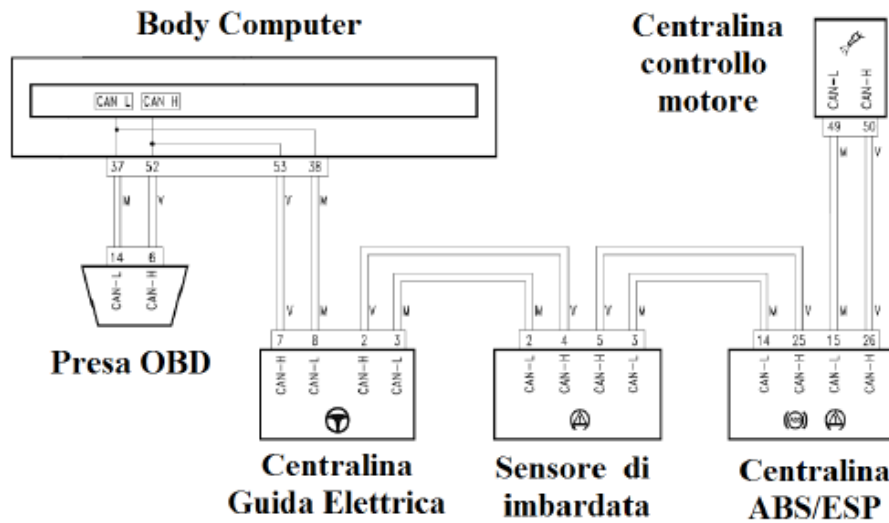


Figura 3.15: Schema elettrico di rete CAN

pilota. Normalmente sulle vetture si trovano due reti di comunicazione CAN distinte che collegano nodi appartenenti a diverse aree. Esiste infatti una rete C-CAN ad alta velocità (High Speed CAN) per il controllo dinamico del veicolo ed una rete B-CAN a bassa velocità (Low Speed CAN) per la gestione delle funzioni di carrozzeria. Le due reti sono collegate tra loro mediante un gateway per il trasferimento delle informazioni comuni, situato nel nodo Body Computer. I nodi collegati tramite la rete ad alta velocità C-CAN sono principalmente la centralina guida elettrica, sensore di imbardata, centralina ABS e centralina controllo motore. Vengono di seguito riportati i segnali che è stato necessario inviare al Body Computer al fine di ottenere un comportamento corretto della centralina.

### 3.2.3.2 Rete CAN nel banco HiL

Per realizzare il banco di prova è stato necessario simulare in maniera coerente tutte le informazioni e i messaggi che circolano su rete C-CAN in modo che la centralina ABS all'interno del banco Hardware-in-the-Loop potesse funzionare in maniera corretta. Vengono quindi riportati di seguito i principali segnali inviati alla centralina, con una breve descrizione dell'informazione che trasportano:

**BCM\_COMMAND:** segnale inviato dal Body Computer, contiene un gran numero di informazioni provenienti dalla rete B-CAN, dal quadro strumenti e da altri dispositivi.

**CAR\_CONFIGURATION:** messaggio inviato dal Body Computer, contiene tutte le caratteristiche relative alla vettura: dimensione delle ruote, tipo di freni e di impianto frenante, dimensioni della vettura, tipo di motore e di cambio, rapporto di sterzata.

**GE:** messaggio inviato dalla centralina di guida elettrica, contiene le informazioni relative al sensore di angolo di sterzo (angolo al pianone, velocità di sterzata e corretto funzionamento del sensore) e all'eventuale attivazione del sistema di guida elettrica.

**MOT1:** messaggio proveniente dalla centralina controllo motore, contiene la maggior parte dei dati relativi al motore (velocità di rotazione, coppia al motore, coppia trasmessa alle ruote, posizione pedale dell'acceleratore).

**MOT2:** messaggio proveniente dalla centralina controllo motore, contiene altre informazioni relative allo stato del motore.

**STATUS\_B\_CAN :** messaggio inviato dal Body Computer, svolge la funzione di Gateway tra le due reti CAN presenti nel veicolo: in questa maniera le informazioni rilevanti della rete B\_CAN sono inviate anche alla rete C\_CAN.

**STATUS\_C\_ECM:** messaggio proveniente dalla centralina controllo motore, contiene informazioni generali sul motore.

**VEHICLE\_SPEED\_ODOMETER\_C\_ECM :** messaggio proveniente dalla centralina controllo motore, contiene una stima della velocità del veicolo, utilizzata per l'indicatore sul quadro strumenti. La centralina ABS, monitorando la velocità delle quattro ruote effettua una stima ben più accurata, ma utilizza questo messaggio per un confronto di coerenza.

**YRS\_DATA:** messaggio proveniente dal sensore di imbardata, contiene tutte le informazioni del sensore: accelerazione laterale, longitudinale e velocità di imbardata.

In fase di messa a punto del banco, è stato molto importante essere a conoscenza dei segnali istantaneamente circolanti sulla rete CAN, in modo da essere in grado di riconoscere funzionamenti anomali o errati. Un esempio dell'importanza è dato dal segnale di consenso freno, abilitato mediante Simulink attraverso un canale dedicato della scheda dSpace. In questo ambito è stato inoltre sviluppato il sistema di stacco del sensore di imbardata

mediante il segnale CAN YRS\_DATA, che prevede che dopo 5 secondi di simulazione il sensore fisico venga staccato dal sistema e sia inserito il valore di imbardata calcolato dal modello.

Allo stesso modo, la centralina restituisce al modello veicolo mediante scheda dSpace i seguenti segnali:

**ASR0:** messaggio inviato al sensore di imbardata. Invia informazioni circa la pressione nel Master Cylinder e sul funzionamento del Traction Control.

**ASR1:** messaggio inviato alla centralina controllo motore, comunica l'intervento dei sistemi ABS e ESP e, in presenza del Traction Control, comanda l'aumento o la riduzione della coppia motrice a seconda dei casi.

**FRONT\_WHEEL\_ROTATIONAL\_STATUS :** messaggio inviato alla centralina controllo motore e al Body computer, contiene le informazioni dei sensori di velocità angolari alle ruote anteriori e i relativi messaggi di diagnostica.

**REAR\_WHEEL\_ROTATIONAL\_STATUS:** messaggio analogo al precedente ma riferito alle ruote posteriori.

**DIAGNOSTIC\_STATUS\_BSM :** messaggio di diagnostica della centralina inviato al Body Computer.

**STATUS\_C\_BSM :** messaggio inviato al Body Computer, contiene i segnali di intervento e le informazioni relative a eventuali malfunzionamenti dei sistemi di controllo. Il Body Computer si occupa quindi di inviare queste informazioni al quadro strumenti che le presenta al pilota.

Come nel caso precedente, questi segnali hanno assunto un ruolo molto importante nella determinazione del comportamento del banco. Innanzitutto, è stato particolarmente importante identificare i segnali che rivelano la velocità angolare delle ruote rilevata dalla centralina mediante il Pulse Counter interno della centralina, in modo da valutare se la taratura delle schede di emulazione fosse corretta. La conoscenza di questi segnali non solo ha permesso di tarare il funzionamento delle schede tra loro, ma anche di sapere se la velocità rilevata da centralina fosse la stessa che il modello credeva di inviare (previo conoscenza del numero di denti della ruota fonica). Analogamente, è servito essere a conoscenza dell'esatto momento di

intervento dell'ABS nella successiva campagna sperimentale per valutare il comportamento della centralina ABS. Altri segnali di attivazione sono serviti a determinare il buon funzionamento del banco, quali ad esempio il segnale di consenso freno rilevato e il segnale di ABS/EBD FAIL.

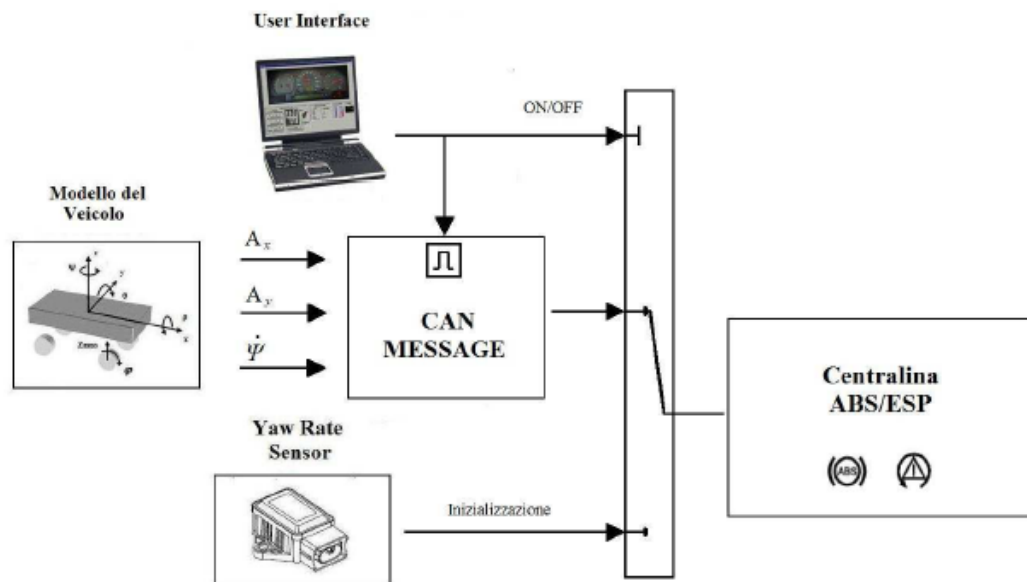


Figura 3.16: Utilizzo di rete CAN all'interno del banco Hardware-in-the-Loop

I messaggi descritti in precedenza rappresentano solo una parte dei messaggi che circolano normalmente su rete CAN e in particolare sono i messaggi e i segnali necessari al corretto funzionamento della centralina e che pertanto sono stati replicati all'interno del banco prova. Ciascun messaggio è caratterizzato da un intervallo di trasmissione specifico che varia dai 20 ai 100 ms a seconda dell'importanza dei segnali contenuti. Attraverso i blocchetti dSPACE dedicati, è stata possibile l'interazione tra il modello Simulink e le informazioni su rete CAN, realizzando la comunicazione in real time tra il modello e la centralina anche su rete CAN. Da notare che in ambiente Simulink ogni messaggio, inviato e ricevuto dal sistema, è gestito da un singolo blocchetto il quale possiede un ingresso/uscita per ciascun campo del Data Frame definito. Nelle proprietà di ciascun blocco è possibile definire l'intervallo di trasmissione/ricezione del messaggio, modificare il Data Frame o associare il messaggio a un database predefinito, comandare l'inizio della trasmissione/ricezione tramite un segnale di trigger o di enable, impostare una codifica personalizzata del messaggio. Attraverso l'interfaccia Simulink le trasmissioni su rete CAN sono gestite dall'utente

al livello più alto, mentre i livelli più bassi sono gestiti in maniera automatica: l'utente può intervenire e modificare solo il Data Frame mentre le altre parti che compongono il messaggio sono gestite dal software. Infine è stato creato un layout dedicato all'interno dell'esperimento in ControlDesk in modo da poter tener sotto osservazione i segnali inviati e ricevuti dalla rete CAN durante la simulazione in real time.





# Capitolo 4

## Risultati

Nel presente capitolo verranno presentati i risultati ottenuti utilizzando il banco Hardware-in-the-Loop. In primo luogo, verranno presentati i risultati relativi a tipiche manovre di frenata al fine di valutare il comportamento dell'ABS in relazione ad uno pneumatico di riferimento. Le prove che verranno presentate saranno un test effettuato in condizioni di alta aderenza, uno in condizioni di bassa aderenza e una prova di  $\mu$ -jump. Successivamente, verrà presentata l'analisi di sensitività condotta per determinare i parametri di manovra di frenata e dello pneumatico più influenti sulle prestazioni dell'ABS. L'obiettivo è definire un set di indici mediante cui sia possibile classificare diversi pneumatici.

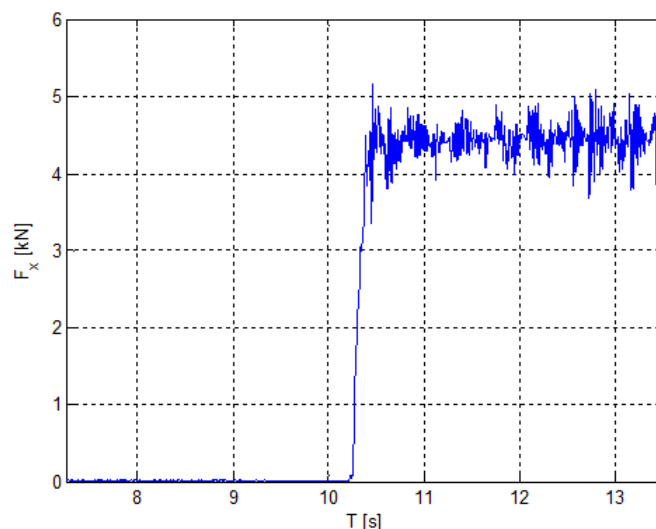
### 4.1 Prestazione dell'ABS con pneumatico di riferimento

In questa prima sezione verranno forniti i risultati ottenuti facendo operare il banco in diverse condizioni di interesse, ovvero effettuando prove in alta e bassa aderenza ed effettuando un test di  $\mu$ -jump. Lo scopo di questa sezione è di mostrare il comportamento del sistema ABS rilevato a fronte di uno pneumatico di riferimento durante queste manovre tipiche. Verrà inoltre svolto un confronto tra il comportamento rilevato e quanto è riscontrabile in letteratura.

#### 4.1.1 Frenata su alta aderenza

Come prima analisi viene studiato il comportamento del sistema a fronte di una frenata condotta in situazione di *panic brake* effettuata in condizioni di

alta aderenza. Durante la manovra, la forza applicata su cilindro maestro della pompa tandem è pari a 4.5 kN ed è imposta con un gradino di durata pari a  $t_r=0.1$  s. La rampa di forza è riportata in (Figura 4.1).



*Figura 4.1: Storia temporale della frenata imposta nelle successive frenate*

Durante le successive simulazioni verrà sempre applicata questa forza frenante. Si noti che il gradino di riferimento è applicato dopo circa 10 s dall'inizio della manovra. In primo luogo, viene mostrato il risultato della manovra di frenatura con centralina ABS disattivata. Si noti che su tutte le ruote si raggiunge la medesima pressione (Figura 4.2), dato che il sistema EBD è integrato nell'ABS.

Come conseguenza di questo, si nota in Figura 4.3 come le ruote vadano in stato di bloccaggio. Questo, come detto, comporta la perdita di direzionalità del veicolo e comporta uno spazio di frenata pari a circa 70 metri.

In Figura 4.4 e Figura 4.5 vengono invece riportate le pressioni frenanti e le velocità periferiche quando la centralina ABS entra in funzione. Si può notare come la centralina eserciti un'azione che impedisce alle ruote di andare in situazione di bloccaggio, modulando la pressione al fine di non far raggiungere alle ruote la velocità nulla.

Guardando la storia temporale della pressione frenante, si può notare l'intervento dell'EBD sulle ruote posteriori in corrispondenza del tratto di iniziale crescita di pressione. Si nota infatti come la pressione venga limitata a 30 bar sulle ruote posteriori, mentre invece su quelle anteriori cresce fino a raggiungere 75 bar. Si possono successivamente notare i cicli

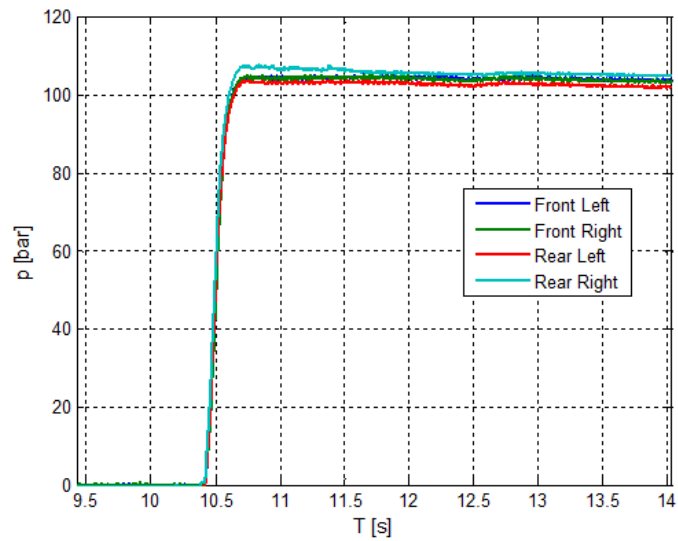


Figura 4.2: Storia temporale delle pressioni raggiunte in una frenata a centralina ABS staccata

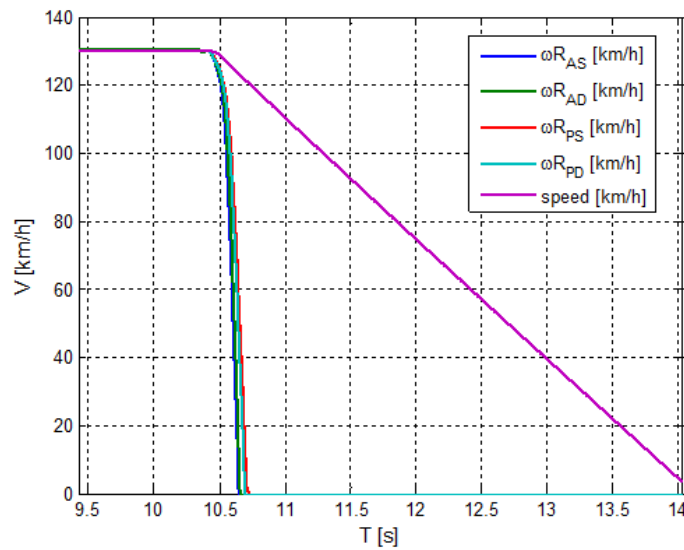
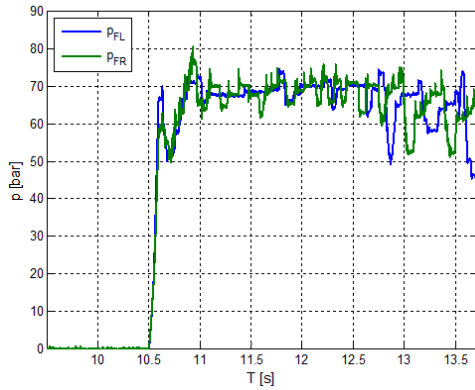
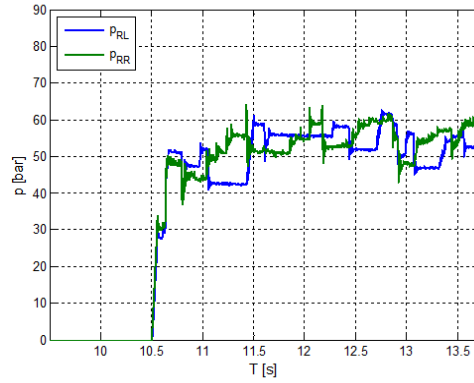


Figura 4.3: Storia temporale delle velocità periferiche delle ruote e della velocità del veicolo in una frenata a centralina ABS staccata

di crescita, mantenimento e decrescita tipici di un ciclo ABS. Si può anche notare che, per quanto riguarda la fase di crescita a gradini della pressione, la centralina montata sul banco prevede l'utilizzo di un numero iniziale di gradini pari a 6. Inoltre, rispetto al caso di non intervento dell'ABS lo spazio di frenata diminuisce considerevolmente, in quanto in questo caso è

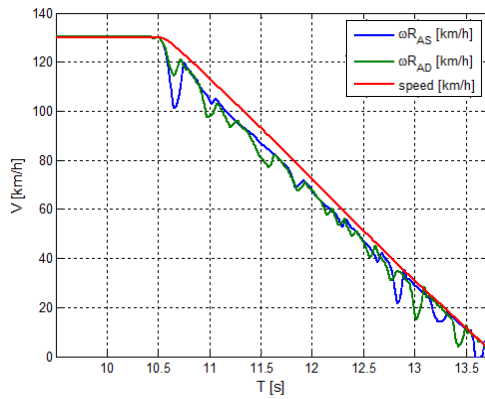


(a) *Pressione ruote anteriori.*

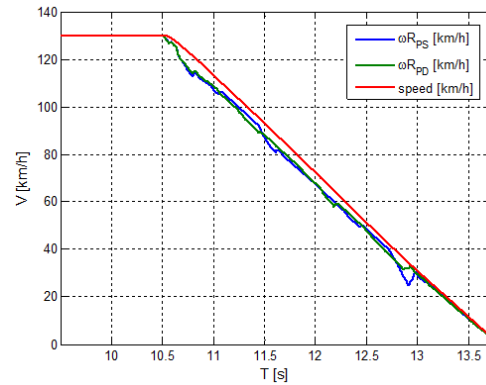


(b) *Pressione ruote posteriori.*

*Figura 4.4: Storia temporale delle pressioni esercitate sulle ruote con ABS inserito in alta aderenza*



(a) *Velocità periferica ruote anteriori.*



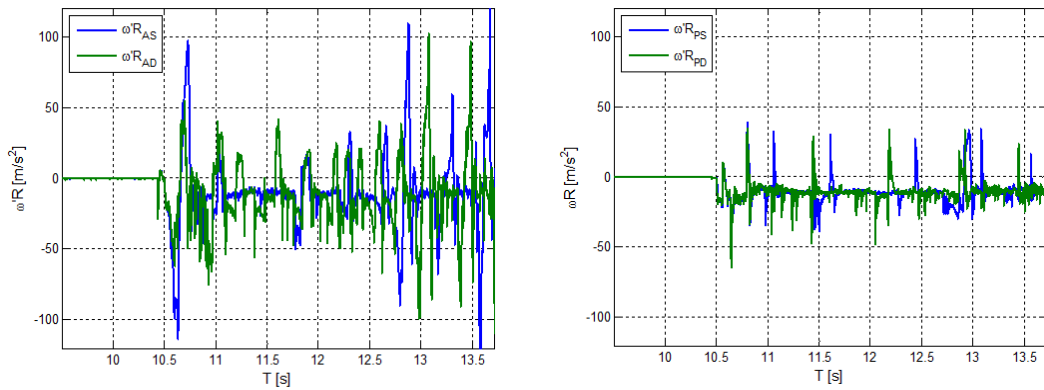
(b) *Velocità periferica ruote posteriori.*

*Figura 4.5: Confronto tra velocità veicolo e velocità periferica delle ruote ottenuto con ABS inserito in alta aderenza*

pari a circa 60 metri. È inoltre interessante notare in Figura 4.6 il profilo di accelerazione periferica delle singole ruote durante la frenata. Osservando questo, infatti, si può individuare il ciclo di funzionamento ABS implementato dalla logica e si possono stimare i parametri di funzionamento della centralina. Osservando i cicli ottenuti sulle accelerazioni periferiche, si ricava che i valori delle soglie di lavoro del ciclo ABS sono circa pari a:

$$\begin{aligned}
 -a &= -60m/s^2 \\
 +A &= 45m/s^2
 \end{aligned}$$

È interessante inoltre notare la differenza del comportamento tra ruote anteriori e ruote posteriori: se sull'anteriore infatti i cicli di lavoro sono abbastanza frequenti, al posteriore i cicli sono più distanziati tra loro a causa di un maggior numero di periodi di lavoro ad accelerazione periferica costante. Anche questo comportamento è dettato dalla necessità di non bloccare le ruote posteriori, così come il fatto che i valori di accelerazione ottenuti sono mediamente più bassi al posteriore di quanto accada all'anteriore.



(a) Accelerazione periferica ruote anteriori. (b) Accelerazione periferica ruote posteriori.

**Figura 4.6:** Storia temporale dell'accelerazione periferica ottenuta con ABS inserito in alta aderenza

In Figura 4.7 viene poi riportata l'evoluzione dello scorrimento rilevato su tutte le 4 ruote all'interno della frenata imposta.

Si può notare che sull'anteriore si ha un primo picco di scorrimento che raggiunge il 20%. Il valore della soglia  $\lambda_1$  può quindi essere identificato in prossimità di tale valore. Lo scorrimento rimane poi inferiore al 10% fino ad una velocità  $V \geq 40$  km/h. Per velocità inferiori, invece, si hanno scorrimenti superiori essendo il veicolo vicino all'arresto. Sul posteriore, invece, gli scorrimenti si mantengono sempre inferiori al 10%, in quanto le ruote posteriori devono essere lontane dal bloccaggio rispetto alle ruote anteriori.

In Figura 4.8 viene quindi riportato il grafico  $\mu-\lambda_{eff}$ . Il valore del coefficiente di attrito  $\mu$  è stimato durante la manovra tramite la relazione (4.1).

$$\mu = \frac{F_x}{F_z} \quad (4.1)$$

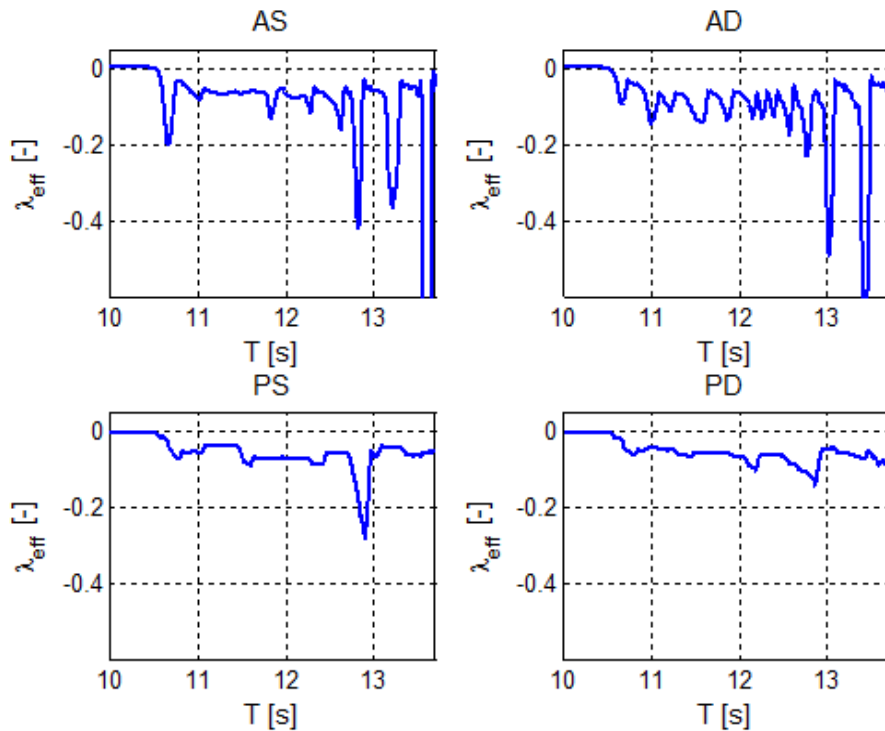


Figura 4.7: Storia temporale dello scorrimento rilevato alle 4 ruote durante la frenata ad ABS inserito in alta aderenza

La colorazione di ogni punto di Figura 4.8 è relativa all'istante di tempo in cui si riferisce, passando dal blu (punto di inizio frenata) al rosso (punto di fine frenata). Da questo grafico si può innanzi tutto notare come la concentrazione maggiore di punti sia collocata nel tratto attorno al picco di forza. Questo può essere considerato positivo, in quanto la centralina tende a riconoscere il picco di forza e cerca di rimanere per la maggior parte del tempo su di esso in modo da esercitare la massima forza longitudinale possibile. Si nota come valori di scorrimento superiori al 20% si raggiungono solo nella parte finale della frenata, per  $t=12.5$  s, rispecchiando quanto visto in Figura 4.7.

Viene inoltre riportato in Figura 4.9 il comportamento delle ruote posteriori. Come già rilevato, sul posteriore gli scorrimenti sono più limitati e generalmente inferiori al valore di scorrimento corrispondente al valore di picco di  $\mu$  per evitare il bloccaggio.

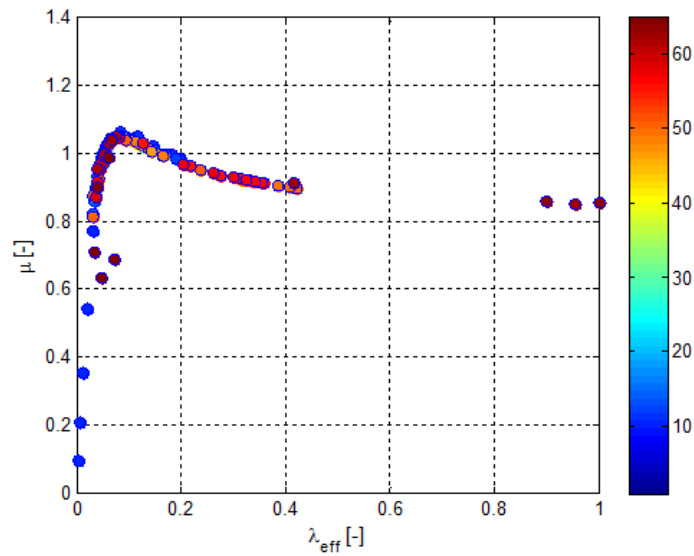


Figura 4.8: Grafico  $\mu$ - $\lambda_{eff}$  relativo alle ruote anteriori ad ABS inserito in alta aderenza

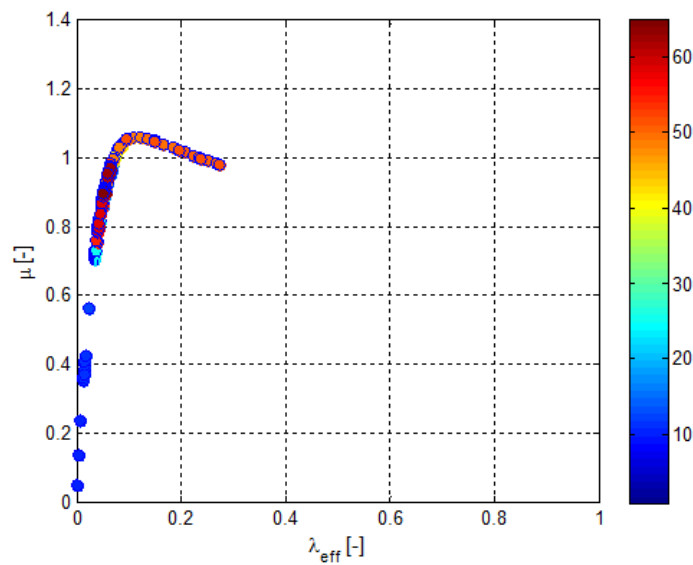


Figura 4.9: Grafico  $\mu$ - $\lambda_{eff}$  relativo alle ruote posteriori ad ABS inserito in alta aderenza

#### 4.1.2 Frenata su bassa aderenza

Dopo aver accertato il funzionamento del banco in condizione di alta aderenza, vengono ora riportati i risultati ottenuti per una frenata in bassa

aderenza. Per questa analisi si è deciso di far lavorare il banco ad un'aderenza stradale pari a 0.5, corrispondente ad una condizione di neve. In Figura 4.10 viene riportata la storia temporale delle pressioni.

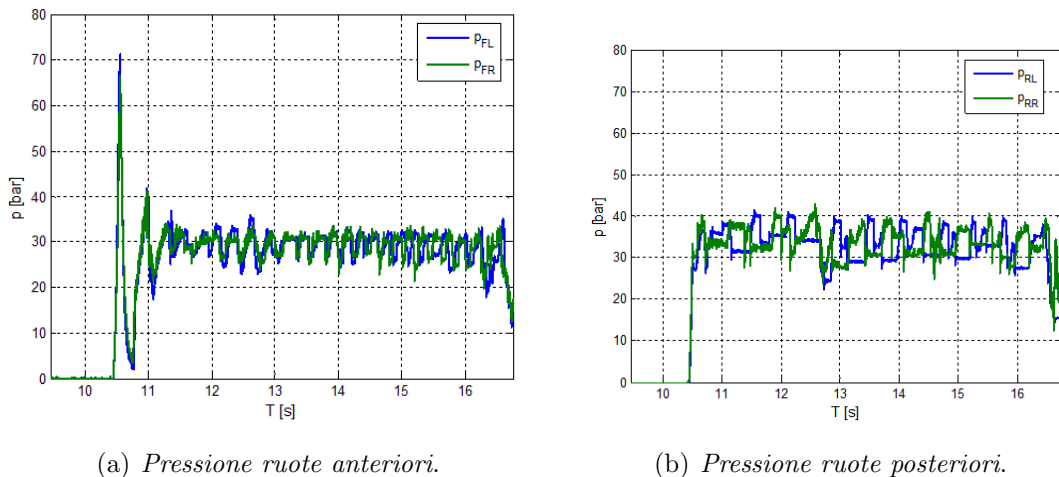


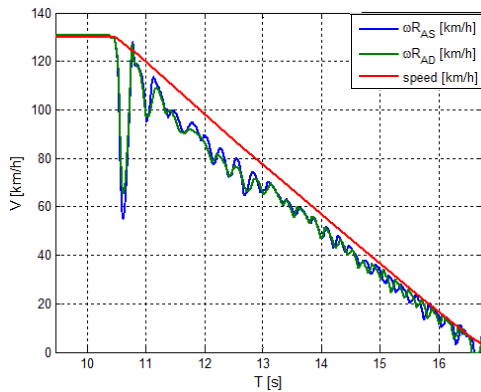
Figura 4.10: Storia temporale delle pressioni esercitate sulle ruote per bassa aderenza

A differenza del caso di alta aderenza, osservando il profilo di pressione sulle ruote anteriori si può notare subito che, dopo un iniziale picco raggiunto ai primi di istanti di frenata pari a circa 70 bar, la pressione si assesta mediamente su un valore molto più basso. Questo è dettato dal fatto che la centralina riconosce un differente valore di aderenza e riduce notevolmente la pressione esercitata per evitare che le ruote si blocchino. Si noti infatti come a differenza del caso precedente la pressione media esercitata sull'anteriore e sul posteriore sia all'incirca uguale. Analogamente vengono riportate in Figura 4.11 i profili di velocità rilevati sull'anteriore e sul posteriore.

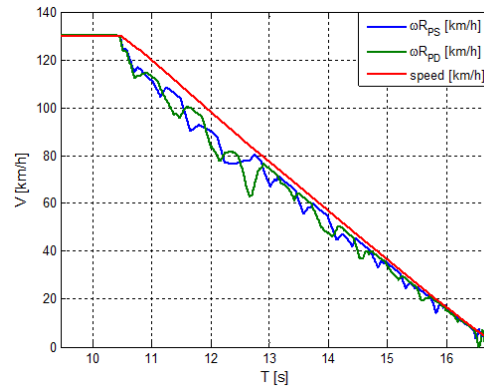
Anche in questo caso è ben visibile il picco iniziale di decrescita della velocità dovuto alla frenata brusca effettuata in bassa aderenza mentre l'ABS non è ancora intervenuto. Vengono inoltre riportati in Figura 4.12 i valori di accelerazione periferica delle ruote rilevati per bassa aderenza.

È interessante notare che, ad eccezione della prima parte della frenata, i valori di accelerazione periferica si mantengono simili a quelli ottenuti nel caso di alta aderenza. Questo è indice del fatto che le soglie di ciclo ABS non variano. Questo mantenimento delle soglie del ciclo ABS è la ragione della presenza del primo picco di accelerazione. Anche in questo caso, i valori di accelerazione ottenuti sono mediamente più bassi al posteriore di quanto



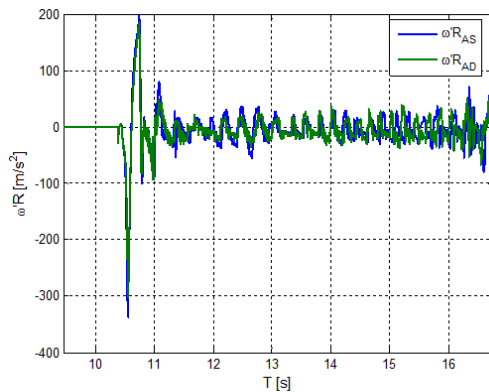


(a) Velocità periferica ruote anteriori.

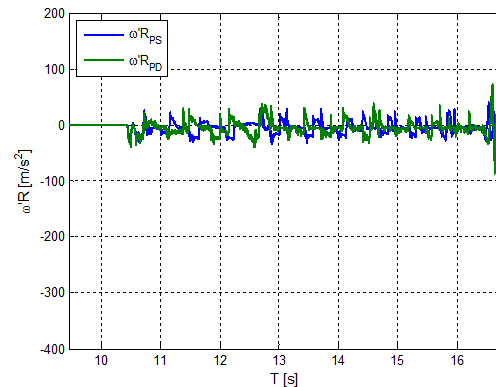


(b) Velocità periferica ruote posteriori.

Figura 4.11: Confronto tra velocità veicolo e velocità periferica delle ruote ottenuto per bassa aderenza



(a) Accelerazione periferica ruote anteriori.



(b) Accelerazione periferica ruote posteriori.

Figura 4.12: Storia temporale delle accelerazioni periferiche ottenute in una prova in bassa aderenza

accada per il lato anteriore. Viene quindi riportata in Figura 4.13 la storia temporale dello scorrimento all'interno della frenata in bassa aderenza

Osservando la storia temporale dello scorrimento è interessante notare che, fatta eccezione per il picco iniziale e per la parte finale della frenata, i valori di scorrimento toccati restano contenuti entro massimo il 20%. Questo tipo di funzionamento è lo stesso visto anche nel caso di alta aderenza, indice del fatto che la centralina riesce anche in condizione di bassa aderenza ad assestare il valore medio del ciclo circa sul 10-15% di scorrimento. È inoltre interessante notare che anche in caso di bassa aderenza vengono effettuati più cicli di lavoro sull'anteriore rispetto al posteriore. Questo

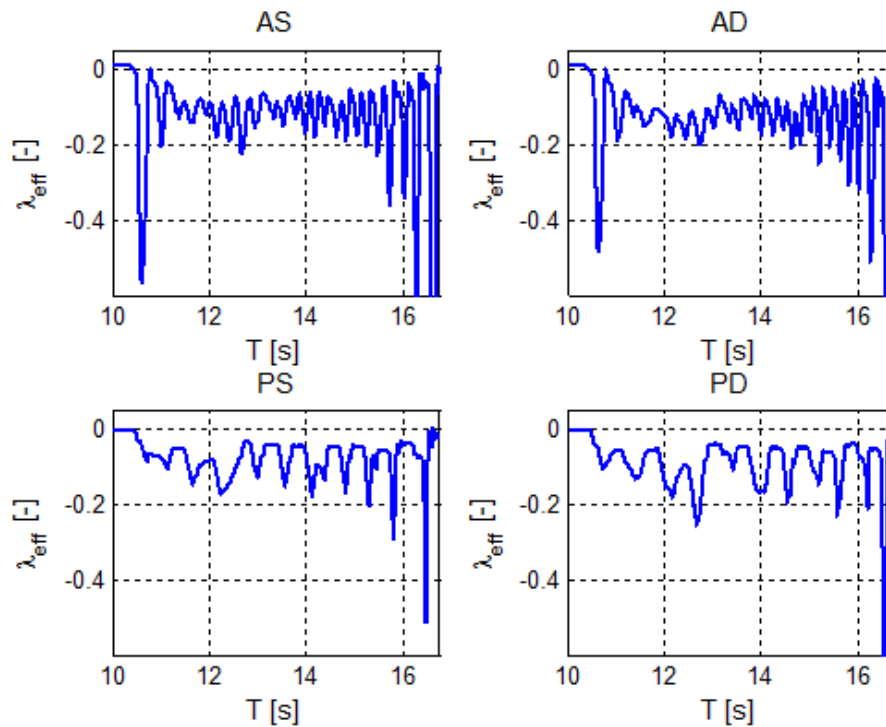


Figura 4.13: Storia temporale degli scorrimenti rilevati alle 4 ruote durante la frenata in bassa aderenza

fatto è dovuto al maggiore carico verticale presente sull'anteriore rispetto al posteriore. Da ultimo, si desidera verificare il comportamento dell'ABS in relazione al grafico  $\mu-\lambda_{eff}$  riportato in Figura 4.14.

Da questo grafico si può vedere come il sistema lavori su scorrimenti più elevati in maniera concorde a quanto visto in Figura 4.13 Viene infine riportato in Figura 4.15 il grafico di  $\mu$ -slip relativo al comportamento degli pneumatici posteriori.

Anche in questo caso, analogamente all'analisi in alta aderenza, si riscontra un comportamento più prudente da parte della centralina nei confronti delle ruote posteriori. La zona di lavoro per le ruote posteriori è infatti spostata in una sezione più a ridosso del picco di  $\mu$  rispetto a quanto accade nel caso degli anteriori. Il risultato di questo modo di agire è che il valore massimo di scorrimento  $\lambda_{eff}$  è di molto inferiore al valore raggiunto sugli anteriori. Inoltre, si supera il 20% di scorrimento in una sola occasione, per via della necessità della centralina di non consentire il bloccaggio delle ruote posteriori.

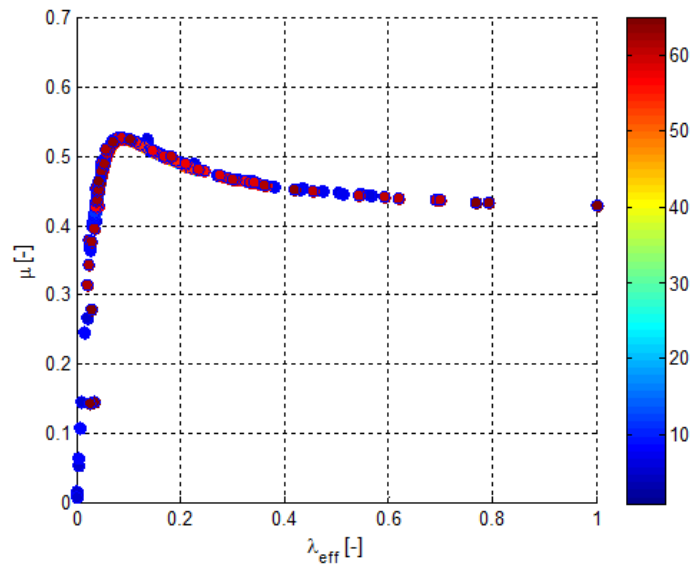


Figura 4.14: Grafico  $\mu$ - $\lambda_{eff}$  del comportamento dell'ABS sulle ruote anteriori in bassa aderenza

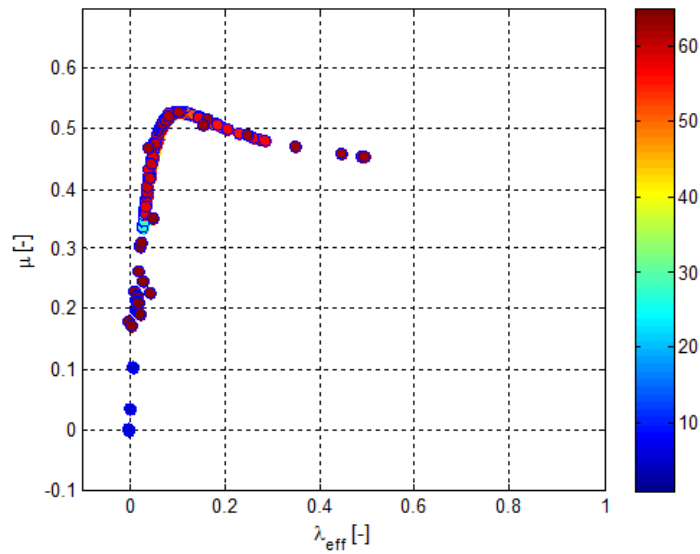
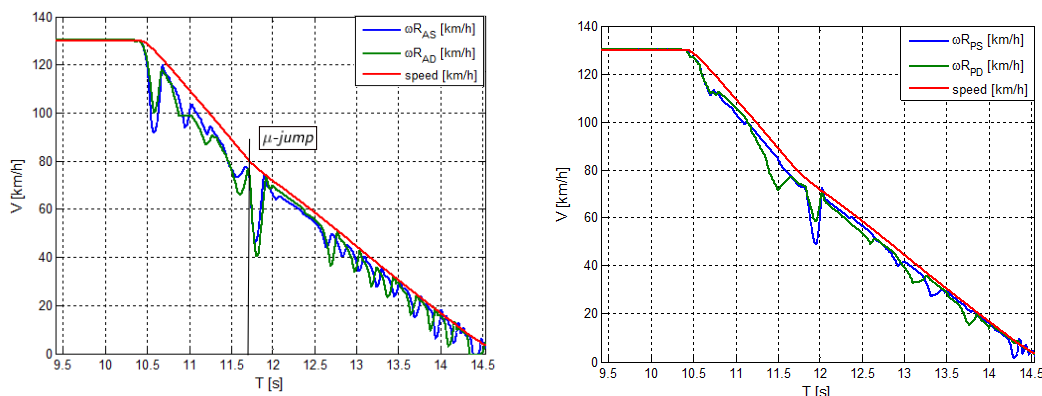


Figura 4.15: Grafico  $\mu$ - $\lambda_{eff}$  del comportamento dell'ABS sulle ruote posteriori in bassa aderenza

### 4.1.3 Frenata in condizione di $\mu$ -jump

Come ultimo caso particolare di funzionamento del banco HiL, viene riportato il comportamento rilevato in una prova di  $\mu$ -jump. In particolare, si è scelto di effettuare una prova di  $\mu$ -jump mantenendo per il primo tratto di

frenata un valore di aderenza  $\mu=1$  per poi far bruscamente decrescere il valore del parametro fino a  $\mu=0.7$  dopo 40 metri, a circa 1.5 secondi dall'inizio della frenata (11.5 secondi di simulazione). Viene riportato in Figura 4.16 il comportamento relativo alle velocità angolari rilevate a confronto con la velocità del veicolo.



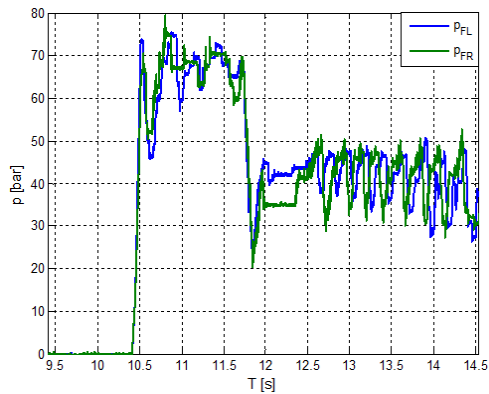
(a) Velocità periferica ruote anteriori.

(b) Velocità periferica ruote posteriori.

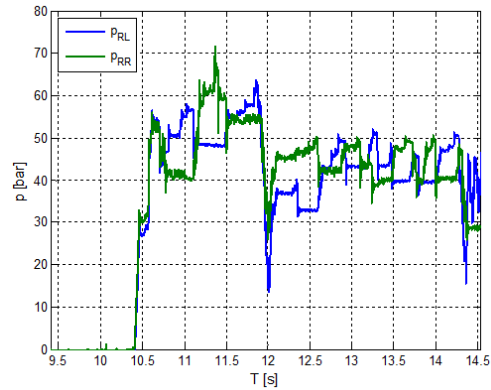
Figura 4.16: Confronto tra velocità veicolo e velocità periferica delle ruote ottenuto in una prova di  $\mu$ -jump

Innanzitutto è possibile notare che oltre al primo picco di decrescita della velocità dovuto al fatto che l'ABS non è ancora intervenuto è presente un secondo picco di decrescita corrispondente al momento in cui viene rilevata la variazione a gradino di aderenza. La logica ABS rilevando la variazione di aderenza riduce la pressione esercitata nel tratto a bassa aderenza. Si noti inoltre che il medesimo picco viene rilevato sia sul funzionamento dell'anteriore che sul funzionamento del posteriore. Questo comportamento viene inoltre fedelmente rispecchiato dal profilo di pressione registrato in questa prova e riportato in Figura 4.17.

Anche in questo caso, infatti, è evidente la differenza di pressione esercitata prima e dopo l'istante di variazione del valore di aderenza. Sull'anteriore, in particolare, prima dell'istante di variazione del parametro  $\mu$  la pressione si mantiene su un valore medio di circa 70 bar coerentemente a quanto rilevato nella prova ad alta aderenza. Dopo l'intervento della variazione di  $\mu$ , invece, il profilo di pressione esercitata si assesta circa sui 40 bar, riducendo notevolmente la pressione alla pinza e adattando il ciclo di lavoro ad un valore inferiore di aderenza. Lo stesso comportamento si rileva anche sulla pressione esercitata al posteriore, sebbene l'escursione di pressione sia più ridotta. Questo fatto si ottiene dal momento che nei pri-



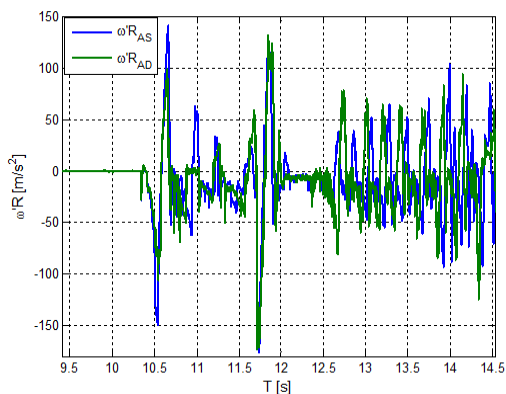
(a) *Pressione ruote anteriori.*



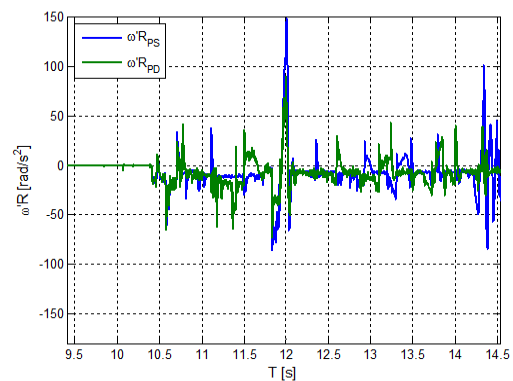
(b) *Pressione ruote posteriori.*

**Figura 4.17:** Storia temporale delle pressioni esercitate sulle ruote in una prova di  $\mu$ -jump

mi istanti di frenata la pressione al posteriore viene tagliata dall'intervento dell'EBD, per poi crescere lentamente negli istanti successivi. All'istante del  $\mu$ -jump, quindi, la pressione al posteriore è inferiore e il picco di decrescita della pressione risulta meno pronunciato. Si noti inoltre che dopo la variazione di  $\mu$ , la pressione esercitata su anteriore e posteriore si assesta sullo stesso valore medio. Viene inoltre riportato in Figura 4.18 il profilo di accelerazione periferica rilevato.



(a) *Accelerazione periferica ruote anteriori.*



(b) *Accelerazione periferica ruote posteriori.*

**Figura 4.18:** Storia temporale delle accelerazioni periferiche in una prova di  $\mu$ -jump

Anche in questo caso, viene rilevata la presenza del picco dovuto alla brusca variazione di aderenza. Risulta ancora rispettato il valore delle soglie di funzionamento dell'ABS, dato che le accelerazioni restano sempre

contenute negli stessi intervalli. Si noti che anche in questo caso le soglie non cambiano. Analogamente a quanto fatto prima, viene poi riproposta la storia temporale degli scorrimenti rilevati per l'intera durata della prova in Figura 4.19.

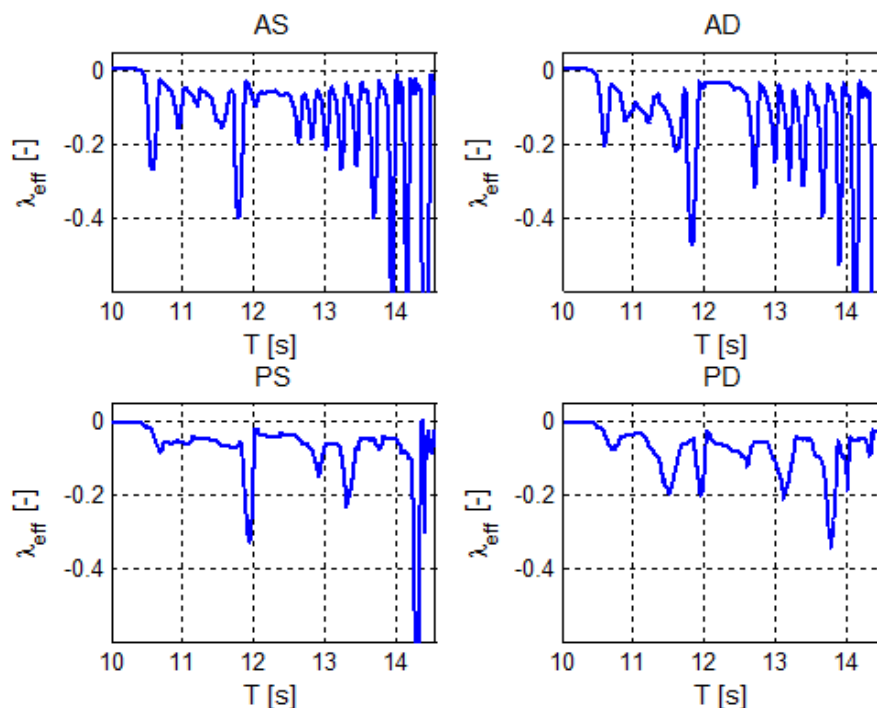


Figura 4.19: Storia temporale degli scorrimenti rilevati alle 4 ruote durante la frenata in una prova di  $\mu$ -jump

Dall'analisi di questo comportamento si nota che per quanto riguarda le ruote anteriori lo scorrimento non cresce oltre il 20% finché si resta in condizione di alta aderenza assestandosi su un valore medio di circa 5-10%. Una volta intervenuto il cambio di aderenza, invece, si nota un solo picco di scorrimento dovuto all'identificazione del cambio di aderenza non ancora avvenuta. Dopo questo, si ottengono scorrimenti più elevati solo a fine frenata. Per quanto riguarda il posteriore, invece, il comportamento si mantiene circa uguale prima e dopo l'evento di variazione del valore di aderenza, a meno del punto di variazione di  $\mu$ . Inoltre, il numero di cicli effettuato sull'anteriore è ancora una volta superiore rispetto a quanto compiuto dall'anteriore, coerentemente con quanto mostrato finora. Si riportano infine i grafici  $\mu$ - $\lambda_{eff}$  relativi al funzionamento del banco in condizione di  $\mu$ -jump. In Figura 4.20, viene riportata la curva  $\mu$ - $\lambda_{eff}$  per le ruote anteriori.

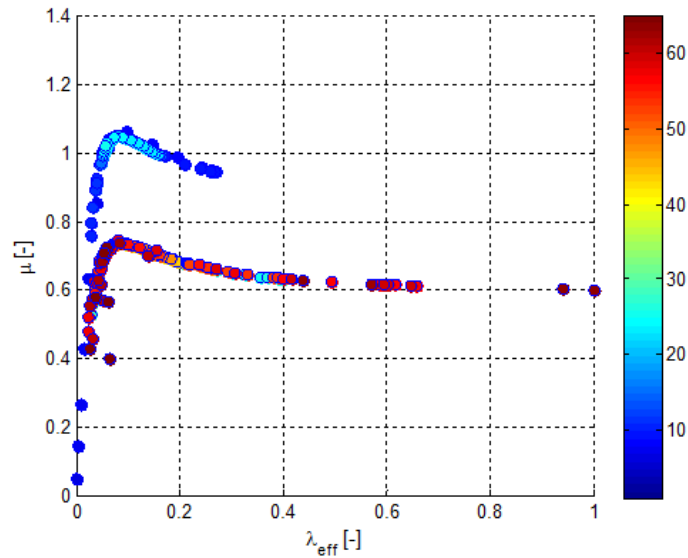


Figura 4.20: Grafico  $\mu$ - $\lambda_{eff}$  del comportamento dell'ABS sulle ruote anteriori in una prova di  $\mu$ -jump

Osservando questo grafico si rileva in maniera evidente il comportamento del sistema prima e dopo il cambiamento di  $\mu$ . Sul tratto più alto e in colore più tendente all'azzurro si ha infatti il comportamento in corrispondenza di un valore di alta aderenza  $\mu=1$ , mentre quando interviene il  $\mu$ -jump il punto di lavoro si sposta in bassa aderenza in maniera repentina. Ancora una volta si può vedere che l'ABS lavora mediamente a scorrimenti piuttosto contenuti (5-10%) toccando picchi di  $\lambda_{eff}$  elevati solo a fine frenata. Lo stesso comportamento si può rilevare per quanto riguarda le ruote posteriori in Figura 4.21. Anche in questo caso viene rispecchiato il comportamento rilevato nelle altre condizioni, in quanto la centralina cerca di mantenere il più possibile la zona di lavoro prima del picco di  $\mu$  ottenendo valori di scorrimento mediamente inferiori al 10-12%.

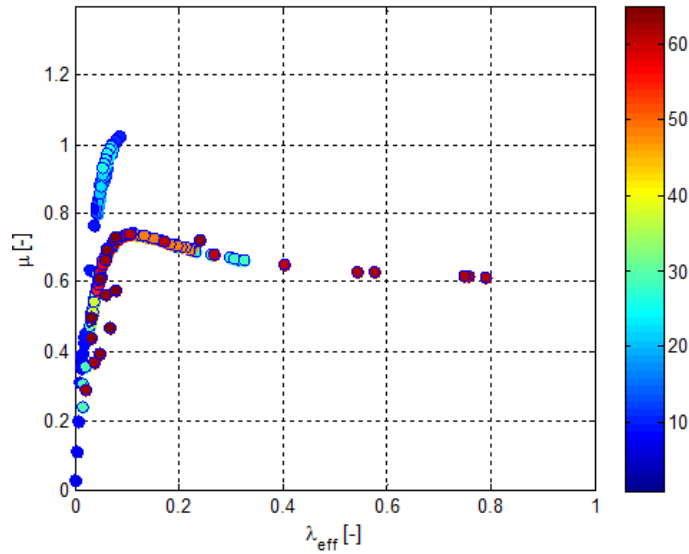


Figura 4.21: Grafico  $\mu$ - $\lambda_{eff}$  del comportamento dell'ABS sulle ruote posteriori in una prova di  $\mu$ -jump

## 4.2 Analisi delle condizioni di prova

Prima di valutare il comportamento dell'ABS in funzione dei parametri caratteristici, si è deciso di indagare l'influenza delle condizioni di prova sui test. Parlando di condizioni di prova, si intendono le condizioni di velocità iniziale del veicolo a inizio frenata e di frenata imposta. In questa analisi si è deciso di porre particolare attenzione ad alcuni aspetti caratteristici.

- Spazio di frenata medio
- Decelerazione media durante la frenata
- Distribuzione degli scorrimenti attorno al valore di scorrimento corrispondente al picco di  $\mu$
- Distribuzione di energia dissipata rispetto allo scorrimento

Tutte queste grandezze sono state calcolate su un intervallo che considerasse dall'istante di inizio della frenata (corrispondente al primo istante in cui si rileva una pressione superiore a 1 bar) fino al raggiungimento di una velocità di 5 km/h. Questo limite di velocità è stato imposto per non considerare l'ultima parte di frenata a scorrimenti molto elevati. Lo spazio di frenata è stato prima ricavato singolarmente per ogni prova mediante



integrazione numerica prima dell'accelerazione e poi della velocità rilevata dal banco. Lo spazio di frenata medio è la media degli spazi di frenata così calcolati. Analogamente, la decelerazione media è stata ricavata per ogni prova in funzione della velocità istantanea secondo (4.2). Si indicano con  $A_{x_i}$  e  $V_i$  i valori di decelerazione e velocità rilevati in ogni istante nella singola prova, mentre si indica con  $N_{punti}$  il numero di punti costituente la storia temporale di accelerazione e velocità.

$$A_x = \frac{\sum A_{x_i} \cdot V_i}{\sum N_{punti} \cdot V_i} \quad (4.2)$$

Il valore medio di decelerazione è stato ottenuto mediando i risultati così ottenuti per ogni prova. La distribuzione degli scorrimenti è stata invece calcolata mediante un conteggio delle occorrenze in cui l'ABS ha lavorato in corrispondenza di un certo scorrimento. Infine, la distribuzione di energia è stata calcolata considerando  $E$ , energia normalizzata rispetto alla massa veicolo per ogni istante, come mostrato in (4.3).

$$E = \frac{1}{2} \cdot V_{x_i}^2 - \frac{1}{2} \cdot V_{x_{i-1}}^2 \quad (4.3)$$

Per quanto riguarda le distribuzioni di energia e degli scorrimenti, si è deciso di considerare alcune grandezze caratteristiche. Come prima informazione, si è individuata un'area che identificasse, per entrambi i casi, l'area compresa tra il 20% e l'80% dei punti della cumulata. In secondo luogo, sono stati messi a confronto il punto che indicasse il 50% della cumulata, ovvero il punto medio della distribuzione, e il punto di massimo. Per quanto riguarda il punto di massimo, si è individuato per la distribuzione degli scorrimenti lo scorrimento attorno a cui il sistema ha lavorato maggiormente, mentre per la distribuzione di energia si è individuato il punto di massima energia dissipata. Vengono mostrati di seguito i risultati ottenuti da questa analisi.

### 4.2.1 Analisi dell'influenza di $V_0$

In primo luogo si è analizzato l'effetto della velocità di inizio frenata. La velocità è stata variata nel seguente intervallo:

$$V_0 = [50km/h ; 90km/h ; 110km/h ; 130km/h ; 150km/h]$$

La manovra di frenatura effettuata è analoga a quella svolta in precedenza. Si è inoltre considerata una condizione di alta aderenza. In primo luogo,

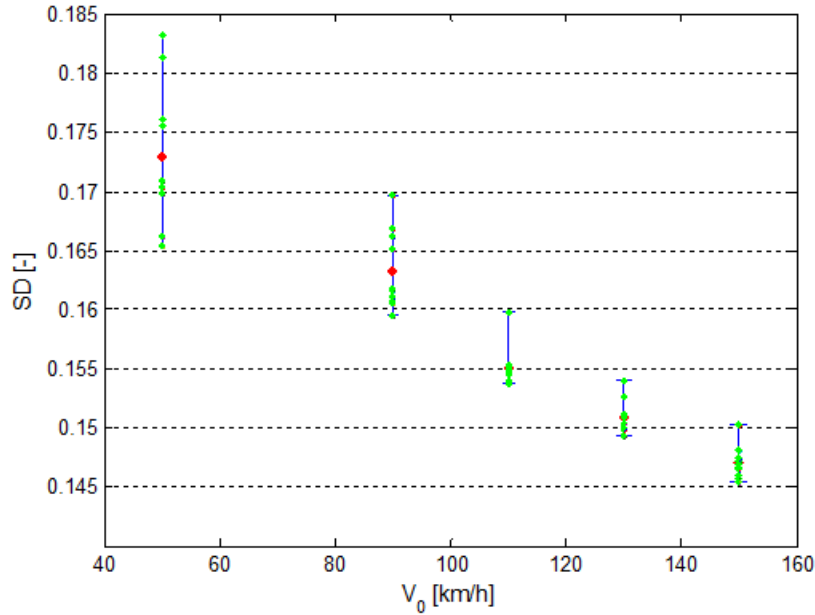


Figura 4.22: Spazi di frenata normalizzati ottenuti al variare di  $V_0$

viene riportato in Figura 4.22 l'analisi di sensitività per quanto riguarda lo spazio di frenata rilevato in una prova.

Nel grafico, si indicano in verde i valori rilevati per una singola prova mentre in rosso sono riportati i valori medi calcolati tra le 10 ripetizioni effettuate per ogni valore di  $V_0$ . Il range blu, invece, indica la massima escursione possibile rilevata tra le 10 ripetizioni delle prove. In questo grafico si sono riportati i valori di velocità  $V_0$  normalizzati ognuno rispetto al proprio valore per ottenere grandezze comparabili. La normalizzazione è stata effettuata rispetto a (4.4)

$$s_{rif} = (V_0 - V_f) \cdot (t_f - t_0) \quad (4.4)$$

dove si indica con  $V_0$  la velocità iniziale imposta, con  $V_f$  la velocità raggiunta a fine frenata (5 km/h) e con  $t_0$  e  $t_f$  gli istanti di tempo di inizio e fine frenata. Osservando il risultato ottenuto in Figura 4.22, si nota che lo spazio di frenata normalizzato tende a migliorare all'aumentare della velocità. Si vede inoltre che la ripetibilità delle prove è scarsa per una velocità  $V_0=50$  km/h, mentre migliora per valori di velocità più alti. Questo comportamento è dovuto al fatto che la parte di transitorio diventa rilevante. Viene poi riportato in Figura 4.23 il comportamento delle decelerazioni longitudinali

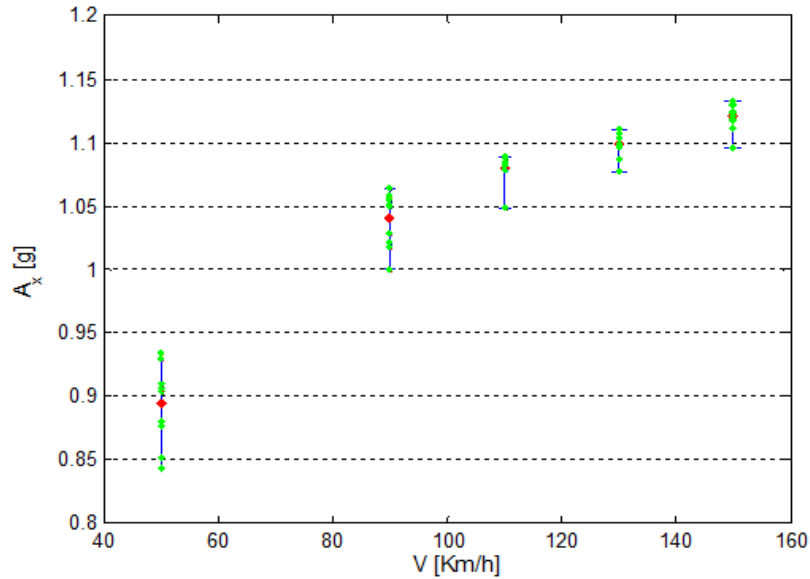


Figura 4.23: Decelerazioni longitudinali ottenute al variare di  $V_0$

Il comportamento riscontrato in questo grafico è analogo al comportamento rilevato per l'analisi sugli spazi di frenata. Si nota ancora infatti che per alti valori di velocità iniziale la ripetibilità migliora. Viene invece riportato in Figura 4.24 il grafico che indica la distribuzione degli scorrimenti.

In questo grafico si indica con l'area in grassetto la distribuzione 20-80% dei punti della distribuzione degli scorrimenti, con il rombo il punto del 50% della distribuzione e con il triangolo il punto di massimo numero di ripetizioni rilevate. Si nota che per alti valori di velocità iniziale il sistema lavora in corrispondenza del picco, mentre per una velocità bassa questo non accade. Vengono poi riportati in Tabella 4.1 i valori di scorrimento corrispondenti ai punti caratteristici individuati in questo grafico.

Da ultimo, viene riportata in Figura 4.25 la distribuzione di energia rilevata nelle prove.

Si nota da questo grafico come per alte velocità il sistema dissipi la maggior parte della sua energia nell'intorno del picco. Si vede inoltre che, per bassi valori di velocità, viene dissipata molta energia prima del picco, coerentemente con quanto mostrato dalla distribuzione degli scorrimenti. Si noti infine come, in generale, il sistema dissipi la maggior parte dell'energia nelle vicinanze dei punti di massima occorrenza degli scorrimenti. In Tabella 4.2 vengono riportati gli scorrimenti relativi ai punti di interesse individuati per l'energia.

$V_x$	50	90	110	130	150
50%	4%	6.1%	7.1%	7.7%	7.8%
<i>Max</i>	3.8%	5.8%	6.1%	6.4%	6.4%
20%	3.5%	5%	5.4%	5.6%	5.9%
80%	4.7%	9.5%	12.8%	12.9%	12.4%

Tabella 4.1: Valori di scorrimento corrispondenti al 20-50-80% dei punti della cumulata e quello corrispondente al massimo numero di ripetizioni per una variazione di  $V_0$

$V_x$	50	90	110	130	150
50%	4%	4.2%	7.2%	7.5%	7.8%
<i>Max</i>	3.7%	5.1%	6.1%	6.2%	7.1%
20%	3.4%	4.6%	5.4%	5.8%	6.1%
80%	5.4%	9.9%	12.4%	11.8%	11.8%

Tabella 4.2: Valori di scorrimento corrispondenti al 20-50-80% dei punti della cumulata e quello corrispondente al massimo dell'energia dissipata per una variazione di  $V_0$

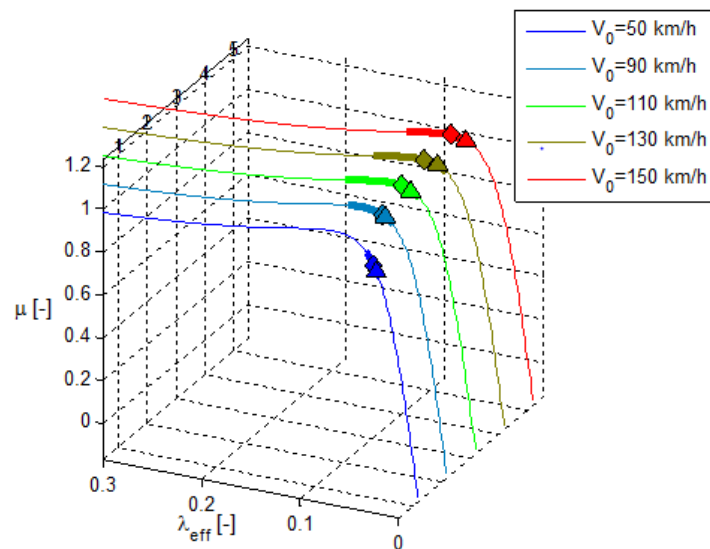


Figura 4.24: Distribuzione degli scorrimenti attorno al valore di scorrimento corrispondente al picco di  $\mu$  al variare di  $V_0$

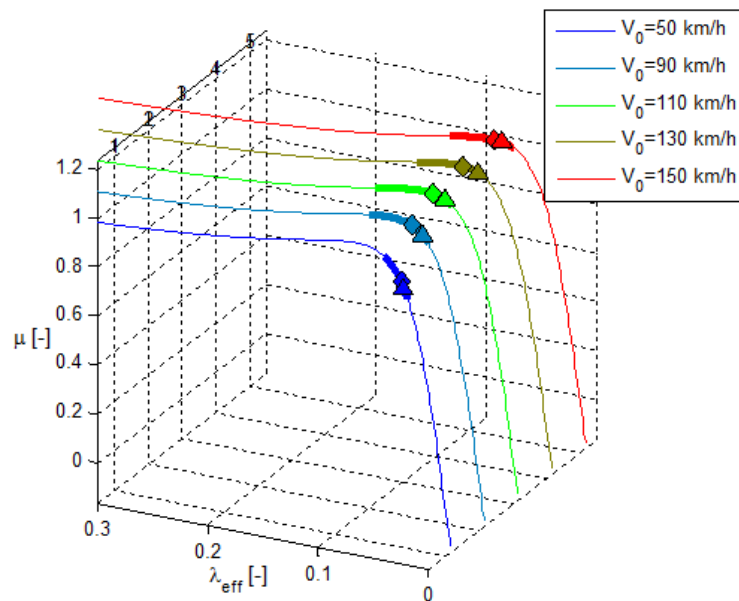


Figura 4.25: Distribuzione dell'energia dissipata ottenuta al variare di  $V_0$

## 4.2.2 Analisi dell'influenza della frenata imposta

Dopo aver valutato l'influenza della velocità iniziale, si è voluto successivamente valutare l'accoppiamento tra la massima forza imposta in frenata

$F_{max}$  e la velocità della rampa di frenata, espressa in funzione di  $t_r$ , tempo in cui viene raggiunto il valore massimo di forza. La rampa considerata è mostrata in Figura 4.26.

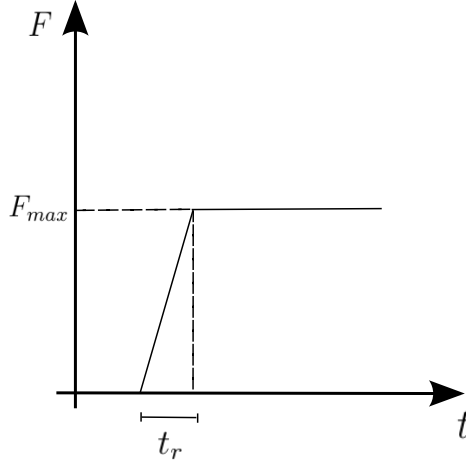


Figura 4.26: Tipologia di frenata imposta

L'intenzione di questa analisi è indagare quali possano essere le differenze di risposta del sistema a fronte di una frenata più o meno brusca. In questa analisi si vuole inoltre porre molta attenzione per quanto riguarda la ripetibilità delle prove. Questo interesse proviene dal fatto che la frenata simulata sul banco è la stessa ottenuta su un veicolo strumentato, ma durante una prova su veicolo è difficile identificare il contributo in ripetibilità dato dalla sola frenata. Può essere dunque interessante andare a studiare quanto la frenata incida sulla ripetibilità del sistema ABS in maniera separata dal resto del sistema. Vengono riportate in Tabella 4.3 tutte le combinazioni di  $t_r$  e  $F_{max}$  che si è deciso di indagare.

$t_r = 0.1s/F_{max} = 3kN$	$t_r = 0.2s/F_{max} = 3kN$	$t_r = 0.3s/F_{max} = 3kN$
$t_r = 0.1s/F_{max} = 3.5kN$	$t_r = 0.2s/F_{max} = 3.5kN$	$t_r = 0.3s/F_{max} = 3.5kN$
$t_r = 0.1s/F_{max} = 4kN$	$t_r = 0.2s/F_{max} = 4kN$	$t_r = 0.3s/F_{max} = 4kN$
$t_r = 0.1s/F_{max} = 4.5kN$	$t_r = 0.2s/F_{max} = 4.5kN$	$t_r = 0.3s/F_{max} = 4.5kN$

Tabella 4.3: Combinazioni di  $F_{max}$  e  $t_r$  imposti

Anche in questa analisi, il primo risultato che si va ad analizzare è la variazione di risposta del sistema in termini di valore assunto dallo spazio di

frenata a seconda del valore di forza. In Figura 4.27 viene quindi riportata la risposta del sistema ad una variazione di forza in termini di spazi di frenata.

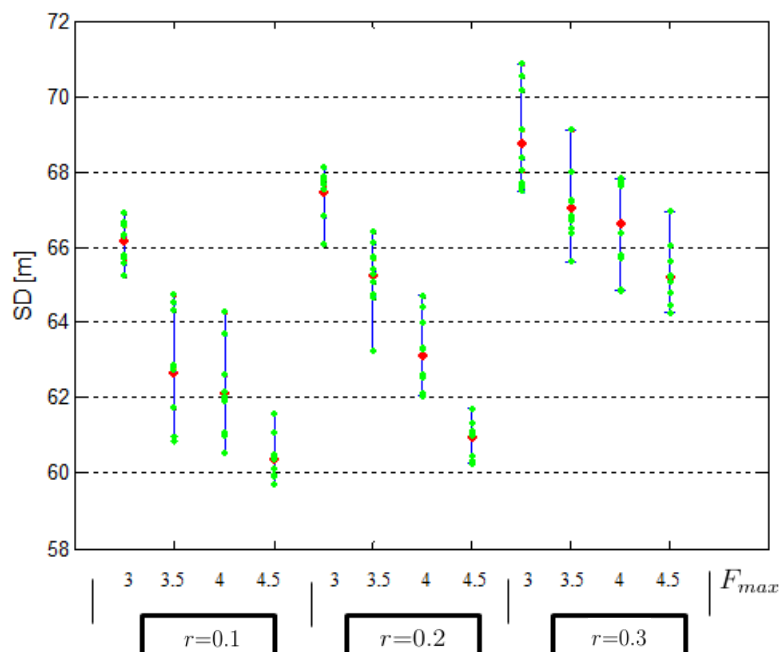


Figura 4.27: Spazi di frenata ottenuti per una variazione di  $F_{max}$  combinata con la variazione di  $t_r$

Da questa risposta si possono identificare due tipi di comportamento distinti: quelli relativi alla variazione di forza e quelli relativi alla variazione di rampa di crescita forza. Analizzando prima i risultati a parità di  $t_r$ , si nota che lo spazio di frenata diminuisce sensibilmente all'aumentare della forza massima imposta dalla frenata. Questo è coerente con quanto accade in realtà: maggiore è la forza esercitata sul pedale del freno minore è lo spazio impiegato per fermare il veicolo. Un'altra considerazione interessante proviene dall'analisi della ripetibilità delle prove all'aumentare della forza imposta. Risulta infatti che, a parità di  $t_r$ , la ripetibilità aumenti all'aumentare della forza imposta, generando una risposta più uniforme del sistema ABS. Se invece si considerano i risultati a parità di forza imposta  $F_{max}$ , si nota una dipendenza lineare da  $t_r$  per valori di forza limitati. Per il valore di forza massimo considerato, valori di  $t_r < 0.2$  non portano ad ulteriori riduzioni dello spazio di frenata. Viene inoltre riportato in Figura 4.28 il grafico che indica le decelerazioni longitudinali ottenute in queste prove.

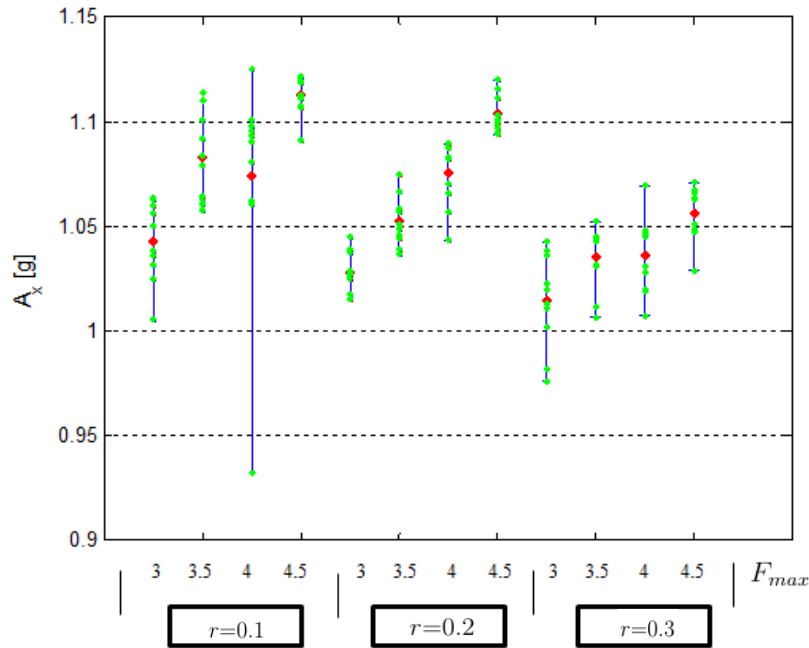


Figura 4.28: Decelerazioni longitudinali ottenute per una variazione di  $F_{max}$  combinato con la variazione di  $t_r$

Analogamente al grafico precedente, è ben visibile un trend per quanto riguarda il valore di decelerazione media. A parità di  $t_r$ , infatti, la decelerazione aumenta all'aumentare della forza massima imposta, migliorando come già visto in precedenza la dispersione dei risultati ottenuti. Viene poi riportato in Figura 4.29 il comportamento ricavato per quanto riguarda la distribuzione degli scorrimenti per ogni valore di  $\lambda_{eff}$ .

Osservando questo grafico si può notare come la distribuzione 20-80% dei punti della cumulata delle occorrenze dell'ABS restino generalmente a ridosso del picco di  $\mu$ . Si può inoltre notare che il punto di massima ripetizione in funzione dello scorrimento, indicato dal triangolo, si mantiene sempre al di sotto del punto che indica il 50% dei punti della cumulata. Inoltre, questi valori restano generalmente vicini, e questo indica che i valori di scorrimento toccati durante la fase di lavoro sono ben concentrati attorno al punto del massimo numero di ripetizioni. Entrambi questi valori restano infatti contenuti in un intervallo tra il 5% e l'8% di scorrimento. Non si nota da questo grafico un particolare trend dipendente dalla massima forza imposta o dal valore di  $t_r$  imposto. Si è inoltre interessati a valutare le prestazioni energetiche dell'ABS. Si rimanda alla Tabella 4.3, dove vengono riportati i valori di scorrimento corrispondenti ai punti di interesse rilevati



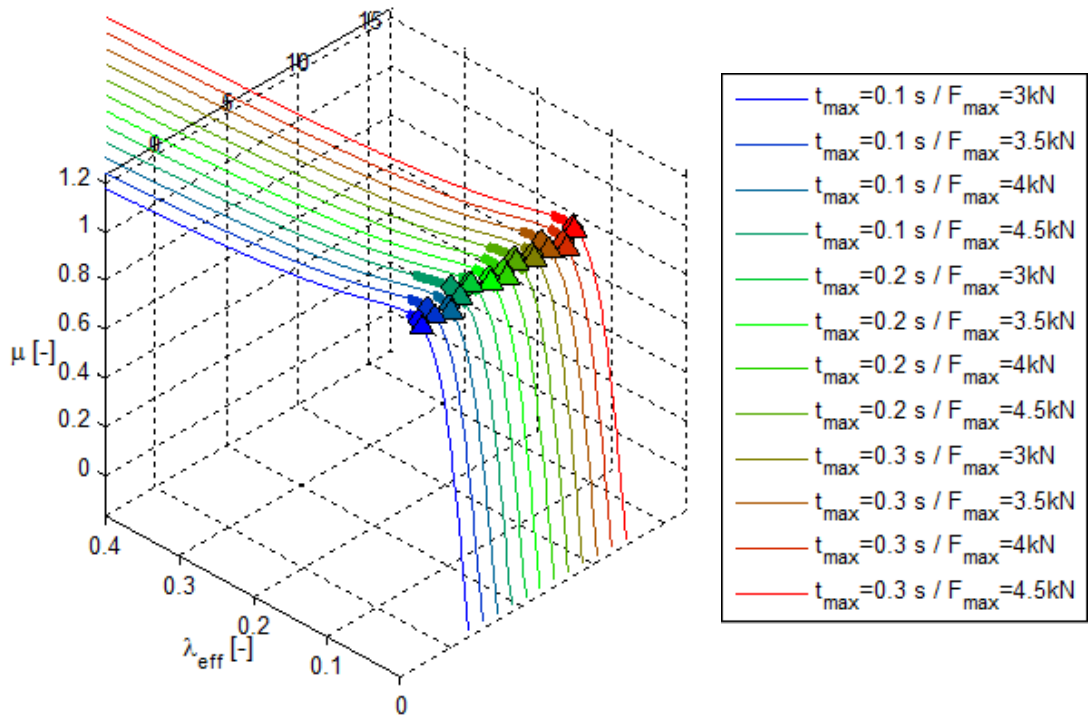


Figura 4.29: Distribuzione degli scorrimenti attorno al valore di scorrimento corrispondente al picco di  $\mu$  ottenuta per una variazione di  $F_{max}$  combinato con la variazione di  $t_r$

dal grafico della distribuzione degli scorrimenti. In Figura 4.30 viene riportato l'andamento della cumulata dell'energia, comprensivo anche del punto di massima energia.

Anche in questo caso, si nota come la distribuzione 20-80% dei punti della cumulata dei valori dell'energia si collochi in un intorno del picco. Confrontando questo grafico con il corrispettivo del numero di ripetizioni, si vede inoltre che i due comportamenti sono piuttosto simili. Questo fatto indica che il sistema ABS dissipa maggiore energia nell'intorno del punto del massimo numero di ripetizioni. Si nota inoltre che generalmente i punti caratteristici dell'energia si trovano in un punto più vicino al picco di  $\mu$ . In Tabella 4.4 e 4.5 vengono quindi riportati i valori di scorrimento relativi ai valori di interesse.

	$t_r=0.1$ s					$t_r=0.2$ s					$t_r=0.3$ s					
$F_{max}$	3[kN]	3.5[kN]	4[kN]	4.5[kN]	3[kN]	3.5[kN]	4[kN]	4.5[kN]	3[kN]	3.5[kN]	4[kN]	4.5[kN]	3[kN]	3.5[kN]	4[kN]	4.5[kN]
50%	6.2%	7%	6.1%	7.7%	6.9%	6.5%	6.4%	6.7%	6.4%	6.9%	5.4%	6.8%	6.4%	6.9%	5.4%	6.8%
$Max$	5.8%	6.1%	5.8%	6.4%	6.8%	6.2%	5.9%	6.5%	6.1%	6.1%	6.1%	6.5%	6.1%	6.1%	5.5%	6.5%
20%	5.7%	5.8%	5.1%	5.5%	6%	5.4%	5.4%	5.4%	5.7%	5.4%	5.1%	5.7%	5.4%	5.1%	5.7%	5.7%
80%	7.7%	9.6%	8.1%	12.9%	8.6%	8.6%	9.3%	10.6%	7.8%	10.1%	8.1%	9.7%	10.1%	8.1%	9.7%	9.7%

Tabella 4.4: Valori di scorrimento corrispondenti al 20-50-80% dei punti della cumulata e al massimo numero di ripetizioni per variazione di  $F_{max}$  e  $t_r$

	$t_r=0.1$ s					$t_r=0.2$ s					$t_r=0.3$ s					
$F_{max}$	3[kN]	3.5[kN]	4[kN]	4.5[kN]	3[kN]	3.5[kN]	4[kN]	4.5[kN]	3[kN]	3.5[kN]	4[kN]	4.5[kN]	3[kN]	3.5[kN]	4[kN]	4.5[kN]
50%	6.4%	6.8%	5.9%	7.4%	7.4%	6.4%	6.5%	7.1%	6.4%	7.1%	6%	6.8%	6.4%	6.8%	6%	6.8%
$Max$	5.7%	5.9%	5.7%	6.2%	5.7%	5.8%	6.1%	6.5%	6.1%	6.5%	5.7%	6.1%	6.1%	5.7%	5.5%	6.1%
20%	5.7%	5.7%	5.3%	5.8%	5.9%	5.5%	5.5%	5.7%	5.7%	5.8%	5.3%	5.8%	5.7%	5.8%	5.3%	5.7%
80%	7.8%	9.3%	8.4%	11.8%	8.6%	8.3%	9%	10.3%	7.8%	9.7%	8%	9%	7.8%	9.7%	8%	9%

Tabella 4.5: Valori di scorrimento corrispondenti al 20-50-80% dei punti della cumulata e al massimo dell'energia dissipata per variazione di  $F_{max}$  e  $t_r$

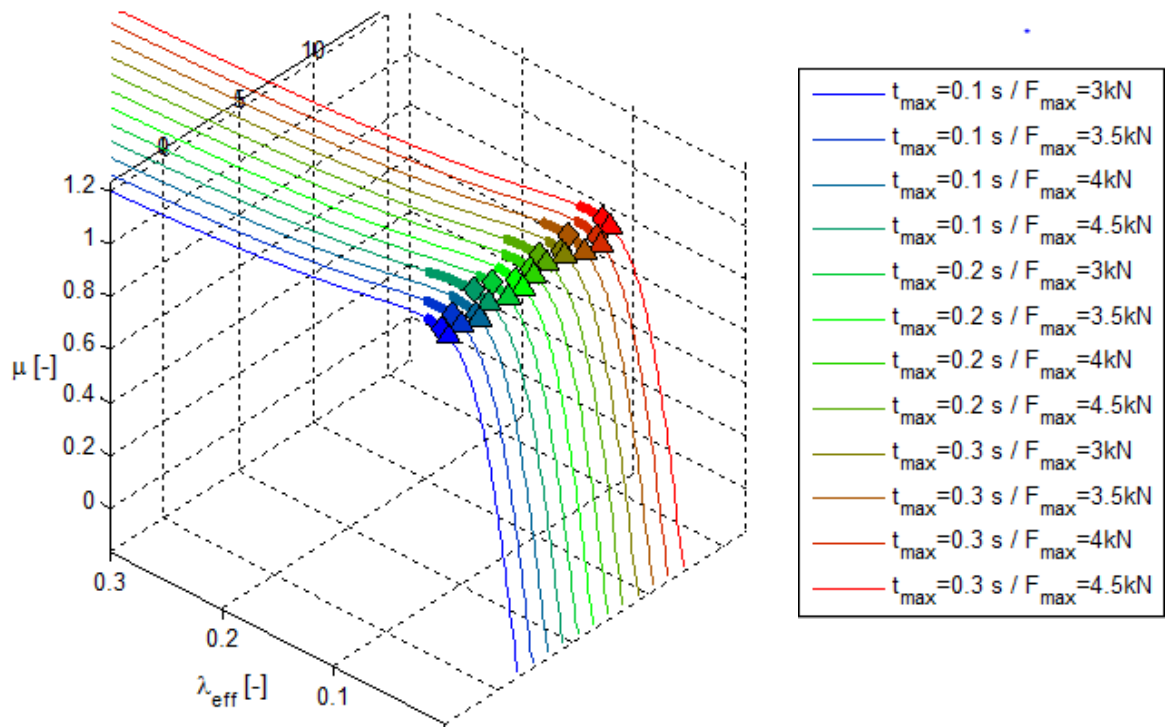


Figura 4.30: Distribuzione dell'energia dissipata ottenuta per una variazione di  $F_{\text{max}}$  combinato con la variazione di  $t_r$

### 4.3 Analisi di sensitività

Al fine di valutare le prestazioni del sistema ABS al variare degli pneumatici è stata effettuata una analisi di sensitività su alcuni parametri caratteristici dello pneumatico. In particolare sono state effettuate variazioni sui seguenti parametri caratteristici:

- Parametro  $\lambda_{\mu}$ : coefficiente di attrito pneumatico-strada.
- Parametro  $K_x$ : rigidità longitudinale a slip.
- Parametro  $L_x$ : lunghezza di rilassamento.

Le simulazioni sono state effettuate imponendo una rampa di forza applicata dall'attuatore analoga a quanto è stato fatto nell'analisi precedente. Si è deciso di imporre una  $F_{\text{max}}=4.5$  kN e un  $t_r=0.1$  s al fine di simulare una condizione di *panic brake*. La velocità iniziale per la frenata è stata imposta pari a 130 km/h. Inoltre, ogni variazione dei parametri è stata ripetuta 10 volte per avere una significatività statistica dei test. Come già

accaduto per l'analisi delle condizioni di prova, si è posta l'attenzione dell'analisi sullo spazio di frenata impiegato, sull'accelerazione media durante la frenata, sulla distribuzione degli scorrimenti attorno allo scorrimento corrispondente al valore di picco di  $\mu$  e sulla distribuzione di energia dissipata rispetto allo scorrimento. Questi valori sono stati calcolati come mostrato nell'analisi precedente.

### 4.3.1 Analisi del parametro $\lambda_\mu$

Il primo parametro che si è deciso di variare è il coefficiente di attrito pneumatico-strada  $\lambda_\mu$ . Si è deciso di variare linearmente il parametro  $\lambda_\mu$  in un range lineare, infittendo successivamente l'analisi tra i punti nell'intorno delle condizioni di alta aderenza come mostrato di seguito:

$$\lambda_\mu = [0.5; 0.6; 0.7; 0.8; 0.9; 0.95; 1.0; 1.05; 1.1; 1.2]$$

In Figura 4.31 viene mostrato lo spazio di frenata in funzione della variazione di  $\lambda_\mu$ . Si ricorda che ogni punto verde corrisponde ad una delle 10 ripetizioni effettuate per variazione di parametro, mentre il punto rosso rappresenta la media dei valori ottenuti lungo le 10 ripetizioni e il tratto blu indica la dispersione delle prove.

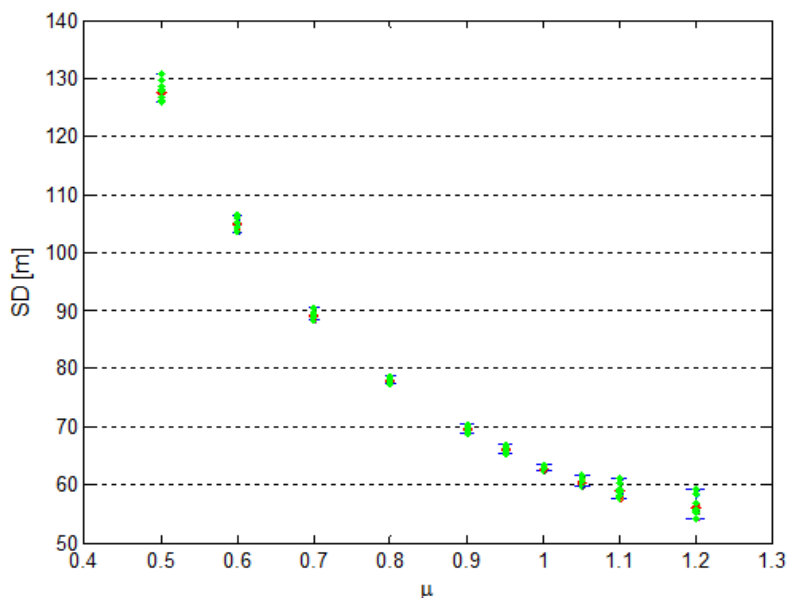


Figura 4.31: Spazi di frenata ottenuti per una variazione di  $\lambda_\mu$

Il primo dato che si può estrapolare da questo grafico è che all'aumentare del valore di  $\lambda_\mu$  lo spazio di frenata si riduce progressivamente. Lo spazio di

frenata dall'aderenza stradale considerata in funzione della velocità secondo la (4.5).

$$s = \frac{1}{2} \frac{(V_t - V_0)^2}{A_x} \quad (4.5)$$

ottenendo quindi (4.6)

$$s = \frac{1}{2} \frac{(V_t - V_0)^2}{\lambda_\mu g} \quad (4.6)$$

dove si indicano con  $V_t$  la storia temporale di velocità, con  $V_0$  la velocità iniziale, con  $\mu$  l'aderenza rilevata e con  $g$  l'accelerazione di gravità. Come si può ricavare da (4.6), e come viene mostrato in Figura 4.31, lo spazio di frenata dipende in maniera inversamente proporzionale dal parametro di aderenza stradale  $\lambda_\mu$ . Viene poi riportato in Figura 4.32 l'analogo grafico relativo alla variazione della decelerazione longitudinale in relazione alla variazione di  $\lambda_\mu$ .

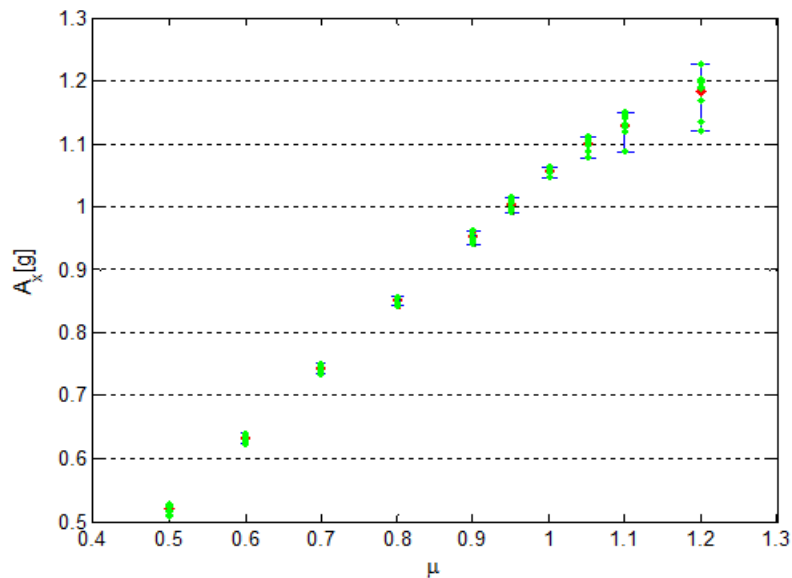


Figura 4.32: Decelerazioni longitudinali ottenute per una variazione di  $\lambda_\mu$

In questo grafico è facile notare che fino ad un valore di  $\lambda_\mu$  circa pari a 1 il legame tra  $\lambda_\mu$  e  $A_x$  si mantiene lineare. Oltre questo valore di  $\lambda_\mu$ , invece, l'andamento della crescita diviene meno che lineare. È difatti noto che il legame tra coefficiente d'attrito e carico verticale è meno che lineare così come quello tra forze longitudinali e aumento del carico. Si nota inoltre che per un aumento del valore di  $\lambda_\mu$  la dispersione dei risultati aumenta.

Questo aumento della dispersione è legato al mancato intervento del sistema ABS durante alcune prove. Il maggiore attrito imposto, infatti, mantiene limitato lo scorrimento, pertanto non si rende necessario l'intervento della centralina. Viene poi riportato in Figura 4.33 il grafico della distribuzione degli scorrimenti attorno al valore di scorrimento corrispondente al picco di  $\mu$  lungo la curva  $\mu-\lambda_{eff}$ .

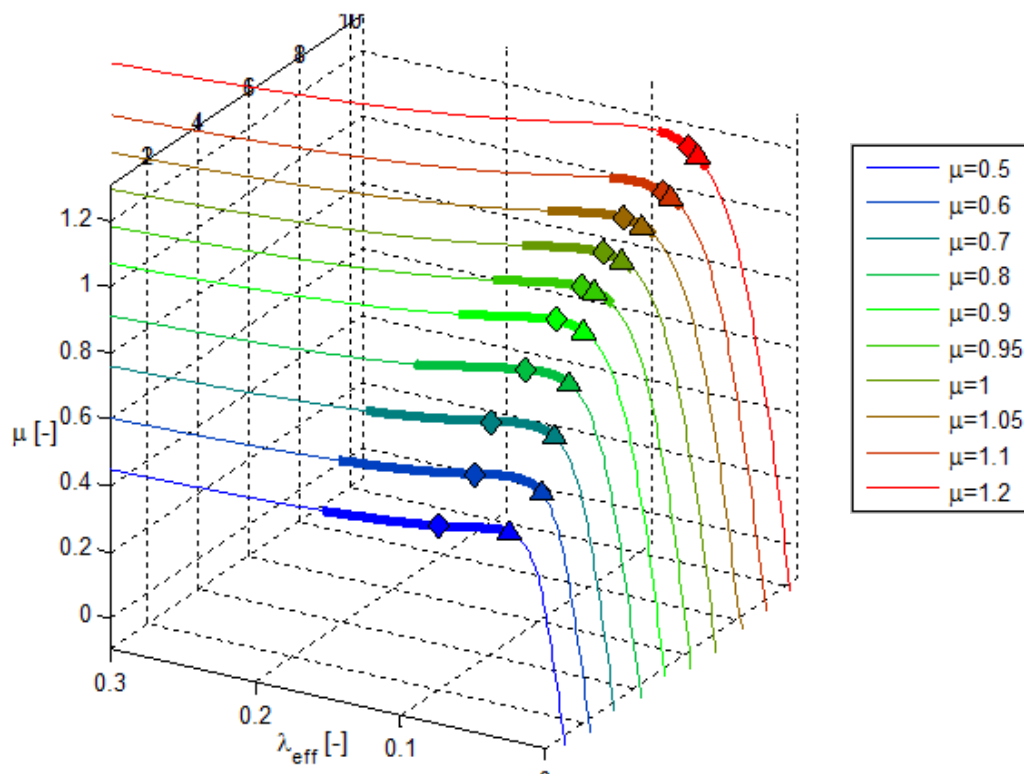


Figura 4.33: Distribuzione degli scorrimenti attorno al valore di scorrimento corrispondente al picco di  $\mu$  ottenuti per una variazione di  $\lambda_{\mu}$

Si nota che la forma della forza nel grafico  $\mu-\lambda_{eff}$  resta la stessa a meno di un aumento del punto massimo di aderenza. In particolare, non varia la rigidità longitudinale, dunque il picco della curva si sposta, collocandosi in corrispondenza di valori di scorrimento più elevati al crescere del coefficiente d'attrito. Dalla Figura 4.33 si può notare che il comportamento della distribuzione 20-80% dei punti della cumulata delle ripetizioni varia. In bassa aderenza, nonostante il massimo delle occorrenze (triangolo) sia in corrispondenza del picco, il sistema non riesce a contenere lo scorrimento in un range limitato a tale valore, cosa che invece accade per attrito elevato. Questo comportamento migliora all'aumentare del valore di aderenza, in quanto la cumulata di punti considerata riduce sempre più la sua ampiezza

$\lambda_\mu$	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	0.95	1	1.05	1.1	1.2
50%	8.2%	7.4%	8.1%	7.5%	7%	7%	7.4%	7.7%	6.7%	6.7%
Max	3.4%	2.9%	3.8%	4.5%	5.2%	6.2%	6.1%	6.4%	6.1%	6.1%
20%	3%	3.1%	3.9%	4.3%	4.7%	4.9%	5.4%	5.6%	5.5%	5.4%
80%	16.2%	16.8%	16.7%	15.1%	13.9%	13.3%	12.9%	12.9%	10.4%	8.8%

Tabella 4.6: Valori di scorrimento corrispondenti al 20-50-80% dei punti della cumulata e al massimo numero di ripetizioni per variazione di  $\lambda_\mu$

rimanendo sempre più contenuta attorno al picco. Di conseguenza, inoltre, il punto del 50% della cumulata e il punto del massimo delle ripetizioni si avvicinano sempre più e si collocano su un valore simile di scorrimento. Vengono riportati in Tabella 4.6 i valori dei punti caratteristici così ricavati.

Si riporta inoltre in Figura 4.34 il comportamento dell'ABS dal punto di vista della dissipazione di energia. Il comportamento riscontrato è simile a quanto visto nell'analisi relativa alla distribuzione degli scorrimenti.

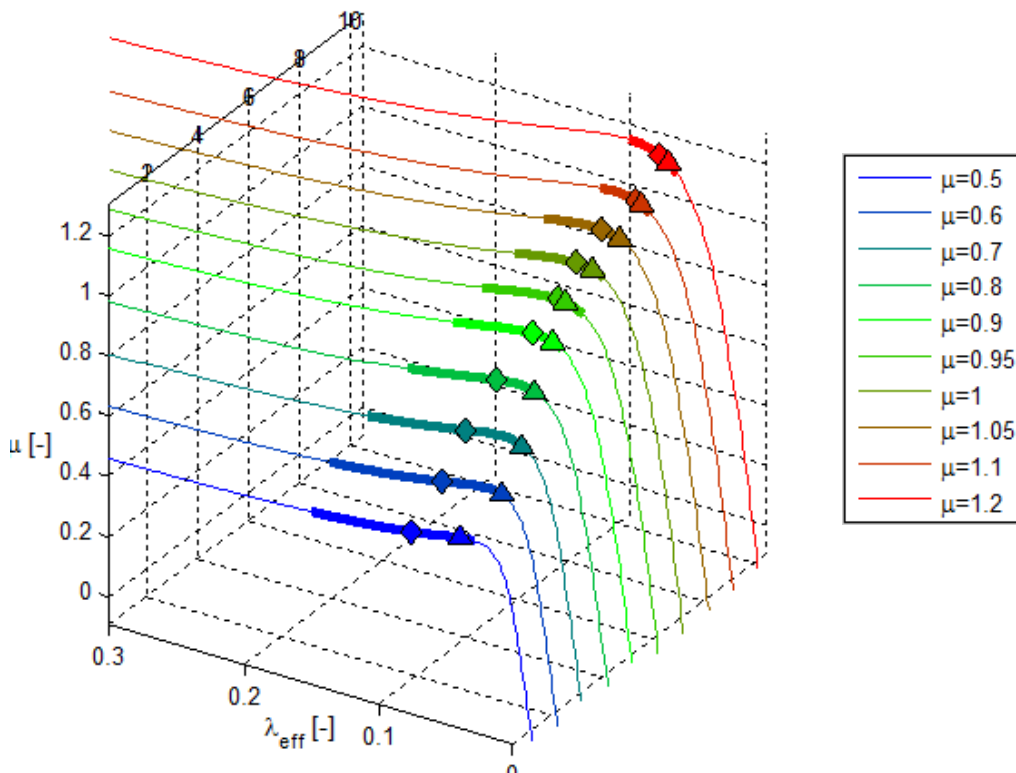


Figura 4.34: Distribuzione di energia dissipata dell'ABS ottenuta per una variazione di  $\mu$

$\lambda_\mu$	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	0.95	1	1.05	1.1	1.2
50%	8.6%	8.1%	8.2%	7.8%	7%	7.1%	7.5%	7.6%	6.8%	6.9%
<i>Max</i>	4.9%	5.9%	4%	4.9%	5.6%	6.5%	6.3%	6.2%	6.4%	6.3%
20%	3.7%	3.5%	4.2%	4.5%	4.9%	5.1%	5.5%	5.8%	5.7%	5.7%
80%	15.9%	16.4%	15.4%	14.3%	12.9%	12.6%	12.1%	11.8%	9.5%	9.2%

Tabella 4.7: Valori di scorrimento corrispondenti al 20-50-80% dei punti della cumulata e al massimo dell'energia dissipata per variazione di  $\lambda_\mu$

In Tabella 4.7 vengono riportati i valori di scorrimento relativi ai punti di energia caratteristici.

### 4.3.2 Analisi del parametro $K_x$

Dopo aver osservato le variazioni portate da una modifica al parametro relativo all'aderenza, si è deciso di analizzare il comportamento del sistema al variare del parametro di rigidità longitudinale. Per fare questo, è stato variato linearmente il parametro  $K_x$  in un range compreso tra circa -60% e circa +130%

$$K_x = [-67\%; -50\%; -33\%; -25\%; -17\%; -8\%; 0\%; +8\%; +17\%; +25\%; +33\%; +50\%; +67\%; +100\%; +133\%]$$

Viene riportato come primo risultato in Figura 4.35 il grafico che diagramma l'andamento dello spazio di frenata in funzione della variazione di  $K_x$ .

Si può notare da questo grafico come una variazione di  $K_x$  compresa tra il -35% e il +35% dia un'influenza pressoché nulla alla variazione dello spazio di frenata. Questo è indice del fatto che il sistema ABS è robusto (come noto) a significative variazioni del parametro  $K_x$ . Si nota inoltre che al di sotto di una variazione del -35% le prestazioni del sistema peggiorano in maniera drastica. Considerando invece una variazione di  $K_x$  sopra il +35%, si nota un generale peggioramento delle prestazioni anche se non eccessivo. Vengono inoltre riportati in Figura 4.36 i risultati ottenuti dall'analisi delle decelerazioni longitudinali rilevate durante la campagna di prove.

Come già accaduto in relazione ai parametri fatti variare precedentemente, i valori rilevati per la decelerazione longitudinale rispecchiano in maniera abbastanza fedele il comportamento rilevato per gli spazi di frenata. Si riporta in Figura 4.37 la curva  $\mu-\lambda_{eff}$  per diversi valori di  $K_x$



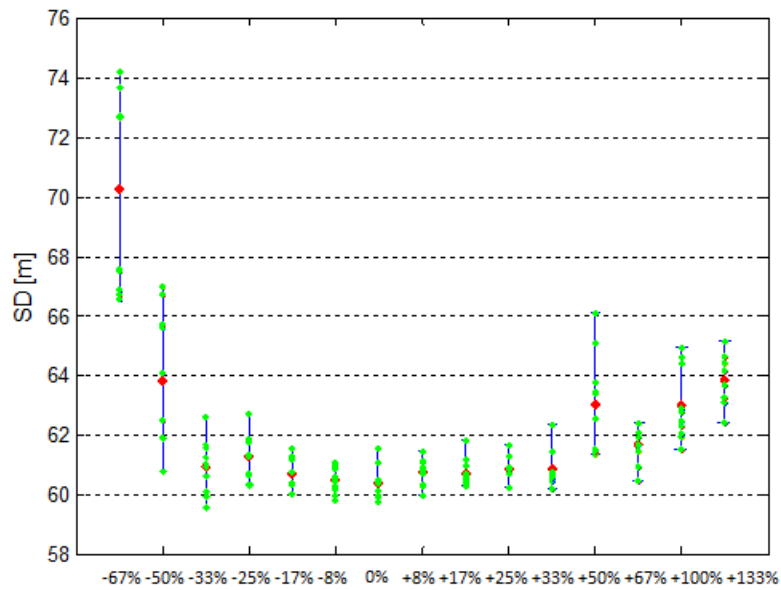


Figura 4.35: Spazi di frenata ottenuti per una variazione di  $K_x$

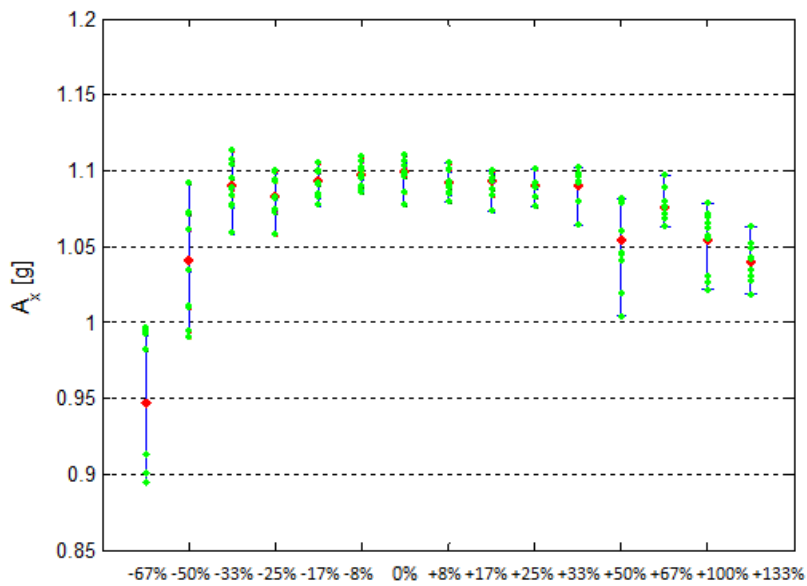


Figura 4.36: Decelerazioni longitudinali ottenute per una variazione di  $K_x$

Per quanto riguarda la forma della curva  $\mu-\lambda_{eff}$ , si nota che una variazione di  $K_x$  porta una duplice modifica, in quanto implica sia una variazione di pendenza iniziale della curva, sia una variazione di curvatura. All'aumentare di  $K_x$ , quindi, aumentano sia la pendenza nell'origine sia la curvatura. Si nota in questo grafico come tra il  $\pm 35\%$  della variazione

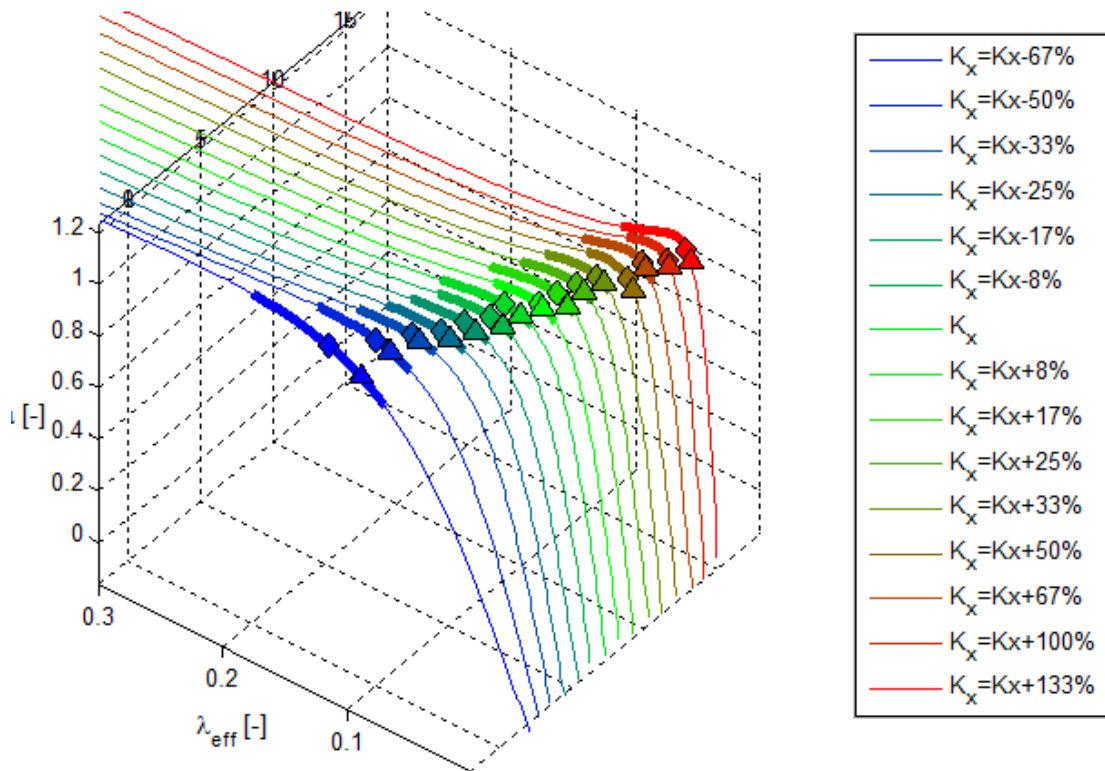


Figura 4.37: Distribuzione degli scorrimenti attorno al valore di scorrimento corrispondente al picco di  $\mu$  per una variazione di  $K_x$

del parametro, il sistema ABS lavora intorno al massimo delle occorrenze in corrispondenza del valore di scorrimento corrispondente al picco. Per  $K_x < K_x - 35\%$ , invece, la curvatura bassa ottenuta rende difficile individuare il picco della curva  $\mu - \lambda_{eff}$ . Per  $K_x > K_x + 35\%$  si nota come anche la curvatura aumenti: questo implica che vengano anche raggiunti scorrimenti più elevati. In Figura 4.38 viene riportato l'andamento dell'energia normalizzata rispetto allo scorrimento, mentre in Figura 4.39 il grafico relativo alla distribuzione dell'energia dissipata durante la frenata.

Questo grafico conferma quanto visto dalla distribuzione 20-80% di ripetizioni sugli scorrimenti di lavoro. Se si osserva il punto di massimo dell'energia e del 50% della cumulata dell'energia, si nota che oltre a rispecchiare il trend osservato in precedenza questi punti si collocano su zone simili a quelle delle ripetizioni. Risulta quindi che l'ABS spende la maggior parte dell'energia in una zona molto vicina al punto di scorrimento in cui lavora maggiormente. Nelle Tabelle 4.8 e 4.9 vengono riportati gli scorrimenti rilevati per le distribuzioni delle occorrenze e dell'energia

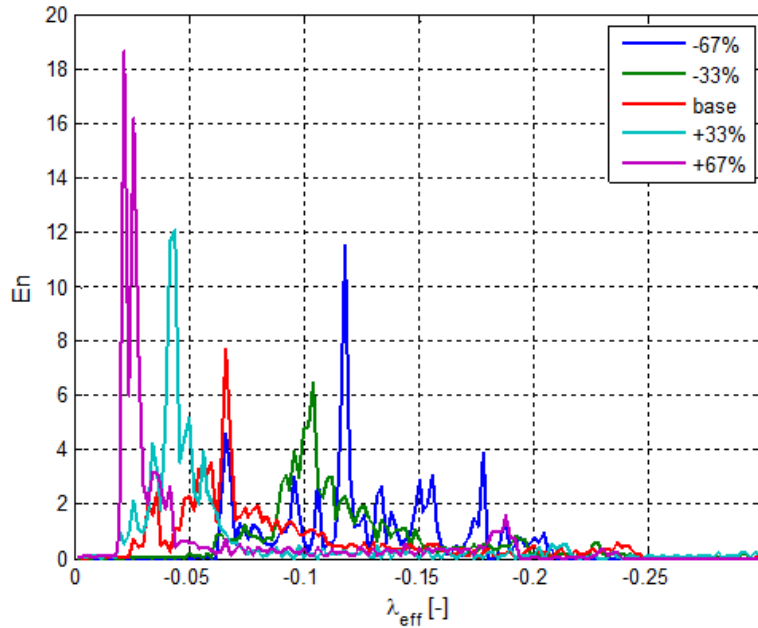


Figura 4.38: Energia impiegata al variare di  $K_x$

dissipata.

### 4.3.3 Analisi del parametro $L_x$

L'ultimo parametro che si è deciso di indagare è la lunghezza di rilassamento dello pneumatico. A questo parametro si è deciso di dare una variazione percentuale come mostrato di seguito:

$$L_x = [+27\%; +18\%; +11\%; +8\%; +4\%; 0\%; -2\%; -7\%; -15\%; -21\%; -24\%; -28\%;]$$

Analogamente a quanto fatto in precedenza, vengono riportati i risultati riguardanti i valori di spazio di frenata rilevati per una variazione del parametro  $L_x$  in Figura 4.40. Si noti che analogamente a quanto fatto per il parametro  $K_x$  si è deciso di infittire maggiormente l'analisi relativa nell'intorno del valore nominale.

Osservando questo grafico, si nota che il parametro  $L_x$  ha un'influenza scarsa sul sistema per quanto riguarda lo spazio di frenata. La dispersione dei risultati, infatti, si mantiene sempre molto bassa, nell'ordine di 1 metro circa. Nonostante questo, si nota che al crescere della lunghezza di rilassamento corrisponde una dispersione maggiore dei risultati. La lunghezza di rilassamento è infatti collegata alla prontezza del sistema: più la  $L_x$  è

$K_x$	-67%	-50%	-33%	-25%	-17%	-8%	0%	+8%	+17%	+25%	+33%	+50%	+67%	+100%	+133%
50%	14.9%	12.3%	10.5%	9.3%	8.7%	7.7%	7.7%	5.8%	5.8%	5.4%	4.9%	3.7%	3.6%	2.8%	2.5%
<i>Max</i>	12.3%	11%	9.9%	8.5%	7.8%	6.7%	6.4%	5.7%	4.9%	4.9%	4.4%	3.2%	3.4%	2.6%	2%
20%	10.4%	9.5%	8.6%	7.4%	6.7%	6%	5.6%	4.9%	4.4%	4.2%	3.9%	3.1%	2.8%	2.4%	2%
80%	21%	17%	15%	13.7%	13.1%	12%	12.9%	9.6%	11%	9.9%	9.1%	6.9%	8.5%	6.1%	7.7%

Tabella 4.8: Valori di scorrimento corrispondenti al 20-50-80% dei punti della cumulata e al massimo numero di ripetizioni per variazione di  $K_x$

$K_x$	-67%	-50%	-33%	-25%	-17%	-8%	0%	+8%	+17%	+25%	+33%	+50%	+67%	+100%	+133%
50%	13.3%	11.1%	10.2%	8.8%	8.5%	7.4%	7.5%	6.3%	6.2%	5.7%	4.9%	3.7%	3.6%	2.7%	2.6%
<i>Max</i>	11.4%	9.8%	9.8%	8.7%	8%	6.7%	6.2%	5.5%	5.2%	4.8%	4.3%	3.2%	2.8%	2.5%	2.3%
20%	9.9%	9%	8.6%	7.4%	7.1%	6%	5.8%	4.8%	4.5%	4.2%	3.8%	2.9%	2.7%	2.2%	2%
80%	18.5%	15%	13.3%	12.7%	11.9%	10.9%	11.8%	9.2%	11%	10.4%	9.6%	7.8%	10.1%	6.7%	9.3%

Tabella 4.9: Valori di scorrimento corrispondenti al 20-50-80% dei punti della cumulata dell'energia e al massimo valore di energia dissipata per variazione di  $K_x$

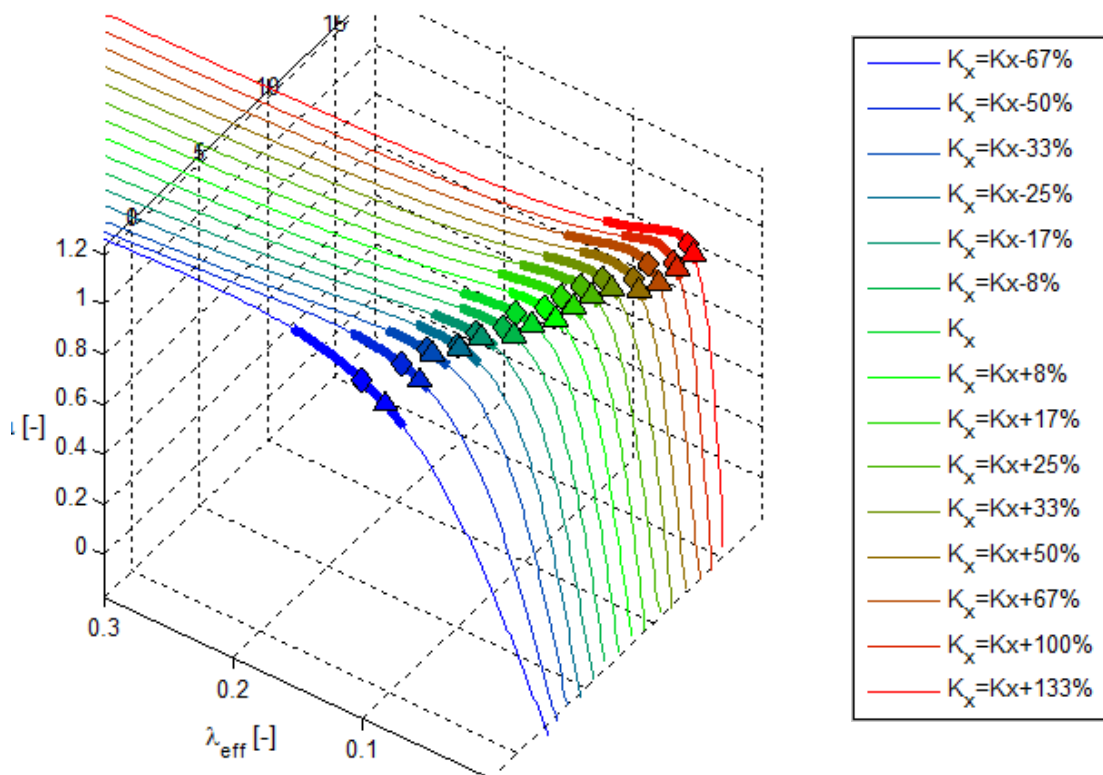


Figura 4.39: Distribuzione di energia dissipata dell'ABS ottenuta per una variazione di  $K_x$

bassa, più il sistema è pronto. Viene analogamente riportata in Figura 4.41 la risposta del sistema in termini di decelerazione longitudinale.

Anche in questo caso, è possibile rilevare che nel tratto a  $L_x$  bassa la ripetibilità migliora. Come nel caso precedente, poi, si nota che una variazione di  $L_x$  non ha grande influenza sulla decelerazione media, che si mantiene sempre in un intorno di 1.1 g. Viene poi riportato in Figura 4.42 il comportamento del sistema in funzione del numero di occorrenze dell'ABS.

Si nota che al variare di  $L_x$  la curva  $\mu-\lambda_{eff}$  non varia. Si nota inoltre che per valori compresi tra -15% e +20% il sistema ABS lavora su scorrimenti più elevati, il che porta il picco delle occorrenze in corrispondenza del valore di  $\lambda$  corrispondente al picco di  $\mu$ . Si può quindi concludere che il parametro considerato influenza solo lievemente la prestazione del sistema ABS. In Figura 4.43 è invece mostrato il comportamento del sistema in relazione all'energia dissipata.

Anche in questo caso, si nota che il sistema dissipa la maggior parte dell'energia in corrispondenza dei punti di massima occorrenza. Si possono

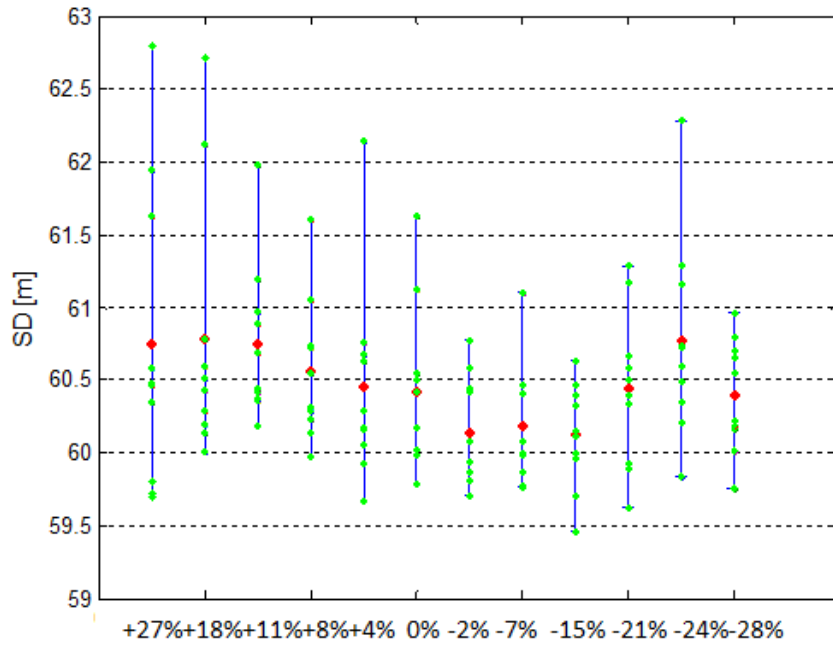


Figura 4.40: Spazi di frenata ottenuti per una variazione di  $L_x$

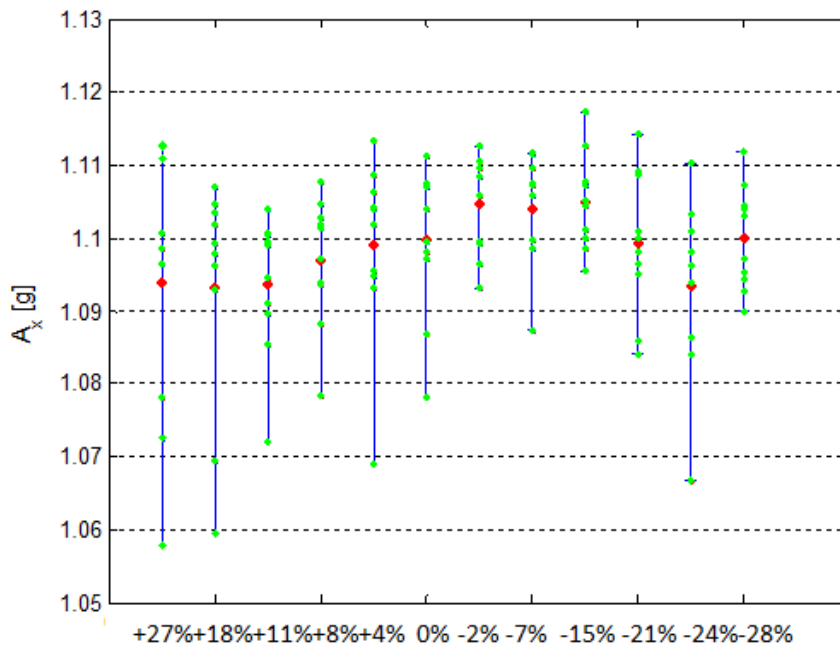


Figura 4.41: Decelerazioni longitudinali ottenute per una variazione di  $L_x$

quindi effettuare considerazioni simili a quanto visto in precedenza. Vengono riportati in Tabella 4.10 e 4.11 i valori di scorrimento caratteristici

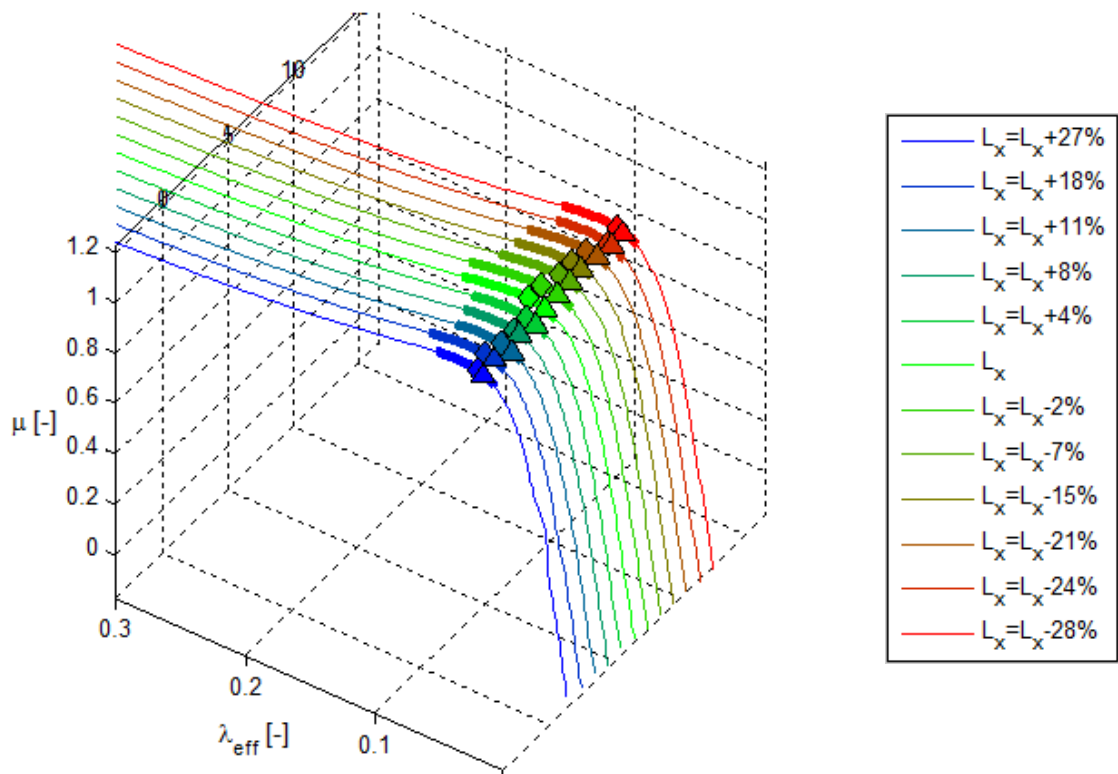


Figura 4.42: Distribuzione degli scorimenti attorno al valore di scorrimento corrispondente al picco di  $\mu$  ottenuta per una variazione di  $L_x$ .

della distribuzione di occorrenze e dei punti di energia trovati.

$L_x$	+27%	+18%	+11%	+8%	+4%	0%	-2%	-7%	-15%	-21%	-24%	-28%
50%	6.6%	6.9%	6.8%	6.8%	6.8%	7.7%	7.7%	7.4%	7.4%	7.2%	6.6%	6.9%
<i>Max</i>	6.1%	6.3%	5.8%	6.3%	6.1%	6.4%	6.5%	6.5%	6.5%	6.5%	6.3%	6.4%
20%	5.3%	5.5%	5.2%	5.7%	5.3%	5.5%	5.4%	5.8%	5.9%	5.6%	5.4%	5.4%
80%	9.8%	11.3%	10.2%	10.7%	11%	12.9%	13.4%	12%	11.8%	11.8%	10.6%	11.3%

Tabella 4.10: Valori di scorrimento corrispondenti al 20-50-80% dei punti della cumulata e al massimo numero di ripetizioni per variazione di  $L_x$

$L_x$	+27%	+18%	+11%	+8%	+4%	0%	-2%	-7%	-15%	-21%	-24%	-28%
50%	6.3%	7.2%	6.9%	6.8%	6.9%	7.5%	7.8%	7.4%	7.2%	7.2%	6.7%	6.9%
<i>Max</i>	5.8%	6.4%	5.7%	6.3%	6.2%	6.2%	6.7%	6.5%	6.6%	6.3%	6.1%	6.1%
20%	5.3%	5.6%	5.6%	5.7%	5.4%	5.5%	5.8%	5.8%	5.9%	5.6%	5.4%	5.4%
80%	9.4%	11.1%	9.8%	10.1%	10.4%	11.8%	12.9%	10.9%	11.1%	10.9%	10%	10.6%

Tabella 4.11: Valori di scorrimento corrispondenti al 20-50-80% dei punti della cumulata dell'energia e al massimo valore di energia dissipata per variazione di  $L_x$



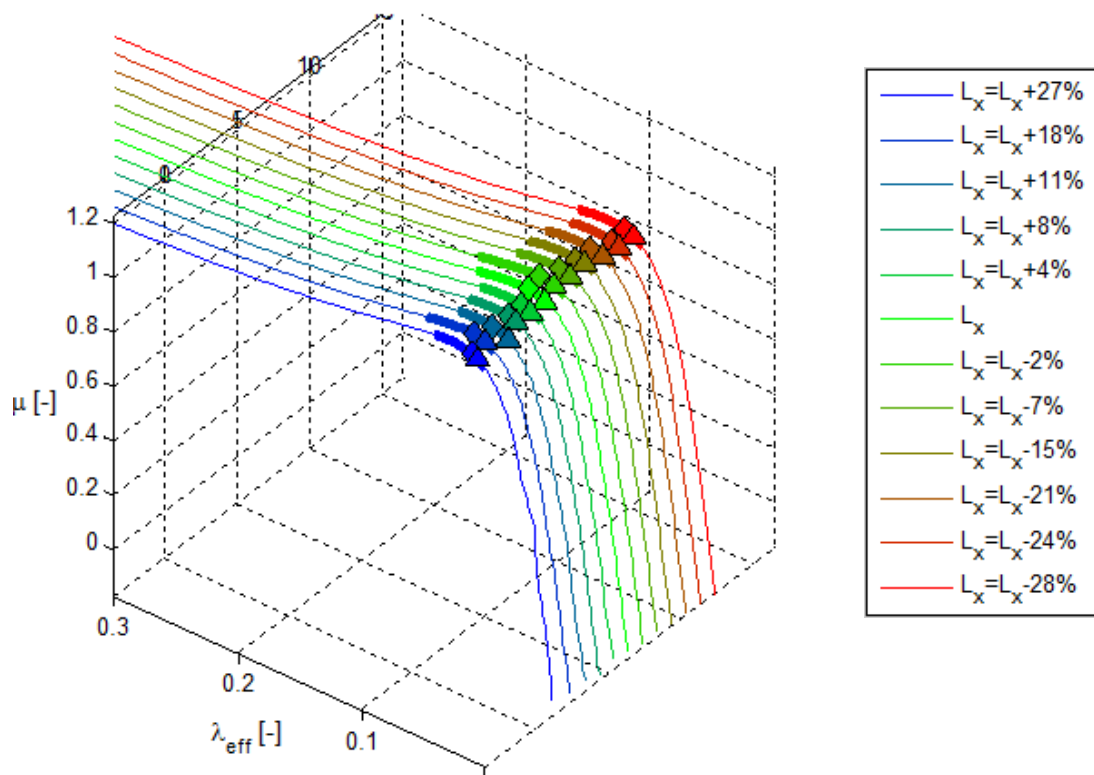


Figura 4.43: Distribuzione dell'energia dissipata dall'ABS per una variazione di  $L_x$



# Capitolo 5

## Conclusioni

Lo scopo di questo lavoro di tesi è stato quello di sviluppare una metodologia innovativa per classificare gli pneumatici in funzione delle prestazioni di un sistema ABS.

Per fare questo, è stato sviluppato un banco di prova sfruttando i principi della metodologia Hardware-in-the-Loop. Il banco costruito replica il funzionamento di un impianto frenante di un veicolo, comprensivo dell'impianto idraulico, della centralina ABS e delle pinze freno.

Ai fini della costruzione del banco, è stato sviluppato un modello software del veicolo a 9 gradi di libertà. Il modello software e la parte hardware del banco sono messe in comunicazione mediante una scheda di controllo dSpace, che permette di effettuare simulazioni real time sul banco.

Il modello sviluppato si è dimostrato in grado di simulare il comportamento del sistema reale in determinate condizioni di frenata. In particolare, il sistema ha dato risposte soddisfacenti su prove effettuate in condizioni di alta e bassa aderenza. Inoltre, il sistema si è rivelato in grado di rispondere a variazioni repentine del valore di aderenza, come mostrato in una prova di  $\mu$ -jump.

Successivamente, al fine di classificare gli pneumatici in funzione della risposta del sistema ABS, è stata condotta un'analisi di sensitività rispetto alla variazione di parametri caratteristici dello pneumatico.

L'analisi condotta ha permesso di ricavare il comportamento del sistema al variare del valore di questi parametri. Questo ha permesso di stabilire se uno pneumatico fosse o meno idoneo alla configurazione del sistema considerato (caratteristiche fisiche del veicolo, centralina ABS) a seconda della risposta rilevata.

Dati i risultati ottenuti, questo lavoro si pone come il punto di partenza per

possibili sviluppi futuri. Il lavoro fin qui svolto, infatti, può essere integrato da numerosi passi successivi:

- Come primo sviluppo, si può estendere l'analisi sin qui effettuata ad altri parametri caratteristici dello pneumatico in questione. Dato che in questo lavoro sono stati variati solamente i parametri liberi del modello black-box fornito da Pirelli Tyre, è possibile sbloccare nuovi parametri in ingresso al modello chiuso per valutarne l'influenza
- Un secondo passo che può essere effettuato è lo studio della possibilità di catalogare gli pneumatici in funzione di altre logiche di controllo diverse da quella implementata nella centralina montata sul banco. Per fare questo, è possibile tentare un approccio tramite modellazione software di una logica di controllo o mediante l'utilizzo di altre centraline.
- L'analisi sin qui condotta non è stata validata mediante il confronto con prove sperimentali condotte in pista. Un altro aspetto che può essere studiato è quindi la validazione dei risultati ottenuti con una campagna sperimentale in collaborazione con Pirelli Tyre.

# Appendice A

## ControlDesk

Nell'utilizzo del banco, si è rivelata necessaria una buona comprensione delle funzionalità della scheda di acquisizione dSpace e dell'interfaccia che ne permette l'utilizzo, ControlDesk. L'utilizzo del programma non è di immediata comprensione. Di seguito si è pensato quindi di riportare qualche aspetto implementativo che è stato necessario comprendere prima di procedere all'utilizzo delle funzionalità real time del banco.

### A.1 Scheda di acquisizione dSpace

La scheda DS1103 PPC Controller Board è una scheda utilizzabile in molte applicazioni di controllo rapido, quali ad esempio controllo di motori a induzione, robotica o, appunto, progettazione di controllori veloci per l'automotive. In particolare, questa scheda è consigliata in campo automotive in quanto può essere montata sia in laboratorio, sia su veicolo. La DS1103 ha una capacità di calcolo abbastanza elevata, utilizzando un processore PPC750GX che lavora ad una frequenza di circa 50 MHz: si noti che, per un lavoro in real time come quello effettuato, una alta potenza di calcolo della scheda è un requisito necessario. Un'altra ragione per cui la scheda dSpace è funzionale a questi scopi è che garantisce una comoda gestione dei canali I/O, tale da garantire affidabilità su un gran numero di sensori e attuatori. Non solo, ma questo modello di scheda dSpace presenta integrato un attacco per un canale CAN. Usata con l'interfaccia real time RTI, la scheda DS1103 è completamente programmabile dall'ambiente Simulink. Questo rappresenta il vero punto di forza della scheda, in quanto è possibile configurare da Simulink tutti gli ingressi e le uscite della scheda utilizzando dei blocchi dedicati. Per fare questo, vengono messi a disposi-

zione dei blocchi per la gestione degli input (blocchi A/D) e degli output (blocchi D/A), utilizzabili in Simulink con il minimo sforzo.

## A.2 Struttura di ControlDesk

ControlDesk è il software proprietario che viene fornito dalla casa costruttrice per l'utilizzo della scheda dSpace. In particolare, questo software è particolarmente adatto per lo sviluppo di controllori real-time, fornendo un ambiente comodo per la gestione di tutti gli aspetti. È stato quindi necessario approfondirne la struttura e le funzionalità di ControlDesk per poter utilizzare appieno la scheda. Vengono di seguito mostrate le principali finestre di lavoro di ControlDesk.

### Navigator

È la parte sulla sinistra della finestra di ControlDesk. Raccoglie 4 visualizzazioni:

- Experiment: mostra l'esperimento correntemente utilizzato.
- Instrumentation: mostra la lista dei layout e delle rispettive grafiche già sviluppate.
- Platform: mostra le piattaforme con cui ControlDesk è abilitato ad interfacciarsi, nel nostro caso Simulink e la scheda dSpace.
- CAN: mostra la comunicazione con il Bus CAN collegato all'impianto fisico.

### Tool Window

È la parte in basso della finestra di ControlDesk. Anche questa parte è divisa in 4 sezioni

- Log Viewer: mostra lo stato attuale della scheda, ad esempio se la simulazione è in stato di Run o di Stop.
- Interpreter: gestisce gli input per l'automazione del ControlDesk mediante script in Python.
- File Selector: permette di selezionare il file di interesse per il lavoro.
- Variable Browser: permette di scegliere, tra le variabili caricate, le variabili da tenere sotto controllo o da utilizzare.

## Work Area

È la parte centrale dell'interfaccia, quella in cui vengono sviluppati i layout di controllo.

Inoltre, ControlDesk mette a disposizione 3 diverse modalità di utilizzo:

- Edit Mode: questa modalità permette unicamente di costruire e modificare il layout del modello considerato. In questa fase, si possono acquisire gli strumenti icone necessari dai menù a destra *Virtual Instruments* e *Data Acquisition*. In questa fase non è possibile agire sul contenuto dei blocchi selezionati.
- Test Mode: permette di impostare le preferenze sui blocchi precedentemente implementati nel layout. Un esempio può essere il setting delle impostazioni sul blocco relativo all'acquisizione dati (Capture-Settings) o la scalatura dei grafici.
- Animation Mode: è la modalità in cui viene effettivamente fatta partire la simulazione. Si noti che è possibile accedere all'Animation Mode solamente dopo aver fatto partire la simulazione in Test Mode.

## A.3 Utilizzo di ControlDesk per simulazioni

La principale utilità di ControlDesk è che permette di collegare la scheda di acquisizione dSpace 1103 ad uno schema di controllo Simulink precedentemente sviluppato. In un certo senso, ControlDesk permette di collegare uno schema Simulink direttamente al sistema fisico mediante l'utilizzo della scheda dSpace. Si suppone quindi di aver precedentemente preparato un modello Simulink da implementare sulla dSpace e di concentrarsi solo sull'utilizzo di ControlDesk. Siccome l'ambiente ControlDesk si è dimostrato un ambiente piuttosto rigido, viene spiegata di seguito passo per passo la corretta procedura di apertura del modello Simulink. Il carattere di questa trattazione è molto pratico, vista la carenza di materiale didattico adeguato.

**Passo 1: aprire ControlDesk.** Per fare ciò, è necessario aprire l'icona dal desktop del pc con un semplice doppio clic. Una volta fatto questo, è bene aspettare qualche secondo che l'inizializzazione della comunicazione con la scheda venga effettuata con successo. Il corretto esito di questa operazione verrà segnalato nella sezione Log Viewer

del Tool Window di ControlDesk. Si noti che nella sezione Platform del Navigator di ControlDesk è presente l'icona Simulink. È bene non utilizzare direttamente questa icona per aprire il file Simulink da inizializzare. Il motivo è che in questo modo le variabili di interesse non vengono caricate automaticamente su ControlDesk. Se si utilizzasse questa icona, quindi, bisognerebbe caricare a mano, valore per valore, ogni variabile utilizzata, e questo risulta scomodo a causa del grande numero di variabili di interesse.

### **Passo 2: preparazione del file Simulink**

Si noti che, per quanto riguarda il modello, è necessario inizializzare anche i parametri ricavati. Il file Simulink viene quindi sempre lanciato attraverso un opportuno file sorgente di Matlab che inizializza direttamente i parametri. Supponendo di avere a disposizione il modello Simulink pronto per la simulazione, è necessario ora modificare le impostazioni della simulazione stessa. Per fare ciò, necessario entrare nel menù *Simulation* ⇒ *Configuration Parameter* e impostare le seguenti direttive:

- Solver: Assicurarsi che il tipo di risoluzione sia *fixed-step* e controllare il *fixed-step size*.
- Optimization: Accertarsi di rimuovere la spunta relativa al *Block reduction*.
- Real-Time Workshop: Selezionare nel *System target file* il file *rti1103.tlc* utilizzando il pulsante *Browse*. In questo modo le impostazioni sono già ottimizzate per la scheda utilizzata.

Una volta selezionate queste impostazioni, è necessario applicarle al sistema (tasto *Apply*) e buildare il sistema mediante il tasto *Build*. L'operazione di building permette di generare il codice Matlab che viene scritto sulla scheda dSpace e che verrà poi utilizzato su ControlDesk, agendo direttamente sul Real-Time.

È ora evidente come mai questo processo sia più intelligente della scrittura delle singole variabili una per una. Il processo di build infatti permette di caricare sulla scheda dSpace, oltre al codice, anche le variabili di interesse. Questo permette un notevole risparmio di tempo ed evita errori umani che potrebbero facilmente capitare a fronte di un gran numero di variabili da inserire manualmente sulla scheda



### **Passo 3: utilizzare ControlDesk.**

L'ultimo passo prevede l'utilizzazione vera e propria di ControlDesk. Per prima cosa è quindi necessario creare un layout o aprirne uno preventivamente creato adatto agli scopi del lavoro. Una volta costruito il layout di interesse, si rende necessario passare in Test Mode e settare le modalità di interesse per quanto riguarda l'acquisizione dati.

Infine, dal Test Mode si fa ripartire la simulazione (che parte automaticamente al lancio di Simulink) e si passa all'Animation Mode, dove è necessario far partire l'acquisizione dati manualmente mediante l'apposito tasto del CaptureSettings. In particolare, la modalità di acquisizione è un aspetto cruciale del lavoro: bisogna infatti porre attenzione all'asse dei tempi che viene utilizzato nell'acquisizione

# Bibliografia

- [1] Cheli, F., Concas, A., Giangiulio, E., Sabbioni, E., “A simplified ABS numerical model: Comparison with HIL and full scale experimental tests”, *Computers and Structures* 86, 2008, pp. 1494-1502.
- [2] Sabbioni, E., Cheli, F., D’Alessandro, V., “Analysis of ABS/ESP Control Logics Using a HIL Test Bench”, *SAE Technical Paper 2011-01-0032*, 2011.
- [3] Jaiswal, M., Mavros, G., Rahnejat, H., King, P.D., “Influence of tyre transience on anti-lock braking”, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, Journal of Multi-body Dynamics March 1, 2010 vol. 224 no. 1 1-17.
- [4] Sabbioni, E., Braghin, F., “A Dynamic Tire Model for ABS Maneuver Simulations”, *Tire Science and Technology*, June 2010, Vol. 38, No. 2, pp. 137-154.
- [5] Gerard, M., Pasillas-Lépine, W., de Vries, E., Verhaegen, M., ”Improvements to a five-phase ABS algorithm for experimental validation”, *Vehicle System Dynamics*, Vol. 50, No. 10, October 2012, 1585–1611
- [6] Pacejka H. B., ”Tyre and Vehicle Dynamics”, Oxford: Butterworth Heinemann Editions, 2002.
- [7] Bosch GmbH, ”Automotive Handbook”, SAE International, 1996.
- [8] Cheli F., Leo E., Melzi S., Mancosu F., Giangiulio E., Arosio D., ”Implementation of a 14 d.o.f. model for the prediction of vehicle dynamics and its interaction with active control systems”, Tyre Technology Expo 2006, Stuttgart, Germany, 2006.

- [9] Velardocchia, M., Sorniotti, A., "Hardware-In-the-Loop to Evaluate Active Braking Systems Performance," SAE Technical Paper 2005-01-1580, 2005.
- [10] T. Bach. "Real-time simulation in anti-lock brake system development based on a personal computer.", VDI 6th International Congress Measurement and Testing Techniques in Automotive Industry, 1992.
- [11] T. Bach, H. Schmitt, W. Schwanke, and H.-J. Tumbrink. "Roadrunner real-time simulation in anti-lock system development." SAE Paper.
- [12] Bridgestone/Firestone. "Method of monitoring conditions of vehicle tires and tires containing a monitoring device therein." U.S. Patent 5 573 611, 1996.
- [13] M. Zandonella Callegher. "Manuale d'uso al banco prova HiL con centralina TRW.", Master's thesis, Politecnico di Milano, 2011.
- [14] A. Collina. Appunti del corso di sistemi mecatronici.
- [15] M. Sbroisi. "Sviluppo di nuovi sistemi di controllo attivo per la stabilità del veicolo basati sulla caratterizzazione in real time dell'area di impronta mediante CyberTMTyre", Master's thesis, Politecnico di Milano, 2011.
- [16] G. Diana and F. Cheli. "Dinamica dei Sistemi Meccanici, volume 2."
- [17] E. de Bruijn, M. Gerard, M. Corno, M. Verhaegen, and E. Holweg. "On the performance increase of wheel deceleration control through force sensing."
- [18] C. Erbert and C. Jones. "Embedded software: Facts, figures, and future.", IEEE Computer Society Press, 2009.
- [19] M. Gerard, M. Corno, M. Verhaegen, and E. Holweg. "Two-phase anti-lock braking system using force measurement."
- [20] Bosch GmbH. "Driving-safety systems - 2nd edition.", SAE International, 1996.
- [21] H. Hansellmann. "Advances in desktop hardware-in-the-loop simulation.", SAE Paper, 1997.

- [22] U. Kiencke and L. Nielsen. "Automotive Control Systems.", Berlin, 2000.
- [23] Corso LabVIEW. "Introduzione alla Programmazione CAN.", National Instruments, 2009.
- [24] W. Pasillas-Lepine. "Hybrid modeling and limit cycle analysis for a class of five-phase anti-lock brake algorithms.", Vehicle System Dynamics, 2006.
- [25] E. Sabbioni. "Sistemi di controllo attivo per la stabilità laterale negli autoveicoli: analisi sperimentale, modellazione e soluzioni innovative.", PhD thesis, Politecnico di Milano, 2007.
- [26] S. M. Savaresi and M. Tanelli. "Active Braking Control Systems Design for Vehicles." London, 2010.
- [27] S. M. Savaresi. Appunti del corso di Automazione nei veicoli, 2012.
- [28] H. Shuette and P. Waeltermann. "Hardware-in-the-loop testing of vehicle dynamics controller - a technical survey." SAE International, 2005.
- [29] G. Spada. "Sviluppo sperimentale di un banco prova Hardware in the loop per l'analisi di sistemi abs/ebd/esp.", Master's thesis, Politecnico di Milano, A. A. 2008 - 2009.
- [30] A. Tewari. "Modern Control Design with Matlab and Simulink." John Wiley and Sons, Ltd, 2002.
- [31] A. van Zanten, R. Erhardt, G. Pfaff, and F. Kost. "Control aspects of the bosch-vdc." In AVEC 96: Internation Symposium on Advanced Vehicle Control, 1996.
- [32] J. Y. Wong. Theory of ground vehicles. 2001.
- [33] P.W.A. Zegelaar. "The dynamic Response of Tyres to Brake Torque Variations and Road Unevenness.", PhD thesis, Delft University of Technology, 1998.