

POLITECNICO DI MILANO

Facoltà di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea in
Ingegneria Meccanica



**Sviluppo sperimentale di un banco prova “hardware in the loop”
per l’analisi dei sistemi ABS/EBD/ESP**

Relatore: Prof. Edoardo SABBIONI

Co-relatore: ing. Vincenzo D’ALESSANDRO

Tesi di Laurea di:

Giampaolo SPADA Matr. 722186

Anno Accademico 2008 - 2009

*Ai miei genitori
e ad Alessandra*

Ringraziamenti

Alla fine di questo percorso di tesi così lungo e che lascerà senza dubbio una traccia indelebile nei miei ricordi sento il bisogno di ringraziare tutti coloro i quali mi sono stati vicini e mi hanno aiutato nelle difficoltà.

Un sentito ringraziamento va all'ing. Edoardo Sabbioni per i suoi preziosi consigli e tutto l'aiuto che è riuscito a darmi, seguendo sempre da vicino il mio lavoro ed accompagnandomi in questo lungo percorso con disponibilità e grande professionalità. Desidero ringraziare altrettanto vivamente l'ing. Vincenzo D'Alessandro che si è rivelato essere quasi un compagno di tesi per me: lavorando fianco a fianco e confrontandosi apertamente è stato possibile risolvere tutti i vari problemi che si sono presentati, anche quelli che all'inizio sembravano insormontabili.

Ringrazio il professor Cheli che mi ha dato l'opportunità di svolgere questo progetto all'interno del Dipartimento di Dinamica e grazie al quale ho potuto ampliare le mie conoscenze e mettere in pratica gli insegnamenti ricevuti. Un ringraziamento in particolare lo meritano il prof. Mapelli, l'ing. Tarsitano, il prof. Mauri, l'ing. Tosi, l'ing. Sbrosi, l'ing. Castelnuovo e l'ing. G, e tutti coloro che, anche se non direttamente collegati con il mio lavoro di tesi, sono stati sempre disponibili e mi hanno saputo aiutare a risolvere problemi che non sarei stato in grado di affrontare senza il loro aiuto.

Un ringraziamento speciale lo devo ai miei genitori, a mia sorella Alessandra e allo zio Giorgio che mi sono stati sempre vicini in tutti questi anni e mi hanno supportato nei momenti più difficili credendo sempre in me e appoggiando le mie scelte.

Non posso fare a meno di ringraziare i compagni di questo lungo viaggio, Vallo, Paolo G., Mattia, Sconfy, Gabriele, Maria, Paolo S., Nico e Dario, tutti amici veri per me e senza i quali la strada percorsa mi sarebbe sembrata troppo lunga. Desidero ringraziare inoltre i ragazzi della Formula Student e tutti gli altri compagni di avventura che ho avuto l'occasione di conoscere in questo periodo di tesi all'interno del Dipartimento di Meccanica.

Vorrei ringraziare infine tutti quelli che non ho citato, ma il cui aiuto, in un modo o nell'altro, si è rivelato prezioso.

Indice Generale

Introduzione

1.	Stato dell'arte	1
1.1.	Sistema antibloccaggio delle ruote ABS	1
1.1.1.	Dinamica della ruota frenata	2
1.1.2.	Logiche di controllo	5
1.2.	Ripartitore elettronico di frenata EBD	10
1.2.1.	Curva di ripartizione ideale della frenata	11
1.2.2.	Il ripartitore elettronico di frenata EBD	16
1.3.	Il sistema di controllo della trazione TCS/ASR.....	17
1.4.	Il sistema di controllo elettronico della stabilità ESP	18
1.4.1.	La dinamica del veicolo in curva	18
1.4.2.	Principi di funzionamento	23
1.4.3.	Esempi di applicazione.....	31
2.	Descrizione dell'impianto frenante.....	35
2.1.	Impianto tradizionale.....	36
2.1.1.	Pedale freno	36
2.1.2.	Servofreno	37
2.1.3.	Pompa doppia	39
2.1.4.	Schema idraulico: tubazioni di collegamento	41
2.1.5.	Pinze freno.....	42
2.2.	Impianto ABS/ESP	43
2.2.1.	Gruppo elettroidraulico	43
2.2.2.	Sensori del sistema ABS/ESP	48
3.	Modello del veicolo	55
3.1.	Equazioni di moto della cassa.....	55
3.2.	Equazioni di moto delle ruote	60
3.3.	Motore	61
3.4.	Forze di contatto	62
3.5.	Modello del pilota	66
3.6.	Validazione del modello	67
3.6.1.	Descrizione del veicolo	68

3.6.2.	Strumentazione di misura e descrizione delle manovre.....	68
3.6.3.	Confronto tra modello numerico e risultati sperimentali.....	70
3.6.4.	Conclusioni	77
4.	Hardware in the Loop.....	79
4.1.	Tecniche HiL applicate alle ECU	79
4.2.	Flusso dei dati all'interno del banco HiL.....	82
4.3.	I componenti del banco HiL.....	86
4.3.1.	Impianto frenante	86
4.3.2.	Trasduttori di pressione	89
4.3.3.	Attuatore Idraulico	90
4.3.4.	Scheda dSPACE e software di interfaccia ControlDesk	91
4.4.	Emulazione dei segnali all'interno del banco HiL	93
4.4.1.	CAN Bus all'interno del veicolo.....	94
4.4.2.	Procedure d'inizializzazione.....	101
4.4.3.	Emulazione dei sensori e delle ECU.....	102
5.	Risultati	108
5.1.	Ripartitore elettronico della frenata EBD.....	108
5.1.1.	Influenza della velocità di applicazione del carico	112
5.1.2.	Influenza della velocità del veicolo	113
5.1.3.	Influenza del carico.....	115
5.2.	Sistema Antibloccaggio delle ruote ABS.....	118
5.2.1.	Prove in Alta aderenza	120
5.2.2.	Influenza della velocità iniziale	125
5.2.3.	Influenza della velocità di applicazione del carico	128
5.2.4.	Prove in Bassa aderenza	129
5.2.5.	Prove di μ -jump	135
5.2.6.	Prove di μ -split.....	143
5.3.	Sistema di controllo della stabilità ESP	146
5.3.1.	Confronto dei risultati ottenuti.....	153

Conclusioni

Appendice A – Introduzione alla rete CAN..... i

Appendice B - xv

Bibliografia

Introduzione

Oggi giorno la sicurezza rappresenta senza dubbio uno dei temi più sentiti e di maggiore interesse nella progettazione di un autoveicolo, e difatti le vetture vengono dotate di un numero sempre maggiore di dispositivi atti a preservare i passeggeri in caso di incidente o evitare che questi si verifichino. Si parla di sistemi di sicurezza passivi quando ci si riferisce agli elementi funzionali il cui scopo è quello di tutelare i passeggeri a fronte di una collisione (ad esempio airbag o cinture di sicurezza) mentre i sistemi di sicurezza attiva permettono al guidatore di avere un maggior controllo della vettura in condizioni critiche e quindi di evitare o quantomeno ridurre le situazioni di potenziale pericolo. L'importanza di questi sistemi nel prevenire incidenti stradali e situazioni di pericolo è universalmente riconosciuta tant'è che sono sempre più utilizzati sulle vetture di serie o resi obbligatori per legge.

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 affiancati il dispositivo EBD (Electronic Brake Distribution), la cui funzione è la distribuzione ottimale delle forze di frenatura tra l'asse anteriore e posteriore del veicolo, e il TCS (Traction Control System), dedicato alla gestione della coppia motrice fornita alle ruote in fase di accelerazione. Nelle vetture di ultima generazione questi dispositivi sono molto spesso integrati all'interno di un sistema di controllo completo della dinamica del veicolo, noto con l'acronimo ESP (Electronic Stability Program). Il sistema ESP a partire dalle misure effettuate a bordo veicolo tramite opportuni sensori, è in grado di stimare la condizione di moto attuale e confrontarla con la condizione di moto desiderata, ricavata a partire dagli input del pilota. La logica di controllo si occupa quindi di minimizzare la differenza tra il moto desiderato e il moto effettivo intervenendo sulla dinamica del veicolo attraverso l'applicazione di coppie frenanti differenziate sulle singole ruote.

Pur essendo noti i principi generali di ciascuno di questi sistemi attivi di controllo, rimangono per lo più ignote le logiche che ne governano il funzionamento, descritte solo superficialmente nelle fonti disponibili in letteratura poiché coperte da segreto industriale. Il presente lavoro di tesi nasce proprio dalla necessità di sopperire alla scarsità di informazioni presenti in letteratura attraverso la realizzazione di un banco prova "*hardware in the loop*" (HiL) per l'analisi dei sistemi di controllo ABS/EBD/ESP. L'idea che sta alla base delle tecniche HiL è quella di interfacciare al componente da analizzare, fisicamente disponibile e correttamente funzionante, un modello numerico, in

grado di fornire gli input necessari al suo funzionamento. I comandi generati dal componente fisico sono invece forniti come input per il modello numerico in un collegamento ad anello chiuso. Nell'applicazione delle tecniche HiL allo studio dei controllori ABS/ESP la parte hardware, reale e funzionante, è rappresentata dall'intero impianto frenante della vettura, comprensivo della centralina di controllo, che si interfaccia e scambia informazioni in maniera opportuna con un modello numerico di veicolo (parte software, vedi Figura 1).

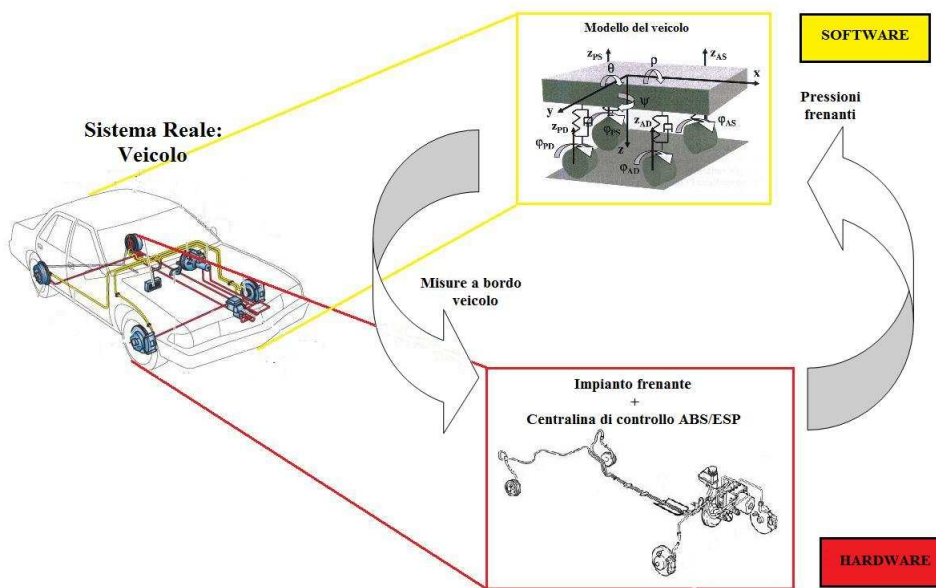


Figura 1 – Parte Hardware e parte Software all'interno dell'HiL.

Il banco HiL rappresenta un punto d'osservazione privilegiato per lo studio del comportamento dei sistemi di controllo ABS,EBD ed ESP nelle varie situazioni di guida grazie alle sue caratteristiche che garantiscono:

- ripetibilità delle prove
- riduzione dei tempi e dei costi di prova
- elevata automatizzazione
- elevati standard di sicurezza per gli operatori
- possibilità di indagare situazioni difficilmente riproducibili nella realtà

Il presente lavoro di tesi ha coinvolto pertanto tutti gli aspetti della realizzazione sperimentale del banco HiL, dalla realizzazione fisica e la messa in opera della parte hardware, all'implementazione del modello del veicolo validato e in grado di fornire in maniera appropriata e coerente tutti i segnali necessari al funzionamento dei sistemi ABS/EBD/ESP.

Tramite le simulazioni sul banco HiL è stato quindi possibile indagare la metodologia d'intervento dei sistemi di controllo in esame in differenti condizioni di marcia.

Il lavoro di tesi è stato pertanto strutturato nei seguenti Capitoli:

Capitolo 1: Nel primo Capitolo verranno introdotti i sistemi di controllo attivi oggetto del presente studio e le informazioni disponibili sulle logiche di funzionamento reperibili in letteratura.

Capitolo 2: La realizzazione del banco HiL è stata possibile solo in seguito ad un'attenta analisi ed una profonda conoscenza degli elementi costruttivi di un autoveicolo su cui agiscono i dispositivi di controllo ABS/EBD/ESP: nel Capitolo 2 è stato descritto in dettaglio l'intero impianto frenante presente all'interno dell'autoveicolo, puntando l'attenzione sul sistema elettroidraulico che permette la modulazione della pressione sulle pinze freno.

Capitolo 3: Il passo successivo è stato l'implementazione di un modello di veicolo completo che permettesse di riprodurre in maniera fedele il comportamento della vettura nelle diverse condizioni di moto all'interno del banco HiL. Il modello implementato è un sistema a corpi rigidi caratterizzato da 14 gradi di libertà, sei dei quali riferiti al moto nello spazio della cassa, quattro relativi agli spostamenti verticali delle ruote, mentre i restanti quattro sono relativi alle rotazioni rigide delle ruote.

Poiché ha poco senso utilizzare tecniche raffinate come l'HiL se non si dispone di un modello di veicolo capace di fornire al sistema di controllo il comportamento dinamico del veicolo per il quale è predisposto, in questo lavoro di tesi è stata condotta una campagna di prove sperimentali per validare il modello e identificare con maggiore precisione i parametri meno noti.

Capitolo 4: Nel Capitolo 4 verrà presentata l'architettura del banco prova "hardware in the loop" realizzato, attraverso la descrizione dettagliata dei componenti e mettendo in luce le problematiche affrontate inerenti l'emulazione dei segnali e delle procedure di inizializzazione. Per il corretto funzionamento del controllore all'interno del banco HiL è stato necessario ricreare tutti gli input forniti dal veicolo in maniera corretta e coerente con lo stato del sistema durante la manovra simulata. Alcuni di questi input sono

forniti al sistema di controllo tramite un collegamento diretto, (ad esempio la velocità angolare delle quattro ruote o l'interruttore pedale freno) mentre molti altri segnali vengono forniti alla centralina tramite la rete CAN: è stato necessario pertanto riprodurre tutte le informazioni provenienti dai sensori e dalle altre ECU collegati tra loro tramite rete CAN e ricreare all'interno del modello lo scambio di informazioni e le procedure di inizializzazione e verifica dei sensori. Questo ha comportato una profonda conoscenza del protocollo che regola le comunicazioni all'interno della rete CAN e ancor più dei segnali che vi transitano durante il normale funzionamento del veicolo.

Capitolo 5: Una volta verificato il corretto funzionamento del sistema di controllo all'interno del *test bench*, è stata condotta una campagna di prove attraverso una serie di manovre standard con intervento dei sistemi ABS/EBD/ESP. Attraverso il confronto delle prove in condizioni di funzionamento differenti è stato possibile valutare i benefici introdotti dal sistema in termini di guidabilità e riduzione degli spazi d'arresto nonché i suoi limiti fisici. Si è cercato quindi di identificare la logica alla base del funzionamento dei sistemi ABS/EBD/ESP, riconoscendo i principi generali descritti in letteratura e individuando quelli non descritti attraverso lo studio dettagliato dell'intervento del sistema di controllo nelle diverse condizioni di funzionamento.

Capitolo 1

Stato dell'arte

La sicurezza rappresenta oggi uno dei temi più sentiti e di maggiore interesse nella progettazione di un autoveicolo, basti pensare alla quantità sempre crescente di dispositivi di cui può essere dotata una vettura al fine di preservare i passeggeri in caso di incidente o evitare che questi si verifichino. In ambito di sicurezza, si parla di sistemi passivi quando ci si riferisce agli elementi funzionali, come airbag, cinture di sicurezza o barre anti-intrusione alle portiere, il cui scopo è quello di tutelare i passeggeri a fronte di una collisione. Si parla invece di sicurezza attiva quando ci si riferisce a quei sistemi che permettono al guidatore di avere un maggior controllo della vettura in condizioni critiche e quindi di evitare o quantomeno ridurre le situazioni di potenziale pericolo. Oggigiorno l'importanza di questi sistemi nel prevenire incidenti stradali e situazioni di pericolo è universalmente riconosciuta e questi dispositivi sono largamente utilizzati su tutte le vetture di serie o obbligatori per legge. I sistemi di sicurezza attiva hanno subito una costante evoluzione nel corso degli anni, grazie anche alla crescente disponibilità di tecnologie avanzate a prezzi relativamente ridotti. Già dall'inizio del XX secolo si erano intuiti i vantaggi in termini di guidabilità di un sistema antipattinamento delle ruote e vennero assegnati i primi brevetti. Come vedremo diffusamente nel seguito un comune guidatore può facilmente perdere il controllo del veicolo in condizioni di frenata al limite: il sistema di controllo evita il bloccaggio delle ruote e garantisce, ad esempio, la possibilità di cambiare la traiettoria del veicolo durante una brusca frenata. La nascita dei primi sistemi di controllo attivo negli autoveicoli risale a circa trent'anni fa: nel 1978 il primo sistema di ABS era disponibile per la prima volta come optional sulle vetture classe S della Mercedes Benz e poco tempo dopo sulla serie 7 della BMW.

In seguito al sistema di antipattinamento delle ruote vennero affiancate altre funzioni come la ripartizione elettronica della frenata e il controllo della trazione, finché non è stata abbandonata l'idea di migliorare il comportamento del veicolo in alcune particolari situazioni di guida e si è entrati nell'ottica di un'ottimizzazione d'insieme del comportamento dinamico della vettura.

Nei paragrafi successivi saranno presentati i sistemi di controllo attivo del veicolo più utilizzati dalle case automobilistiche con l'intento di seguire il percorso evolutivo di questi sistemi e comprenderne appieno le potenzialità e i limiti. Saranno inoltre introdotte le logiche di controllo così come vengono presentate dalle case produttrici.

1.1 Sistema antibloccaggio delle ruote ABS

Il sistema antibloccaggio delle ruote, largamente presente sul mercato con l'acronimo ABS (*Antilock Braking System*) permette di evitare il pattinamento delle ruote in fase di frenata, garantendo la direzionalità del veicolo da parte del guidatore. Il sistema è

in grado di riconoscere le condizioni al contatto pneumatico-strada su ciascuna ruota stimando il coefficiente di attrito in modo da garantire un intervento ottimale. Il sistema deve garantire un'affidabilità particolarmente elevata e consentire la frenatura del veicolo anche in condizioni di avaria o malfunzionamento. Scopo principale del sistema ABS è garantire il miglior compromesso tra riduzione degli spazi di arresto e mantenimento della direzionalità della vettura. Inoltre un sistema ABS deve garantire:

- adattabilità alle differenti condizioni in cui il veicolo può trovarsi (condizioni o distribuzione del carico/peso) o in cui si possono trovare gli pneumatici (usura o pressione di gonfiaggio)
- rapidità di adeguamento a cambiamenti della superficie stradale anche quando si presentano condizioni di attrito differenti sui due lati del veicolo in modo da ritardare la formazione del momento imbardante
- garantire il funzionamento dell'impianto frenante anche in caso di avaria o malfunzionamento.

L'impianto ABS viene montato in parallelo con l'impianto idraulico dei freni in modo da garantire la frenatura anche in caso di malfunzionamento o avaria. Al fine di analizzare più dettagliatamente il funzionamento dell'ABS conviene richiamare brevemente i concetti fondamentali relativi alla dinamica della ruota in fase di frenata.

1.1.1 Dinamica della ruota frenata

Per descrivere la dinamica della ruota frenata si può fare riferimento al modello a un quarto di veicolo rappresentato in Figura 1.1. Tale modello permette di descrivere il moto longitudinale del veicolo nell'ipotesi di trascurare l'influenza della geometria della sospensione.

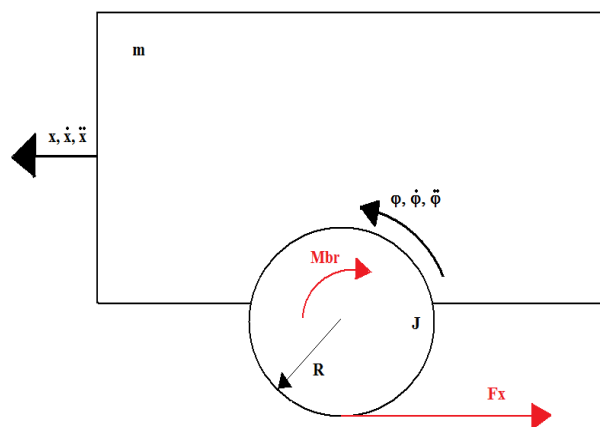


Figura 1.1 – Modello a un quarto di veicolo.

Per il sistema in Figura 1.1 sono valide le seguenti equazioni:

$$\begin{cases} m \cdot \ddot{x} - F_x = 0 \\ J \cdot \ddot{\phi} - M_{br} + F_x \cdot R = 0 \end{cases} \quad (1.1)$$

dove m è la massa del quarto di veicolo, J è il momento di inerzia della ruota, R il raggio di rotolamento, M_{br} la coppia frenante, x lo spostamento del centro della ruota e ϕ la rotazione dello pneumatico. Affinché lo pneumatico possa trasmettere una forza longitudinale F_x deve esistere uno scorrimento, ossia una differenza tra la velocità del centro ruota e la velocità periferica della stessa:

$$\lambda = \frac{\dot{x} - \dot{\phi} \cdot R}{\dot{x}} \quad (1.2)$$

La forza longitudinale F_x può essere espressa come il prodotto del coefficiente di attrito per il carico verticale F_z :

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

dove μ_x è il coefficiente d'attrito istantaneo impiegato. Il coefficiente di attrito μ_x dipende da diversi parametri tra cui i più importanti sono lo scorrimento λ , il carico verticale F_z , l'angolo di deriva dello pneumatico α e le condizioni della superficie stradale, generalmente indicate attraverso il valore massimo del coefficiente d'attrito impiegabile μ_{xMAX} .

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

La dipendenza del coefficiente di attrito dallo scorrimento per diverse condizioni della superficie stradale è riportata nella Figura 1.2. Nel primo tratto lineare della curva la ruota riesce a trasmettere correttamente la forza longitudinale, fino all'area indicata con la campitura che definisce il campo di intervento dell'ABS, ovvero l'area in cui si riesce ad ottenere la massima forza al contatto. Nel tratto successivo, si ha invece una zona di instabilità in cui la forza decresce con l'aumentare dello scorrimento, fino al raggiungere il macroslittamento e il bloccaggio dello pneumatico. L'ABS opera dunque modulando la pressione frenante sulle ruote interessate, al fine di limitare lo scorrimento all'interno della zona tratteggiata, garantendo quindi una condizione di contatto ottimale per la trasmissione delle forze di frenatura.

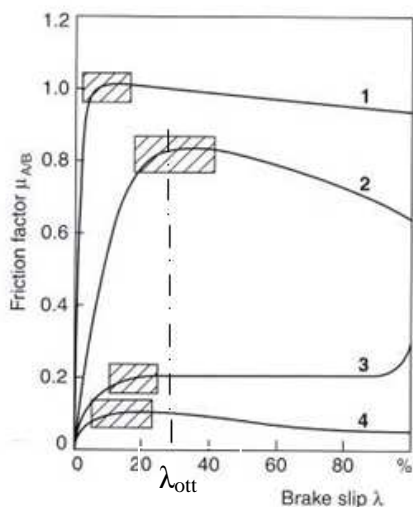


Figura 1.2 – Coefficiente d’attrito in direzione longitudinale in funzione dello scorrimento λ . Le diverse curve rappresentano differenti condizioni d’attrito: cemento asciutto (1), asfalto bagnato (2), neve (3), ghiaccio (4).

Finché lo scorrimento dello pneumatico è nella zona lineare stabile, la decelerazione della ruota è contenuta poiché lo pneumatico è in grado di generare una forza longitudinale che si oppone alla coppia frenante imposta. In tale zona della curva $\mu_x(k)$ avremo che:

$$F_x = C_\lambda \cdot \lambda = C_\lambda \cdot \frac{\dot{x} - \dot{\phi} \cdot R}{\dot{x}} \tag{1.5}$$

dove C_k rappresenta la rigidezza di scorrimento, ovvero la pendenza della curva F_x in funzione di λ calcolata per $\lambda = 0$. Sostituendo l’espressione precedente nelle equazioni di equilibrio della ruota otteniamo:

$$J \cdot \ddot{\phi} - M_{br} + C_\lambda \cdot R - \frac{C_\lambda \cdot R^2}{\dot{x}} \dot{\phi} = 0 \tag{1.6}$$

La precedente espressione, supponendo \dot{x} costante, descrive la dinamica di un sistema del primo ordine nella variabile $\omega = \dot{\phi}$ con tempo caratteristico τ .

$$\tau \cdot \dot{\omega} - \omega + \frac{\dot{x}}{R} - \frac{\tau}{J} M_{br} = 0 \tag{1.7}$$

$$\tau = \frac{J \dot{x}}{C_\lambda R^2} \tag{1.8}$$

Come è possibile osservare per la curva 2 di Figura 1.2 per valori di scorrimento maggiori di λ_{lim} la forza longitudinale che lo pneumatico può fornire diminuisce leggermente, cosicché, se la coppia frenante continua ad aumentare, essa provocherà

forti decelerazioni e porterà ben presto la ruota al bloccaggio. Se si considera anche che è necessario mantenere la sensibilità ai comandi di sterzo, bisogna riferirsi ad una condizione di attrito combinato nell'area di contatto tra pneumatico e superficie stradale. Analogamente a quanto detto precedentemente, anche la forza trasversale F_y , necessaria a garantire la tenuta laterale del veicolo, può essere espressa come:

$$F_y = \mu_y \cdot F_z \quad (1.9)$$

dove μ_y è il coefficiente d'attrito in direzione trasversale. Dalla Figura 1.3 è possibile osservare come all'aumentare dello scorrimento dello pneumatico diminuisca μ_y e quindi anche la forza laterale trasmissibile.

Il bloccaggio delle ruote, pertanto, oltre ad aumentare lo spazio di frenata a causa del minore valore di aderenza disponibile, determina anche la perdita di direzionalità del veicolo a causa della contemporanea diminuzione del coefficiente di attrito laterale disponibile.

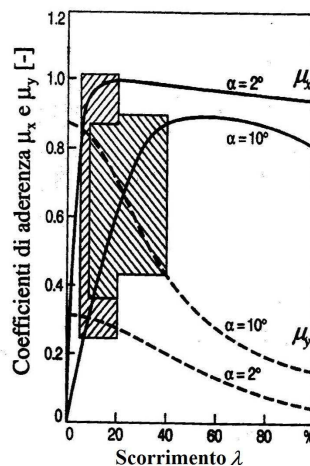


Figura 1.3 Dipendenza del coefficiente d'attrito in direzione laterale dallo scorrimento: a causa dell'attrito combinato all'aumentare dello slittamento diminuisce il μ_y e con esso la capacità di applicare delle forze laterali

1.1.2 Logiche di controllo

I costruttori di centraline ABS/ESP ancora oggi mantengono segrete le logiche di controllo delle centraline elettroniche e si limitano a descrivere a grandi linee il loro funzionamento generale, non entrando assolutamente nel dettaglio. In questo paragrafo, nell'ottica di descrivere l'evoluzione che hanno subito questi sistemi e cercare di inquadrare il loro stato dell'arte, verranno riportate brevemente le poche informazioni reperibili in letteratura ([1], [2], [3] e [4]) e riferite a modelli di centraline elettroniche (ECU acronimo di Electronic Control Unit) che integrano soltanto i sistemi ABS/EBD.

Attraverso la modulazione della pressione nell’impianto frenante, con le fasi di crescita, mantenimento e decrescita, il sistema ABS deve essere in grado di controllare la dinamica longitudinale del veicolo. Per far ciò stima lo slittamento delle ruote attraverso i sensori di velocità angolare e lo controlla in modo che ciascuna ruota si trovi sempre nella parte stabile della curva $\mu_x(\lambda)$. Per conoscere il valore dello slittamento sulla ruota è indispensabile pertanto stimare la velocità longitudinale del veicolo in ogni condizione di guida. La velocità di avanzamento del veicolo viene stimata mediando la velocità delle due ruote appartenenti ad una stessa diagonale, ad esempio la ruota anteriore sinistra e la posteriore destra. Si avranno pertanto due velocità di riferimento, calcolate indipendentemente sulle due diagonali: tra le due il sistema ABS sceglie sempre la maggiore in situazioni di frenata o la minore negli altri casi. Dato che una ruota bloccata non può essere considerata nell’algoritmo di calcolo in maniera corretta, il sistema verifica sempre che la decelerazione della ruota non superi un determinato valore e che la velocità periferica delle stessa non risulti minore della velocità di riferimento. Il verificarsi di una delle due condizioni porta a considerare la ruota in condizioni di incipiente instabilità.

Tabella 1.3 – Espressione della velocità di riferimento del veicolo in funzione delle condizioni di funzionamento delle ruote.

Ruota Anteriore (Sinistra/Destra)	Ruota Posteriore (Destra/Sinistra)	Velocità di riferimento
<i>Stabile</i>	<i>Stabile</i>	$v_{rif} = \frac{v_{ant} + v_{post}}{2}$
<i>Instabile</i>	<i>Stabile</i>	$v_{rif} = v_{post}$
<i>Stabile</i>	<i>Instabile</i>	$v_{rif} = v_{ant}$
<i>Instabile</i>	<i>Instabile</i>	$v_{rif} = v_{ref}$ (gradiente fisso di decelerazione)

Nella tabella 1.1 sono presentate le varie situazioni in cui possono venire a trovarsi le due ruote e il conseguente calcolo della velocità di riferimento. Nel caso in cui entrambe le ruote siano in condizioni di instabilità, nessuna delle due viene utilizzata per il calcolo della velocità di riferimento e quest’ultima viene fatta decrescere con un gradiente fisso, solitamente equivalente ad una decelerazione pari all’accelerazione di gravità. In questa maniera il sistema è in grado di stimare lo scorrimento come:

$$\lambda = \frac{v_{rif} - v_{ruota}}{v_{rif}} \quad (1.10)$$

Una stima così semplice dello scorrimento non può essere utilizzata con successo per il controllo della dinamica longitudinale da parte del sistema ABS. In questo caso il controllore monitora anche le accelerazioni angolari delle ruote e prevede delle soglie di intervento sui valori di decelerazione. L'inversione di comportamento che si verifica nello pneumatico quando passa da una zona della curva $\mu_x(\lambda)$ stabile ad una instabile, si traduce in un brusco aumento delle decelerazioni periferiche delle ruote. Occorre ricordare che i sensori attualmente a disposizione non sono in grado di rilevare direttamente l'accelerazione angolare delle ruote, ma anche questa deve essere stimata attraverso un processo di derivazione numerica della velocità angolare, processo che inevitabilmente introduce degli errori sulla variabile osservata. Il sistema Bosch monitora costantemente e controlla il valore dello scorrimento e dell'accelerazione angolare delle ruote, rilevando eventuali anomalie nel ciclo di controllo. Nel caso in cui il sistema rilevi la presenza di un suolo con basse caratteristiche di aderenza, lo scorrimento, stimato come indicato in precedenza, diviene la variabile controllata, in modo da garantire la manovrabilità del veicolo. Il controllore inoltre, pur monitorando continuamente lo stato del sistema, estrinseca la sua azione di controllo in maniera discreta, intervenendo in modo da disaccoppiare le azioni di controllo dalle dinamiche proprie dell'impianto frenante, che tipicamente consistono in oscillazioni di pressione intorno ai 100 Hz.

Il sistema antibloccaggio delle ruote deve poter riconoscere la condizione di aderenza al contatto pneumatico – strada e adeguare la tipologia di intervento, in modo da garantire l'ottimale arresto del veicolo in qualsiasi situazione. Inizieremo a considerare il caso in cui il controllore rilevi condizioni di alta aderenza tra pneumatico e strada: i valori di velocità, accelerazione periferica e pressione sono riportati in Figura 1.4. Il ciclo di controllo è costituito da più fasi, ognuna delle quali prevede l'attuazione di una determinata modulazione della pressione frenante ed è selezionata attraverso il superamento di diverse soglie.

- Fase 1 – CRESCITA: La pressione frenante aumenta secondo quanto imposto dal pilota, attraverso l'azione sul pedale del freno.
- Fase 2 – MANTENIMENTO: Questa fase ha inizio quando l'accelerazione periferica della ruota raggiunge la soglia $-a$, che identifica la condizione di incipiente bloccaggio della ruota. Tuttavia, non è detto che il raggiungimento di questa soglia corrisponda ad un valore di scorrimento tale da portare ad una condizione di instabilità (la decelerazione periferica infatti è influenzata da diversi fattori); pertanto si preferisce mantenere costante la pressione invece che farla subito decrescere, onde evitare un utilizzo non ottimale delle potenzialità dello pneumatico.
- Fase 3 – DECRESCITA: Quando lo scorrimento raggiunge un valore limite λ_{LIM} , la pressione frenante decresce con un gradiente fisso.
- Fase 4 – MANTENIMENTO: La pressione viene fatta rimanere costante da quando l'accelerazione periferica, che aumenta grazie alla

diminuzione di pressione della fase precedente, supera nuovamente la soglia $-a$ fino quando raggiunge la soglia $+A$. Nel caso in cui l'accelerazione periferica non dovesse aumentare in un modo sufficientemente veloce, il sistema di controllo provvederebbe a realizzare un ulteriore gradino di discesa della pressione.

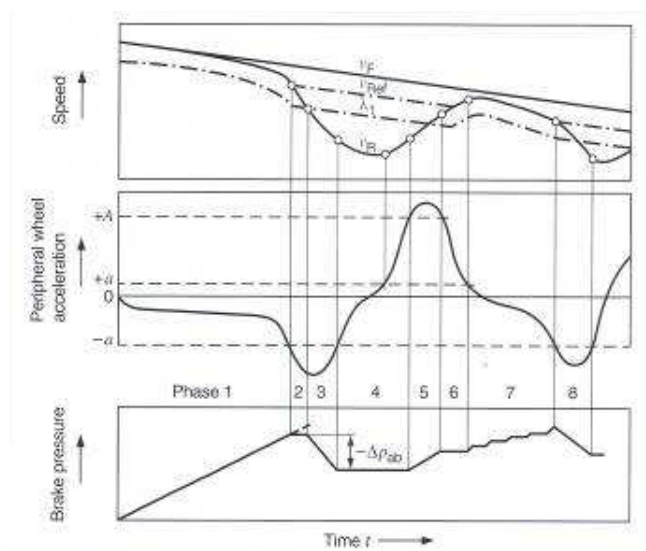


Figura 1.4 - Andamento delle velocità, dell'accelerazione periferica e delle pressioni durante l'attuazione di un ciclo di controllo dell'ABS nel caso di alta aderenza, tratto da [2]

- Fase 5 – CRESCITA: Raggiunta la soglia $+A$, la pressione cresce per sfruttare al meglio la capacità frenante dello pneumatico.
- Fase 6 – MANTENIMENTO: L'aumento di pressione causa nuovamente una diminuzione dell'accelerazione periferica. Quando viene superata ancora la soglia $+A$, il sistema impone che la pressione venga mantenuta costante, al fine di far variare gradualmente il valore della decelerazione periferica.
- Fase 7 – CRESCITA A GRADINI: Quando l'accelerazione periferica, diminuendo, raggiunge la soglia $+a$, la pressione frenante viene fatta crescere a gradini, ovvero si alternano fasi di crescita a pendenza costante con tratti di mantenimento. Questa fase è auto adattiva, vale a dire che il numero di gradini tende ad un valore costante, considerato ottimale. Al termine di questa fase il ciclo è reiterato a partire dalla fase 3, fino a quando il veicolo si arresta o viene meno l'input del pilota sul pedale del freno.

Tutti i parametri caratteristici del ciclo sono identificati attraverso delle opportune prove sperimentali, non reperibili in letteratura. Questi vengono settati in funzione del tipo di veicolo su cui è predisposto l'ABS.

Nel caso in cui la condizione d'attrito sia di bassa aderenza, è necessario apportare delle modifiche al ciclo descritto precedentemente, poiché anche una bassa pressione

frenante potrebbe già portare al bloccaggio delle ruote. Inoltre, durante le fasi di mantenimento, l'accelerazione periferica non aumenta così rapidamente come avviene su una superficie ad alto coefficiente d'attrito. Di seguito, in Figura 1.5, si riportano gli andamenti della velocità, dell'accelerazione periferica e del ciclo di pressioni durante un controllo su bassa aderenza:

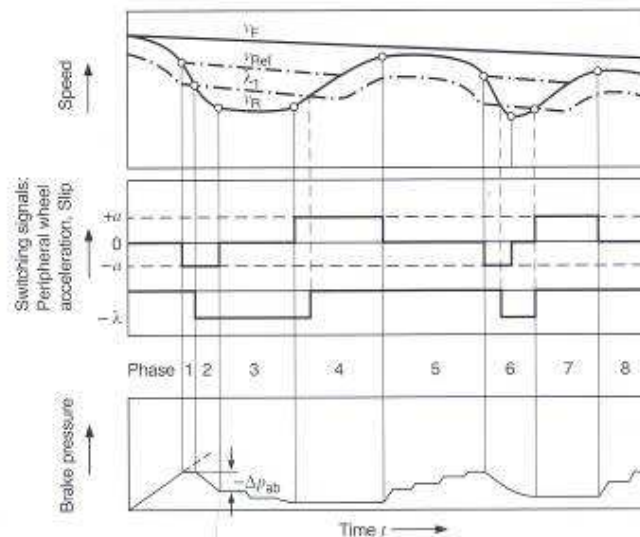


Figura 1.5 - Andamento delle velocità, dell'accelerazione periferica e delle pressioni durante l'attuazione di un ciclo di controllo dell'ABS nel caso di bassa aderenza, tratto da [2]

Le prime due fasi del ciclo sono le stesse, mentre quelle successive sono:

- **Fase 3 – DECRESCITA A GRADINI:** La decrescita della pressione imposta nella fase 2 fa aumentare l'accelerazione della ruota fino al momento in cui viene superata la soglia $-a$, che sancisce l'inizio di un mantenimento di pressione per un tempo fisso, al termine del quale viene confrontata la velocità periferica della ruota con una soglia. Nel caso in cui la velocità risulti inferiore a tale soglia, si attua una riduzione di pressione per un tempo prefissato, seguita da una nuova fase di mantenimento. Il confronto precedente viene quindi ripetuto, con il risultato di attuare una decrescita della pressione "a gradini".
- **Fase 4 – MANTENIMENTO:** La decrescita di pressione fa accelerare la ruota fino al valore di soglia $+a$, al superamento della quale inizia una fase di mantenimento di pressione.
- **Fase 5 – CRESCITA A GRADINI:** Quando l'accelerazione della ruota scende al di sotto della soglia $+a$, si attua una crescita a gradini simile a quella descritta nel ciclo ad alta aderenza, ma con parametri caratteristici diversi.

Il ciclo viene quindi reiterato a partire dalla fase 3, fino all'arresto del veicolo oppure quando viene meno l'input del pilota.

Infine bisogna tener presente che un cambiamento improvviso delle condizioni di aderenza rende necessario un veloce adattamento del sistema di controllo alla nuova situazione. Nel caso di passaggio da alta a bassa aderenza, la centralina impone un ciclo di pressione intermedio: il sistema è attivato secondo la logica di alta aderenza, che è mantenuta fino al raggiungimento di un determinato valore soglia sullo scorrimento. A questo punto è implementata una serie di fasi intermedie, al termine delle quali si dà inizio al ciclo di bassa aderenza.

La logica atta a gestire una repentina riduzione di aderenza durante la frenatura (μ -jump) è anche descritta in letteratura e consiste nella verifica del superamento di una seconda soglia di scorrimento, indicata con λ_2 , in aggiunta alla soglia di scorrimento λ_1 , caratteristica della logica di alta aderenza.

L'implementazione di questa logica risulta dunque molto semplice ed è realizzata mediante la valutazione dello scorrimento stimato λ ad ogni passo di integrazione (indipendentemente dalla fase in cui l'ABS sta operando), e nel confronto di tale valore con una soglia fissa di scorrimento. Se il valore di soglia viene superato, il sistema passa alla fase 3 del ciclo di bassa aderenza.

Per una più approfondita descrizione del sistema si rimanda ai lavori citati in bibliografia ([2], [3], [4]).

1.2 Ripartitore elettronico di frenata EBD

Come abbiamo ricordato in precedenza le forze di contatto che un veicolo riesce a scambiare con la superficie stradale sono funzione del carico verticale agente su ogni pneumatico. In fase di frenata, a causa dei trasferimenti di carico in direzione longitudinale, sulle ruote posteriori viene ad insistere un carico verticale minore, e pertanto queste riusciranno a scaricare a terra una minore potenza frenante rispetto a ciò che sono in grado di fare quelle anteriori. Nella maggior parte dei veicoli, considerando le capacità frenanti dell'asse anteriore, è previsto un ripartitore meccanico della frenata, ovvero un dispositivo costituito da una valvola proporzionale che differenzia, indipendentemente dalla circostanza in cui ci si trova, la pressione tra le pinze freno anteriori e quelle posteriori. È facilmente intuibile che tale accorgimento non è sufficiente a garantire una frenata ideale visto che, parlando di veicoli adibiti al trasporto merci e persone, il carico agente sugli pneumatici non rimane sempre invariato.

1.2.1 Curva di ripartizione ideale di frenata

La curva di frenatura ideale, note le caratteristiche degli pneumatici, rappresenta la relazione tra la massima azione frenante sul posteriore in funzione di quella sull'anteriore che permette di sfruttare appieno le potenzialità in termini di azione frenante offerte dai due assali. Nel calcolo di tale funzione si terrà conto dei trasferimenti di carico al beccheggio tra i due assali e delle caratteristiche di aderenza tra pneumatico e strada. Nella Figura 1.5 è schematizzato un veicolo in fase di

frenatura: le forze longitudinali F_x che permettono la decelerazione sono direttamente correlate alle forze verticali attraverso il coefficiente d'attrito μ .

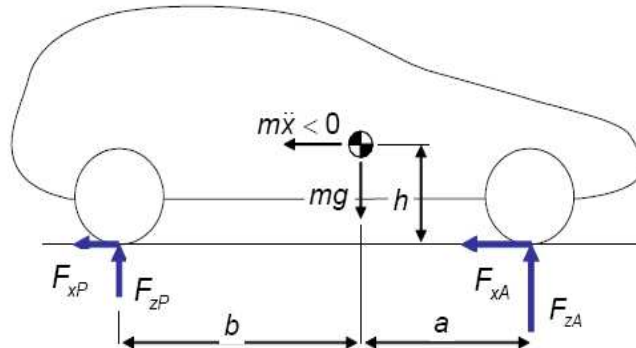


Figura 1.6 –Schema della ripartizione delle forze longitudinali e verticali in frenata

Indicando pertanto con μ_A e μ_P il coefficiente di attrito massimo rispettivamente all'anteriore e al posteriore, le massime forze frenanti trasmissibili dalle ruote saranno:

$$\begin{aligned} F_{xA} &= \mu_A \cdot F_{zA} \\ F_{xP} &= \mu_P \cdot F_{zP} \end{aligned} \quad (1.11)$$

Dall'equilibrio dei momenti nei punti di contatto tra pneumatico e strada si possono facilmente ricavare i valori dei carichi verticali anteriori e posteriori:

$$\begin{aligned} F_{zA} &= mg \frac{b}{a+b} - m\ddot{x} \frac{h}{a+b} \\ F_{zP} &= mg \frac{a}{a+b} + m\ddot{x} \frac{h}{a+b} \end{aligned} \quad (1.12)$$

Dall'equilibrio nella direzione longitudinale deriva invece che la decelerazione del veicolo vale:

$$\ddot{x} = \frac{-(F_{xA} + F_{xP})}{m} = \frac{-(\mu_A F_{zA} + \mu_P F_{zP})}{m} \quad (1.13)$$

A questo punto, considerando le variabili:

$$\begin{aligned}
 W &= mg \quad [N] \\
 \psi &= \frac{F_{zP}}{W} \quad [-] \\
 \chi &= \frac{h}{a+b} \quad [-] \\
 a_x &= -\frac{F_{xA} + F_{xP}}{W} = \frac{\ddot{x}}{g} \quad [-]
 \end{aligned} \tag{1.14}$$

è possibile esprimere le forze longitudinali e verticali in funzione delle variabili indicate:

$$\begin{cases} F_{zA} = W \cdot (1 - \psi + \chi a_x) \\ F_{zP} = W \cdot (\psi - \chi a_x) \end{cases} \tag{1.15}$$

$$\begin{cases} F_{xA} = \mu_A F_{zA} = (1 - \psi + \chi a_x) \cdot \mu_A \cdot W \\ F_{xP} = \mu_P F_{zP} = (\psi - \chi a_x) \cdot \mu_P \cdot W \end{cases} \tag{1.16}$$

Dalla (1.16) appare evidente che le forze longitudinali sono massime quando la decelerazione normalizzata è pari al coefficiente d'attrito massimo disponibile, ossia quando:

$$\mu_A = \mu_P = a_x \tag{1.17}$$

In condizioni di ottimo avremo quindi che:

$$\ddot{x} = \frac{-(F_{xA} + F_{xP})}{m} = \frac{-(\mu_A F_{zA} + \mu_P F_{zP})}{m} \Rightarrow \left. \frac{F_{xA}}{W} \right|_{opt} + \left. \frac{F_{xP}}{W} \right|_{opt} = a_x \tag{1.18}$$

Mentre dalla 1.16 discende che:

$$\begin{cases} \left. \frac{F_{xA}}{W} \right|_{opt} = (1 - \psi + \chi a_x) \cdot a_x \\ \left. \frac{F_{xP}}{W} \right|_{opt} = (\psi - \chi a_x) \cdot a_x \end{cases} \tag{1.19}$$

Dalla prima equazione del sistema 1.19 possiamo ricavare:

$$a_x = -\frac{(1-\psi)}{2\chi} + \sqrt{\frac{(1-\psi)^2}{4 \cdot \chi^2} + \frac{1}{\chi} \cdot \left. \frac{F_{xA}}{W} \right|_{opt}} \tag{1.20}$$

Sostituendo l'espressione appena ricavata nella 1.18 troviamo che:

$$\left. \frac{F_{xP}}{W} \right|_{opt} = a_x - \left. \frac{F_{xA}}{W} \right|_{opt} = -\frac{(1-\psi)}{2\chi} + \sqrt{\frac{(1-\psi)^2}{4 \cdot \chi^2} + \frac{1}{\chi} \cdot \left. \frac{F_{xA}}{W} \right|_{opt} - \left. \frac{F_{xA}}{W} \right|_{opt}} \quad (1.21)$$

Questa relazione lega la forza frenante anteriore, normalizzata sulla forza peso, alla analoga grandezza adimensionale anteriore in condizione di ottimo ed è rappresentata in Figura 1.7. L'area sottesa alla curva nel piano delle forze longitudinali normalizzate, rappresenta la zona di sicurezza in cui viene sfruttato al massimo l'attrito disponibile. Nella zona al disopra della curva invece possono verificarsi condizioni di instabilità a causa del raggiungimento del limite di saturazione della ruota. L'impianto frenante viene dimensionato in maniera tale che, a parità di attrito, siano sempre le ruote anteriori le prime a bloccarsi. Per comprendere meglio le conseguenze di un eventuale bloccaggio delle ruote posteriori, è utile condurre un'analisi di stabilità qualitativa del veicolo in situazioni di frenata. Supponiamo di applicare una forza laterale di disturbo applicata nel baricentro durante una manovra di frenata in rettilineo. Com'è noto questa azione farà nascere delle forze laterali al contatto che andranno a bilanciare la forza di disturbo. La risultante delle forze applicate al veicolo risulterà inclinata di un angolo β rispetto all'asse longitudinale facendo deviare il veicolo dalla traiettoria rettilinea (Figura 1.8). Quando la ruota in fase di frenata è arrivata al bloccaggio il vincolo è saturato e essa non è in grado di sviluppare forze in direzione laterale.

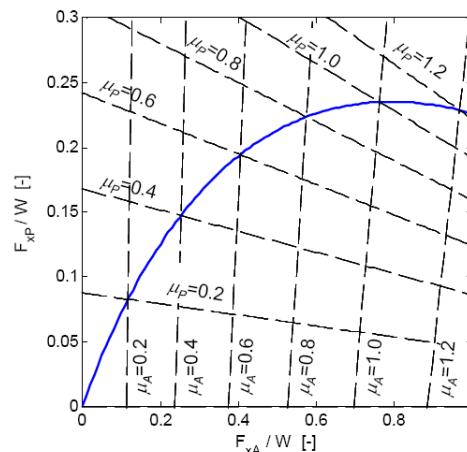


Figura 1.7 – Curva di ripartizione ideale della frenata, delimita la zona in cui non viene sfruttato al massimo l'attrito disponibile, area al di sotto della curva, da quella in cui si raggiunge la saturazione del vincolo sulla ruota, area al di sopra della curva.

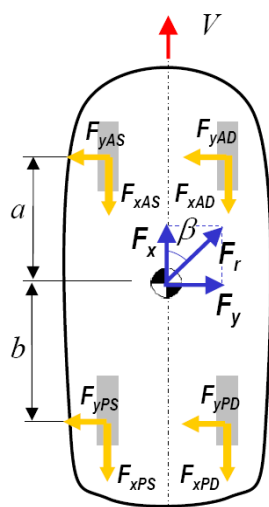


Figura 1.8 – Analisi di stabilità del veicolo: la forza laterale di disturbo è bilanciata dalle forze laterali che nascono al contatto con le quattro ruote

Se durante la fase di frenata vengono a bloccarsi le ruote anteriori, le forze laterali sul posteriore generano un momento imbardante M_ψ che tende a far ruotare il veicolo in modo da ridurre l’angolo β . Di conseguenza, pur riducendo la capacità di sterzare il veicolo, il bloccaggio delle ruote anteriori produce un momento stabilizzante com’è possibile osservare dalla Figura 1.9

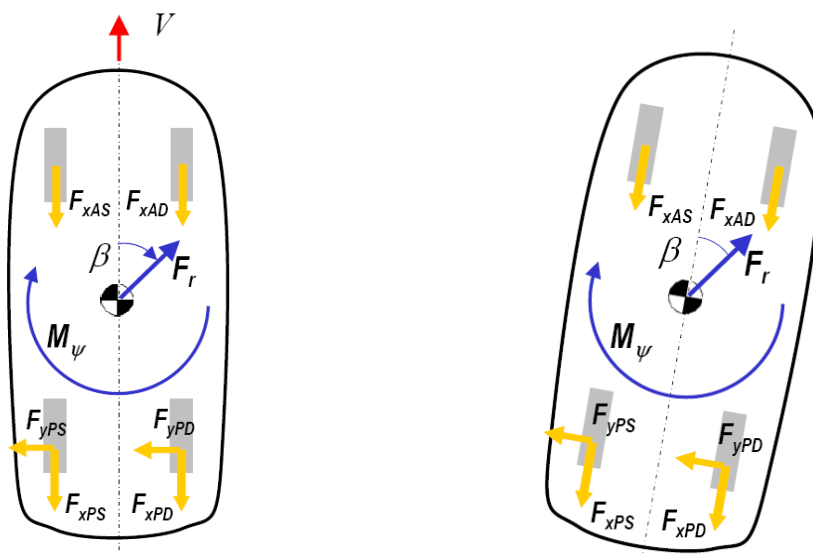


Figura 1.9 – Analisi di stabilità del veicolo: bloccaggio delle ruote anteriori

Nel caso in cui invece siano le ruote posteriori a bloccarsi, si genera un momento imbardante M_ψ che tende ad aumentare l’angolo d’assetto del veicolo. Si genera quindi un momento instabilizzante che può portare all’insorgere del testa-coda nel veicolo (Figura 1.10).

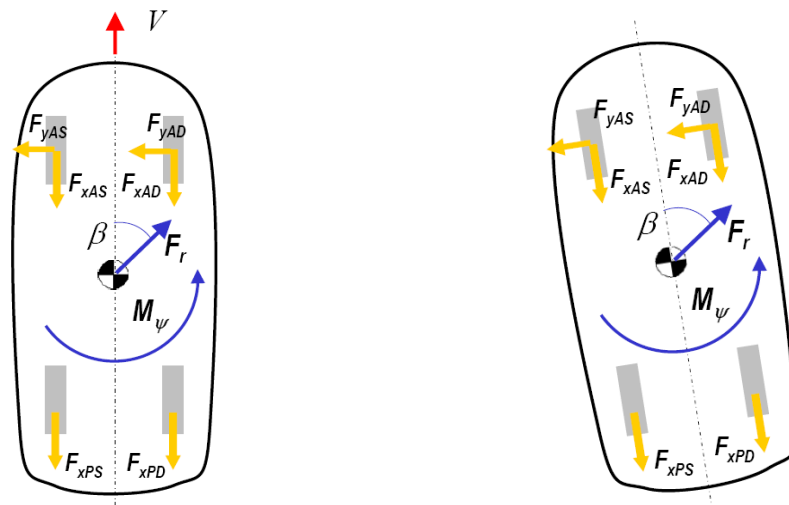


Figura 1.10 – Analisi di stabilità del veicolo: bloccaggio delle ruote posteriori

Per evitare l'insorgere di questa pericolosa instabilità statica, le normative prevedono che il rapporto tra le forze frenanti sui due assi sia tale da garantire il bloccaggio delle ruote anteriori prima di quelle posteriori per una decelerazione di 0,85 g (Regolamento ECE n. 13 del 1° giugno 1970). Nelle vetture non dotate di centralina ABS la ripartizione delle pressioni, e quindi delle forze frenanti, tra anteriori e posteriori viene gestita da una valvola limitatrice. Questa valvola, al di sopra di un certo limite di pressione, taglia la forza frenante sul posteriore ed impone un rapporto fisso tra i due assi del veicolo. Dal confronto in Figura 1.11 tra la curva ideale di frenata e la curva imposta dalla valvola limitatrice, appare evidente come questa limiti le prestazioni frenanti del veicolo, soprattutto per le decelerazioni del veicolo di minore entità, in cui il rischio di instabilità è minimo. Inoltre questo tipo di ripartizione fissa non consente di fruttare appieno le capacità frenanti del veicolo qualora le condizioni di carico, di distribuzione dello stesso, di usura degli pneumatici siano molto differenti dai valori nominali.

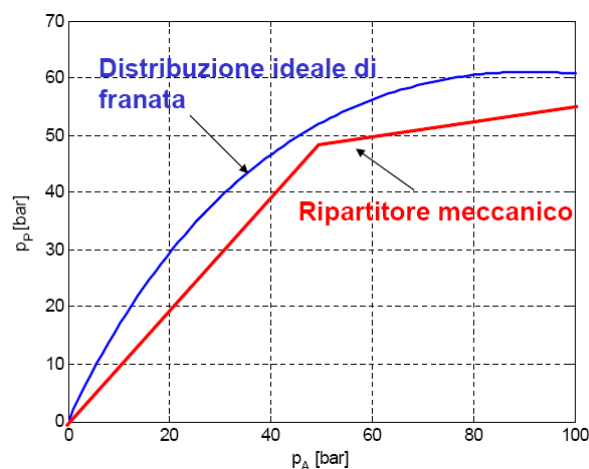


Figura 1.11 – Confronto tra la curva di ripartizione ideale delle pressioni frenanti e quella operata dalla valvola limitatrice

1.2.2 Il ripartitore elettronico di frenata EBD

Il sistema elettronico di ripartizione delle forze frenanti, noto con l'acronimo EBD (Electronic Brake Distribution) ha lo scopo di distribuire in maniera ottimale le pressioni frenanti fra le ruote dell'asse anteriore e quelle dell'asse posteriore, tenendo conto delle variazioni di carico, sia statiche che dinamiche, a cui è soggetta l'autovettura. Tale sistema sostituisce totalmente il ripartitore meccanico della frenata e lavora in collaborazione con il sistema antipattinamento delle ruote ABS (o più propriamente ne è un sottosistema): viene difatti implementata all'interno dell'unità di controllo ECU della centralina ABS una logica supplementare che calcola il bilanciamento ottimale delle forze frenanti in funzione del carico presente sulla vettura, utilizzando la sensoristica del sistema ABS. Agli attuatori del sistema antibloccaggio delle ruote viene lasciato il compito di realizzare le istruzioni impartite dalla centralina.

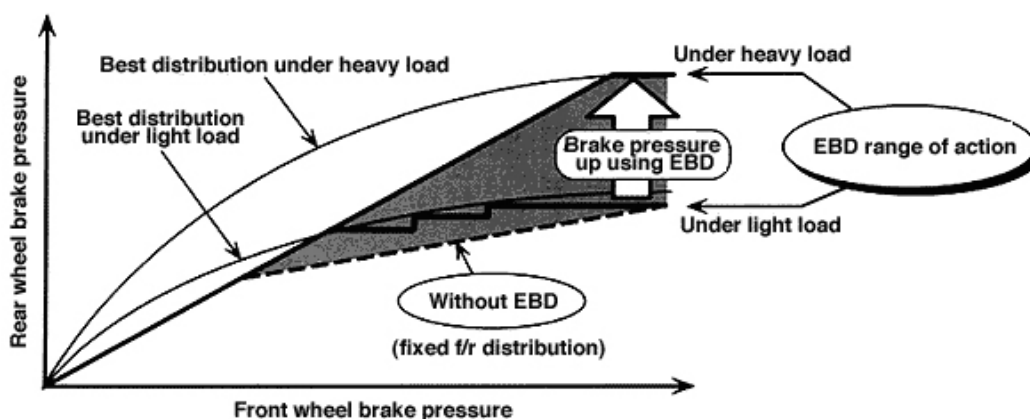


Figura 1.12 - Funzionamento del sistema EBD su un diagramma che riporta la pressione frenante sull'asse anteriore (ascisse) e posteriore (ordinate).

A differenza del sistema ABS, l'EBD non interviene su tutte e quattro le ruote, bensì agisce solo sulle ruote posteriori. La Figura 1.12 illustra il funzionamento del sistema di ripartizione di frenata ed i vantaggi offerti dalla sua introduzione. Si può notare come l'EBD, contrariamente al ripartitore meccanico di frenata (linea tratteggiata), non tagli la pressione sulle ruote posteriori ad un livello fisso, bensì tenta di approssimare il più possibile la curva ideale di frenata effettuando una serie di incrementi a gradini di tale pressione. Sempre dalla stessa figura si può rilevare come tale sistema adegui il livello di pressione sul posteriore in base alla condizione di carico del veicolo. Come conseguenza, si ha una maggiore efficienza di frenata, soprattutto in condizioni di pieno carico, come rappresentato in Figura 1.13.

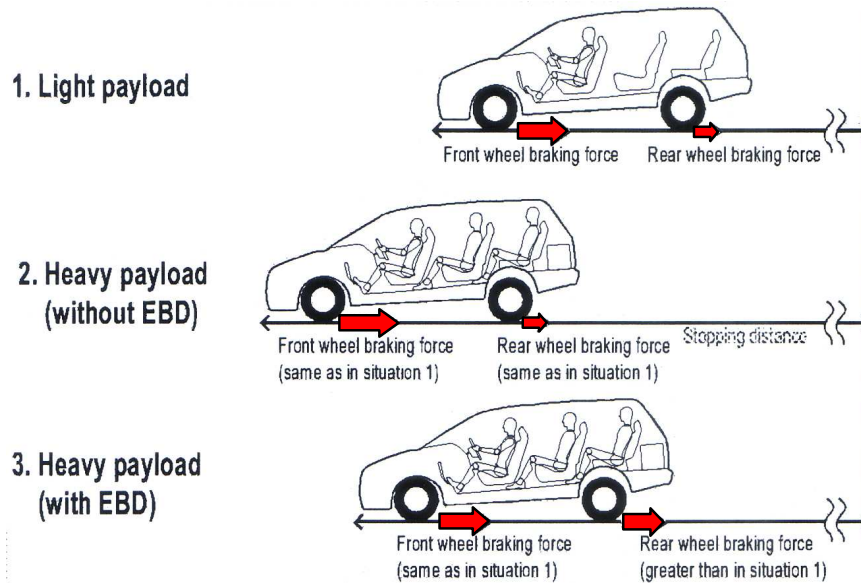


Figura 1.13 - Effetto dell'EBD sullo spazio d'arresto in differenti condizioni di carico

1.3 Il sistema di controllo della Trazione (TCS-ASR)

Le situazioni critiche di guida possono non essere limitate alla sola fase di frenatura, ma si possono venire a creare situazioni di instabilità o di mancanza di controllo del veicolo anche durante le partenze da fermo, le accelerazioni in moto e la marcia del veicolo in curva. Queste condizioni di guida possono risultare ingestibili dal pilota e essere causa di situazioni di pericolo. Per questo con l'evoluzione dei sistemi di controllo attivo del veicolo si è passati dal solo controllo della dinamica della ruota in fase di frenata al controllo della trazione in fase di accelerazione, sistema denominato comunemente TCS (*Traction Control System*) ma noto anche con l'acronimo ASR (*Anti Schlupf Regelung*). Attraverso gli stessi sensori di velocità angolare utilizzati dal sistema ABS e uno scambio di segnali tra le varie centraline di controllo elettronico, il sistema ASR è in grado di riportare il momento motore a livelli compatibili con le condizioni di attrito della strada. Le centraline dotate di questo sistema permettono pertanto di regolare lo slittamento delle ruote in fase di accelerazione (ASR), di regolare la coppia frenante fornita dal motore (*MSR Motor Schleppmoment Regelung*) e di permettere il blocco del differenziale nei casi in cui sia presente una netta differenza delle condizioni di attrito tra le due ruote. Il sistema agisce sulle ruote sia tramite l'applicazione di una pressione sulle pinze freno dell'asse motore, controllata dalla centralina idraulica, sia attraverso la regolazione della coppia motrice all'asse anteriore, intervenendo sulla posizione della valvola a farfalla e sulla variazione degli anticipi di accensione.

Se durante un'accelerazione su fondo scivoloso una o entrambe le ruote motrici tendono al pattinamento, il sistema TCS interviene richiedendo alla centralina controllo motore di ridurre la coppia trasmessa e, quasi contemporaneamente, senza l'intervento dell'utilizzatore, frena la ruota o le ruote in incipiente pattinamento. Nel

caso di pattinamento di una sola ruota motrice questa azione frenante garantisce una resistenza adeguata al differenziale sul lato con scarsa aderenza. In caso di forte decelerazione il sistema MSR richiede alla centralina controllo motore di adeguare la coppia frenante del motore, al fine di evitare l'instabilità della vettura. La funzione ASR/MSR è attiva per tutte le velocità, anche se al di sopra degli 80 km/h viene escluso l'intervento dei freni per motivi di sicurezza.

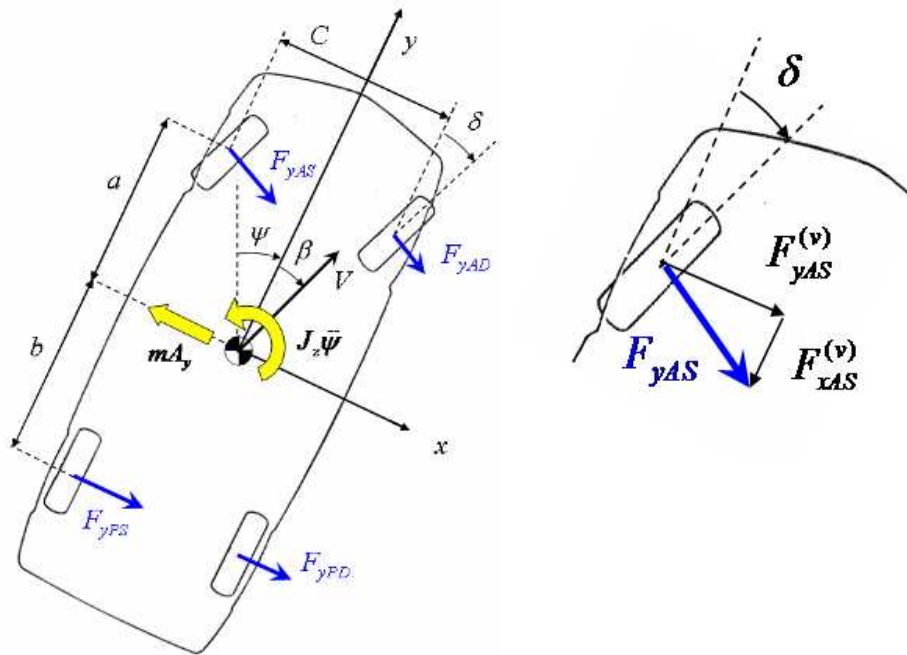
I sistemi ABS e TCS sono impostati in maniera tale da garantire un buon compromesso tra stabilità e guidabilità della vettura durante le manovre considerate. In alcune situazioni le massime forze laterali ottenibili non sono sufficienti a mantenere la vettura stabile: dopo molte ricerche in questo campo [4] si giunse alla conclusione che non era possibile configurare i sistemi ABS e TCS in maniera tale da garantire la stabilità in tutte le condizioni di intervento dei due sistemi. Questo portò alla nascita dei primi sistemi di controllo elettronico della stabilità, i quali, attraverso il controllo della dinamica del veicolo in ogni situazione, vanno ad includere ed a integrare i precedenti sistemi ABS/TCS.

1.4 Il sistema di controllo elettronico della stabilità ESP

Il sistema di controllo della stabilità è un sistema di sicurezza attiva che ha lo scopo di correggere il comportamento dinamico del veicolo in tutte le condizioni di emergenza, limitando l'intervento del pilota ([2], [3], [5]). Noto con diversi acronimi, tra cui ESP (Electronic Stability Program) o VDC (Vehicle Dynamic Control), esso ha come oggetto soprattutto la stabilità laterale della vettura; da questo risulta evidente come la sua area d'intervento sia più ampia rispetto a quella dell'ABS, che invece si concentra solo sulla dinamica della singola ruota.

1.4.1 La dinamica del veicolo in curva

Poiché il maggior apporto del sistema ESP rispetto ai sistemi precedenti, è dato nel controllo del comportamento del veicolo in curva, conviene riprendere brevemente i concetti che governano la dinamica del sistema in tale condizione di marcia.


Figura1.14 - Forze agenti sul veicolo in curva.

Nell'ipotesi di trascurare la dinamica verticale (beccheggio, rollio e trasferimenti di carico), il moto del veicolo in curva può essere descritto utilizzando il modello rappresentato in figura 1.14. Tale modello è dotato di tre gradi di libertà: spostamento longitudinale e laterale (x e y) del baricentro del veicolo e angolo di imbardata (ψ). Ipotizzando che il veicolo si trovi in una condizione di marcia in curva a velocità costante, lo spostamento longitudinale risulta imposto e il modello ha solo due gradi di libertà. Tale sistema è retto dalle equazioni:

$$\begin{cases} m A_y = m \cdot (\dot{\psi} V_x + \dot{V}_y) = (F_{yAS} + F_{yAD}) \cdot \cos \delta + F_{yPS} + F_{yPD} \\ J_z \ddot{\psi} = (F_{yAS} + F_{yAD}) \cdot \cos \delta \cdot a - (F_{yPS} + F_{yPD}) \cdot b - 0.5(F_{yAS} - F_{yAD}) \cdot \sin \delta \cdot C \end{cases} \quad (1.21)$$

dove A_y rappresenta l'accelerazione laterale, V_x e V_y le componenti in direzione longitudinale e trasversale della velocità del veicolo, β l'angolo tra le due componenti di velocità (angolo d'assetto), $\dot{\psi}$ la velocità d'imbardata, δ è l'angolo di sterzo alle ruote, F_y la forza laterale generata al contatto pneumatico strada. Analogamente a quanto accade in direzione longitudinale, affinché lo pneumatico possa trasmettere una forza laterale (F_y) deve esistere uno scorrimento in direzione trasversale, detto angolo di deriva α . La forza laterale può essere espressa come:

$$F_y = \mu_y \cdot F_z \quad (1.22)$$

ovvero come prodotto tra il carico verticale F_z e il coefficiente di attrito in direzione laterale. Quest’ultimo è influenzato da diversi fattori, quali l’angolo di deriva, il carico verticale, lo scorrimento dello pneumatico e le condizioni della superficie stradale.

$$\mu_y = \mu_y(\alpha, \lambda, F_z, \mu_{MAX}) \quad (1.23)$$

L’andamento di μ_y in funzione dell’angolo di deriva e della condizione di aderenza è riportato in Figura 1.15:

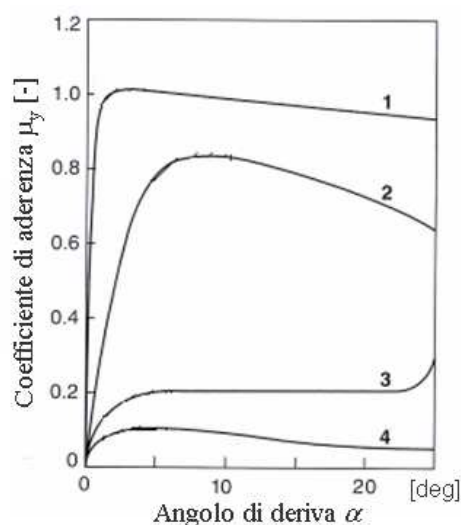


Figura 1.15 - Coefficiente di attrito della forza laterale in funzione dell’angolo di deriva: su cemento asciutto (1), su asfalto bagnato (2), su neve (3), su ghiaccio (4).

Il sistema ESP utilizza interventi frenanti differenziati sugli pneumatici come mezzo per far sterzare il veicolo e riportarlo sulla traiettoria corretta. Questo può essere spiegato secondo quanto segue. Sia le forze longitudinali che laterali scambiate al contatto pneumatico-strada dipendono dallo scorrimento longitudinale λ , dall’angolo di deriva α e dal carico verticale F_z gravante sullo pneumatico stesso. In particolare, a parità di angolo di deriva, la forza laterale che può essere fornita dallo pneumatico decresce all’aumentare dello scorrimento longitudinale com’è possibile osservare in Figura 1.16.

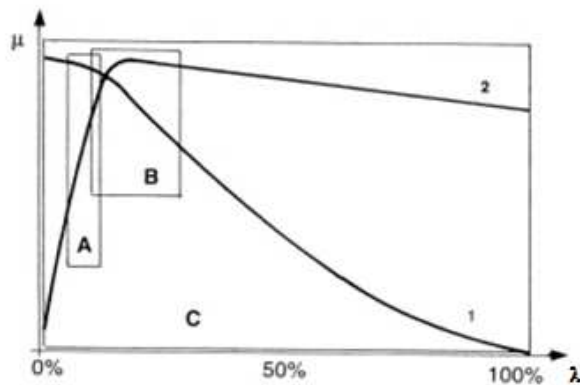


Figura 1.16 - Coefficiente di attrito per la forza laterale in funzione dell'angolo di deriva (curva 1) e dello scorrimento, (curva 2). Nel grafico sono inoltre evidenziate le aree in cui interviene l'EBD (area A), l'ABS (area B) e l'ESP (area C sottesa alla curva 1).

Proprio sfruttando questo principio tramite l'applicazione di forze frenanti e la conseguente modulazione dello slittamento, l'ESP va a generare un momento anti-imbardante (T in Figura 1.17) che si oppone al momento imbardante "naturale" del veicolo (N in Figura 1.17) al fine di stabilizzarlo.

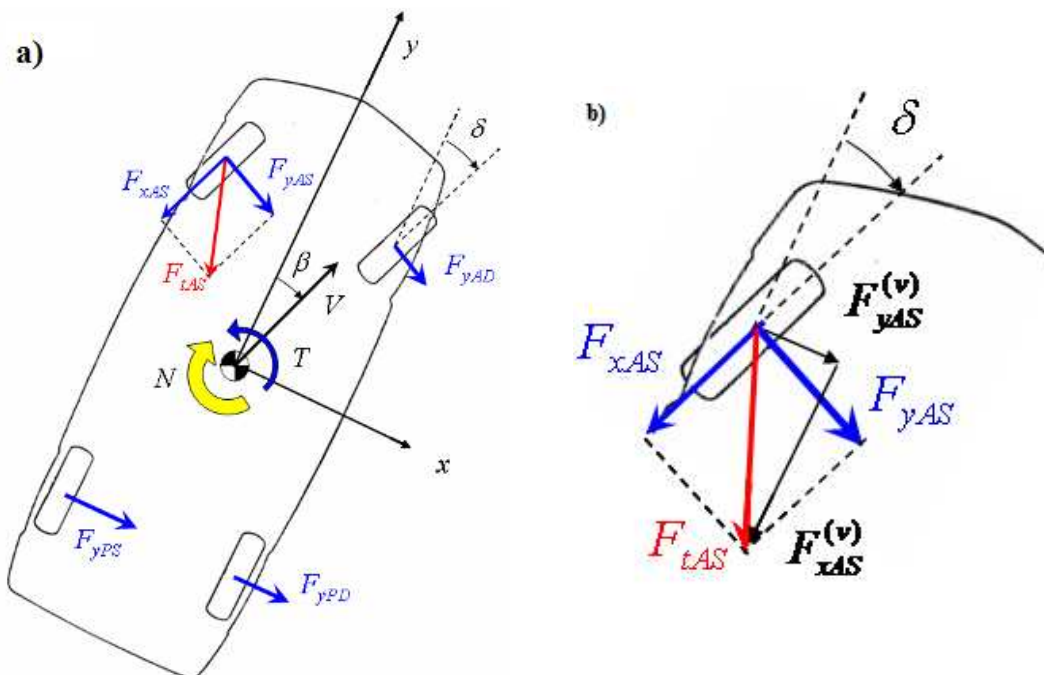


Figura 1.17 - Variazione della risultante delle forze di contatto dovuto all'applicazione di una coppia frenante sulla ruota anteriore destra.

Supponiamo per esempio che, per effetto di un inserimento in curva, il veicolo sia soggetto ad un momento imbardante N che lo faccia ruotare in senso orario attorno al proprio asse verticale (Figura 1.17). Trascurando per semplicità l'influenza delle forze longitudinali, dall'equilibrio delle forze d'inerzia e laterali discende che:

$$N = (F_{yAS} + F_{yAD}) \cdot \cos \delta \cdot a - (F_{yPS} + F_{yPD}) \cdot b - \frac{1}{2} \cdot (F_{yAS} - F_{yAD}) \cdot \sin \delta \cdot C - J_z \ddot{\psi} \quad (1.22)$$

Se viene aumentato della quantità $\Delta\lambda$ lo scorrimento longitudinale dello pneumatico anteriore sinistro (partendo in generale da un valore iniziale λ_0) a seguito dell'applicazione di una coppia frenante, supponendo che non si abbiano variazioni dell'angolo di deriva (che pertanto rimane pari al valore iniziale α_0), la corrispettiva variazione del momento imbardante agente sul veicolo, in prima approssimazione, è pari a:

$$\begin{aligned} T &= - \left. \frac{\partial F_{yAS}^{(v)}}{\partial \lambda_{AS}} \right|_{\alpha_0, \lambda_0} \cdot \Delta\lambda \cdot a + \left. \frac{\partial F_{xAS}^{(v)}}{\partial \lambda_{AS}} \right|_{\alpha_0, \lambda_0} \cdot \Delta\lambda \cdot \frac{C}{2} = \\ &= - \left. \frac{\partial F_{yAS}^{(v)}}{\partial \lambda_{AS}} \right|_{\alpha_0, \lambda_0} \cdot \Delta\lambda \cdot \left(a \cdot \cos \delta - \frac{C}{2} \cdot \sin \delta \right) + \\ &\quad + \left. \frac{\partial F_{xAS}^{(v)}}{\partial \lambda_{AS}} \right|_{\alpha_0, \lambda_0} \cdot \Delta\lambda \cdot \left(a \cdot \sin \delta - \frac{C}{2} \cdot \cos \delta \right) \end{aligned} \quad (1.23)$$

Nelle equazioni (1.22) e (1.23), F_{xAS} e F_{yAS} sono le forze di contatto scambiate dallo pneumatico anteriore sinistro in direzione longitudinale e trasversale, considerando un sistema di riferimento solidale con la ruota, mentre $F_{xAS}^{(v)}$ e $F_{yAS}^{(v)}$ sono le analoghe componenti di forza proiettate però in un sistema di riferimento solidale con il veicolo (Figura 1.17b). Si osservi che nell'equazione (1.23) si sono trascurate le variazioni dei carichi verticali dovute ai cambiamenti delle forze laterali e longitudinali. Si fa inoltre notare come la relazione riportata in tale equazione sia estremamente non lineare, dal momento che le derivate delle forze di contatto dipendono fortemente dai valori iniziali di scorrimento e deriva (λ_0 e α_0). Dall'equazione (1.23) si evince infine come l'effetto della variazione dello scorrimento longitudinale sia quindi una rotazione della forza risultante agente sullo pneumatico (F_{tAS} in Figura 1.16) e di conseguenza del momento imbardante globale agente sul veicolo. Poiché relazioni analoghe possono essere scritte per ciascuno pneumatico, si può concludere che, selezionando in maniera opportuna le ruote da frenare, il sistema ESP è in grado di stabilizzare il veicolo riportandolo sulla traiettoria desiderata. Per aumentare l'efficacia del sistema, l'ESP non utilizza solo il sistema frenante, bensì anche il motore per controllare le ruote motrici, e la coppia erogata. Si decide di ricorrere anche all'azione del motore qualora sussistessero esigenze di coppie anti-imbardanti in condizioni di vincolo di contatto delle ruote saturato: in tale condizione l'unica possibilità è quella di accelerare le ruote non bloccate e pertanto equilibrare le azioni imbardanti non volute. Non potendo applicare coppie motrici indipendentemente su ogni singola ruota, la coppia anti-imbardante viene generata accelerando entrambe le

ruote dell'asse motore e frenando maggiormente quella relativa al segno della coppia richiesta. Grazie a tale logica di controllo, che conta su due differenti strategie di intervento, il sistema ha la possibilità di scegliere fra due modi per far sterzare il veicolo: può frenare indipendentemente una ruota, frenata selettiva, o accelerare una ruota motrice.

1.4.2 Principi di funzionamento

L'ESP stima la condizione di moto desiderata a partire dai segnali di angolo di sterzo, pressione nell'impianto frenante e apertura della farfalla del motore; in funzione delle misure di velocità di imbardata e accelerazione laterale, ricava invece le condizioni effettive di marcia. Il sistema agisce regolando la coppia motrice e la pressione frenante in maniera indipendente sulle singole ruote, al fine di minimizzare la differenza tra moto desiderato e moto effettivo. In questo modo il sistema crea delle variazioni di scorrimento che, modificando le forze al contatto, generano un momento imbardante sul veicolo che tende a riportarlo verso le condizioni desiderate (Figura 1.18).

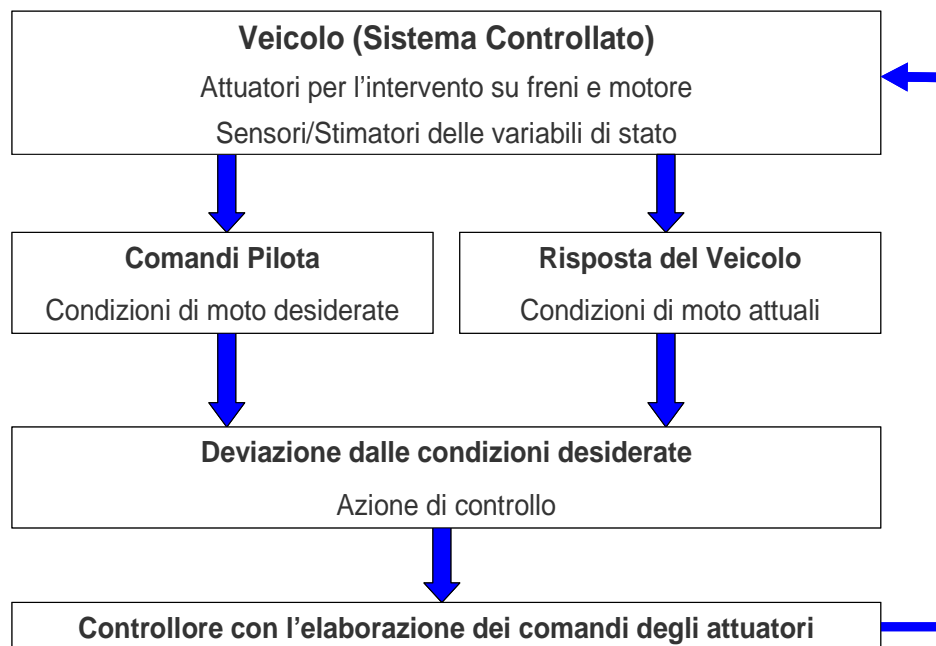


Figura 1.18 – Schema della logica di funzionamento del sistema ESP.

Tre sono quindi gli aspetti critici legati al sistema di controllo ESP: stima delle grandezze non misurabili a bordo veicolo, ma necessarie per definirne la condizione di moto attuale, determinazione della condizione ideale di moto e attuazione dei comandi previsti dalla centralina di controllo.

Per meglio comprendere quali siano le grandezze in grado di descrivere il moto in curva di un veicolo, si consideri la situazione riportata in Figura 1.19, in cui si ha un veicolo che si sta inserendo in curva, dopo aver ricevuto un input a gradino all'angolo

volante. Le traiettorie riportate rappresentano le differenti risposte della vettura in funzione delle condizioni in cui si compie la manovra di colpo di sterzo. La curva 1 mostra la traiettoria che il veicolo seguirebbe se il rapporto tra accelerazione laterale e accelerazione di gravità fosse molto inferiore al coefficiente di attrito tra pneumatici e strada ($\mu \gg A_y/g$): in questo caso la risposta è lineare rispetto all’input di sterzo fornito dal pilota (condizioni di moto desiderato). Se la strada fosse invece scivolosa e non fosse più realizzata la condizione $\mu \gg A_y/g$, il veicolo sarebbe obbligato ad allargare la propria traiettoria, come succede nella curva 3 di Figura 1.19. In considerazione del fatto che la velocità di imbardata di un veicolo rappresenta una delle variabili di stato fondamentali atte a descriverne la dinamica laterale, sembrerebbe ragionevole ipotizzare un sistema di controllo atto a minimizzare la differenza tra il valore attuale e quello nominale di tale grandezza (YDC, Yaw Direct Control). Questa tipologia di controllo trascura però il fatto che, contrariamente a ciò che avviene a regime, durante il transitorio di ingresso curva, accelerazione laterale e velocità di imbardata non sono legate in maniera univoca, il che potrebbe comportare un drastico aumento dell’angolo di assetto (curva 3 Figura 1.19). Infatti, mantenendo la notazione esposta in Figura 1.14, a regime vale la relazione:

$$A_y = \dot{\psi} \cdot V \tag{1.24}$$

mentre in transitorio si ha:

$$A_y = \dot{\psi} \cdot V + \dot{\beta} \cdot V + \beta \cdot \dot{V} \tag{1.25}$$

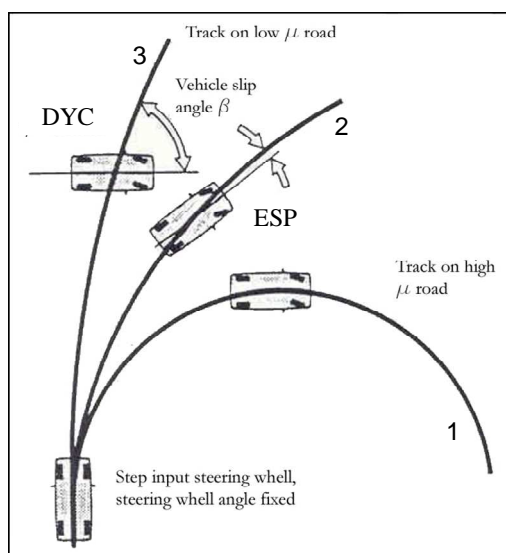


Figura 1.19 – Confronto tra la dinamica in curva di una vettura: curva 1 percorsa su strada con un coefficiente d’attrito alto, curva 2 percorsa su strada con basso attrito e con l’intervento dell’ESP e curva 3 in condizioni di basso attrito percorsa con una logica di controllo esclusivamente sulla velocità d’imbardata.

Se ne conclude che il solo controllo della velocità di imbardata non è sufficiente per stabilizzare il veicolo in ogni condizione di marcia, ma è necessario anche monitorare l'angolo d'assetto. La misura di tale grandezza richiede però l'utilizzo di sensori ottici molto costosi e dal complesso set-up. La loro applicazione non è quindi attuabile su vetture di serie. È dunque necessario effettuare una stima dell'angolo di assetto del veicolo attraverso opportuni osservatori di stato. A tal fine, oltre alla misura della velocità di imbardata, il sistema ESP prevede quella della accelerazione laterale. Una volta determinata la condizione di moto del veicolo a partire dalle misure di accelerazione laterale e velocità di imbardata, il sistema ESP deve correggerne gli eventuali comportamenti instabili al fine di mantenerlo sulla traiettoria desiderata dal pilota (curva 2 Figura 1.19). In Figura 1.20 è presentato un schema semplificato del funzionamento del sistema ESP: si può osservare la struttura a cascata del controllore, in cui il ciclo di retroazione più interno gestisce e controlla lo scorrimento degli pneumatici, mentre l'anello chiuso più esterno è dedicato alle correzioni da apportare ai valori nominali di scorrimento in modo da correggere la dinamica del veicolo.

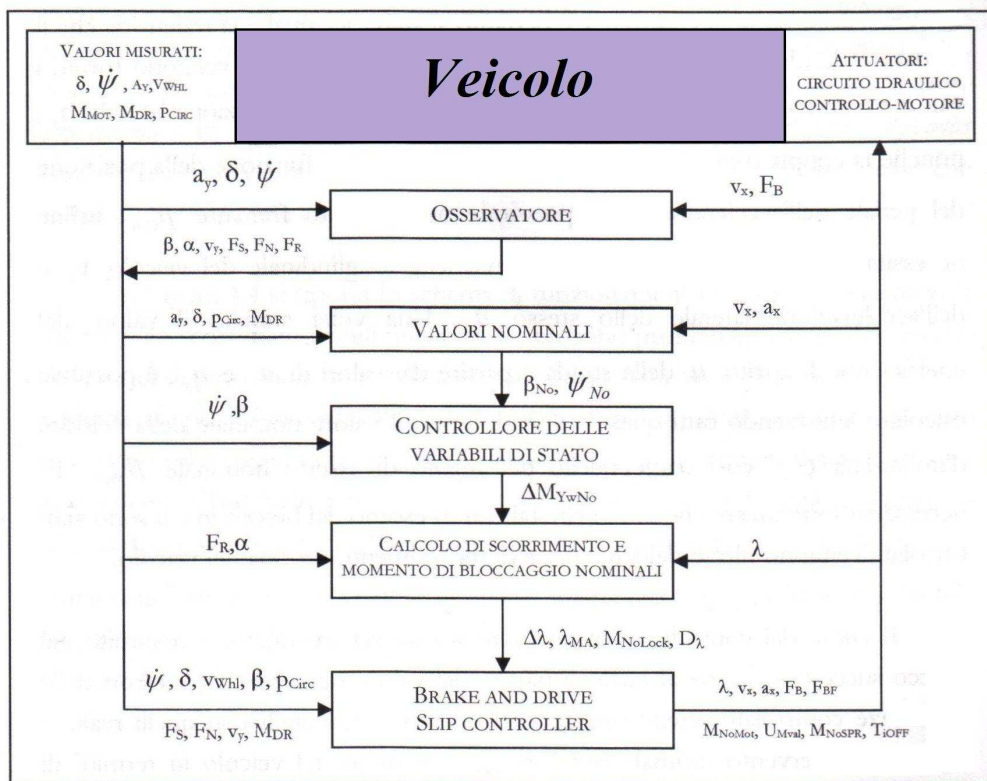


Figura 1.20 – Schema a blocchi della struttura del controllore (tratto da [1])

A tali anelli di retroazione si affianca un osservatore con lo scopo di stimare il valore istantaneo dell'angolo d'assetto del veicolo β e le altre grandezze non disponibili,

quali ad esempio le forze normali sugli pneumatici F_N . L’osservatore è rappresentato nello schema di Figura 1.20 attraverso il primo blocco della catena e riceve in ingresso sia i segnali provenienti dai sensori dedicati (velocità d’imbardata $\dot{\psi}$, accelerazione laterale a_y e velocità angolare delle singole ruote v_w) sia i valori delle grandezze stimate. Attraverso questi input e facendo riferimento ad un modello completo del veicolo, l’osservatore è in grado di stimare i valori degli angoli di deriva α degli pneumatici, l’angolo d’assetto del veicolo β , la velocità laterale v_y nonché le forze laterali sugli pneumatici F_y e le forze normali F_z . Una maniera molto semplice per stimare l’angolo di assetto del veicolo si può ottenere ricordando che:

$$\dot{\beta} = -\dot{\psi} + \frac{1}{v}(a_y \cdot \cos \beta - a_x \cdot \sin \beta) \quad (1.26)$$

Per piccoli valori di decelerazione della vettura e di angolo di assetto, l’equazione 1.26 può essere semplificata e l’angolo d’assetto può essere ricavato tramite integrazione diretta:

$$\dot{\beta} = \frac{a_y}{v} - \dot{\psi} \Rightarrow \beta(t) = \beta_0 + \int_{t=0}^t \left(\frac{a_y}{v} - \dot{\psi} \right) dt \quad (1.27)$$

I segnali misurati di accelerazione laterale e velocità di imbardata, nonché il valore stimato della velocità della vettura possono essere disturbati da rumore e da errori di offset che porterebbero la stima dell’angolo di assetto secondo la 1.27 a crescere molto rapidamente per intervalli di tempo molto lunghi. Per grandi valori di decelerazione si preferisce pertanto utilizzare un filtro di Kalman come osservatore della velocità laterale del veicolo: in questa maniera note le velocità longitudinali e laterali del veicolo, si può facilmente calcolare l’angolo d’assetto β . Le equazioni utilizzate per il filtro di Kalman sono le equazioni differenziali del modello completo del veicolo in direzione laterale 1.28 e all’imbardata 1.29.

$$m_v (\dot{v}_y + v_x \dot{\psi}) = -(F_{yAS} + F_{yAD}) \cos \delta_w - (F_{xAS} + F_{xAD}) \sin \delta_w - F_{yPS} + F_{yPD} \quad (1.28)$$

$$J_z \cdot \ddot{\psi} = - \left[(F_{yAS} + F_{yAD}) \cdot \cos \delta_w \cdot a + (F_{yAS} - F_{yAD}) \cdot \sin \delta_w \cdot \frac{C_{Am}}{2} \right] + (F_{yPS} + F_{yPD}) \cdot b - \\ + (F_{xAS} + F_{xAD}) \cdot \sin \delta_w \cdot a + (F_{xAS} - F_{xAD}) \cdot \cos \delta_w \cdot \frac{C_{Am}}{2} + (F_{xPS} - F_{xPD}) \cdot \frac{C_{Post}}{2} \quad (1.29)$$

In particolare dall’equazione differenziale 1.29 all’imbardata si ottiene l’equazione di misura del filtro di Kalman. Poiché il filtro è robusto agli errori dei sensori e al rumore, la stima dell’angolo di assetto operata in questa maniera risulta senz’altro più attendibile di quella ottenuta per integrazione diretta dalla 1.27. Nel blocco subito a valle dell’osservatore in Figura 1.20 si calcolano invece i valori nominali delle variabili controllate e pertanto si stabilisce qual è la traiettoria che il pilota desidera

realizzare. In ingresso a questo blocco vengono forniti i valori misurati di angolo di sterzo alle ruote δ_w e dell'accelerazione laterale a_y , e i valori di velocità longitudinale del veicolo v_x e di accelerazione longitudinale a_x stimati dal controllore. Per valutare i valori nominali di velocità d'imbardata $\dot{\psi}_{nom}$ e angolo d'assetto β_{nom} il sistema di controllo utilizza un modello monotraccia del veicolo, schematizzato in figura 1.21.

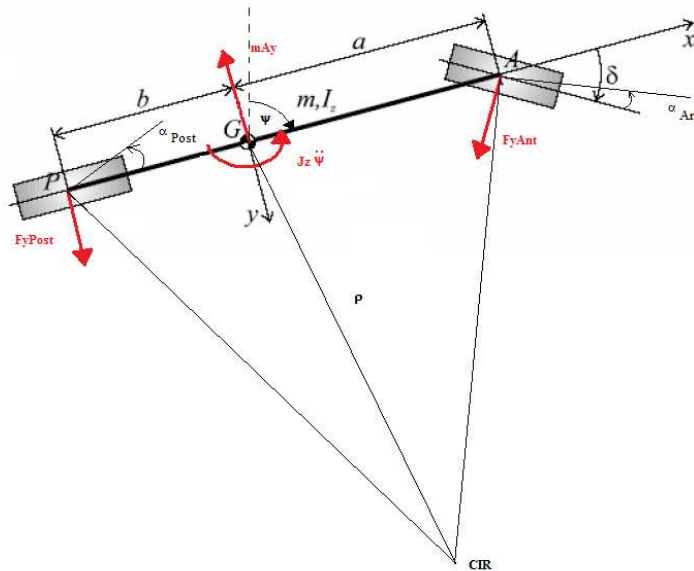


Figura 1.21 – Schematizzazione del modello monotraccia.

Per la notazione si fa riferimento alla Tabella 1.2.

m	Massa del veicolo	[kg]
J_z	Momento di inerzia del veicolo rispetto all'asse verticale	[kg · m ²]
a	Semipasso anteriore del veicolo	[m]
b	Semipasso posteriore del veicolo	[m]
l	Passo del veicolo	[m]
F_y	Forza trasversale al contatto pneumatico - strada	[N]
F_z	Forza verticale al contatto pneumatico - strada	[N]
α	Angolo di deriva del pneumatico	[rad]
V	Velocità del veicolo	[m/s ²]
ρ	Raggio di curvatura	[m]
C_α	Rigidezza di deriva del pneumatico	[N/rad]
δ	Angolo di sterzo	[rad]

Tabella 1.2 – Grandezze utilizzate nelle formule per il modello monotraccia

Le equazione linearizzate di tale modello sono:

$$\begin{cases} mA_y = F_{yANT} + F_{yPOS} \\ J_Z \ddot{\psi} = aF_{yANT} - bF_{yPOS} \end{cases} \quad (1.30)$$

In particolare se si sostituisce la condizione di regime in curva ($\ddot{\psi} = 0$) si ottiene:

$$mA_y = m \frac{V^2}{\rho} = F_{yANT} \left(1 + \frac{a}{b}\right) = F_{yANT} \frac{l}{b} \quad (1.31)$$

In questo modo le forze laterali scambiate al contatto tra pneumatico e strada possono essere scritte come:

$$\begin{cases} F_{yANT} = \frac{b}{l} m \frac{V^2}{\rho} = \frac{b}{l} mA_y = C_{\alpha A} \alpha_A \\ F_{yPOS} = \frac{a}{l} m \frac{V^2}{\rho} = \frac{a}{l} mA_y = C_{\alpha P} \alpha_P \end{cases} \quad (1.32)$$

da cui si possono ricavare le derivate degli pneumatici:

$$\begin{cases} \alpha_A = \frac{b}{l} m \frac{V^2}{\rho} \frac{1}{C_{\alpha A}} \\ \alpha_P = \frac{a}{l} m \frac{V^2}{\rho} \frac{1}{C_{\alpha P}} \end{cases} \quad (1.33)$$

Poiché dall'equilibrio verticale del veicolo si ha che le forze normali al contatto sono:

$$\begin{cases} F_{zANT} = \frac{b}{l} mg \\ F_{zPOS} = \frac{a}{l} mg \end{cases} \quad (1.34)$$

Sostituendo quanto ricavato nella (1.34) si ottiene:

$$\begin{cases} \alpha_A = \frac{F_{zANT}}{g} \frac{V^2}{\rho} \frac{1}{C_{\alpha A}} \\ \alpha_P = \frac{F_{zPOS}}{g} \frac{V^2}{\rho} \frac{1}{C_{\alpha P}} \end{cases} \quad (1.35)$$

Inoltre da considerazioni geometriche deducibili dalla Figura 1.20 si può osservare che:

$$\delta - \alpha_A + \alpha_P = \frac{l}{\rho} = \delta_0 \quad (1.36)$$

dove δ_0 è l'angolo di sterzo cinematico.

Sostituendo il tutto si ricava che:

$$\dot{\psi}_{nom} = \frac{V\delta}{(a+b) \cdot \left(1 + \frac{V^2}{V_{char}^2}\right)} \quad (1.37)$$

dove V_{char} rappresenta la velocità caratteristica del veicolo, un parametro che descrive il comportamento dinamico della vettura e può essere espresso come:

$$V_{char} = (a+b) \sqrt{\frac{1}{m} \cdot \left(\frac{C_{\alpha A} \cdot C_{\alpha P}}{b \cdot C_{\alpha P} - a \cdot C_{\alpha A}} \right)} \quad (1.38)$$

La velocità caratteristica del veicolo dipende pertanto dalle rigidità di deriva del veicolo sull'asse anteriore $C_{\alpha A}$ e posteriore $C_{\alpha P}$: se $V_{char}^2 > 0$ il veicolo risulta essere sottosterzante, ovvero l'angolo di sterzo richiesto al guidatore per mantenere il veicolo su una curva con raggio ρ è maggiore di quello cinematico. Viceversa, se $V_{char}^2 < 0$, il veicolo presenta un comportamento sovrasterzante e si immette su una traiettoria di raggio minore rispetto a quello determinato considerando l'angolo di sterzata cinematico. Ricordando che l'accelerazione laterale A_y è limitata dal coefficiente d'attrito al contatto pneumatico-strada secondo la 1.39 è possibile ricavare il limite per la velocità d'imbardata nominale $\dot{\psi}_{nom}$ espresso nella 1.40

$$|A_y| = \left| \frac{V^2}{\rho} \right| = |\dot{\psi}_{nom} \cdot V| \leq \mu g \quad (1.39)$$

$$|\dot{\psi}_{nom}| \leq \left| \frac{\mu g}{V} \right| \quad (1.40)$$

Con ragionamenti analoghi a quelli riportati precedentemente, è possibile valutare il valore nominale dell'angolo di assetto, che risulta:

$$\beta_{nom} = \frac{1}{\rho} \cdot \left[b - \frac{a \cdot m \cdot V^2}{(a+b) \cdot C_{\alpha P}} \right] \quad (1.41)$$

I valori di riferimento così calcolati possono essere limitati secondo le specifiche del sistema ESP al variare delle condizioni operative.

Il cuore del sistema ESP è costituito dal controllore delle variabili di stato, rappresentato tramite il terzo blocco nello schema di Figura 1.20. Il controllore, confrontando i valori nominali di accelerazione laterale ed angolo di assetto con quelli reali, misurati o stimati, stabilisce l’intervento ottimale per correggere il moto del veicolo. Se i valori delle grandezze di stato del veicolo divergono dai valori nominali calcolati in precedenza, il sistema ESP interviene attraverso un controllore PID per controllare entrambe le variabili ([2],[4],[6]). L’uscita del controllore delle variabili di stato è un incremento del momento imbardante $\Delta M_{\psi, \text{nom}}$. Piccoli incrementi del momento imbardante sono trascurati attraverso una soglia di intervento. Dal valore nominale di incremento del momento imbardante $\Delta M_{\psi, \text{nom}}$ sono quindi calcolati gli scorrimenti da applicare alle ruote per generare tali momenti tenendo conto dell’attrito combinato per collegare la variazione di scorrimento alla variazione delle forze di contatto:

$$\left\{ \begin{array}{l} F_x = \lambda \cdot \frac{F_{tot}}{\sqrt{\lambda^2 + \left(\frac{C_\alpha}{C_\lambda}\right)^2 \cdot \alpha^2}} \\ F_y = \alpha \cdot \left(\frac{C_\alpha}{C_\lambda}\right) \cdot \frac{F_{tot}}{\sqrt{\lambda^2 + \left(\frac{C_\alpha}{C_\lambda}\right)^2 \cdot \alpha^2}} \end{array} \right. \Rightarrow F_y = \frac{C_\alpha \cdot \alpha}{C_\lambda \cdot \lambda} F_x \quad (1.42)$$

Gli incrementi di scorrimento calcolati sono infine controllati tramite lo *slip controller* che rappresenta l’ultimo blocco dello schema in Figura 1.20. Tutti i valori delle variabili misurate e stimate rappresentano gli input disponibili nello *slip controller* che risulta costituito da due parti: il *brake slip controller* e il *drive slip controller*. Mentre il *drive slip controller* è utilizzato solamente per il controllo dello scorrimento in fase di accelerazione, il *brake slip controller* ha il compito di controllare lo scorrimento alle ruote in tutte le altre situazioni di marcia. Attraverso il controllo dello scorrimento il sistema ESP modula la pressione sulle singole ruote ed è in grado di generare le coppie imbardanti necessarie a stabilizzare il veicolo e che chiudono il ciclo di controllo in anello chiuso.

1.4.3 Esempi di applicazione

Per meglio illustrare il funzionamento del sistema ESP ed i benefici da esso introdotti se ne riportano alcune tipiche applicazioni reperibili in letteratura. La prima condizione che si intende descrivere è quella riguardante un semplice inserimento in curva, situazione che sovente si propone, ad esempio, negli imbocchi autostradali. Un veicolo privo del sistema di controllo di stabilità, che si trova ad affrontare questa

manovra ad una velocità eccessiva, si comporta come illustrato in Figura 1.22. Non appena l'input di sterzo è applicato, sull'anteriore si sviluppano delle forze di contatto, mentre sul posteriore tali forze si sviluppano con un certo ritardo, funzione delle caratteristiche del veicolo e degli pneumatici. Di conseguenza nasce un momento imbardante che dirige il veicolo verso l'interno curva e l'angolo di assetto aumenta rendendo difficilmente controllabile la vettura

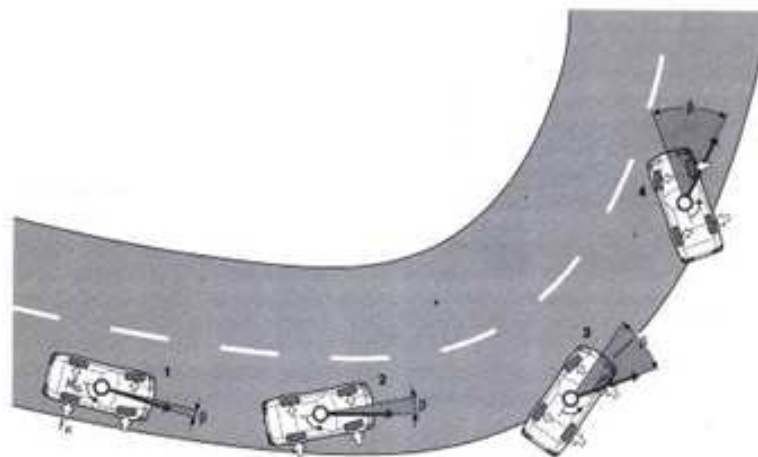


Figura 1.22 - Comportamento di un veicolo non dotato di ESP in un inserimento in curva:
 1. Sterzata da parte del pilota e nascita delle forze laterali, 2. Incipiente instabilità, 3. Controsterzo da parte del pilota, 4. Perdita del controllo

Il sistema ESP, nella medesima situazione, interviene ricorrendo al sistema frenante come strumento per sterzare il veicolo e riportarlo in traiettoria (Figura 1.22). Per fare ciò, si assiste ad un primo intervento sulla ruota anteriore esterno curva con la finalità di ridurre il momento imbardante che instabilizza il veicolo. Segue una seconda azione frenante, questa volta sulla ruota anteriore interno curva, per correggere un'eventuale tendenza sottosterzante dell'auto causata dal primo intervento.

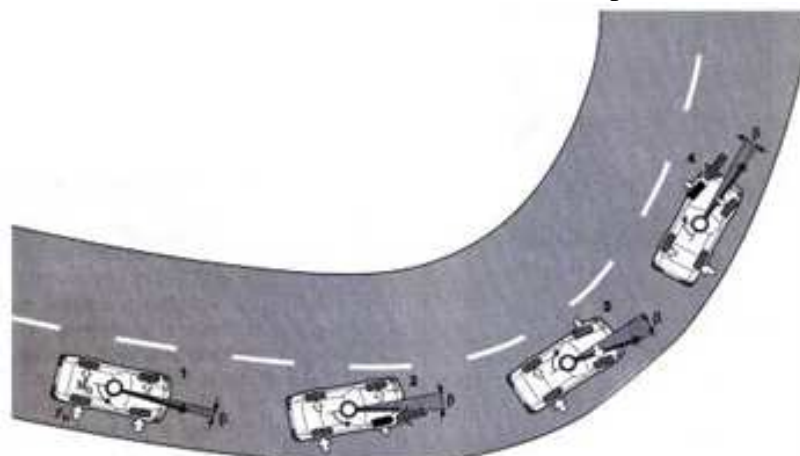


Figura 1.22 - Comportamento di un veicolo dotato di ESP in un inserimento in curva: 1. Sterzata da parte del pilota e nascita delle forze laterali al contatto, 2. Incipiente instabilità ed intervento ESP, 3. Il veicolo grazie al primo intervento è controllato, 4. Ulteriore intervento ESP per correggere il sovrasterzo

Un’altra tipica situazione è rappresentata da una manovra di cambio di corsia oppure da improvvisi colpi di sterzo in sequenza; tale manovra potrebbe rendersi necessaria allorquando un veicolo si inserisca in una serie continua di curve ad “S” o quando, in condizioni di traffico, si presenti un ostacolo o, infine, quando un sorpasso, per esempio in autostrada, debba improvvisamente essere terminato. La Figura 1.23 si riferisce proprio ad una sequenza di curva ad “S”, durante l’esecuzione della quale il pilota non interviene sul freno.

Le condizioni iniziali dei veicoli con (a destra) e senza ESP (a sinistra) della sequenza di curve sono identiche. Al primo input di sterzo improvviso da parte del guidatore (fasi 1 e 2 in 2), il veicolo senza ESP inizia ad instabilizzarsi. Questo è evidente dal comportamento dell’angolo di assetto (float angle, in Figura 1.23 in basso a destra). Tale comportamento è provocato dal fatto che sulle ruote dell’asse anteriore si generano istantaneamente delle forze laterali rilevanti, mentre per quelle del retrotreno è necessario che intercorra un certo periodo di tempo prima che si riescano a sviluppare forze di entità paragonabili. Questo ritardo è dovuto al minore angolo di deriva sulle ruote posteriori, che è depurato dell’angolo di sterzo, presente invece su quelle anteriori.

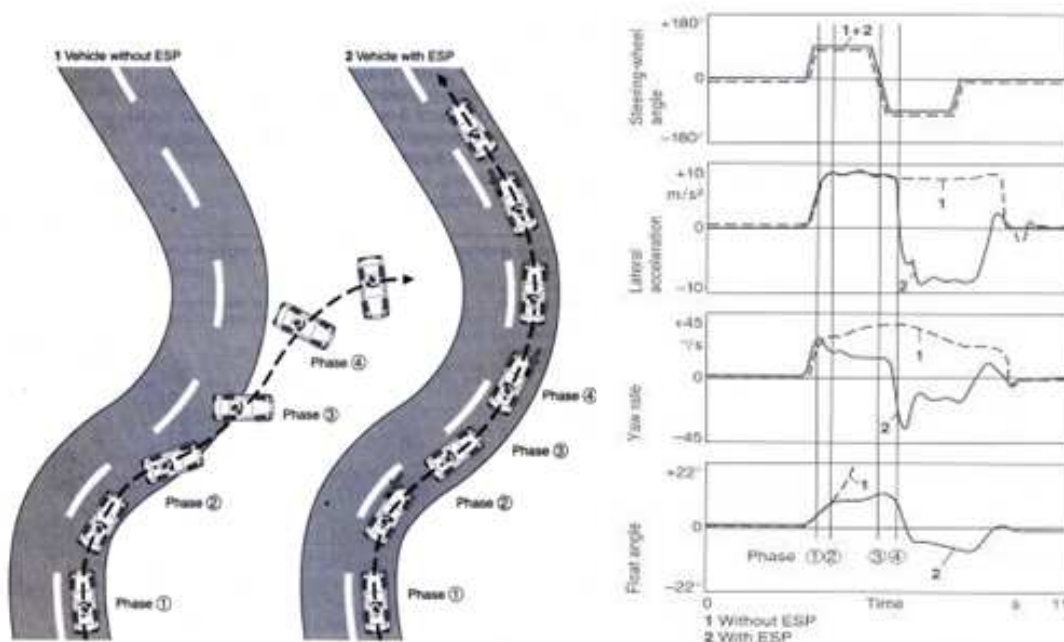


Figura 1.23 - Risposta dinamica di un veicolo in una sequenza di curve destra – sinistra (a sinistra veicolo senza ESP, a destra con ESP: 1. Sterzata del pilota e nascita delle forze laterali, 2. Incipiente instabilità a sinistra a destra intervento ESP, 3. Controsterzata e perdita di controllo a sinistra, a destra il veicolo rimane stabile, 4. Il veicolo è ormai incontrollabile a destra mentre a sinistra l’intervento dell’ESP completa la stabilizzazione.

Il veicolo reagisce quindi con una rotazione in senso orario attorno al proprio asse verticale, determinando un’azione imbarcante verso l’interno curva. Quando il pilota inizia a controsterzare, la vettura senza ESP non è più in grado di rispondere al comando imposto: l’accelerazione laterale rimane pressoché costante, mentre la

velocità d'imbardata e l'angolo d'assetto crescono rapidamente (fase 4). Il veicolo quindi scivola lateralmente finendo fuori strada.

Sul veicolo dotato di ESP, si assiste anche in questo caso, ad una frenatura della ruota anteriore esterno curva (ruota anteriore sinistra) per contrastare il momento imbardante "naturale" del veicolo verso l'interno curva. Tale intervento comporta una limitazione dell'angolo di assetto (fase 2). In seguito al successivo input di controsterzo, prima la coppia imbardante e successivamente la velocità d'imbardata cambiano segno divenendo entrambe dirette in senso orario (fase 3). Nella fase 4 viene applicata una seconda breve coppia frenante alla ruota anteriore destra che ripristina completamente la stabilità della vettura.

Infine, si analizza il caso di un ingresso in curva con contestuale brusca frenata. Questa eventualità può ad esempio verificarsi durante l'inserimento in un raccordo autostradale. Se la coppia frenanti previste dal guidatore sono tali da portare le ruote anteriori vicino al bloccaggio, saturando il vincolo di contatto in direzione longitudinale, il veicolo tende ad allargare la propria traiettoria in seguito alla diminuita capacità delle ruote anteriori di sviluppare forze laterali. Questa condizione è potenzialmente pericolosa perché potrebbe portare a reazioni errate da parte del pilota che, sterzando in maniera eccessiva, perderebbe il controllo dell'auto (Figura 1.24 a sinistra).

Per ovviare a questo comportamento, il sistema ESP prevede un'azione incrociata: la forza frenante sulla ruota posteriore interno curva viene aumentata, mentre quella della ruota anteriore esterno curva (ruota in appoggio) viene ridotta in modo da ripristinare la direzionalità del veicolo (Figura 1.24 a destra).

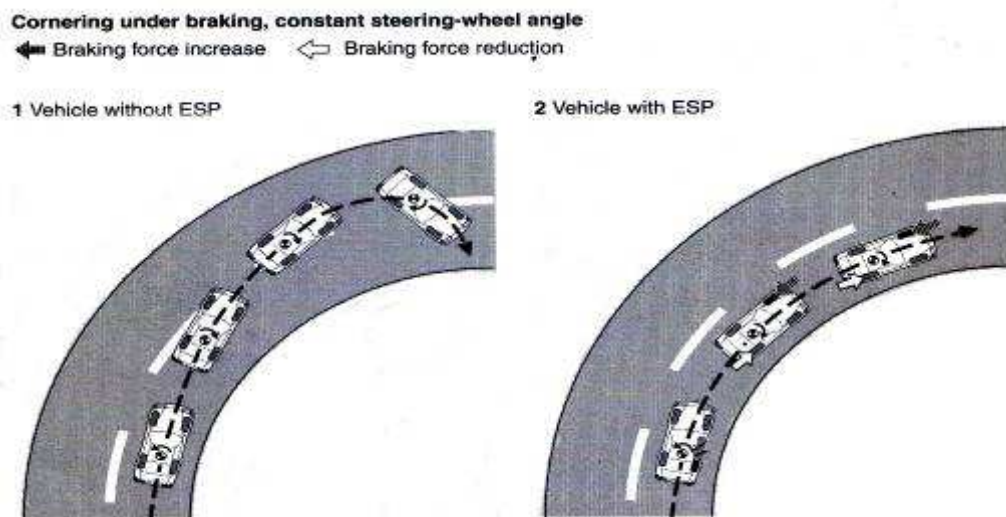


Figura 1.24 - Inserimento in curva con frenata e mantenimento dell'angolo volante (senza ESP a sinistra e con ESP a destra).

Capitolo 2

Descrizione dell'impianto frenante

L'impianto frenante di un veicolo, al pari del sistema di sterzata e del motore, costituisce il fulcro della dinamica del veicolo stesso. Difatti esso deve assolvere a tre compiti fondamentali:

- consentire l'arresto del veicolo in casi di emergenza: il sistema deve essere quindi in grado di sviluppare momenti frenanti e decelerazione il più elevati possibile;
- permette il controllo delle velocità del veicolo in marcia, garantendo un uso del freno anche prolungato nel tempo: l'azionamento del freno deve cioè permettere di generare, senza affaticare eccessivamente il guidatore, momenti frenanti e conseguenti decelerazioni anche solo di entità moderate;
- assicurare l'arresto del veicolo, anche a fronte di forti pendenze del manto stradale.

Negli impianti normalmente in commercio queste tre funzioni sono espletate da differenti sistemi che coesistono all'interno dello stesso impianto frenante. Si possono infatti distinguere un sistema di servizio, usato anche durante la marcia del veicolo, operante in sinergia con un sistema secondario, anch'esso attivo nella condizione di marcia e nato per sopperire eventuali guasti imprevisti, e da ultimo un sistema frenante di stazionamento, denominato comunemente freno a mano, il cui scopo è quello di assicurare la frenata in fase di parcheggio. L'impianto frenante tradizionale rappresentato in Figura 2.1a risulta costituito da una serie di organi disposti in serie a valle del pedale del freno:

- servofreno, il quale permette di amplificare la forza esercitata dal guidatore sul pedale del freno in modo da generare un'azione frenante adeguata alle varie situazioni di guida
- pompa doppia, la quale alimenta i condotti del circuito idraulico fino ai cilindretti di frenatura, che a loro volta agiscono sulle ruote, azionando le ganasce del freno. In tal modo è possibile trasmettere la forza uscente dal servofreno, attraverso il fluido di lavoro, agli organi di frenatura veri e propri;
- ripartitore di frenata grazie al quale si differenzia l'azione frenante tra le ruote degli assi anteriori e posteriori, limitando le coppie agenti sulle ruote del retrotreno
- gruppo pinza-disco-guarnizione

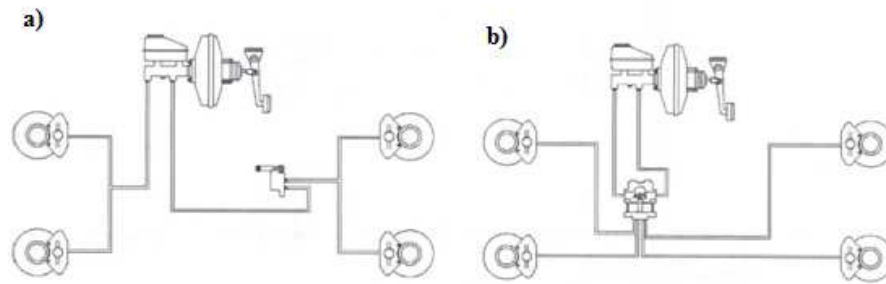


Figura2.1 – Impianto frenante tradizionale (a) e modificato dall'aggiunta del sistema di controllo ABS/ESP (b)

Il tradizionale schema dell'impianto frenante viene modificato dalla presenza del sistema di controllo ABS e ESP: come è possibile osservare in Figura 2.1b la centralina elettroidraulica si interpone tra la pompa tandem e il circuito idraulico diretto alle pinze.

2.1 Impianto Tradizionale

In questo paragrafo saranno presentati i componenti del sistema frenante tradizionale elencati in precedenza. La maggior parte di questi componenti si trova anche nell'impianto frenante modificato dall'aggiunta del sistema di controllo e, come vedremo più avanti, costituiscono la parte hardware del banco di prova realizzato.

2.1.1 Pedale freno

La forza esercitata dal guidatore sul pedale freno durante una frenata viene inizialmente moltiplicata per il rapporto di leva del pedale, generalmente compreso tra 3 e 4. Si ottiene pertanto la forza $F_{puntale}$ che va ad agire sul puntale del servofreno, che è il componente immediatamente a valle.

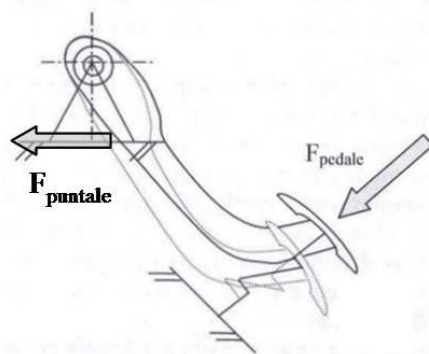


Figura2.2 – Rapporto di leva del pedale

2.1.2 Servofreno

Il servofreno si trova tra il pedale e la pompa doppia e svolge la funzione precedentemente introdotta di amplificazione della forza esercitata dal guidatore sul pedale, attraverso la differenza di pressione creata fra le due camere principali di cui è costituito. Generalmente il servofreno è di tipo pneumatico a depressione: tale dispositivo attinge energia dal motore dove, nel condotto di ammissione dei gas si stabilisce una elevata depressione rispetto all’atmosfera.

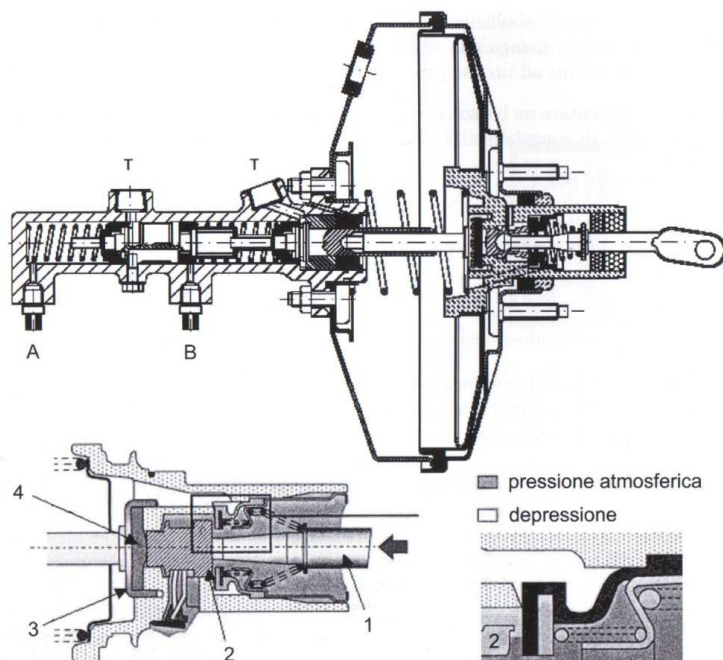


Figura 2.3 – Sezione trasversale del complesso servofreno pompa doppia, tratto da [11]

Il corpo del servofreno, come risulta evidente da Figura 2.3 consta di un grande cilindro pneumatico, il cui pistone, generalmente realizzato con una membrana flessibile per evitare eventuali perdite di tenuta, è coassiale ad un cilindro idraulico surpressore, rigidamente connesso al pistone idraulico da uno stelo. Nell’attuatore è possibile individuare pertanto una camera anteriore (a sinistra) ed una posteriore. La camera anteriore si trova sempre in comunicazione con il collettore d’aspirazione e quindi in depressione. Grazie ad un’apposita valvola le due camere si possono trovare in comunicazione tra loro a seconda del movimento dello stantuffo attuatore comandato dal guidatore. Una molla provvede a mantenere, a riposo, l’insieme dei pistoni pneumatico ed idraulico in condizioni di corsa massima. Durante l’arco di una frenata il servofreno si trova quindi a lavorare in tre configurazioni differenti: la condizione di riposo, la condizione di lavoro, a fronte di un azionamento del pedale del freno, ed una conseguente fase di rilascio dello stesso.

Condizione di riposo:

Quando il pedale del freno è rilasciato, il che corrisponde ovviamente ad una corsa del pedale nulla, le due camere del servofreno sono poste in comunicazione tra loro e si trovano alla medesima pressione. Il valore della pressione di esercizio è pari a quella che si ha in corrispondenza della sorgente di depressione, ossia il collettore di aspirazione a vale del servofreno. In tale condizione di riposo, essendo nulla la differenza di pressione sulle facce della membrana del servofreno, diviene anche nullo l'effetto di servo assistenza.

Fase di azionamento del servofreno del pedale del freno

Nel momento in cui il guidatore agisce sul freno, impartendo al relativo pedale una certa corsa, la comunicazione tra le due camere del servofreno viene interdetta grazie all'azione del distributore, come illustrato nel dettaglio di Figura 2.2. In un tempo immediatamente successivo l'elemento di gomma 4, mediante il quale il pedale preme sull'estremità della pompa freno 3, si deformerà, aprendo la battuta interna 2 e mettendo in comunicazione la camera posteriore con la pressione atmosferica. La differenza di pressione fra le due camere determinerà sullo stantuffo la massima forza di servo assistenza. Se il carico sul pedale è mantenuto costante dal guidatore, a transitorio esaurito, la comunicazione tra la camera posteriore e l'ambiente a pressione atmosferica si interromperà e la pressione all'interno di tale camera smetterà di crescere. Infatti l'apertura della battuta interna che mette in comunicazione la camera posteriore con la pressione atmosferica, è determinata solo dallo schiacciamento dell'elemento in gomma 4, sul quale passa tutto il carico del pedale. Poiché anche lo stantuffo si sposta in funzione del carico sul pedale, la valvola sarà chiusa non appena il pilota supera il carico d'azionamento desiderato. La pressione formata nella camera posteriore è quindi proporzionale allo schiacciamento dell'elemento elastico e quindi al carico desiderato. Grazie a questo dispositivo la pressione vigente nella pompa freni quando il pedale di comando viene azionato, verrebbe comunque ai freni, qualora il servofreno, per un motivo qualsiasi, non si attivasse: ciò è ovviamente un importante elemento di sicurezza.

Fase di rilascio del pedale del freno

Una volta ultimata la frenata, quando cioè il guidatore rilascia il pedale del freno, il distributore del servofreno arretra e viene ristabilita l'originale condizione fra le due camere: potendo comunicare reciprocamente, entrambe le camere verranno a trovarsi nuovamente, esaurito un breve transitorio, allo stesso valore di pressione della sorgente di depressione. Risulta evidente che anche in questo caso, come evidenziato per la condizione di riposo, l'effetto di servo assistenza è nullo.

In figura 2.4 è mostrato un andamento esemplificativo della curva caratteristica del servofreno. Tale curva riporta in ascissa il valore del carico applicato dal guidatore sul pedale del freno, moltiplicato per il rapporto di leva τ del pedale stesso (carico sul puntale), ed in ordinata il valore della pressione frenante presente nell'impianto. In figura 2.4 è possibile evidenziare quattro diverse zone di funzionamento: una prima

zona in cui il carico del pedale non è sufficiente a vincere la resistenza delle molle e pertanto la pressione frenante alle pinze risulta essere nulla; una seconda zona in cui viene superato il carico d’attacco si osserva un aumento molto rapido della forza prodotta dal servofreno; una terza zona in cui l’amplificazione prodotta dal servofreno cresce linearmente con il carico del pedale; infine una quarta zona in cui il servofreno ha ormai raggiunto il massimo valore di forza che è in grado di fornire grazie alla differenza di pressione; l’incremento di pressione in questa zona è dovuto unicamente alla crescita del carico applicato sul pedale.

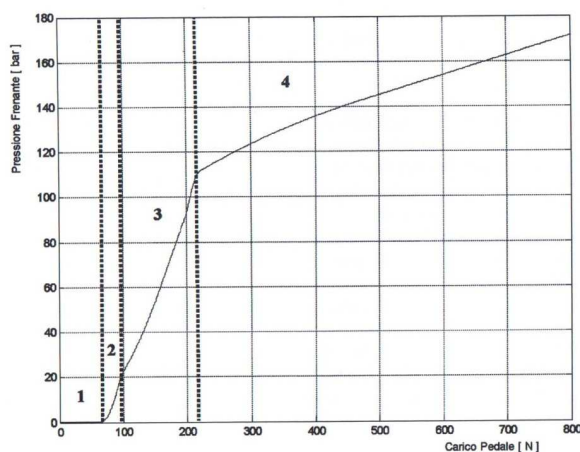


Figura 2.4 – Andamento esemplificativo della curva caratteristica del servofreno, tratto da [11]

2.1.3 Pompa Doppia

Come risulta evidente dall’analisi della sezione riportata in Figura 2.5, l’albero di uscita del servofreno è collegato alla pompa doppia di alimentazione del circuito idraulico, detta anche *tandem master cylinder*. Tale pompa è costituita da due pistoni idraulici alloggiati in serie all’interno del medesimo chassis, sulle cui pareti sono ricavate le bocche di aspirazione T, collegate con il serbatoio e quelle di lavoro in mandata, dirette ai cilindri di frenatura A e B. Come evidenziato dal nome stesso, la pompa freno alimenta due impianti separati, ciascuno dei quali agisce su due ruote. Sebbene sia possibile, a seconda di come viene scelto di alimentare le ruote, realizzare differenti morfologie d’impianto frenante, la configurazione comunemente adottata sulle vetture di serie è quella 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. In Figura 2.5 è riportata una sezione della pompa tandem nella condizione di lavoro. Durante la posizione di riposo, grazie alla presenza di apposite molle elicoidali, le camere della pompa, delimitate dai pistoni idraulici di lavoro, si trovano alla medesima pressione vigente all’interno del serbatoio, in quanto la posizione relativa degli organi idraulici garantisce il collegamento tra ciascuna camera ed il serbatoio stesso. Risulta quindi possibile rifornire il circuito del poco olio necessario durante questa fase di funzionamento. Quando invece il pedale del freno viene premuto, e quindi si richiede

una pressione nel circuito a valle della pompa, i due pistoni si spostano occludendo i collegamenti T con il serbatoio e comprimendo conseguentemente il fluido all'interno del circuito idraulico: la pressione che agisce sui cilindretti delle pinze frenanti aumenta quindi proporzionalmente alla forza applicata sulla pompa (Figura 2.5)

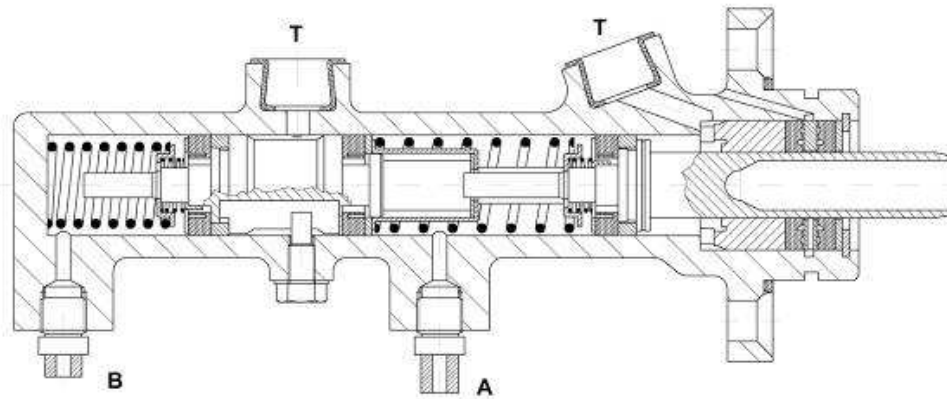


Figura 2.5 – Pompa doppia in condizioni di lavoro

Nel momento in cui il pedale del freno viene rilasciato, i pistoni ritornano nelle condizioni di riposo ed il circuito è messo nuovamente in collegamento con il serbatoio. Inoltre la pompa doppia è dotata di dispositivi di sicurezza che ne garantiscono il funzionamento, almeno in parte, anche nel caso in cui la pressione in una delle due camere non dovesse crescere adeguatamente durante una frenata: la forma dei due pistoncini è tale da salvaguardare l'aumento di pressione nel ramo di circuito correttamente funzionante, grazie alla presenza di prolungamenti sui pistoni idraulici, che hanno lo scopo di limitare lo spostamento dei pistoncini stessi. Da un punto di vista squisitamente strutturale la pompa tandem opera pertanto come un sistema meccanico a due gradi di libertà, costituito da due masse differenti, che rappresentano i pistoni idraulici, con interposti degli elementi visco-elastici.

2.1.4 Schema Idraulico: tubazioni di collegamento

Il fluido in pressione nella pompa tandem raggiunge le pinze freno grazie a una serie di tubazioni specifiche. In particolare all'interno del circuito idraulico di Figura 2.6 è possibile riconoscere:

- **tubi di collegamento rigido**, i quali convogliano il fluido in pressione dalla pompa tandem alla centralina ABS/ESP e dalla centralina ai raccordi flessibili con le pinze anteriori e posteriori. Le tubazioni rigide che collegano la pompa tandem alla centralina nelle versioni dotate di ESP sono di diametro maggiore per evitare influenze negative sul funzionamento dell'ESP con basse temperature dell'olio dei freni.
- **tubi di raccordo flessibili**, collegano le tubazioni rigide alle pinze freno. La loro introduzione su vettura è resa necessaria dal fatto che le pinze freno

vengono montate sui porta mozzi della sospensione e sono pertanto soggetti alle escursioni della sospensione stessa

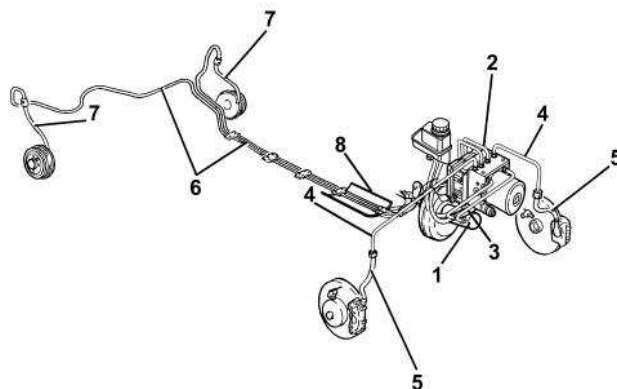


Figura2.6 – Particolare tubazioni nell’impianto frenante: 1) Pompa comando freni, 2) Centralina ABS, 3) Tubazioni da pompa freni a centralina ABS, 4) Tubazioni rigide dalla centralina alle tubazioni flessibili dei freni anteriori, 5) Tubazioni flessibili pinze anteriori, 6) Tubazioni rigide dalla centralina alle tubazioni flessibili dei freni posteriori, 7) Tubazioni flessibili freni posteriori

2.1.5 Pinze Freno

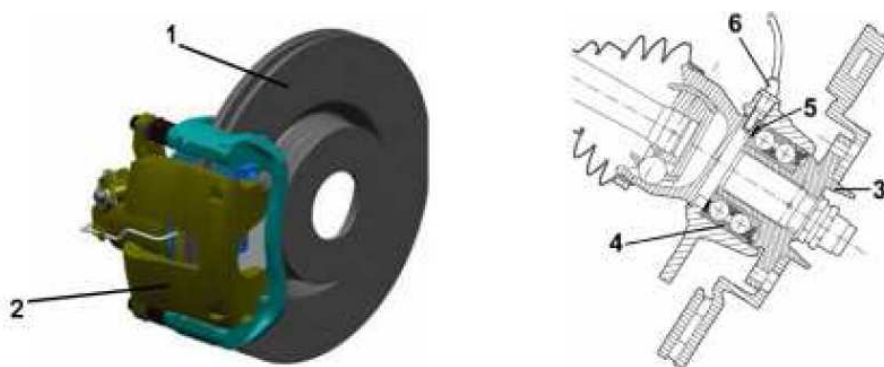


Figura2.7 Freno a disco con pinza fissa: 1)disco freno 2) pinza freno 3) mozzo 4) Cuscinetto mozzo 5) anello magnetico 6)sensore attivo ABS

La pinza freno permette di trasformare la pressione frenante del circuito idraulico in effettiva coppia frenante. I pistoni del freno premono la pastiglia sul disco, solidale con il mozzo della ruota, e grazie all’attrito vigente tra i due corpi premuti è possibile trasferire una coppia frenante alla ruota in rotazione. La pinza di tipo flottante, rappresentata in Figura 2.8 presenta un solo pistoncino (4) che agisce direttamente sulla pastiglia interna 5, mentre quella esterna è premuta sul disco dal corpo della pinza 1, che scorre per reazione sulle guide del supporto 7. Non appena si toglie il carico dal pedale del freno, lo stantuffo della pompa ritorna nella sua posizione iniziale, tramite una molla di richiamo e, quindi, annulla la pressione nel circuito

idraulico. Il pistoncino del cilindretto è allontanato dal disco dalla presenza di una forza di richiamo elastica, esercitata dalla deformazione laterale dell'anello di tenuta, calzato con un certo precarico radiale su ogni pistoncino. Nel dettaglio di figura 2.8 è presentata la guarnizione in posizione di riposo.

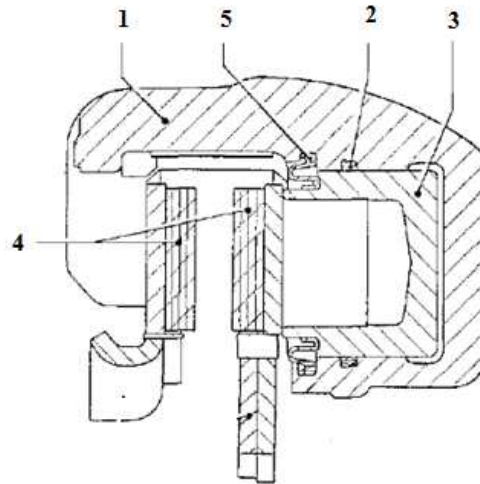


Figura 2.8 – Schema di disco con pinza flottante: nell'immagine sono evidenziati il corpo della pinza (1), l'anello di tenuta (2), il pistoncino (3) e le due pastiglie che agiscono sul freno(4).

2.2 Impianto ABS/ESP

Negli impianti frenanti dotati di ABS o ESP, rappresentati in Figura 2.9, il fluido in pressione in uscita dalla pompa tandem passa 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 persino 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, riguardanti non solo la dinamica del veicolo, ma anche lo stato di funzionamento dei sensori, i comandi del conducente e le informazioni riguardanti gli altri sistemi.

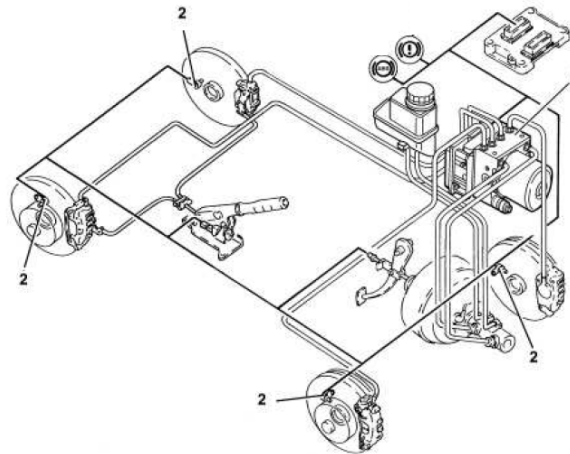


Figura 2.9 – Componenti del sistema ABS: 1) Centralina ABS/EBD 2) sensori di velocità angolare alle quattro ruote.

2.2.1 Gruppo elettroidraulico

Il gruppo elettroidraulico in Figura 2.10 comprende in un unico blocco sia la centralina elettronica che quella elettroidraulica. Mentre la centralina elettroidraulica HCU (*Hydraulic Control Unit*) ha il compito di modulare la pressione alla pinze tramite le elettrovalvole presenti al suo interno, la centralina elettronica (ECU) ha il compito di:

- 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/ESP
- memorizzare i codici di guasto ed attivare le spie ABS/ESP
- trasmettere e ricevere segnali sulla linea CAN



Figura 2.10 – Centralina ESP e HCU

Nella figura 2.11 è proposto lo schema relativo ad una centralina idraulica HCU con le funzioni di ABS ed ESP. 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. Com'è possibile osservare in Figura 2.12, 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
- una elettropompa di recupero a doppio circuito
- due accumulatori di bassa pressione D1 e D2
- due accumulatori di alta pressione A1 e A2

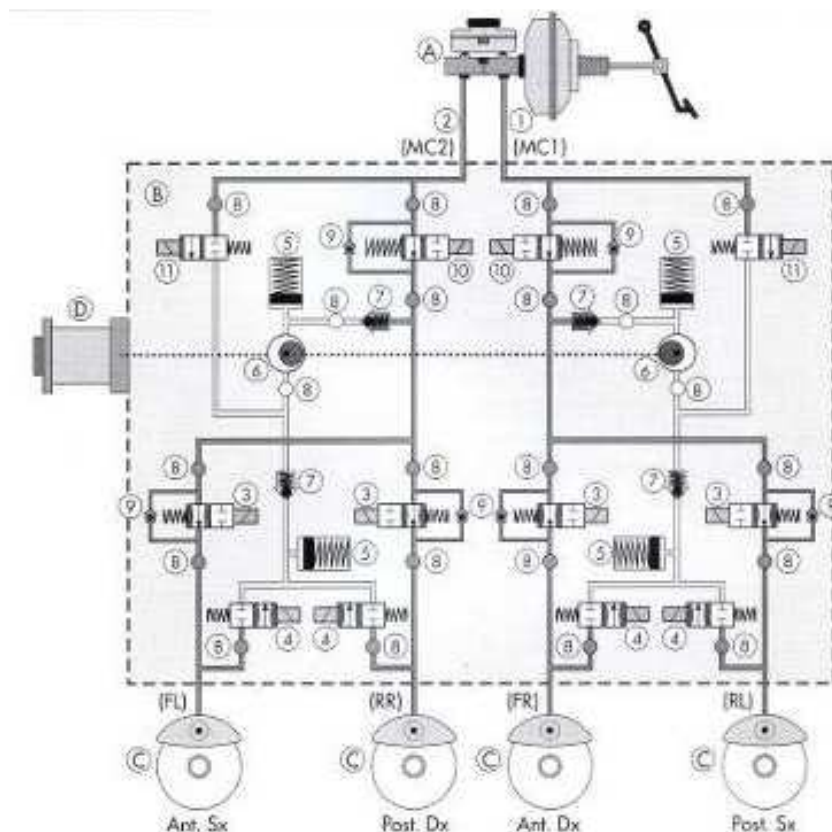


Figura 2.11 - Schema idraulico dell'impianto frenante di un veicolo dotato di sistema ESP. A) Complessivo Pompa-Servofreno B) Complessivo Modulatore Idraulico C) Pinza Freno D) Motore pompa di recupero 1) Circuito frenante 1 (AntDx e PostSx) 2) Circuito frenante 2 (AntSx e PostDx) 3) Elettrovalvole di mandata EV 4) Elettrovalvole di scarico AV 5) Accumulatori di pressione 6) Pompa di recupero 7) Valvole unidirezionali 8) Smorzatori idraulici 9) Valvola antirumore. Le valvole supplementari sono la 10) Valvola di isolamento e la 11) Valvola di commutazione.

Il circuito appare perfettamente simmetrico rispetto alle due diagonali: a fronte di un comando da parte del guidatore il fluido si dirige dal ramo MC1 verso le pinze freno FR ed RL, mentre dal ramo MC2 verso le pinze FL e RR. Inoltre all’interno di ciascuna diagonale, i rami di circuito relativi alla ruota anteriore sono del tutto identici a quelli della corrispondente ruota posteriore. In definitiva ne risulta che è possibile comprendere il funzionamento di tutto il circuito analizzando soltanto metà di una diagonale, cioè quella parte di circuito che compete alla singola pinza freno. Le elettrovalvole per il funzionamento del sistema ABS all’interno della centralina 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 decrescita della pressione attiva sui martinetti di frenatura. Ciascuna elettrovalvola pertanto può assumere due posizioni: commutata e non commutata. 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. Nella Figura 2.13 si può osservare come non alimentando la valvola d’ingresso normalmente aperta e non alimentando la valvola d’uscita, normalmente chiusa, la pressione generata dalla pompa arriva alle pinze freno senza subire variazioni.

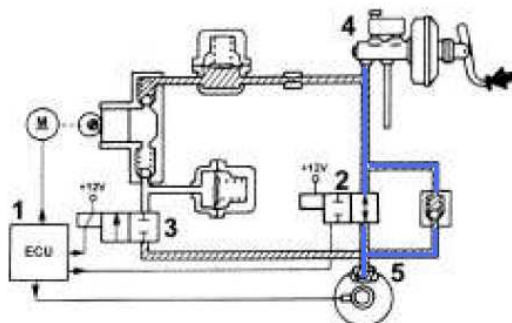


Figura2.13 – Fase di aumento della pressione senza l’intervento dell’ABS. 1) Centralina ABS 2) Elettrovalvola di carico EV 3) elettrovalvola di scarico AV 4) Pompa Tandem

Anche durante il funzionamento dell’ABS, in fase di modulazione della pressione frenante, la condizione di valvole non commutate permette l’incremento di pressione frenante alla pinza: le altre due condizioni che il sistema di controllo può imporre sono il mantenimento e la riduzione della pressione. Il mantenimento si ottiene commutando l’elettrovalvola di ingresso EV 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.

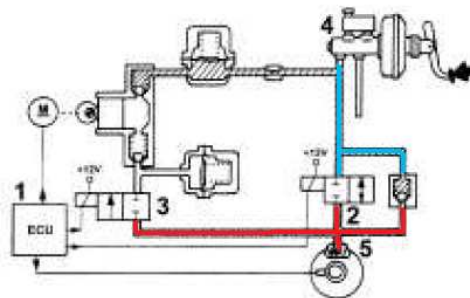


Figura 2.14 - Fase di mantenimento della pressione 1) Centralina ABS 2) Elettrovalvola di carico EV commutata 3) elettrovalvola di scarico AV non commutata 4) Pompa Tandem

Infine la riduzione della pressione si ottiene commutando entrambe le valvole, in modo da continuare a 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 ad eccentrico (si veda la Figura 2.15). 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 freni in fase di rilascio del pedale sul freno.

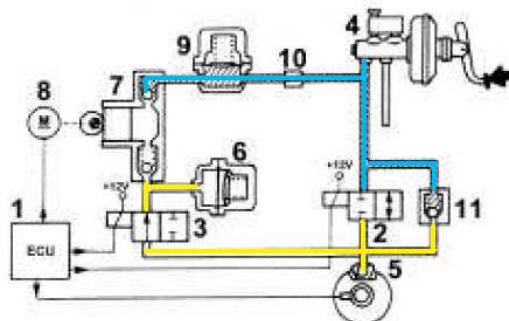


Figura 2.15 - Fase di diminuzione della pressione 1) Centralina ABS 2) Elettrovalvola di carico EV commutata 3) elettrovalvola di scarico AV commutata 4) Pompa Tandem 5) Pinza freno 6) Accumulatore BP 7) Pompa di recupero 8) Motore elettrico 9) Accumulatore AP 10) Restrizione

Lo schema della centralina elettroidraulica deve essere modificato per consentire al sistema ESP e al sistema TCS di applicare pressioni frenanti differenziate sulle quattro ruote in maniera indipendente dalla volontà del pilota. In particolare devono essere previste 4 elettrovalvole supplementari, una valvola di commutazione e una di isolamento per ciascun ramo dell'impianto (vedi Figura 2.11).

L'elettrovalvola di commutazione (indicata con 2 in Figura 2.16), normalmente chiusa, quando viene attivata permette di ricevere la quantità di fluido supplementare necessaria per aumentare la pressione e frenare la ruota o le ruote. L'elettrovalvola di isolamento (3 figura 2.16), normalmente aperta, quando viene attivata permette di mantenere nel circuito pompa-pinza freno la pressione modulata generata dalla

pompa stessa e necessaria per l’intervento del sistema ESP. Con pedale freno premuto la centralina elettronica non alimenta l’elettrovalvola di commutazione e l’elettrovalvola di isolamento: in questa maniera il sistema è capace di aumentare, mantenere e ridurre la pressione come descritto per l’impianto ABS/EBD. Quando la centralina rileva le condizioni di attuazione della funzione ESP viene alimentata l’elettropompa dell’aggregato idraulico e vengono contemporaneamente alimentate le valvole di commutazione e di isolamento (vedi Figura 2.17). La pressione generata dalla pompa e senza l’intervento del guidatore arriva pertanto alla pinza freni (4) e lì viene modulata su richiesta della centralina elettronica dalle elettrovalvole di scarico (5) e di carico (6).

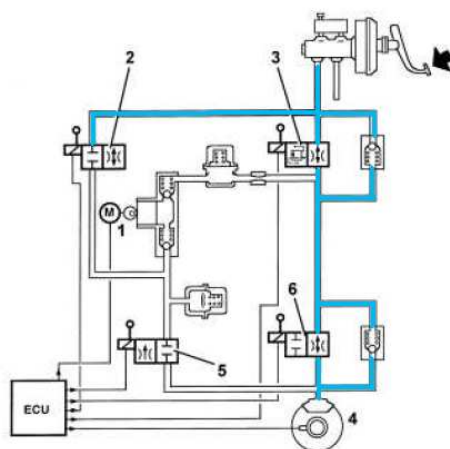


Figura2.16 - Modulazione della pressione senza intervento ESP: 1) Motore elettrico 2) elettrovalvola di commutazione 3) elettrovalvola di isolamento 4)Pinza Freno 5)Elettrovalvola di Scarico AV 6) Elettrovalvola di mandata EV

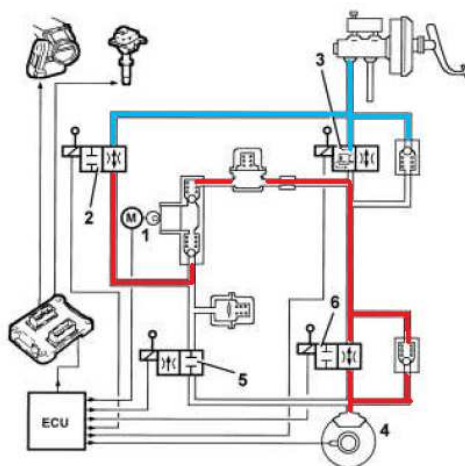


Figura2.17 - Modulazione della pressione con intervento ESP: 1) Motore elettrico 2) elettrovalvola di commutazione 3) elettrovalvola di mantenimento 4)Pinza Freno 5)Elettrovalvola di Scarico AV 6) Elettrovalvola di mandata EV

2.2.2 Sensori del sistema ABS/ESP

Il sistema ESP richiede dei sensori specifici e uno scambio di segnali elettronici con le altre centraline di comando presenti nel sistema (Figura 2.18). In particolare la centralina prevede:

- un sensore di tipo attivo *magneto-resistivo* su ciascuna ruota per rilevare la velocità angolare (A).
- un sensore di angolo di sterzo, velocità volante (B)
- un sensore di velocità d'imbardata, accelerazione laterale, accelerazione longitudinale (C)
- un sensore di pressione dell'impianto idraulico dei freni, integrato nell' HCU (F).

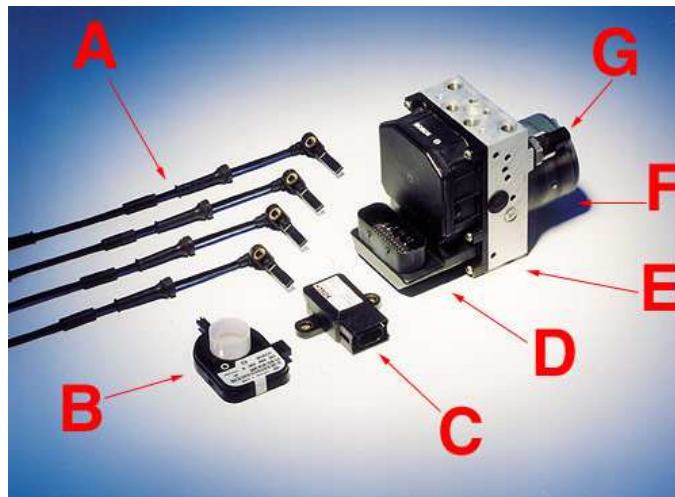


Figura 2.18 – Componenti del sistema di controllo elettronico della stabilità: A) Sensori di velocità angolare delle ruote, B) Sensore angolo di Sterzo C) Sensore di imbardata/accelerazione laterale, D) Connettore Centralina ESP, E) Centralina elettronica di comando ECU, F) Sensori di pressione integrato, G) centralina elettroidraulica HCU.

Le altre grandezze necessarie per il controllo della dinamica del veicolo, quali ad esempio la posizione della valvola a farfalla, la coppia motrice fornita e il numero di giri del motore, sono forniti grazie all'interfaccia della centralina con gli altri moduli di controllo, quali ECM (Engine Control Module) e BCM (Body Computer Module), collegamento gestito grazie alla rete C-CAN. Nei prossimi paragrafi saranno brevemente descritti i sensori del sistema ABS e del modulo di controllo della stabilità del veicolo.

Sensore di velocità angolare alle ruote

La velocità angolare delle ruote è misurata tramite degli specifici sensori attivi magneto-resistivi (illustrati in figura 2.19): il funzionamento di questi sensori si basa sul variare della resistenza elettrica interna in funzione dell'intensità e

dell'orientamento delle linee di forza di un campo magnetico esterno generato da un codificatore magnetico multipolare solidale alla ruota.



Figura 2.19 – Sensori di velocità angolare delle ruote

Il campo magnetico è generato da un anello magnetico multipolare, un elastomero dotato di una certa quantità di particelle magnetiche che, grazie ad una particolare tecnica di magnetizzazione, vengono orientate in modo da formare diversi magneti con polarità alternate in senso circolare. L'anello multipolare montato all'interno del mozzo della vettura presenta $n=44$ coppie polari, pertanto il rapporto tra la velocità angolare e la frequenza dell'onda quadra risulta essere:

$$\omega = n \cdot 2\pi f \quad (2.1)$$

In figura 2.20 è illustrato il funzionamento di questi sensori: un captatore magnetoresistivo (3) si affaccia sul codificatore (1) e genera un segnale ad onda quadra variabile in frequenza, in funzione della velocità angolare della ruota, ma costante in ampiezza.

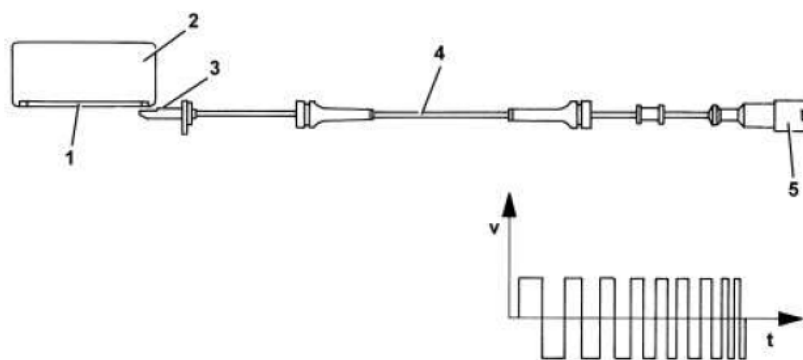


Figura 2.20 – Funzionamento dei sensori di velocità angolare delle ruote: anello di tenuta magnetizzato (1), cuscinetto (2), testa del sensore (3), sensore attivo (4), connettore (5)

Questi particolari tipi di sensori si sono affermati a scapito dei tradizionali sensori di prossimità a ruota fonica poiché garantiscono:

- una minore sensibilità alla distanza tra il sensore e l'anello magnetico (traferro)
- minore sensibilità ai disturbi elettromagnetici
- possibilità di misurare la velocità angolare della ruota fino a zero (contro i 2,5 km/h del sensore passivo)
- un risparmio in termini di peso ed ingombro
- una semplificazione dei giunti di trasmissione grazie all'eliminazione delle ruote foniche

Inoltre con questo tipo di sensori è possibile inviare ulteriori informazioni dalla ruota, riguardanti per esempio l'autodiagnosi, la pressione dell'aria all'interno dello pneumatico o la direzione di rotazione, tramite la tecnica Pulse-Width-Modulation. Com'è possibile osservare in Figura 2.21 la velocità di rotazione, generata dall'anello magnetico multipolare è codificata grazie alle pulsazioni da 28 mA mentre le informazioni ausiliarie sono trasmesse modulando il segnale portante tra i 7 e i 14 mA.

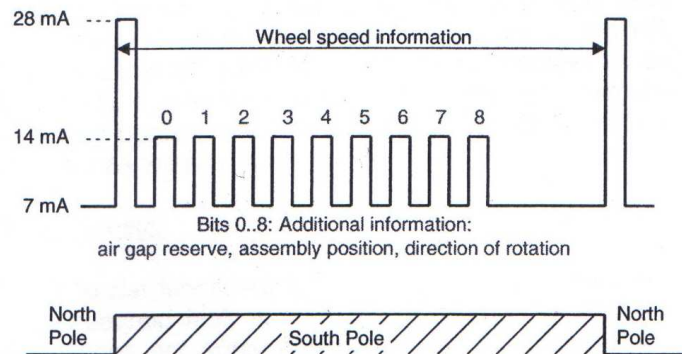


Figura 2.21 – Esempio di comunicazione informazioni aggiuntive tramite i sensori di velocità angolare

I segnali dei sensori trasmessi in corrente vengono elaborati al fine di calcolare le accelerazioni periferiche e lo scorrimento di ogni ruota, la velocità longitudinale del veicolo, e conseguentemente la decelerazione della vettura. Vista l'importanza che lo scorrimento assume nella determinazione delle forze frenanti, il controllore ABS, sin dalle sue prime versioni, riesce in qualche maniera a controllare questa variabile. Occorre osservare che per conoscere lo scorrimento è indispensabile conoscere, oltre alla velocità di rotolamento delle ruote, facilmente determinabile dai singoli sensori, anche la velocità di avanzamento della vettura. Poiché ad oggi ancora non esistono strumenti di misura della velocità di avanzamento economicamente convenienti¹, ogni centralina è costretta a stimare la velocità longitudinale in maniera più o meno complessa a seconda delle versioni (vedi Cap. 1).

¹ Il tachimetro delle vetture non risulta adatto a questo scopo, commettendo errori dell'ordine dei 10 km/h

Sensore di Imbardata/accelerazione laterale

Il sensore di imbardata illustrato in Figura 2.22 permette di conoscere l’accelerazione laterale e la velocità di rotazione del veicolo attorno al suo asse verticale. Tramite il confronto tra queste misure e gli input del pilota, il sistema di controllo di stabilità del veicolo è in grado di capire quando la vettura si trova in condizioni al limite di aderenza laterale e di intervenire di conseguenza. Il sensore viene posizionato nel mezzo del veicolo, nel tunnel centrale tra la leva del cambio e il freno a mano, il più vicino possibile al baricentro della vettura. Il sensore è costituito da una cover di plastica che racchiude gli elementi sensibili per la misura dell’accelerazione laterale, longitudinale e della velocità di imbardata.

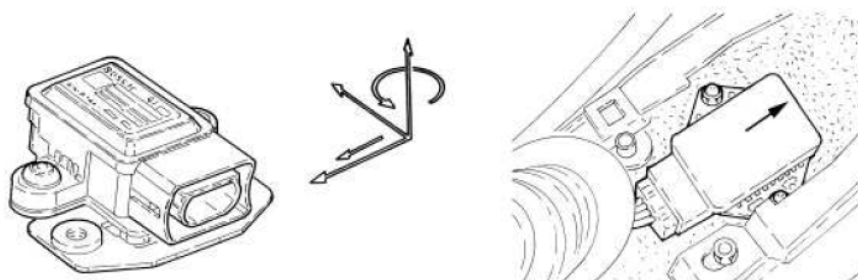


Figura 2.22 – Sensore di Imbardata/Accelerazione laterale e suo posizionamento all’interno della vettura.

Nella Figura 2.23 è brevemente illustrato il principio di funzionamento del sensore: due masse oscillanti all’interno di un campo magnetico sono attraversate da una corrente alternata, in modo che la forze elettromagnetica generata dal passaggio di corrente produca l’oscillazione delle stesse. Se le masse sono sottoposte ad un movimento rotatorio esse subiranno l’accelerazione di Coriolis pari a:

$$a_c = 2\vec{V} \times \vec{\psi} \tag{2.2}$$

dove V rappresenta la velocità di oscillazione delle masse e $\vec{\psi}$ la velocità di imbardata del veicolo. Il sensore prevede quindi un controllo sulla posizione delle masse e tramite questo è in grado di valutare l’accelerazione di Coriolis che è di per sé una stima della velocità di imbardata. Le accelerazioni laterali e longitudinali sono misurate in maniera analoga all’interno del sensore.

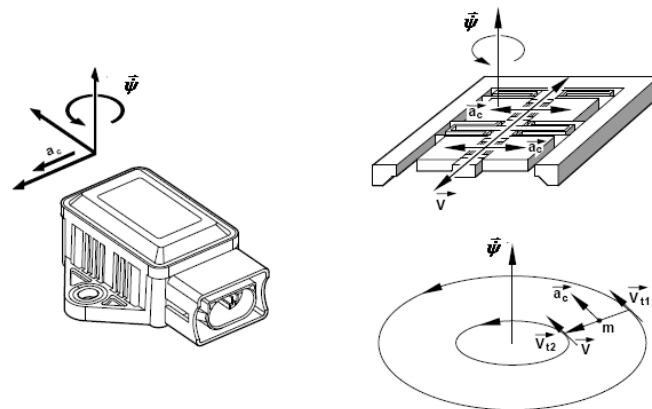


Figura 2.23 – Principio di funzionamento del sensore di imbardata: a_c rappresenta l’accelerazione di Coriolis, $\dot{\psi}$ la velocità di rotazione intorno all’asse verticale e \vec{V} la velocità di oscillazione delle due masse.

Sensore angolo di sterzo

I sistemi VDC confrontano continuamente che il moto effettivo della vettura, ricavato tramite le misure del sensore di imbardata e le velocità angolari alle quattro ruote, sia il più simile possibile a quello desiderato dal guidatore. Nelle versioni di ECU dotate di programma di stabilità, è pertanto predisposto un sensore che misura l’angolo e la velocità angolare del volante misurata sul piantone dello sterzo.

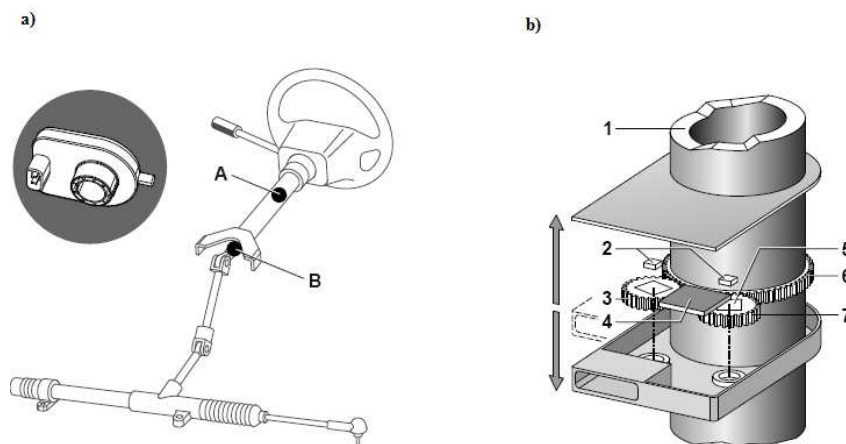


Figura 2.24 – Sensore di angolo di sterzo e suo posizionamento in vettura (A o B a seconda dei modelli)

Nella Figura 2.24 è illustrato il posizionamento del sensore e illustrato brevemente il suo funzionamento. Quando lo sterzo è messo in rotazione, una ruota dentata, solidale con il volante, conduce due altre ruote dentate di misura che incorporano dei magneti. I due sensori magnetoresistivi (2) cambiano la loro resistenza in funzione dell’intensità e della direzione del campo magnetico e sono in grado in questa maniera di misurare la posizione angolare delle due ruote. Tramite l’elettronica integrata nel sensore, i valori analogici sono convertiti in digitale e trasmessi alla

centralina tramite rete CAN. Il numero di denti delle due ruote dentate è diverso tra loro in modo che, ruotando a differenti velocità, essi si trovino in posizioni angolari differenti. Combinando i valori delle posizioni angolari delle due ruote è possibile determinare l’angolo totale di sterzo ed è inoltre possibile coprire un intervallo di misura di diversi giri dell’angolo volante senza utilizzare un contatore di giri. Un grande vantaggio di questo sensore sta nel fatto che, al pari di un encoder assoluto, fornisce già all’accensione il valore esatto dell’angolo di sterzo senza bisogno ad esempio di vedere la velocità angolare delle ruote uguale per determinare lo zero dello strumento. Le convenzioni per la misura dell’angolo di sterzo sono presentate in figura 2.25.

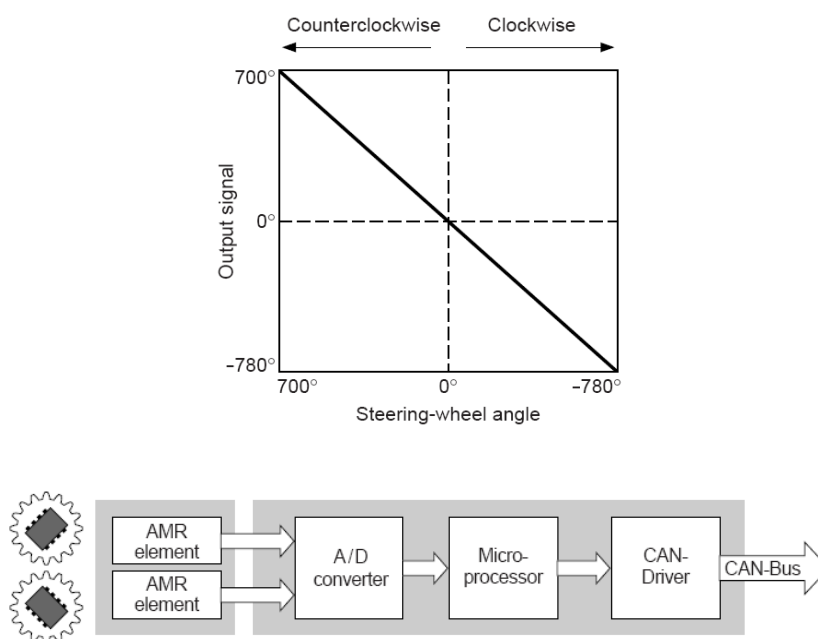


Figura 2.25 – Convenzioni di segno e schema a blocchi per il sensore di angolo volante tratto da [12]

Capitolo 3

Modello del veicolo

Lo studio del comportamento dinamico dei veicoli può essere svolto in maniera molto efficace mediante l'impiego di modelli numerici sempre più accurati, che consentono una riduzione dei costi e dei tempi di sperimentazione su prototipi reali. Pertanto il primo passo necessario per lo studio della dinamica e conseguentemente l'analisi dei sistemi atti a preservare la sua stabilità è la fase di modellazione del veicolo. In questo capitolo verrà presentato il modello utilizzato all'interno del banco prova HiL: attraverso l'integrazione delle equazioni di moto, esso ha il compito di riprodurre fedelmente il comportamento del veicolo reale e fornire alla centralina le grandezze necessarie per il suo funzionamento.

Un primo indice della complessità del modello è dato dal numero totale di gradi di libertà del sistema dinamico, ovvero il numero di variabili necessarie a descriverne completamente il moto. In generale maggiore è il numero di gradi di libertà che la schematizzazione del veicolo tiene in considerazione e più vicino sarà il comportamento del modello al sistema che vuole rappresentare. D'altro canto i modelli più complessi e che descrivono il comportamento dinamico di più componenti richiedono la conoscenza di un gran numero di parametri, spesso di difficile definizione o non noti. Non va dimenticato inoltre che i modelli più complessi comportano tempi di calcolo maggiori e che possono risultare inadatti per la simulazione in real time (vedi Capitolo 4). Occorre pertanto trovare un giusto compromesso tra le due esigenze contrastanti in relazione al fenomeno che si vuole riprodurre. Ulteriori differenze tra i vari modelli riguardano la schematizzazione dei componenti del veicolo quali le sospensioni, il motore e la modellazione delle forze di contatto.

Per verificare che il modello numerico riproduca il comportamento reale del veicolo, è stata effettuata una campagna sperimentale di misura su una vettura analoga. Attraverso il confronto tra i risultati del modello e le misure a bordo è stato possibile definire in maniera precisa i parametri caratteristici e riprodurre in maniera fedele il comportamento del veicolo in ogni situazione. Negli ultimi paragrafi di questo capitolo sarà descritta in dettaglio la campagna di misure e saranno presentati i risultati del modello in confronto con le misure sperimentali.

3.1 Equazioni di moto della cassa

Il modello implementato per il banco prova, rappresentato in Figura 3.1, è un sistema a corpi rigidi caratterizzato da 14 gradi di libertà (gdl), sei dei quali riferiti agli spostamenti della cassa nello spazio, quattro relativi alle rotazioni rigide delle ruote attorno al proprio asse e quattro riferiti agli spostamenti verticali relativi delle ruote rispetto alla cassa. La scelta del numero dei gradi di libertà è stata determinata dalla

necessità di comprendere e simulare non solo il comportamento del veicolo nel piano parallelo al piano del moto, ma anche l'influenza che gli spostamenti relativi della cassa hanno nella dinamica longitudinale e trasversale del veicolo. I trasferimenti di carico in frenata e in curva influenzano infatti in maniera sostanziale la dinamica del veicolo e i sistemi di controllo attivo ABS ed ESP devono tener conto di questi effetti durante il loro intervento.

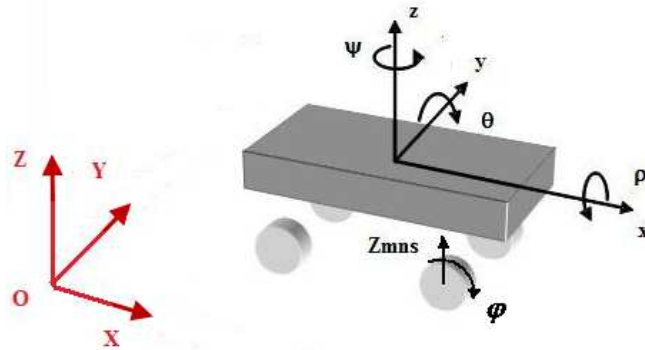


Figura3.1 – Schema del modello a 14 gradi di libertà e sistemi di riferimento.

Nella trattazione sono considerati due sistemi di riferimento:

- *Un sistema di riferimento mobile (x,y,z)* : 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
- *Un sistema di riferimento assoluto (X,Y,Z)* : centrato nel punto di partenza del veicolo e avente le stesse convenzioni del sistema relativo.

Nella tabella 3.1 è riportata la simbologia per i gradi di libertà del sistema mentre una tabella riassuntiva per la simbologia adottata nella scrittura delle equazioni di moto è riportata in Appendice B.

SIMBOLO	GRANDEZZA	UNITÀ MISURA
x	Avanzamento del veicolo	m
y	Spostamento laterale del veicolo	m
z	Spostamento verticale del veicolo	m
ρ	Angolo di rollio del veicolo	rad
θ	Angolo di beccheggio del veicolo	rad
ψ	Angolo di imbardata del veicolo	rad
φ	Angolo di rotazione alla ruota	rad
z_{mns}	Spostamento verticale della massa non sospesa	m

Tabella 3.2 – Tabella riassuntiva per la simbologia adottata per i gradi di libertà del sistema.

Analizzando il veicolo nel piano del moto longitudinale e laterale, le forze agenti su di esso sono le forze generate al contatto pneumatico strada riportate in Figura 3.2. In particolare, per il presente modello, le forze longitudinali sullo pneumatico sono da considerarsi positive se di trazione. I pedici A e P indicano rispettivamente l'asse anteriore e posteriore, mentre i pedici S e D rappresentano il lato sinistro e destro del veicolo.

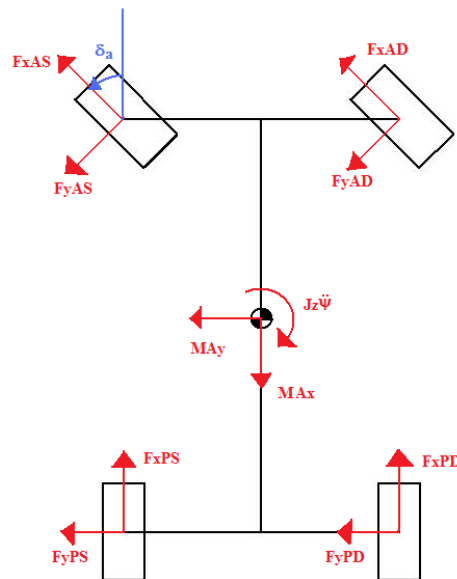


Figura3.2 - Forze agenti sul veicolo nel piano del moto.

Utilizzando gli equilibri dinamici si possono ricavare le equazioni dinamiche del veicolo nel piano xy . Riferendo tali equilibri al sistema solidale con il veicolo si ottiene il seguente set di equazioni differenziali del secondo ordine:

$$\left\{ \begin{array}{l} M \cdot \ddot{x} = (F_{xAS} + F_{xAD}) \cdot \cos \delta - (F_{yAS} + F_{yAD}) \cdot \sin \delta + (F_{xPS} + F_{xPD}) \\ M \cdot \ddot{y} = (F_{xAS} + F_{xAD}) \cdot \sin \delta + (F_{yAS} + F_{yAD}) \cdot \cos \delta + (F_{yPS} + F_{yPD}) \\ J_z \cdot \ddot{\psi} = (F_{xAS} + F_{xAD}) \cdot \sin \delta \cdot a + (F_{yAS} + F_{yAD}) \cdot \cos \delta \cdot a - (F_{yPS} + F_{yPD}) \cdot b + \\ \quad + (F_{xAS} - F_{xAD}) \cdot \cos \delta \cdot \frac{C_{Ant}}{2} + (F_{xPS} - F_{xPD}) \cdot \frac{C_{Post}}{2} - (F_{yAS} - F_{yAD}) \cdot \sin \delta \cdot \frac{C_{Ant}}{2} \end{array} \right. \quad (3.1)$$

Considerando il moto nel piano del rollio e del beccheggio per una descrizione più accurata del comportamento del veicolo è necessario tener conto dell'influenza delle sospensioni. Per far ciò senza complicare ulteriormente il modello del veicolo, si è scelto di schematizzare il complesso sospensivo del veicolo secondo un modello a parametri concentrati. Le forze esercitate sulla cassa sono pertanto linearmente dipendenti dagli spostamenti relativi e dalle velocità di spostamento relative tra pneumatico e cassa. Per ciascuna ruota è pertanto possibile definire la forza esercitata dalla sospensione (molla - ammortizzatore) come:

$$F_S = k_S(z - z_{ms}) + r_S(\dot{z} - \dot{z}_{ms}) \quad (3.2)$$

Questa semplificazione porta con sé le seguenti ipotesi:

- la forza trasmessa da ciascuna sospensione è diretta verticalmente, trascurando le altre componenti
- non si considera la cinematica della sospensione e l'influenza delle variazioni degli angoli caratteristici e dello scuotimento
- non sono considerati i diversi punti di attacco, ma si assume che tutta la forza generata sia trasmessa in un unico punto

Inoltre per tenere in conto l'influenza della barra di rollio nella dinamica laterale del veicolo, alla forza F_S viene sommata una componente proporzionale alla differenza tra lo schiacciamento della sospensione sulla ruota considerata e lo schiacciamento sulla ruota sull'altro lato della vettura. Considerando lo schema della barra antirollio riportato in Figura 3.3 è possibile ricavare la forza applicata dalla barra alla cassa del veicolo tramite la 3.3:

$$F_{BR}|_{Sx} = k_t \cdot \chi = k_t \left[\arcsin\left(\frac{z - z_{ms}}{d}\right)_{Sx} - \arcsin\left(\frac{z - z_{ms}}{d}\right)_{Dx} \right] \cong \frac{k_t}{d} [\Delta z_{Sx} - \Delta z_{Dx}] \quad (3.3)$$

dove χ rappresenta l'angolo di torsione della barra dovuto alla differenza di scuotimento tra i bracci della sospensione sui due lati del veicolo, k_t rappresenta la rigidità torsionale della barra e d la lunghezza del braccio della barra.

I valori di rigidità e smorzamento della sospensione, nonché della barra anti-rollio, sono stati ricavati in prima approssimazione dai dati della vettura in esame forniti dal costruttore o ricavati da vetture simili, per poi essere identificati con più precisione durante la fase di validazione del modello.

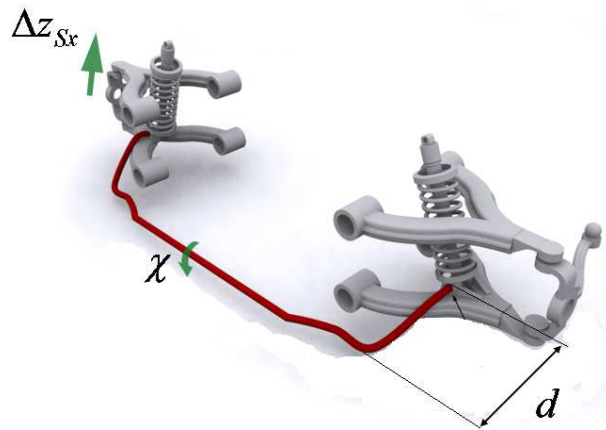


Figura3.3 – Schema del funzionamento della barra antirollio

La forza complessiva esercitata dal gruppo sospensivo su ciascuna ruota sarà pertanto uguale alla somma del contributo della sospensione e della barra antirollio:

$$F_{Sosp} = F_S + F_{Br} \quad (3.4)$$

In Figura 3.4 sono presentate le forze delle sospensioni agenti sulla cassa del veicolo: dall'equilibrio di queste forze nel sistema di riferimento solidale con il veicolo è possibile ricavare le equazioni di moto della cassa per la dinamica in verticale, al rollio e a beccheggio.

$$\begin{cases} M \cdot \ddot{z} = M \cdot g - (F_{SospAS} + F_{SospAD} + F_{SospPS} + F_{SospPD}) \\ J_x \cdot \ddot{\rho} = (F_{SospAS} - F_{SospAD}) \frac{c_{ant}}{2} + (F_{SospPS} - F_{SospPD}) \frac{c_{post}}{2} + M A_y h_g \\ J_y \cdot \ddot{\vartheta} = (F_{SospAS} + F_{SospAD}) a - (F_{SospPS} + F_{SospPD}) b + M \cdot A_x h_g \end{cases} \quad (3.4)$$

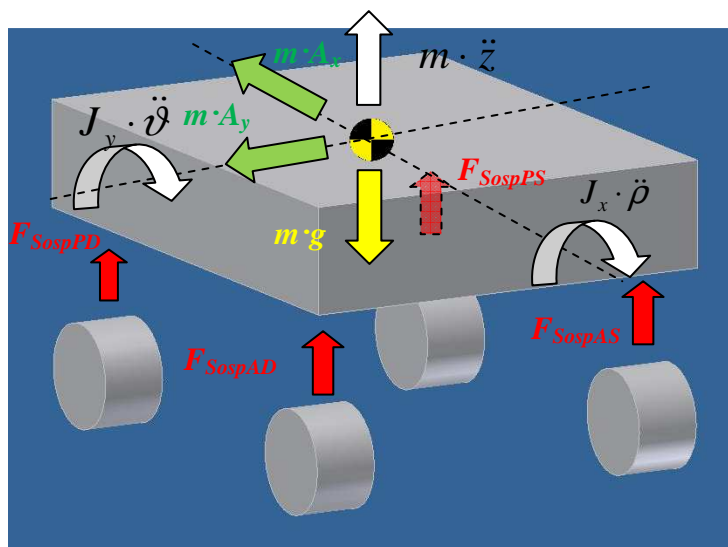


Figura3.4 - Forze agenti sulla cassa in direzione verticale e nel piano del rollio e del beccheggio

3.2 Equazioni di moto delle ruote

Ogni ruota è schematizzata secondo un modello a parametri concentrati, dove la massa non sospesa è assunta concentrata nel mozzo ed è collegata al terreno attraverso un sistema molla-smorzatore, i cui parametri definiscono il comportamento verticale dello pneumatico. Questo significa che, in direzione verticale, la ruota è rappresentata da un modello ad anello rigido deformabile.

Lo scuotimento delle masse non sospese e le sue derivate possono essere pertanto ricavati attraverso un'equazione di equilibrio verticale sulla ruota:

$$m_{mns} \cdot \ddot{z}_{mns} = F_Z - F_S - m_{mns} \cdot g \quad (3.5)$$

dove la forza verticale è data da:

$$F_Z = -k \cdot (z_{mns} - R_0 - z_c) + r \cdot \dot{z}_{mns} \quad (3.6)$$

Facendo riferimento allo schema di Figura 3.5 è possibile ricavare le equazioni di moto delle ruote relative al grado di libertà rotazionale φ . Si è indicata con C la coppia applicata, con F_x la forza di contatto longitudinale, e con R il raggio di rotolamento dello pneumatico.

$$J_{ruota} \cdot \ddot{\varphi} = F_x \cdot R - C_{Netta} \quad (3.7)$$

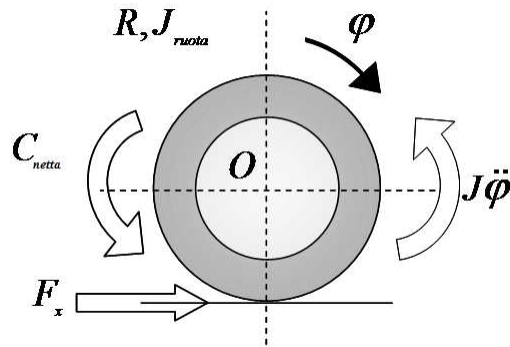


Figura3.5 – Equilibrio alla rotazione della ruota

La coppia netta è data dalla differenza tra coppia motrice e frenante mentre il momento d'inerzia J_R risulta essere solo quello della ruota a frizione non innestata o altrimenti bisogna aggiungervi l'inerzia del motore ridotta alla ruota.

Le coppie frenanti possono essere valutate in maniera molto semplice tramite la relazione

$$C_f = 2 \cdot \mu \cdot p \cdot A \cdot R_{eff} \quad (3.8)$$

dove p rappresenta la pressione del liquido alla pinza, A l'area dei pistoncini delle pinze freno, R_{eff} il raggio effettivo di applicazione della forza frenante e μ il coefficiente di attrito tra dischi e pastiglie. Il raggio efficace di frenatura può essere stimato in funzione del raggio interno ed esterno del disco secondo la relazione:

$$R_{eff} = \frac{2}{3} \frac{r_e^3 - r_i^3}{r_e^2 - r_i^2} \quad (3.9)$$

3.3 Motore

Il motore è schematizzato mediante l'utilizzo di due curve, che forniscono la coppia erogata in condizioni di piena ammissione e la coppia resistente a farfalla chiusa in funzione del regime di rotazione (Figura 3.7). La coppia erogata alle ruote per una dato regime di rotazione e per una determinata posizione della valvola a farfalla si ricava mediante interpolazione lineare

$$C_{MOT} = \frac{(C_{MAX} - C_{MIN}) \cdot f + C_{MIN}}{\tau_{MARCIA} \cdot \tau_{PONTE}} \cdot \eta_{TOT} \quad (3.10)$$

Il valore delle coppie ricavato dalle curve è funzione del regime di rotazione, a cui si risale partendo dalla velocità di rotazione delle ruote ω :

$$n = \frac{\frac{\omega_{AS} + \omega_{AD}}{2} \cdot Tr + \frac{\omega_{PS} + \omega_{PD}}{2} \cdot (1 - Tr)}{\tau_{MARCIA} \cdot \tau_{PONTE}} \quad (3.11)$$

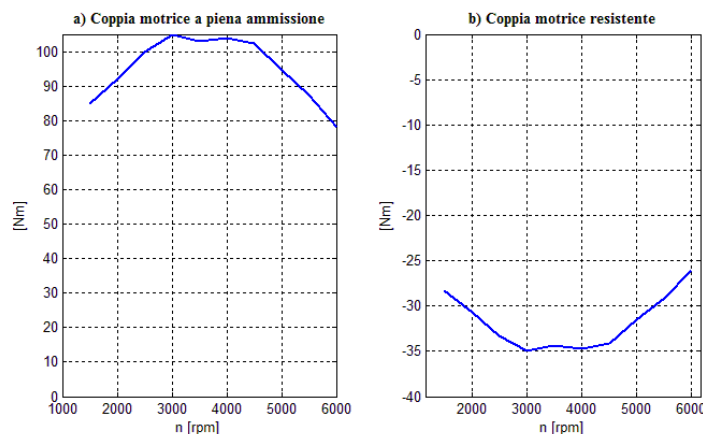


Figura3.7 – Curva di coppia del motore in funzione del regime di rotazione in condizioni di piena ammissione (a) e a farfalla chiusa (b)

3.4 Forze di contatto

Il contatto tra pneumatico e strada costituisce senza dubbio la parte di più difficile modellazione nello studio della dinamica dei veicoli stradali. Si possono distinguere due tipologie fondamentali di modelli di pneumatico: i modelli fisici e quelli empirici. I modelli fisici più complessi, basati sulla schematizzazione a elementi finiti, risultano inadatti alla simulazione della dinamica del veicolo, in quanto richiedono un eccessivo onere computazionale. I modelli fisici più semplici, basati sul cosiddetto modello a spazzole (brush model) permettono di riprodurre il comportamento reale dello pneumatico solo in condizioni di moto particolari.

I modelli empirici sono basati sui dati sperimentali ricavati da prove sullo pneumatico e consentono una rapidità di calcolo adeguata alle simulazioni dinamiche; si perde tuttavia il legame tra caratteristiche fisiche dello pneumatico e parametri del modello, per cui non è possibile prevedere le variazioni di tali parametri a seguito di modifiche nella struttura dello pneumatico, ma è sempre necessario disporre di un prototipo reale da caratterizzare sperimentalmente.

Il modello di pneumatico utilizzato in questo lavoro, denominato “Magic Formula” è di tipo empirico, ed è stato sviluppato a partire dalla metà degli anni ‘80 dal prof. Hans B. Pacejka. Tale modello è esplicitamente concepito per rappresentare lo pneumatico all’interno di un modello numerico di veicolo, in quanto si basa su un set di formule matematiche piuttosto semplici, ma capaci di interpolare al meglio le curve sperimentali che esprimono le forze di contatto in funzione degli scorrimenti.

Prima di introdurre le formule utilizzate nel modello di Pacejka, risulta utile definire le grandezze caratteristiche del contatto pneumatico-strada, con le convenzioni di segno adottate nel modello. In Figura 3.8 si mostra il sistema di riferimento adottato

per lo pneumatico: la direzione longitudinale è quella di avanzamento, indicata con x , l'asse verticale z è perpendicolare al piano della strada e rivolto verso il basso, mentre la direzione trasversale è indicata con y . Le forze agenti al contatto pneumatico strada e definite nel sistema di riferimento solidale con il centro ruota sono F_x , F_y ed F_z

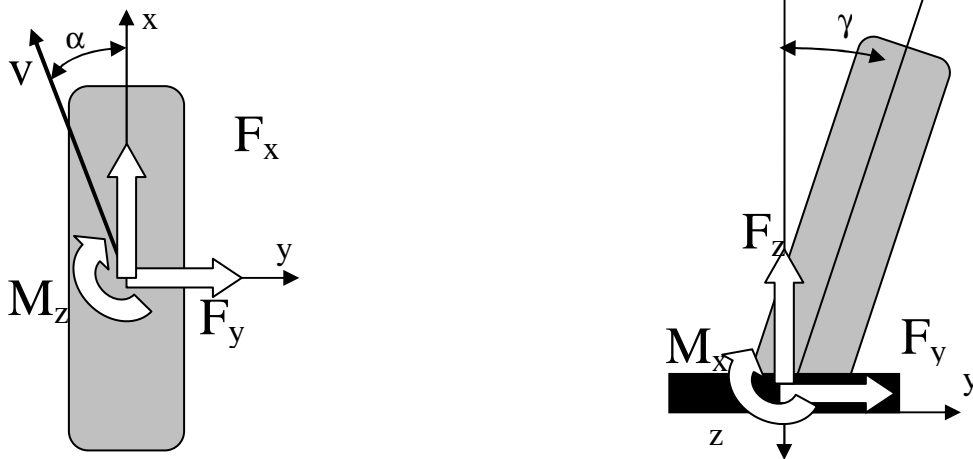


Figura 3.8 Principali convenzioni di segno utilizzate nel modello empirico di Pacejka

Le grandezze fondamentali nella descrizione dell'interazione tra pneumatico e strada sono lo scorrimento in direzione longitudinale λ e l'angolo di deriva dello pneumatico α , definiti come:

$$\lambda = -\frac{V_x - R_e \cdot \Omega}{V_x} \quad (3.12)$$

Con $R_e = \frac{V_x}{\Omega_0}$ raggio di rotolamento effettivo dello pneumatico,

$$\alpha = \arctan\left(-\frac{V_y}{V_x}\right) \quad (3.13)$$

La condizione in cui sono presenti esclusivamente scorrimenti longitudinali si definisce di puro scorrimento, mentre nel caso in cui lo scorrimento sia solo trasversale lo pneumatico è in condizioni di "pura deriva".

Nel modello di Pacejka, le forze di contatto sono espresse mediante formule adatte ad interpolare l'andamento sperimentale delle curve nel piano forza-scorrimento. Tali curve presentano l'andamento mostrato in Figura 3.9; come si può vedere, in condizioni di scorrimento combinato (ovvero quando sono contemporaneamente presenti scorrimenti longitudinali e trasversali), la forza sviluppata nel contatto si riduce rispetto alle condizioni di puro scorrimento o pura deriva.

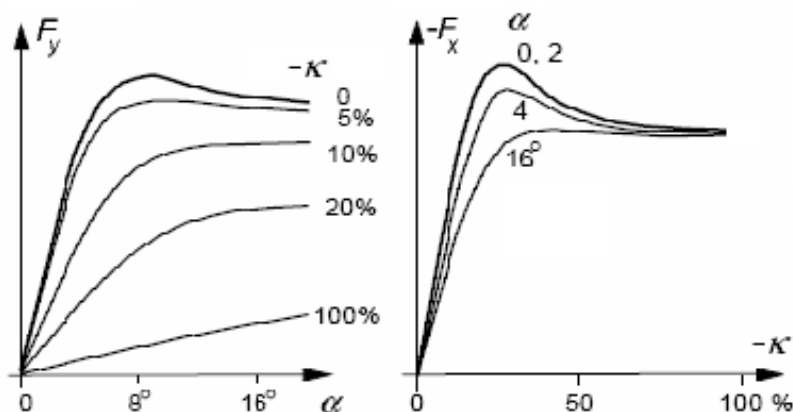


Figura3.9 – Forza longitudinale e laterale in funzione degli scorrimenti

Il modello di Pacejka utilizza il metodo di similarità, basato sull’osservazione che le curve di puro scorrimento si mantengono sempre simili in forma a quelle ricavate in condizioni di riferimento, e possono pertanto essere ricavate mediante opportune scalature e traslazioni degli assi. È in tal modo possibile ricavare i valori delle forze di contatto in corrispondenza di differenti valori di carico verticale e superficie stradale. Le formule utilizzate sono di due tipi: si impiega una formula di tipo sinusoidale per il calcolo delle forze longitudinale F_x e trasversale F_y , e una formula cosinusoidale per il momento di auto-allineamento

$$F(x) = D \sin[C \arctan\{Bx - E(Bx - \arctan(Bx))\}] \quad (3.14)$$

$$M(x) = D \cos[C \arctan\{Bx - E(Bx - \arctan(Bx))\}] \quad (3.15)$$

con:

$$\begin{cases} Y(x) = y(x) + S_V \\ x = X + S_H \end{cases} \quad (3.16)$$

Le variabili di ingresso (α o λ a seconda dei casi) sono indicate con X, mentre la variabile dipendente Y(X) è costituita dalle forze longitudinali o trasversali generate al contatto. I coefficienti S_H e S_V , detti *shift*, permettono di traslare le curve di forza lungo i due assi del diagramma, per tener conto degli effetti di conicità e ply-steer².

² Il ply-steer è l’effetto causato dall’angolo di avvolgimento dei fili dello pneumatico che, comportando una asimmetria, genera una forza laterale anche in assenza di deriva. La forza generata cambia segno se si inverte la direzione di moto. I difetti di conicità dello pneumatico generano invece delle forze laterali, la cui direzione è indipendente dal verso di rotazione.

Ai coefficienti B, C, D, E è possibile associare un significato fisico, come si mostra in Figura 3.10: B è chiamato fattore di rigidezza della curva, C fattore di forma, E fattore di curvatura, e D valore di picco.

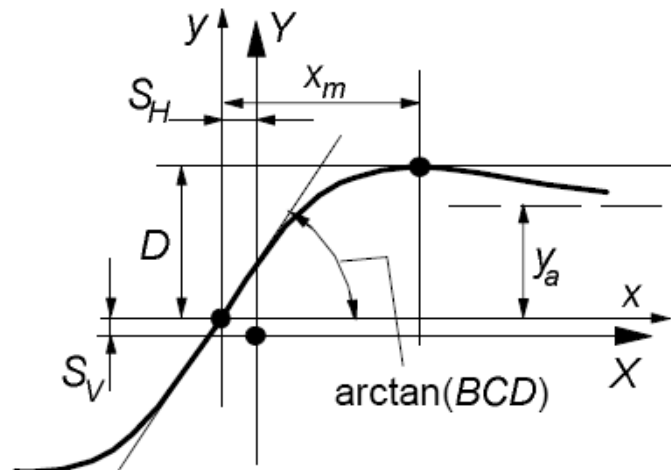


Figura 3.10 – Forza longitudinale e laterale in funzione degli scorrimenti

I parametri introdotti sono a loro volta funzione sia del carico verticale che dell'angolo di camber mediante delle funzioni piuttosto complesse, nelle quali compaiono una serie di coefficienti, determinabili a partire dai dati sperimentali mediante un procedimento di identificazione. Le formule analizzate permettono il calcolo delle forze di contatto in condizioni di regime; nella descrizione della dinamica del veicolo e ancor più durante l'intervento dei sistemi di controllo sono molto importanti le fasi di transitorio, in quanto hanno durata rilevante (di qualche decimo di secondo). Per tener conto di tali transitori si approssima l'andamento temporale delle forze longitudinali e trasversali con equazioni differenziali del primo ordine:

$$\frac{\sigma}{v} \cdot \dot{F} + F = \bar{F}(\alpha) \quad (3.17)$$

in cui $\bar{F}(\alpha)$ è il valore di forza a regime ricavabile mediante le Magic Formulae, F e \dot{F} sono rispettivamente la forza laterale istantanea e la sua derivata prima. Il parametro σ è detto lunghezza di rilassamento e rappresenta la distanza che lo pneumatico deve percorrere prima che le grandezze che variano nel tempo si assestino sul loro valore di regime.

Il modello empirico di Pacejka, brevemente descritto in questo paragrafo, consente una buona descrizione delle forze al contatto pneumatico-strada con un basso onere computazionale, ma d'altro canto richiede un gran numero di prove sperimentali, mirate all'identificazione dei numerosi parametri che compaiono nelle formule. Non avendo a disposizione i coefficienti relativi al tipo di pneumatico montato sulla

vettura, in prima battuta è stato utilizzato un set di coefficienti noti, che sono stati quindi opportunamente tarati in fase di validazione del modello.

Per l'analisi dei sistemi di controllo all'interno del banco prova è inoltre di fondamentale importanza riuscire a simulare il comportamento dello pneumatico anche in condizioni molto differenti tra loro. All'interno delle Magic Formulae di Pacejka è stato pertanto introdotto un set di coefficienti, detti fattori di scalatura, allo scopo di scalare i parametri caratteristici dello pneumatico in funzione dei fattori esterni, quali il coefficiente d'attrito della superficie stradale, il veicolo o la velocità, senza dover identificare nuovamente i coefficienti delle Magic Formulae. In questa maniera è stato possibile simulare il comportamento del veicolo in condizioni di bassa e bassissima aderenza nonché il passaggio da una zona ad alta aderenza ad una a bassa o bassissima aderenza. Per una trattazione completa sui coefficienti di Pacejka e sui fattori di scalatura si rimanda a [14].

3.5 Modello del pilota

L'angolo di sterzo, la pressione frenante, l'apertura della farfalla, la marcia inserita e la frizione sono gli input del modello e solitamente vengono definiti in fase di pre-processing (manovre in anello aperto). Al fine di valutare l'interazione tra il pilota e il sistema di controllo della stabilità ESP, al modello del veicolo è stato aggiunto un modello di pilota. In questa maniera è stato possibile eseguire delle manovre in anello chiuso, in cui non viene fornito una storia temporale delle grandezze sopra elencate, ma viene definita una traiettoria da seguire e una velocità da mantenere.

Il più semplice modello per simulare il comportamento umano al volante è un sistema di controllo sull'angolo di sterzo delle ruote anteriori δ che mantenga il veicolo su una traiettoria prestabilita (inseguitore di traiettoria). L'angolo di sterzo imposto dal controllore viene calcolato come segue:

- viene calcolato l'errore tra la posizione del veicolo e la posizione che dovrebbe assumere sulla traiettoria desiderata in tre distinti punti di previsione che si trovano rispettivamente a distanza L_1 , L_2 ed L_3 dal baricentro del veicolo (vedi Figura 3.11). L'errore nei singoli punti di previsione sarà pertanto pari a

$$e_i = Y_{ref}(L_i \cos \psi + X_G) - (L_i \sin \psi + Y_G) \quad (3.18)$$

- l'angolo di sterzo imposto dal controllore viene quindi calcolato come

$$\delta = \sum_{i=1}^3 \left(P_i e_i + I_i \int e_i dt + D_i \frac{de_i}{dt} \right) \quad (3.19)$$

dove P_i , I_i e D_i sono i guadagni proporzionale, integrale e derivativo del controllore che influenzano la prontezza del pilota (Tabella 3.2). Il modello implementato, per

quanto semplificato, è sufficiente per eseguire un'ampia gamma di manovre e per valutare eventuali interferenze tra i comandi del pilota e i sistemi di controllo.

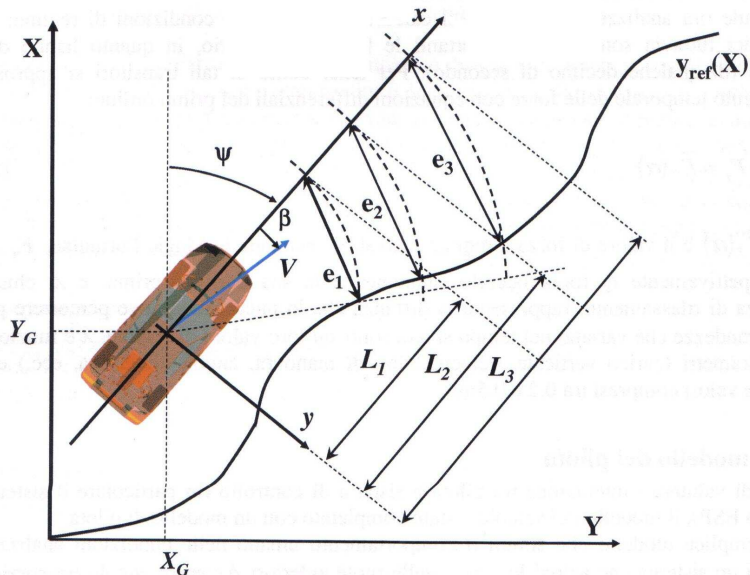


Figura3.3 - Modello del pilota.

Lunghezze di riferimento	$L_1 = 1 \text{ m}$
	$L_2 = 3 \text{ m}$
	$L_3 = 6 \text{ m}$
Guadagni controllore	$p_1 = 0,7$
	$p_1 = 0,2$
	$p_1 = 0,1$

Tabella 3.2 – Parametri del modello di pilota.

Il modello del pilota è inoltre capace di mantenere una velocità costante o seguire una storia di velocità attraverso un controllo PID sul pedale dell'acceleratore (funzione Cruise Control).

3.6 Validazione del modello

Il modello descritto nei paragrafi precedenti è potenzialmente capace di descrivere in maniera abbastanza accurata il comportamento di un qualsiasi veicolo stradale: sono pertanto i dati geometrici ed inerziali della vettura, i parametri caratteristici degli pneumatici nonché le rigidità delle sospensioni le variabili che fanno in modo che il modello riproduca esattamente il comportamento del veicolo in analisi. Sfortunatamente molti di questi parametri o non sono noti a priori o sono molto difficili da misurare. Dato che l'adeguatezza del modello è di fondamentale

importanza nella realizzazione del banco prova Hardware in the Loop è stata condotta una campagna di prove sperimentali per validare il modello del veicolo in esame e identificare con maggiore precisione i parametri meno noti.

3.6.1 Descrizione del veicolo

Tutte le misure effettuate sono riferite ad una Fiat Grande Punto in possesso del Dipartimento di Meccanica, dotata di motore benzina da 1200 cc, 16 valvole da 65 CV di potenza. La vettura in questione è una berlina due volumi di classe media, caratterizzata da un passo di 2,51 m per un peso complessivo in ordine di marcia di 1100 kg. I pneumatici in dotazione di serie e utilizzati per le prove sono dei 175/65 R15 all'anteriore e dei 185/65 R15 al posteriore. Nella tabella riportata in Appendice sono presentati i dati geometrici e progettuali dichiarati dal costruttore o misurati sul veicolo a nostra disposizione.



Figura 3.12 – Fiat Grande Punto 1.2 del 2006

3.6.2 Strumentazione di misura e descrizione delle manovre

Durante le prove la vettura è stata dotata della seguente strumentazione:

- una piattaforma inerziale MECO IPS33AA per la misura delle accelerazioni e delle velocità angolari della cassa;
- un sensore ottico CORRSYS DATRON S350 per la misura della velocità longitudinale e dell'angolo d'assetto;
- un potenziometro lineare montato in parallelo con la cremagliera dello sterzo: in questa maniera, noto il rapporto di sterzo, è stato possibile risalire all'angolo di sterzo alle ruote imposto durante la manovra.

I segnali provenienti dai vari sensori sono stati acquisiti e trattati a bordo tramite una scheda di acquisizione National Instrument. In tabella 3.3 sono elencati tutti i canali acquisiti a bordo vettura e i relativi sensori.

Segnale	Unità di Misura	Range di Misura	Strumento di misura
Angolo Volante	[°]	± 720°	Potenziometro parallelo alla cremagliera
Accelerazione longitudinale	[m/s ²]	± 2 g	Piattaforma giroscopica
Accelerazione laterale	[m/s ²]		“
Velocità d’imbardata	[°/s]	± 50 °/s	“
Velocità di rollio	[°/s]	± 50 °/s	“
Velocità di beccheggio	[°/s]	± 50 °/s	“
Velocità longitudinale	[m/s]	0/120 km/h	Sensore ottico
Velocità laterale	[m/s]	0/50 km/h	Sensore ottico

Tabella 3.3 – Canali sperimentali a disposizione per ciascuna prova

Il veicolo strumentato è stato quindi analizzato in una serie di manovre standard per la caratterizzazione dell’handling del veicolo. In particolare sono state eseguite le seguenti manovre:

- **Colpo di sterzo o Steep Steer:** manovra che prevede un aumento improvviso dell’angolo volante da zero fino ad un valore prefissato mantenendo la velocità costante.
- **Chiocciola o Ramp Steer:** manovra che prevede l’incremento graduale dell’angolo volante fino a circa 180° a velocità costante.
- **Sweep in frequenza:** manovra che consiste nella variazione sinusoidale dell’angolo volante con ampiezza costante e con frequenza crescente da zero a circa 4 Hz, mantenendo una velocità costante.

Purtroppo, non avendo a disposizione una pista per eseguire le prove sperimentali, non è stato possibile effettuare le suddette manovre a velocità superiori ai 60 km/h. Fortunatamente il veicolo, date le sue caratteristiche non eccessivamente sportive, se opportunamente sollecitato, presenta un comportamento non lineare anche a velocità poco sostenute e ci ha permesso di ricavare i parametri per la caratterizzazione del modello numerico.

3.6.3 Confronto tra modello numerico e risultati sperimentali

In una prima fase dello sviluppo del modello del veicolo i risultati sperimentali sono stati confrontati con un semplice modello monotraccia del veicolo al fine di identificare i macrocoefficienti di Pacejka per le forze laterali attraverso un algoritmo per la stima di tali coefficienti basato sul metodo dei minimi quadrati [15]. In prima battuta è stato usato un modello lineare fortemente semplificato attraverso il quale sono state ricavate le rigidzze di deriva all’anteriore e al posteriore. Le rigidzze di

deriva rappresentano il legame lineare tra la forza laterale generata al contatto pneumatico-strada e lo scorrimento laterale della ruota e possono essere espresse in funzione dei macrocoefficienti di Pacejka:

$$\begin{cases} F_{yANT} = K_{\alpha ANT} \alpha_{ANT} = B_A C_A D_A \cdot \alpha_{ANT} \\ F_{yPOST} = K_{\alpha POST} \alpha_{POST} = B_P C_P D_P \cdot \alpha_{POST} \end{cases} \quad (3.20)$$

Nelle Figure 3.14 e 3.15 è presentato il confronto tra i risultati numerici e i valori ottenuti dal modello semplificato per la manovra di chiocciola: in particolare è interessante osservare che il modello, con gli opportuni valori di rigidità di deriva all'anteriore e al posteriore, riesce a riprodurre l'andamento delle curve di sottosterzo³ del veicolo nella prima parte in cui il comportamento è lineare.

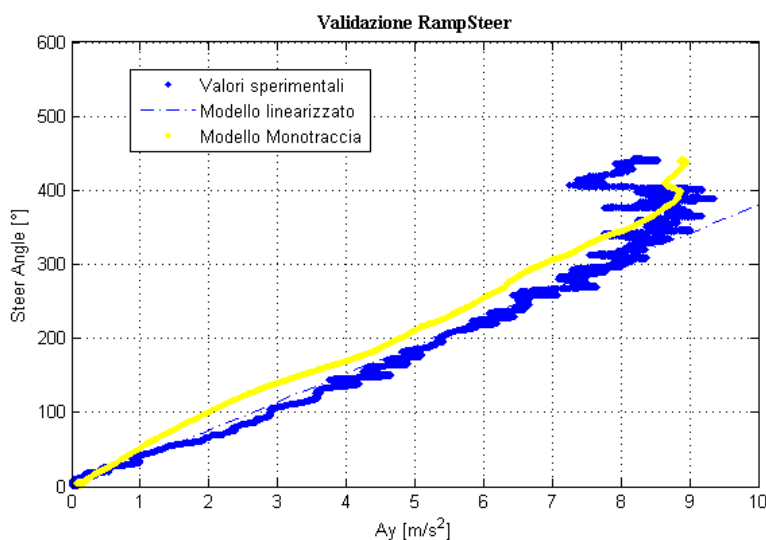


Figura 3.14 – Curve di sottosterzo: angolo di sterzo in funzione dell'accelerazione laterale durante una manovra di Ramp Steer. Confronto tra i risultati sperimentali, il modello monotraccia linearizzato e il modello monotraccia completo.

³ Per curve di sottosterzo si intendono comunemente i valori di angolo di sterzo δ e angolo d'assetto β , in funzione dell'accelerazione laterale del veicolo durante una manovra di steering pad o di chiocciola. Tali curve permettono di definire e caratterizzare il comportamento del veicolo a regime.

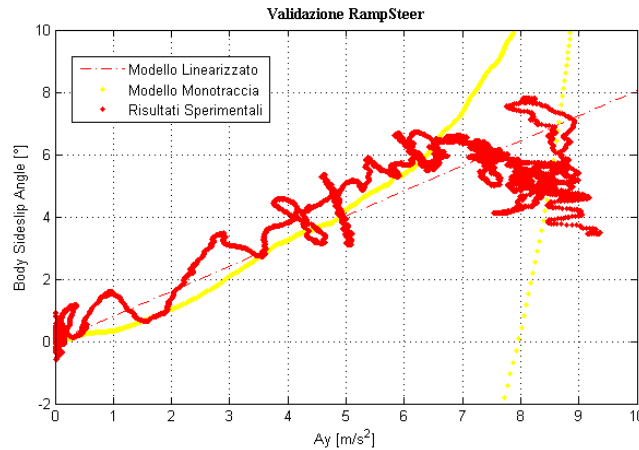


Figura 3.15 – Curve di sottosterzo: angolo di sterzo in funzione dell’accelerazione laterale durante una manovra di Ramp Steer. Confronto tra i risultati sperimentali, il modello monotraccia linearizzato e il modello monotraccia completo.

Una volta ricavate le rigidzze di deriva all’anteriore e al posteriore si è proceduto con la definizione dei macrocoefficienti di Pacejka definiti per le forze laterali all’anteriore e al posteriore secondo la seguente formulazione:

$$\begin{cases} F_{yANT} = D_A \sin[C_A \arctan\{B_A \alpha_A - E_A (B_A \alpha_A - \arctan(B_A \alpha_A))\}] \\ F_{yPOST} = D_P \sin[C_P \arctan\{B_P \alpha_P - E_P (B_P \alpha_P - \arctan(B_P \alpha_P))\}] \end{cases} \quad (3.21)$$

Facciamo brevemente notare che le forze longitudinali non sono state descritte in quanto la dinamica longitudinale del veicolo non viene simulata all’interno del modello semplificato ma dedotta imponendo la velocità di avanzamento pari a quella misurata nelle prove. Inoltre il modello monotraccia non tiene conto dei trasferimenti di carico in direzione laterale e dell’influenza delle sospensioni nella dinamica del veicolo. Gli otto parametri che caratterizzano il comportamento dinamico del veicolo in questo modello sono stati quindi ricavati confrontando i risultati numerici con le prove sperimentali tramite l’algoritmo sopra menzionato applicato a diverse manovre si è cercato di minimizzare lo scarto quadratico medio relativo all’accelerazione laterale A_y e alla velocità d’imbardata ψ .

In Figura 3.17 è presentato il confronto tra risultati del modello numerico e sperimentale per una manovra di slalom: i coefficienti di Pacejka ottenuti con il metodo dei minimi quadrati sono presentati in Tabella 3.4

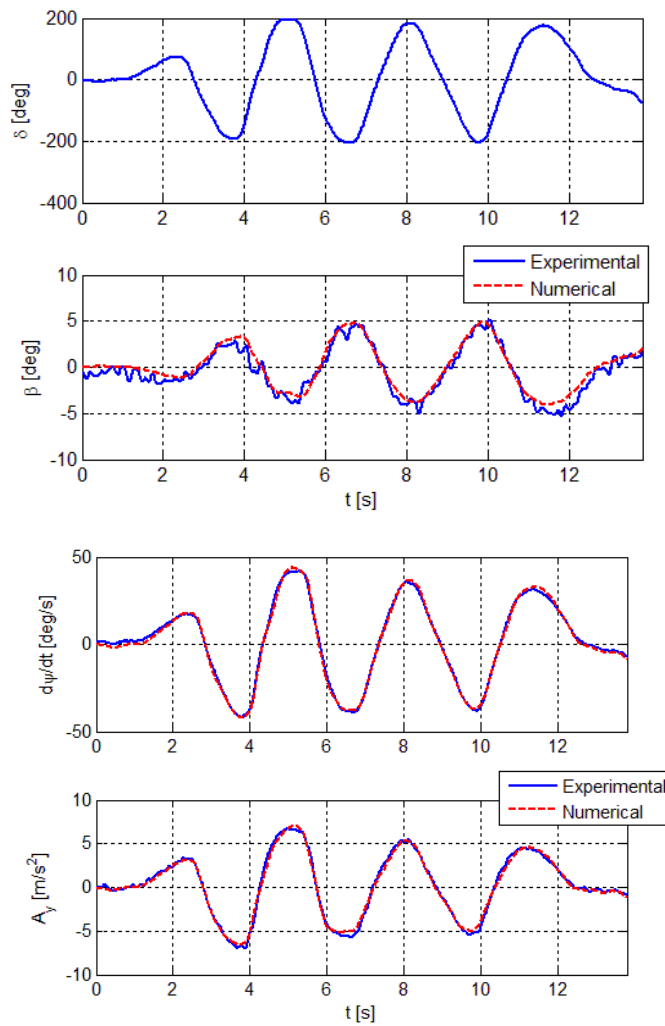


Figura 3.16 – Validazione del modello monotraccia: manovra di slalom riferimento per la definizione dei macrocoefficienti di Pacejka.

I valori dei coefficienti di Pacejka così ricavati sono stati verificati sulle altre manovre eseguite durante la campagna di validazione: nella Figura 3.17 è presentato il confronto tra i risultati sperimentali e il modello monotraccia per una manovra di Ramp Steer mentre in Figura 3.20 è riportato il confronto per una manovra di colpo di sterzo.

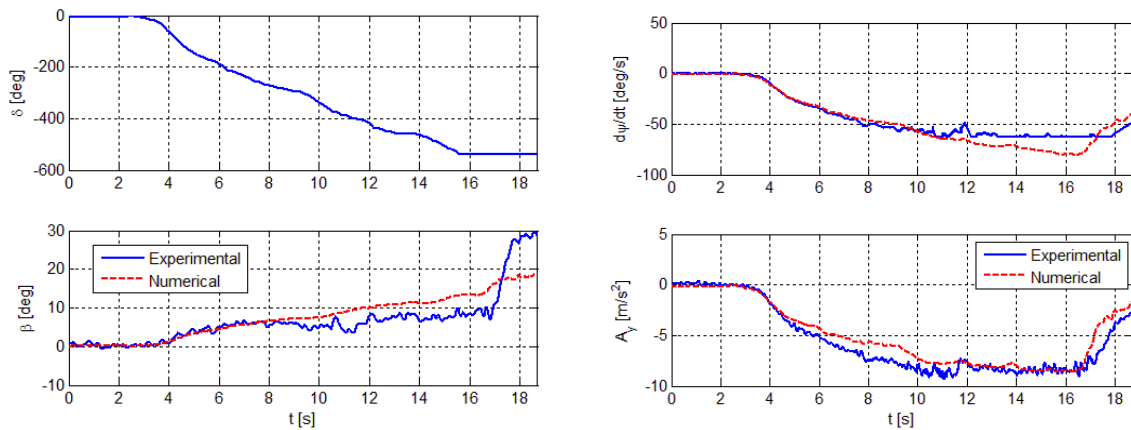


Figura 3.17 – Validazione del modello monotraccia: manovra di Ramp Steer

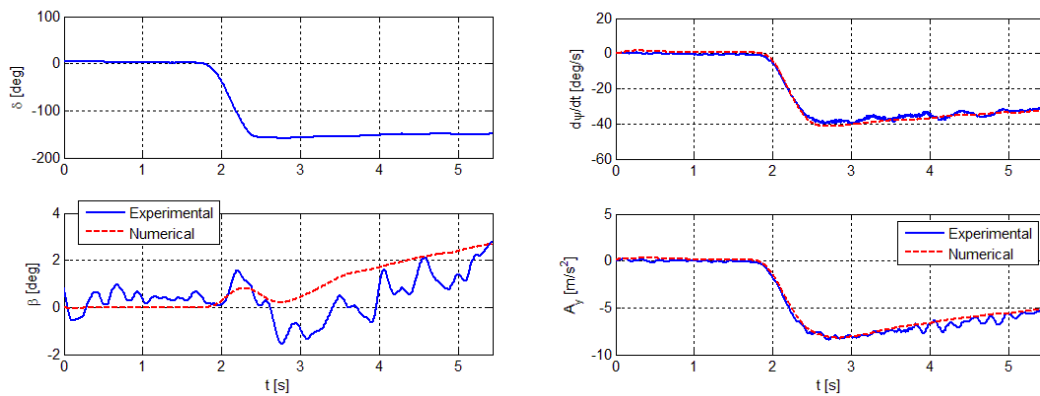


Figura 3.18 – Validazione del modello monotraccia: manovra di Step Steer

Anteriore		Posteriore	
B_A	6,75	B_P	7,15
C_A	1,53	C_P	1,56
D_A	7962	D_P	6670
E_A	0,9999	E_P	0,998

Tabella 3.4 – Macrocoefficienti di Pacejka

L'effetto della dinamica in transitorio dello pneumatico risulta particolarmente evidente durante la manovra di Sweep in frequenza: le lunghezze di rilassamento dello pneumatico, definite nella 2.20, sono pertanto ricavate minimizzando lo scarto quadratico medio in questa manovra e saranno utilizzate direttamente nel modello a 14 gdl. I risultati del processo di identificazione sono presentati nella Tabella 3.4.

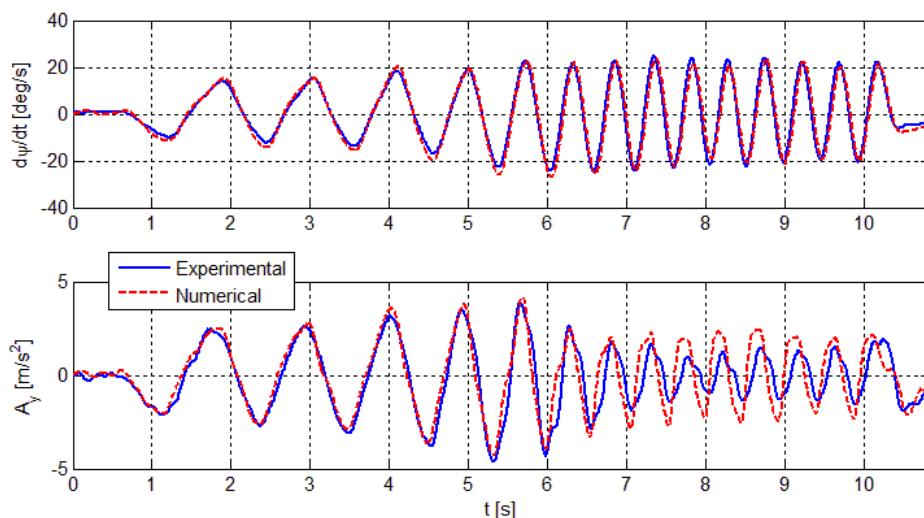


Figura 3.19 – Validazione del modello monotraccia: manovra di Sweep in frequenza per l’identificazione delle lunghezze di rilassamento dello pneumatico

Anteriore		Posteriore	
L_{ryA}	0,46	L_{ryP}	0,6489

Tabella 3.4 – Lunghezze di rilassamento laterali dello pneumatico

Il modello monotraccia, grazie alla definizione di pochi parametri, ci ha permesso di riprodurre in maniera decisamente fedele il comportamento del veicolo nelle manovre analizzate. I macrocoefficienti di Pacejka permettono di definire in maniera completa il legame non lineare tra la forza laterale e l’angolo di deriva allo pneumatico, ma ci dicono ben poco sull’influenza del carico verticale e dell’attrito combinato. Questi effetti sono invece di primaria importanza sia nella dinamica in curva del veicolo che nella modulazione delle forze laterali attraverso gli scorrimenti operata dal controllore ESP. Occorre quindi utilizzare il modello completo di Pacejka⁴ in cui, attraverso la definizione di 94 coefficienti ricavati sperimentalmente, è possibile considerare l’influenza che hanno il carico verticale, l’attrito combinato e l’angolo di camber nella definizione delle forze di contatto. La definizione di tutti i parametri del modello richiederebbe una campagna di prove indoor mirata: ai fini del nostro lavoro di tesi è stato ritenuto sufficiente riscalare i valori di parametri noti e relativi ad un pneumatico simile in maniera tale da riprodurre il comportamento desiderato. Nella Figura 3.20 sono presentate le forze verticali in funzione dello scorrimento e al

⁴ Per una trattazione completa delle equazioni di Pacejka si rimanda a [14]

variare del carico verticale, mentre in Figura 3.21 è presentata l'ellisse d'inerzia e sono evidenziate le linee isoderiva.

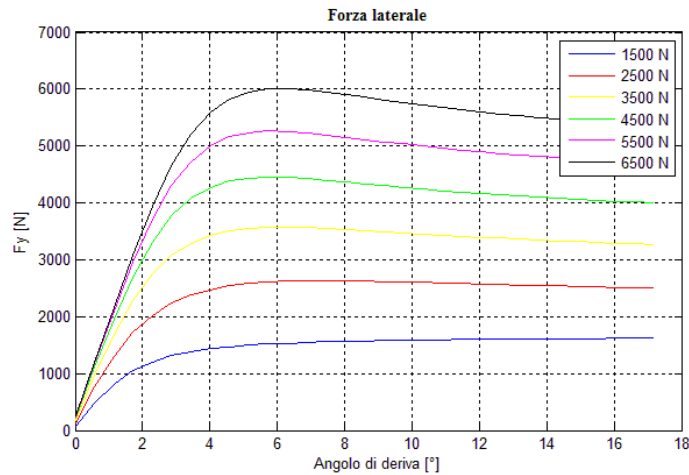


Figura 3.20 – Diagramma delle forze laterali generate del carico in funzione dell'angolo di deriva e per diversi valori del carico verticale.

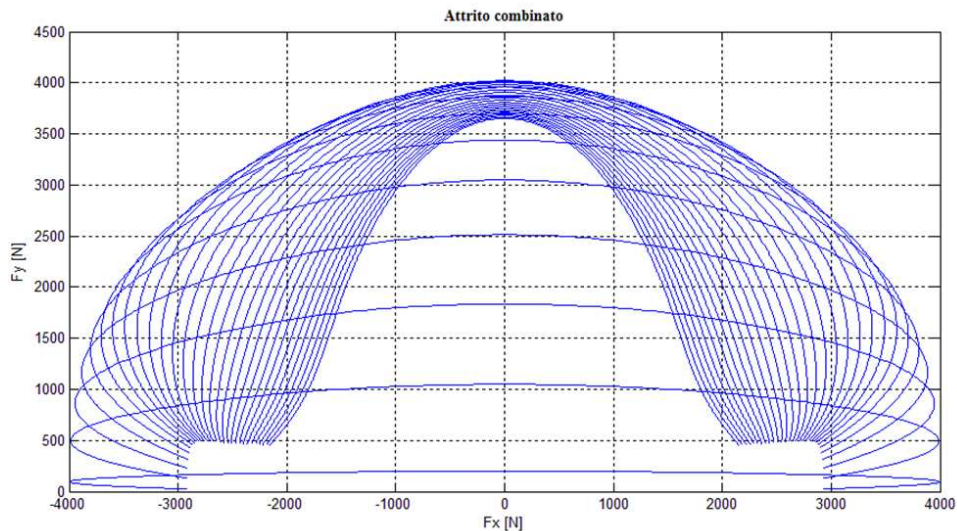


Figura 3.21 – Ellisse d'inerzia dello pneumatico scalato, in particolare si possono osservare le linee isoderiva.

Il modello di pneumatico ottenuto con questi coefficienti è stato quindi utilizzato all'interno del modello a 14 gdl descritto precedentemente e il cui comportamento è stato confrontato con le misure sperimentali. L'angolo di sterzo acquisito durante le misure è stato fornito come input, insieme alla storia temporale della velocità longitudinale del veicolo che è stata presa come riferimento per il Cruise Control. In questa maniera è stato possibile simulare il comportamento del pilota durante la prova senza modificare le equazioni del modello. I risultati del confronto per i diversi tipi di manovra sono presentati nelle Figure da 3.22 a 3.24.

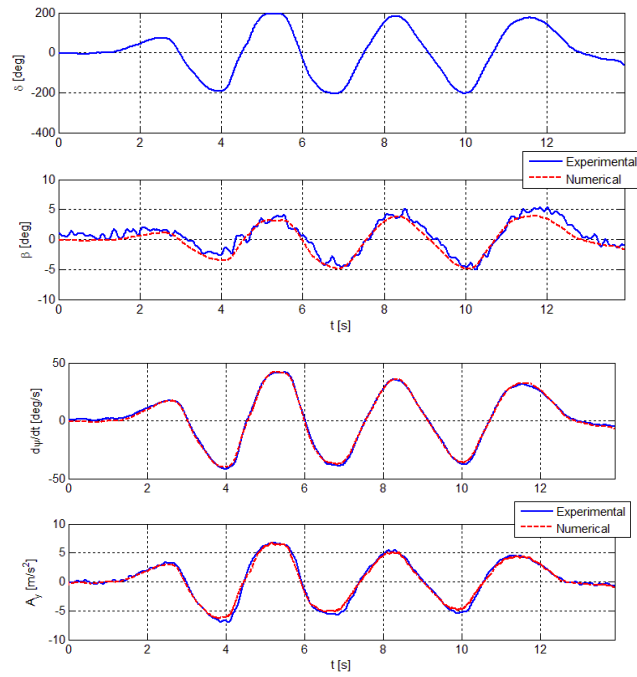


Figura 3.22 – Validazione del modello 14 gdl: manovra di slalom

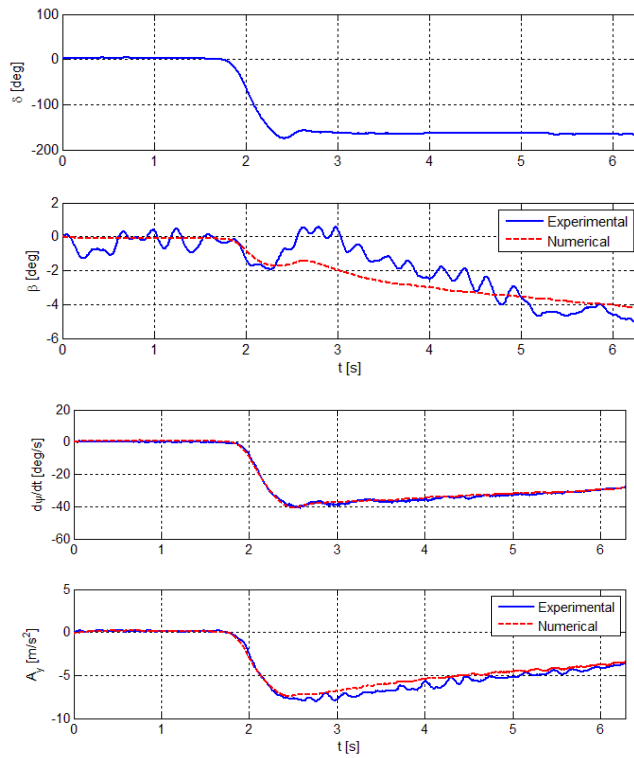


Figura 3.23 – Validazione del modello 14 gdl: manovra di colpo di sterzo

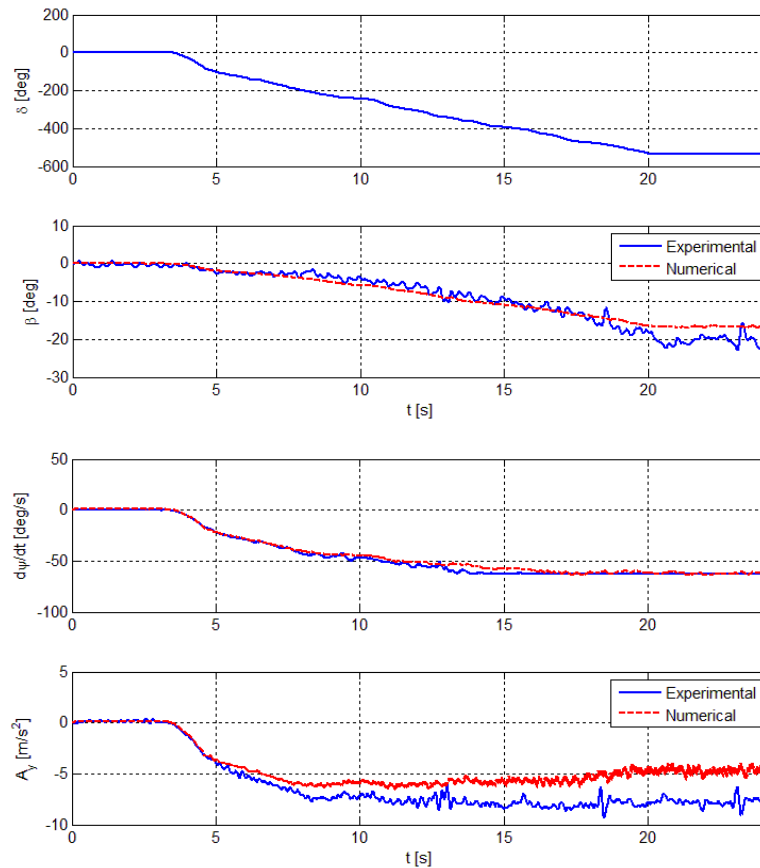


Figura 3.24 – Validazione del modello 14 gdl: manovra di Ramp Steer

3.6.4 Conclusioni

Il modello numerico, grazie soprattutto all'identificazione dei parametri più importanti resa possibile dalla campagna di prove sperimentali, è in grado di riprodurre in maniera molto soddisfacente il comportamento del veicolo in esame in tutte le manovre analizzate. Il processo di identificazione ha riguardato i parametri del modello dello pneumatico che ne descrivono il comportamento in laterale mentre, non avendo modo di misurare grandezze fondamentali come la pressione all'interno del cilindro o la storia del pedale del freno, non si è potuto operare in maniera analoga per l'identificazione dei parametri in longitudinale. Per descrivere la dinamica longitudinale sono stati pertanto impiegati valori relativi ad una copertura simile: questa limitazione non influenza in maniera sostanziale la correttezza delle previsioni del modello numerico del veicolo e soprattutto non influenza la risposta dei controllori ABS ed ESP che devono essere in grado di adattarsi a variazioni anche significative del comportamento dello pneumatico dovute all'usura o a diverse pressioni di gonfiaggio.

Non avendo a disposizione una pista per effettuare le prove, le manovre standard per la caratterizzazione dell'handling descritte sopra sono state eseguite a velocità

inferiori rispetto a quanto prescritto dalle normative. Fortunatamente, date le caratteristiche non eccessivamente sportive del veicolo sotto esame, le non linearità del sistema si sono evidenziate chiaramente anche a velocità meno sostenute e ci hanno permesso di caratterizzare correttamente il veicolo.

Non è stato possibile neppure validare il comportamento del modello in bassa aderenza non avendo a disposizione prove dedicate. Poiché siamo interessati a studiare la risposta del controllore ABS ESP in queste condizioni, il comportamento dello pneumatico in condizioni di attrito differente è stato simulato attraverso degli opportuni fattori di scalatura.

Capitolo 4

Hardware in the Loop

La complessità delle logiche di funzionamento dei sistemi di controllo e la scarsità di informazioni disponibili in letteratura comportano una serie di semplificazioni nella modellazione dei controllori presenti in commercio nonché inevitabili lacune nella comprensione dell'effettivo funzionamento degli stessi. Tali lacune possono in parte essere colmate grazie all'utilizzo di tecniche Hardware in the Loop. L'idea che sta alla base di questa tecnica è quella di interfacciare al componente da analizzare, fisicamente disponibile e correttamente funzionante, un modello puramente numerico, in grado di fornire gli input necessari al suo funzionamento. I comandi generati dal componente fisico sono forniti come input per il modello numerico in un collegamento ad anello chiuso. Il componente reale rappresenta pertanto una scatola nera all'interno del simulatore virtuale della dinamica del veicolo mentre l'utente è in grado di studiare la risposta agli ingressi più svariati e l'influenza delle azioni del sistema reale sul modello matematico. Nel presente Capitolo verrà presentata l'applicazione delle tecniche HiL al sistema di controllo ABS/EBD/ESP e sarà descritto in dettaglio il banco prova realizzato, analizzando le sue componenti e l'interfaccia con il modello numerico.

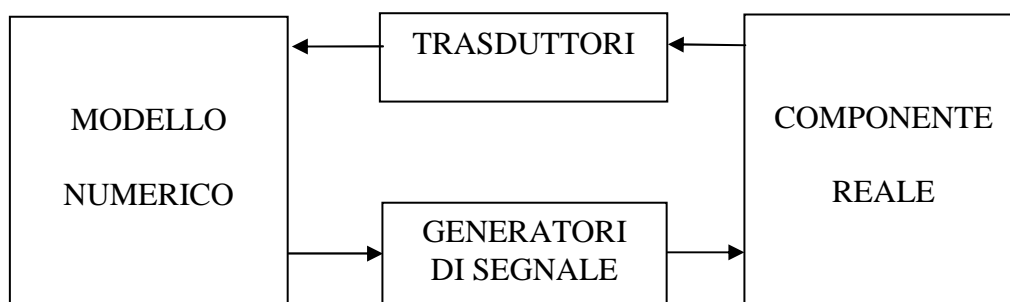


Figura 4.1 – Schema generale di un sistema HiL.

4.1 Tecniche HiL applicate alle ECU

Per *Hardware in the Loop* (HiL) si intende comunemente una particolare tecnica di simulazione nella quale una parte del sistema meccanico in esame è fisicamente disponibile, mentre la restante parte viene sostituita con un modello puramente numerico: le due componenti, fisica e numerica, sono quindi interconnesse in anello chiuso in modo che le uscite dell'una rappresentano gli ingressi per l'altra. Come è possibile osservare dallo schema di Figura 4.1, affinché sia possibile il dialogo tra le

due componenti le uscite del modello numerico devono essere convertite adeguatamente sotto forma di segnali o impulsi per la parte reale. Tale metodologia è di fondamentale importanza nello sviluppo delle moderne centraline di controllo presenti sui veicoli. La storia delle tecniche HiL applicate al settore automobilistico risale ai primi anni '80, quando vennero utilizzate, principalmente nelle Università e nei grandi centri di ricerca, per testare in piena sicurezza nuovi attuatori per le sospensioni attive. Con l'avvento delle prime centraline elettroniche di controllo per autoveicoli negli anni '90 le tecniche HiL iniziarono ad essere applicate anche nella verifica di queste componenti, rimpiazzando ben presto anche nelle linee di produzione le tecniche di simulazione di intervento in anello aperto presenti all'epoca. Il principale vantaggio di questa tipologia di test sta nel controllo diretto delle funzioni della centralina, e nella possibilità di verificare in maniera automatizzata e ripetibile eventuali malfunzionamenti oltre che i processi di autodiagnostica. Con l'introduzione del sistema ABS negli anni '80 le tecniche di simulazione HIL furono ben presto applicate anche per questo tipo di centralina elettronica: il primo sistema HIL per centraline ABS venne costruito alla fine degli anni '80. I vantaggi in termini di ripetibilità delle prove, di risparmio di tempo e di denaro nonché la possibilità di testare in sicurezza manovre estreme, malfunzionamenti o avarie del sistema portò alla definitiva affermazione di queste tecniche. La continua evoluzione delle centraline ABS, alle quali si sono affiancati nel tempo i sistemi TCS e ESP, è stato accompagnato dallo sviluppo delle metodologie HIL, favorite anche dall'incremento delle potenze di calcolo disponibili.

In questo lavoro di tesi la metodologia HIL è stata applicata allo studio di un sistema di controllo ABS/ESP di ultima generazione al fine di migliorare la comprensione delle logiche di controllo che governano il funzionamento di questi apparecchi: in Figura 4.2 è presentata una vista d'assieme del banco prove realizzato.

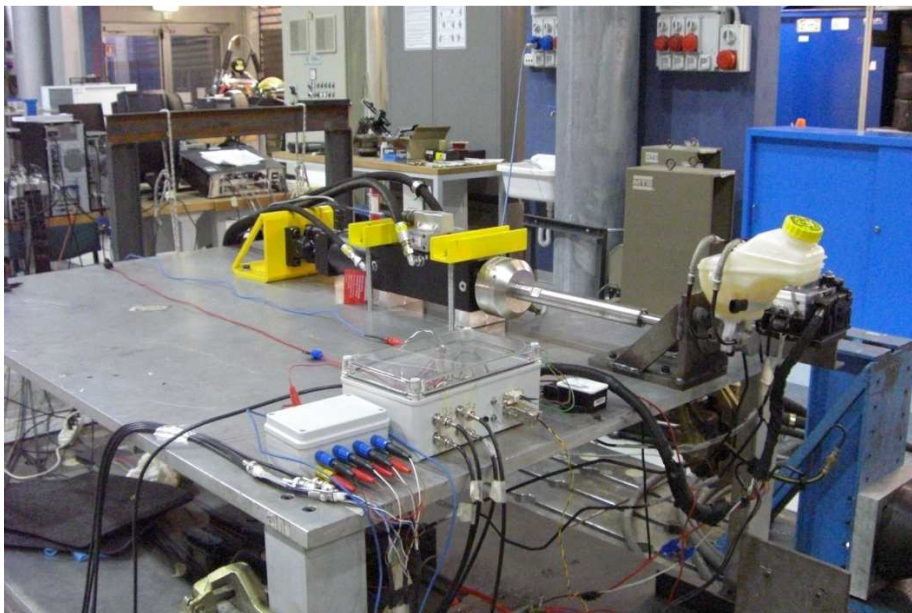


Figura 4.2 – Vista d'assieme del Banco HiL realizzato.

Come accennato in precedenza rispetto alla tradizionale sperimentazione sui componenti fisici la tecnica HIL consente notevoli vantaggi in termini di:

- *ripetibilità delle prove*, sia per quanto concerne la manovra che per le condizioni al contorno
- *abbattimento dei tempi e dei costi di prova*: tramite l'HIL non è necessario trasferirsi su circuiti di prova, disporre di strumenti di misura anche molto costosi, organizzare campagne di misura.
- *elevata automatizzazione*: è possibile programmare il sistema in modo da testare tutte le situazioni di interesse
- *elevati standard di sicurezza* per gli operatori
- *possibilità di indagare situazioni difficilmente riproducibili nella realtà*

Nell'applicazione delle tecniche HiL allo studio dei controllori ABS/ESP la parte hardware, reale e funzionante, è rappresentata dall'intero impianto frenante della vettura che si interfaccia e scambia informazioni in maniera opportuna con un modello numerico di veicolo che rappresenta la parte software (vedi Figura 4.3).

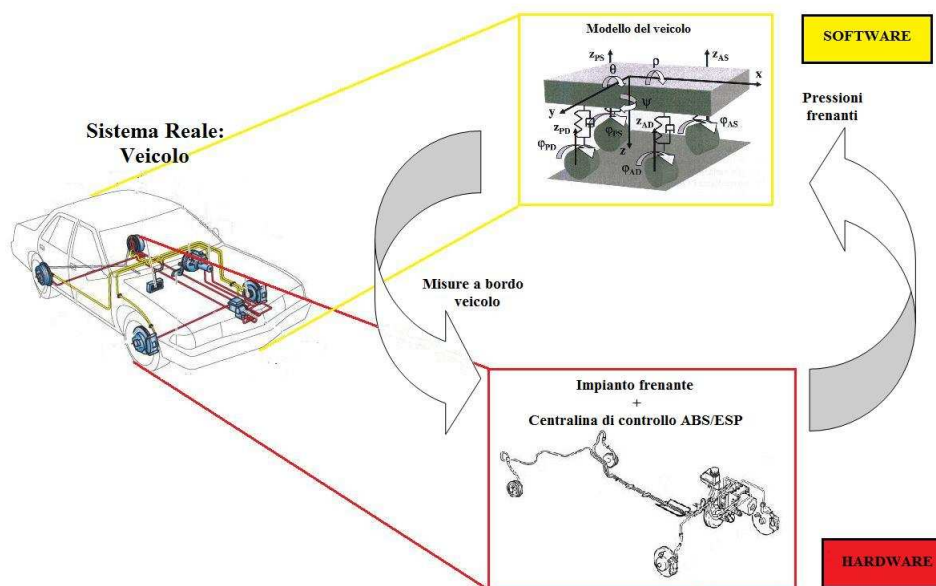


Figura 4.3 – Parte Hardware e parte Software all'interno dell'HiL.

Ovviamente, perché questo scambio sia possibile, la parte virtuale e la parte reale del sistema devono trovare un piano comune su cui dialogare. Occorre pertanto che la parte virtuale si adatti ed arrivi ad emulare la realtà: sistemi elettronici di questo tipo, sia hardware che software, sono comunemente detti Real Time (RT). La principale peculiarità di un sistema Real Time è quella di essere in grado di calcolare quale sarà lo stato del sistema che sta simulando dopo un certo intervallo Δt impiegando un tempo di calcolo inferiore a Δt stesso. In questa maniera il flusso temporale degli

eventi simulato, opportunamente sincronizzato, sarà analogo a quello reale e la parte hardware potrà funzionare correttamente all'interno del ciclo di simulazione in anello chiuso. Poiché per simulare correttamente la dinamica di un veicolo è necessario utilizzare Δt che variano tra i 10^{-3} e i 10^{-4} secondi, si comprende perché le tecniche di simulazione HIL si siano potute affermare grazie all'incremento della potenza di calcolo dei processori. L'applicazione delle tecniche HIL alle centraline elettroniche richiede particolare attenzione nei seguenti punti:

- *simulazione dei sensori*: la centralina per funzionare correttamente ha bisogno ad ogni passo di integrazione dei segnali provenienti dai sensori, opportunamente replicati dal modello in RT
- *attendibilità dei segnali ricevuti*: errori di trasmissione o malfunzionamento dei sensori, se non identificati come tali, potrebbero creare situazioni davvero pericolose per il conducente. Le logiche di controllo devono essere pertanto estremamente robuste e, soprattutto nelle centraline elettroniche di nuova generazione che necessitano di un gran numero di segnali per funzionare, è indispensabile che esse verifichino ad ogni istante la consistenza e la plausibilità dei dati. I segnali forniti dal modello devono pertanto essere coerenti con il veicolo cui la centralina è predisposta e spesso vengono trattati elettronicamente o numericamente prima di essere accettati dalla ECU.
- *adeguatezza del modello numerico*: non ha senso ricorrere a tecniche raffinate come la HiL se non si dispone di modelli di calcolo altamente fedeli alla realtà. D'altro canto un modello matematico che tenga conto di tutti i fenomeni di interesse potrebbe risultare troppo oneroso per essere simulato in RT. E' necessario quindi capire quali parti del modello possono essere semplificate anche in relazione alle analisi che verranno condotte, cercando il miglior compromesso tra precisione e potenza di calcolo disponibile.

4.2 Flusso di dati all'interno del banco HiL

In Figura 4.4 è presentato uno schema del flusso dei dati all'interno del banco prova HiL e degli elementi che lo compongono. La parte software del sistema è costituita da un modello del veicolo (descritto in dettaglio al Capitolo 3) implementato in codice Simulink e che una volta compilato viene gestito in RT dalla scheda dSPACE attraverso un'interfaccia dedicata. Il processore real time gestisce lo scambio di informazioni e, attraverso una morsettiera, invia alla parte hardware le informazioni necessarie al corretto funzionamento del sistema di controllo sotto forma di segnali analogici e digitali. In particolare il processore real time fornisce un segnale in tensione proporzionale alla velocità di ciascuna ruota alle schede per l'emulazione dei sensori di velocità angolari (descritte in dettaglio nel paragrafo 4.4.3) i quali a loro volta trasmettono alla centralina ABS/ESP un'onda quadra in corrente di frequenza proporzionale alla tensione ricevuta. Un ulteriore segnale in tensione viene fornito come riferimento per l'attuatore idraulico grazie al quale è possibile mettere in pressione l'impianto frenante. Grazie ad un'interfaccia dedicata il processore real time è in grado di trasmettere ulteriori informazioni alla centralina anche in formato

digitale attraverso la rete CAN. La parte hardware è formata da tutti i componenti del sistema frenante della vettura in esame, dal cilindro maestro alle pinze freno, compresi la centralina elettronica. Come vedremo in dettaglio più avanti è necessaria anche la presenza del sensore di imbardata per gestire le procedure di inizializzazione del sistema ESP.

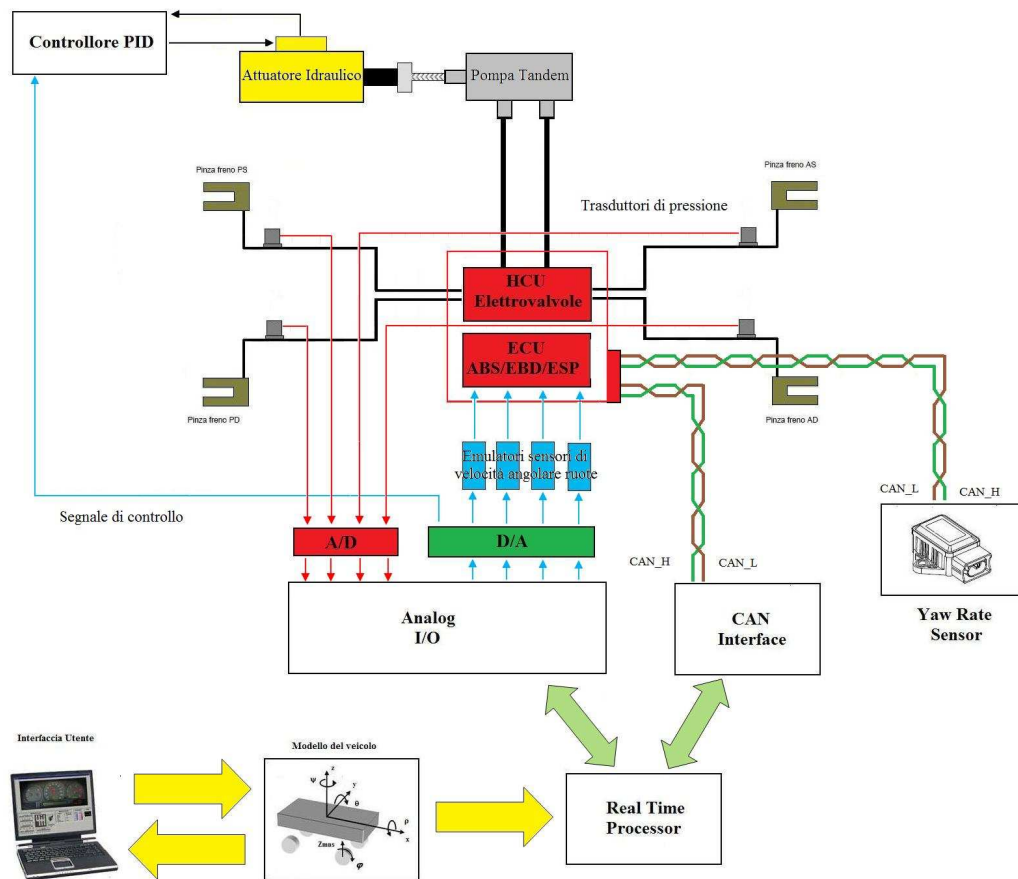


Figura 4.4 – Flusso dei dati all'interno del banco prova HiL.

Durante una simulazione di frenata al limite, il sistema di controllo del pistone simula l'azione del guidatore sul pedale del freno e mette in pressione l'impianto frenante. Opportuni trasduttori alle pinze rilevano la variazione di pressione e inviano dei segnali in tensione alla scheda dSPACE. A partire dalle pressioni frenanti rilevate su ciascuna ruota, è possibile determinare le corrispondenti coppie frenanti che saranno utilizzate all'interno del modello numerico del veicolo. Integrando le equazioni della dinamica del veicolo, il modello è in grado di calcolare le velocità angolari alle quattro ruote che vengono quindi convertite in segnali analogici in tensione proporzionali alla velocità del veicolo e infine, tramite le apposite schede, in segnali in corrente equivalenti a quelli dei sensori attivi ed inviate alla centralina ABS/ESP. Nel caso in cui si voglia simulare una manovra al limite dell'aderenza in laterale, il modello riceve come ingresso la manovra in esame, attraverso gli input che

comunemente possono essere forniti da un guidatore (angolo di sterzo, acceleratore, freno, frizione e marcia). Risolvendo le equazioni della dinamica il modello è in grado di calcolare sia le velocità angolari delle quattro ruote, sia la velocità di imbardata e l'accelerazione laterale, grandezze che comunemente sono misurate dal sensore di imbardata presente nei sistemi ESP. Come vedremo nel dettaglio più avanti questi segnali sono forniti dalla scheda real time alla centralina tramite interfaccia CAN insieme con gli input del pilota e altri segnali provenienti dal veicolo. Da tutti questi segnali in ingresso la centralina è in grado di individuare situazioni potenzialmente pericolose e di frenare le singole ruote senza l'intervento del conducente. Come in precedenza per chiudere l'anello, la pressione generata viene rilevata dai sensori alle pinze, inviata alla scheda RT e reinserita all'interno del modello sotto forma di coppia frenante.

Per il corretto funzionamento del controllore all'interno del banco prova è stato necessario ricreare tutti gli input forniti dal veicolo in maniera corretta e coerente con lo stato del sistema durante la manovra simulata. Nella Figura 4.5 sono rappresentati schematicamente tutti i segnali in ingresso al controllore ABS/ESP e tutti i comandi o le informazioni che esso fornisce agli attuatori o ad altri componenti del sistema, per il controllo del veicolo.

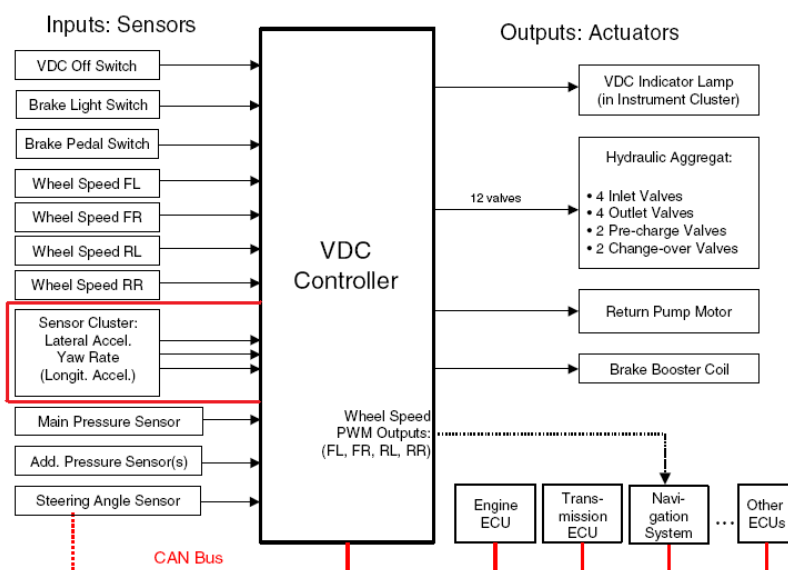


Figura 4.5 – Input e Output della centralina ESP

In particolare il sistema di controllo ABS/ESP analizzato si interfaccia con i seguenti sistemi (si faccia riferimento alla Figura 4.6):

- Sensori di velocità angolare alle ruote: tramite linea diretta (3)
- Sensore pedale freno: permette di segnalare al controllore l'inizio della fase di frenata, il segnale è fornito tramite linea diretta e replicato su rete CAN (4)
- Pulsante ASR Off: permette di disattivare la il modulo ASR (6)

- Centralina controllo motore (da linea CAN) (2) per la regolazione della coppia motrice dei sistemi ASR e ESP. Il modulo interagisce con la centralina ABS/ESP regolando la coppia motrice tramite il controllo degli iniettori (9) e la posizione della valvola a farfalla (8)
- Body computer (14): si interfaccia al sistema ABS/ESP tramite linea CAN e fornisce la posizione della leva del freno a mano, lo stato delle spie luminose sul quadro (11) e l'eventuale inserimento della retromarcia (16)
- Sensore di imbardata/accelerazione laterale/accelerazione longitudinale (da linea CAN) (10)
- Sensore angolo sterzo /rotazione volante (da linea CAN) (12)
- Sensore pressione impianto idraulico (integrato nella centralina ABS/ESP) (1)

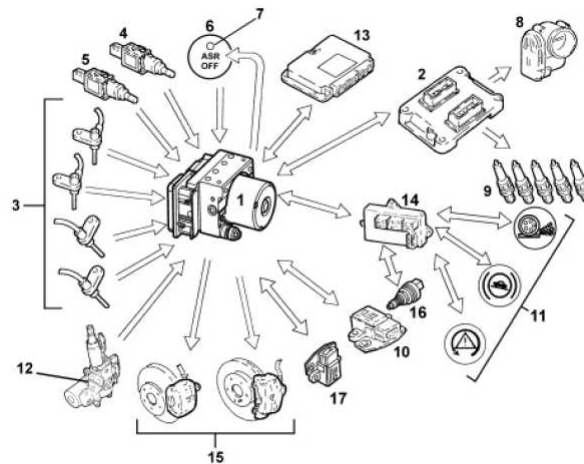


Figura4.6 –Schema riassuntivo dei segnali forniti alla centralina ESP:.

Si può notare come alcuni di questi input sono forniti alla ECU tramite un collegamento diretto, ad esempio la velocità angolare delle quattro ruote o l'interruttore pedale freno mentre molti altri segnali, vengono forniti alla centralina tramite la rete CAN. A differenza dei lavori di tesi precedenti, la centralina ABS/ESP analizzata, per poter funzionare, ha bisogno di ricevere tutti questi segnali in maniera coerente e di interfacciarsi durante tutta la simulazione con gli altri moduli di controllo presenti all'interno del veicolo ma non fisicamente nel banco prova HiL. E' stato necessario pertanto non solo emulare i sensori che permettono al controllore di determinare lo stato del veicolo ma anche fornire alla centralina, tramite rete CAN, tutte le informazioni provenienti dalle altre ECU e ricreare all'interno del modello lo scambio di informazioni e le procedure di inizializzazione e di verifica dei sensori. Quest'ultima parte, descritta nel Paragrafo 4.4, ha comportato una profonda conoscenza del protocollo che regola le comunicazioni all'interno della rete CAN e ancor più dei segnali che vi transitano durante il normale funzionamento del veicolo.

4.3 I componenti del banco HiL

Il banco di prova realizzato per l'analisi del sistema ABS/ESP è costituito dai seguenti componenti:

- **impianto frenante** di una Fiat Grande Punto del 2006 comprensivo di centralina ABS/ESP Bosch 8
- **trasduttori di pressione** (4) posti all'estremità dell'impianto frenante
- **scheda dSPACE** per la simulazione in real time della dinamica complessiva del veicolo e al comunicazione tramite CAN Bus
- **schede di emulazione** dei sensori di velocità angolare delle ruote (4)
- **sensore di imbardata** e accelerazione laterale previsto dalla centralina
- **attuatore idraulico** grazie al quale è possibile mettere in pressione l'impianto frenante

4.3.1 Impianto Frenante

L'impianto frenante utilizzato nel banco prova HIL è riferito ad una Grande Punto 1.2 del 2006 e comprende:

- **Pompa Tandem**, sulla cui parte superiore è calzato a pressione il serbatoio dell'olio di riserva dell'impianto idraulico. Sull'autovettura la pompa di comando freni fa corpo unico con il meccanismo di servofreno a depressione da 10'', rimosso per semplicità di attuazione dal banco di prova⁵. La pompa è in grado di mettere in pressione contemporaneamente e separatamente i due rami del circuito frenante, descritti nel Capitolo 2 ([11]).

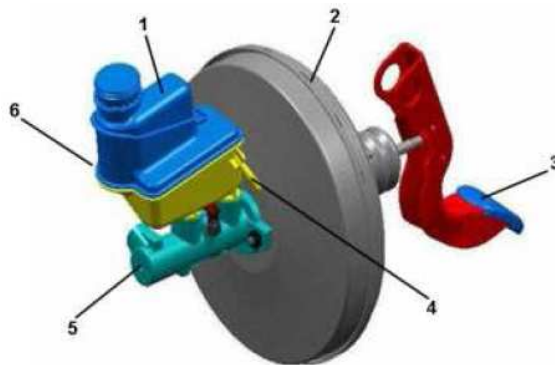


Figura 4.7 – Complesso Pompa tandem/serbatoio liquido freni: 1) Serbatoio olio freni 2) Servofreno pneumatico a depressione 3) Pedale Freno 5) Pompa Tandem 6) Sensore livello olio.

⁵ Mentre nelle vetture la depressione è ottenuta tramite un collegamento con una zona a sifone del collettore d'aspirazione, per poter utilizzare il servofreno sul banco avremmo dovuto prevedere l'utilizzo di una pompa a depressione. In alternativa si è preferito intervenire direttamente sul pistone della pompa tandem con forze maggiori.

- **Tubi di collegamento rigido**, i quali convogliano il fluido in pressione dalla pompa tandem alla centralina ABS/ESP e dalla centralina ai raccordi flessibili con le pinze anteriori e posteriori. Le tubazioni rigide che collegano la pompa tandem alla centralina nelle versioni dotate di ESP sono di diametro maggiore per evitare influenze negative sul funzionamento dell'ESP con basse temperature dell'olio dei freni.
- **Tubi di raccordo flessibili**, collegano le tubazioni rigide alle pinze freno. La loro introduzione su vettura è resa necessaria dal fatto che le pinze freno vengono montate sui porta mozzi della sospensione e sono pertanto soggetti alle escursioni della sospensione stessa
- **Pinze Freno**, in cui il disco freno è stato sostituito con uno spessore metallico di grandezza equivalente. L'introduzione delle pinze freno, nonché della totalità delle tubazioni presenti sull'autoveicolo, si è resa necessaria per ottenere l'effettivo assorbimento di fluido da parte del circuito. Non introducendo tutte le componenti del sistema idraulico reale avremmo potuto variare in maniera significativa la rigidità idraulica del sistema rispetto a cui la ECU è stata tarata⁶.

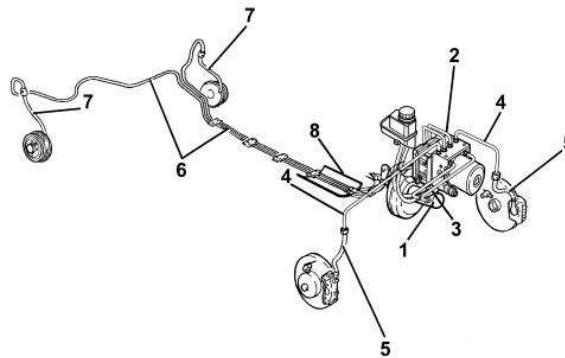


Figura 4.8 – Particolare tubazioni nell'impianto frenante: 1) Pompa comando freni, 2) Centralina ABS, 3) Tubazioni da pompa freni a centralina ABS, 4) Tubazioni rigide dalla centralina alle tubazioni flessibili dei freni anteriori, 5) Tubazioni flessibili pinze anteriori, 6) Tubazioni rigide dalla centralina alle tubazioni flessibili dei freni posteriori, 7) Tubazioni flessibili freni posteriori

- **Gruppo elettroidraulico ABS/ESP Bosch 8**, rappresenta uno tra i più avanzati sistemi di controllo oggi disponibili. Nelle versioni di serie è prevista esclusivamente la funzione ABS/EBD mentre nella centralina in esame (di

⁶ Il modello di vettura in esame prevede l'impiego al posteriore di freni a disco nell'allestimento Sporting.

serie su allestimento Sporting) è stato aggiunto il sistema ESP che integra le funzioni ASR/MSR/HBA/HHC⁷.

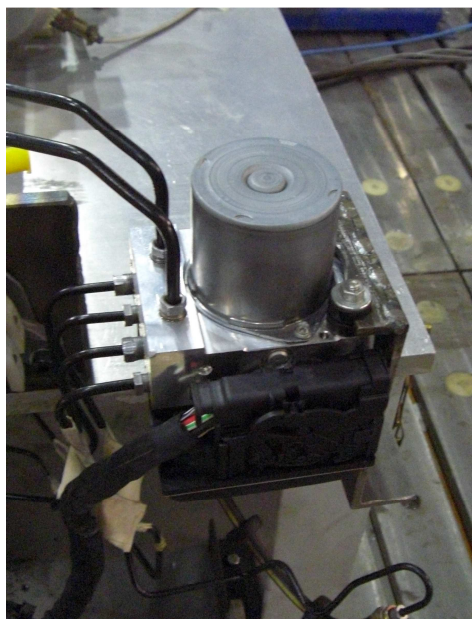


Figura 4.9 – Centralina ABS/ESP all'interno del banco prova HiL

4.3.2 Trasduttori di pressione

La coppia frenante su ciascuna ruota nel modello numerico viene calcolata misurando la pressione subito a monte delle pinze freno tramite i trasduttori di pressione presentati in Figura 4.10.

La misura del valore di pressione viene ricavata dalla deformazione di un diaframma in acciaio sul quale sono posizionati degli estensimetri collegati tra loro a formare un ponte di Wheatstone. In questa maniera si riducono notevolmente gli effetti di deriva termica, di zero e di drift dovuti alla variazione di temperatura sulla membrana.

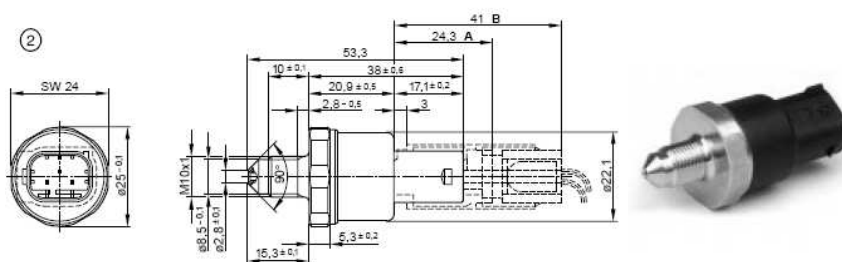


Figura 4.10 – Sensore di pressione

⁷ ASR (*Anti Schlupf Regierung*): modulo di regolazione della slittamento in accelerazione; MSR (*Motor Schleppmoment Regelung*) modulo di regolazione della coppia erogata dal motore; HBA (*Hydraulic Brake Assist*) modulo per l'assistenza nelle frenate d'emergenza; HHC (*Hill Holder Control*) modulo di assistenza pilota nelle fasi di partenza in salita.

Il segnale di misura è quindi amplificato dal circuito elettrico interno al trasduttore e inviato alla scheda dSPACE sotto forma di un segnale in tensione. In tabella 3.1 sono riportate le caratteristiche dello strumento di misura utilizzato nel banco prova.

Tabella 3.1 –Caratteristiche dei trasduttori di pressione.

GRANDEZZA	BOSCH 0 265 005 303
PRESSURE RANGE	250 BAR
OVERPRESSURE MAX	350 BAR
BURST PRESSURE	>500 BAR
OFFSET ACCURACY	2%
SENSITIVITY ACCURACY	5%
POWER SUPPLY VOLTAGE	5 ±0.25 V
TAMPERATURE RANGE	-40 /+120 °C
RESPONSE TIME T _{10/90}	2 ms

4.3.3 Attuatore Idraulico

Per attuare la forza frenante nel Master Cylinder è impiegato un pistone idraulico MOOG, in grado di esercitare una forza massima di 12,5 kN e uno spostamento massimo di 100 mm. Forze così elevate sono difficilmente realizzabili dal pilota, che infatti viene assistito dal servofreno a depressione e dal rapporto di leva, ma sono necessarie all'interno del banco di prova in cui, per semplicità costruttiva, si è preferito non inserire tale meccanismo. Indicativamente una pressione di 100 bar, che può essere prodotta all'interno dell'impianto frenante durante una brusca frenata di emergenza, richiede un carico di circa 4kN sulla pompa tandem.

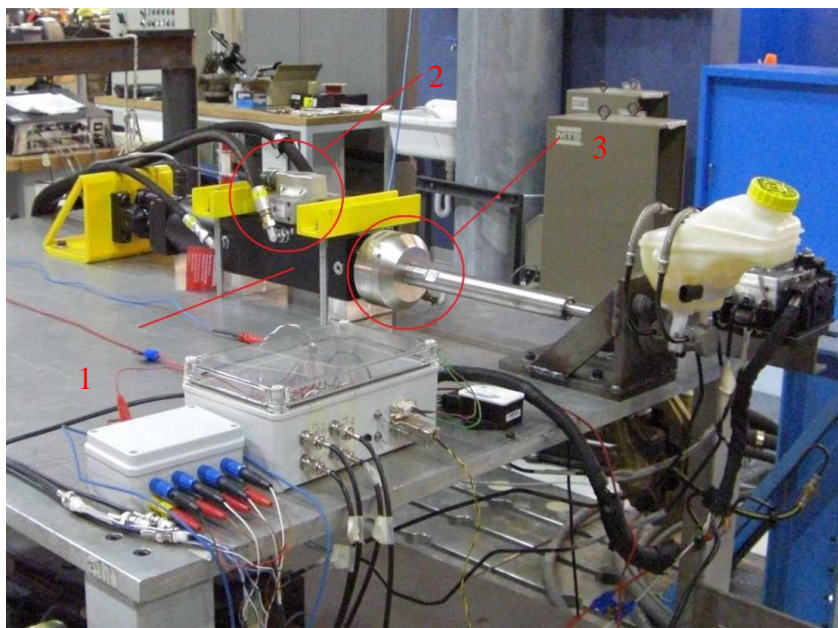


Figura 4.11 – Attuatore Idraulico (1), valvola di controllo(2) e cella di carico (3)

Il pistone viene comandato in forza da un controllore PID esterno, al quale viene fornito il segnale di riferimento per la forza da esercitare direttamente dal modello in *real time*. Si è preferito controllare in forza l'attuatore in modo da simulare meglio il comportamento di un pilota reale e avere un riferimento fisso tra la variabile controllata e la pressione all'interno dell'impianto frenante. La forza esercitata dal pistone è misurata tramite una cella di carico montata all'interfaccia tra cilindro e pompa tandem mentre il controllo viene attuato tramite una valvola MOOG G763.

4.3.4 Scheda dSPACE e software di interfaccia ControlDesk.

La comunicazione tra il modello numerico del veicolo e la centralina fisica è resa possibile grazie all'utilizzo di una particolare scheda, installata su un comune computer, che ha il compito di integrare in tempo reale le equazioni di moto. Il modello matematico del veicolo, di cui si è parlato ampiamente nel Capitolo 3, è stato sviluppato utilizzando il software Simulink di MATLAB: questa particolare scelta permette un approccio modulare nella struttura del modello, molto comodo qualora se ne voglia modificare o esportare una parte, e consente di compilare in maniera semplice e veloce il modello in linguaggio C per interfacciare il programma con altre applicazioni. Il modello, opportunamente compilato, può quindi essere caricato sul processore della scheda dSPACE 1103 per la successiva simulazione in Real Time. Una volta creati i file compilati relativi al modello è possibile interagire direttamente con il sistema attraverso l'interfaccia di alto livello ControlDesk, anch'essa realizzata dalla casa produttrice dSPACE.

La scheda dSPACE, rappresentata in Figura 4.12, possiede un potente processore in grado di compiere un elevato numero di operazioni in tempi estremamente ridotti. Possiede inoltre un sistema di controllo che preclude la partenza della simulazione qualora le specifiche temporali non vengano soddisfatte, ovvero se non fosse

possibile l'integrazione in tempo reale. Come si può facilmente intuire, tale verifica iniziale rappresenta una sorta di sistema di sicurezza, in considerazione del fatto che il mancato rispetto delle specifiche temporali porterebbe inevitabilmente alla mancata sincronizzazione dei diversi sistemi che dovrebbero lavorare sinergicamente. Essendo stata ideata per il controllo e la prototipazione delle centraline, la scheda integra un microcontrollore CAN Infineon in grado di comunicare su rete CAN high speed (ISO 11898-2).



Figura 4.12 – Scheda dSPACE 1103

Tanto per poter comandare l'azione del pistone idraulico, quanto per l'acquisizione dei segnali relativi alle pressioni frenanti delle ruote o alla visualizzazione di tutte le grandezze di interesse per l'analisi del sistema, è possibile utilizzare l'apposito software di interfaccia ControlDesk, sviluppato appositamente in abbinamento alla scheda hardware. Attraverso questa interfaccia, presentata in figura 4.13, una volta compilato il modello, è possibile definire l'inizio e la fine della simulazione, le grandezze provenienti dai sensori o dal modello che ci interessa acquisire e il percorso dove verranno salvati. Il programma permette inoltre di modificare i valori di alcuni parametri del modello, anche durante la simulazione, agendo su appositi campi di controllo. Per effettuare le modifiche più consistenti, ad esempio una modifica sui parametri geometrici o inerziali del veicolo, risulta più opportuno agire direttamente sul modello sviluppato in Simulink. Una volta salvate le modifiche sarà necessario compilare nuovamente i file da caricare sulla scheda dSPACE.



Figura 4.13 – Interfaccia utente in ControlDesk (a sinistra) per l’interazione real time con il sistema HiL e in MotionDesk (a destra) per la visualizzazione 3D delle manovre effettuate.

4.4 Emulazione dei segnali all’interno del banco HiL

Le centraline ABS/ESP di ultima generazione per controllare la dinamica del veicolo in maniera ottimale durante tutte le situazioni, necessitano di ricevere un gran numero di segnali e di interagire in tempo diretto con gli altri controllori presenti all’interno del veicolo. Data la criticità delle informazioni trasmesse e gli effetti negativi che produrrebbe un errore di trasmissione è indispensabile che la centralina verifichi continuamente il corretto funzionamento dei sensori e la coerenza dei segnali ricevuti: nel momento in cui il modulo di controllo rileva delle anomalie più o meno gravi, smette di funzionare e comunica l’errore incontrato. Per funzionare correttamente all’interno del banco HiL, la centralina deve pertanto ricevere tutti questi segnali in maniera coerente dal modello del veicolo e convertiti appropriatamente in segnali elettrici. La centralina all’interno del banco deve trovare, non solo i segnali dei suoi sensori specifici, ma anche le informazioni provenienti da altre unità di controllo e soprattutto deve poter interagire con loro durante le fasi di inizializzazione e di verifica del funzionamento dei sensori. In questo paragrafo saranno presentati in dettaglio tutti i segnali che la centralina riceve durante il suo funzionamento, le sue procedure di inizializzazione e sarà spiegato come sono stati riprodotti all’interno del banco prova. Come già accennato nel paragrafo 4.2 la centralina ABS/ESP riceve dall’esterno i segnali necessari al suo corretto funzionamento tramite collegamento diretto con il sensore o tramite rete CAN. Nel primo caso esiste una connessione fisica apposita per ciascun collegamento, su cui viaggia un unico segnale analogico o digitale, nel secondo caso invece è prevista una rete di dati sulla quale si interfacciano più unità che trasmettono segnali digitali. Mentre i primi modelli di centraline erano in grado di funzionare correttamente ricevendo solo i segnali in collegamento diretto,

la centralina in esame per poter funzionare deve trasmettere e ricevere i segnali sulla rete CAN del veicolo. Pertanto in questo lavoro di tesi è stato necessario:

- studiare i principi di funzionamento della rete CAN e il protocollo che regola la trasmissione
- analizzare la configurazione della rete CAN all'interno della vettura in esame, in particolare studiando i segnali che la centralina ABS/ESP riceve durante il suo funzionamento
- riprodurre tali segnali all'interno del test bench in maniera coerente con la manovra simulata e emulando le procedure di inizializzazione e comunicazione tra i vari elementi.

4.4.1 CAN Bus all'interno del veicolo

La rete CAN (acronimo di *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 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:

- una condivisione di informazioni fra le diverse unità elettroniche;
- una integrazione di più unità elettroniche all'interno di una rete;
- un'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 dei 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'insieme delle regole che permettono la comunicazione tra due o più nodi mediante lo scambio di "pacchetti di dati" o messaggi. Per poter comprendere a fondo l'importanza della rete CAN e le problematiche introdotte nella simulazione della rete all'interno del *test-ring* è indispensabile una breve introduzione ai concetti e ai principi che governano questa tipologia di rete [Appendice A]. In questa sede ricordiamo solo brevemente quali sono le principali caratteristiche della rete CAN:

- **Configurazione Multimaster**

Al fine di garantire una comunicazione veloce tra i nodi della rete il CAN non fa uso di configurazioni client/master, ma usa una configurazione di rete multi master. Questo significa che ogni nodo della rete può inviare messaggi ad un qualunque altro nodo utilizzando un bus comune. Durante la trasmissione di un messaggio il nodo diventa master, mentre i restanti si comportano da client

- **Priorità ed Arbitration**

Considerando che tutti i nodi della rete CAN condividono lo stesso mezzo fisico di comunicazione e che ogni nodo può decidere, in maniera autonoma, di iniziare una comunicazione è indispensabile un metodo per la risoluzione dei conflitti di trasmissione. Un conflitto si ha ogni volta che due o più nodi iniziano una comunicazione contemporaneamente (o quasi).

- **Broadcasting**

Il nodo che invia il messaggio lo rende disponibile a tutti i nodi connessi alla rete, i quali vedono quasi contemporaneamente lo stesso messaggio. Da notare che nei protocolli CAN non viene specificato il nodo che ha generato il messaggio o il suo destinatario, sono i nodi stessi che, grazie a dispositivi particolari, riconoscono i messaggi rilevanti da elaborare e scartano i rimanenti.

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 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 [vedi Appendice A]) 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. In Figura 4.14 è presentato lo schema elettrico della rete C-CAN nella quale è inserita la centralina ABS/ESP. I nodi collegati tramite la rete ad alta velocità C-CAN sono:

- Centralina guida elettrica, (con sensore angolo di sterzo nella versione con ESP)
- Sensore di imbardata, presente solo nelle versioni con ESP
- Centralina ABS/ESP
- Centralina controllo motore

Il Body Computer provvede inoltre a fornire le informazioni presenti sulla rete CAN alla presa OBD II, un connettore specifico per la diagnosi delle funzioni dell'autovettura tramite la quale è stato possibile interagire con la rete CAN del veicolo e studiare i segnali circolanti sulla rete.

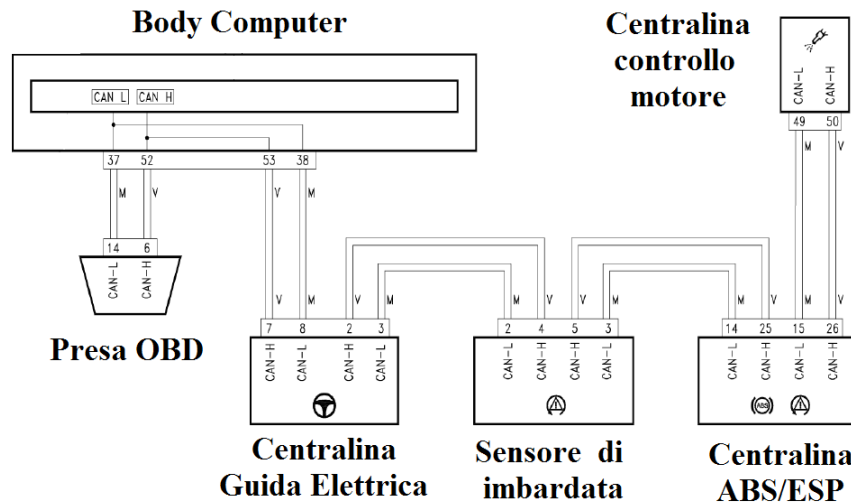


Figura 4.14 – Schema elettrico della rete CAN.

E' possibile notare come tutti i nodi siano collegati tra loro in serie tramite un doppino elettrico su cui viaggiano segnali in tensione differenziali che, secondo il protocollo, definiscono la comunicazione digitale. Ciascun nodo della rete è provvisto di un apposito transceiver che gli permette di inviare e ricevere informazioni. Tali informazioni viaggiano sulla rete CAN sotto forma di messaggi, inviati dai singoli nodi, che al loro interno contengono i segnali e le informazioni digitali, secondo una struttura che è specifica per ciascun tipo di messaggio. Tali messaggi sono inviati ad intervalli di tempo regolari specifici, in base all'importanza e alla criticità dei segnali in essi contenuti. L'istante di invio del messaggio da parte del nodo può subire delle variazioni in caso di conflitto con altri messaggi con priorità più elevata. 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 ESP all'interno dell' Hardware in the Loop possa funzionare in maniera corretta. A tal fine, non potendo disporre di informazioni specifiche sull'argomento, è stata analizzata nel dettaglio la comunicazione su rete CAN per diversi modelli di Fiat Punto. Tramite l'hardware Vector e il software dedicato CANalyser è stata possibile l'acquisizione della storia temporale dei messaggi in vettura e durante la marcia del veicolo: in questa maniera si è arrivati alla definizione di una serie di messaggi coerenti tra loro e con le informazioni provenienti dal modello, inviati con il giusto timing, tali da consentire il corretto funzionamento della centralina ABS/ESP. Di seguito saranno presentati brevemente i messaggi ricevuti dalla centralina ABS/ESP e replicati sul banco prova, con una breve descrizione dei campi del messaggio e delle informazioni in esso contenute:

- **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, nelle versioni ESP contiene le informazioni relative al sensore di angolo di sterzo (angolo al piantone, 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.

La centralina ABS/ESP in vettura e all'interno del banco invia invece i seguenti messaggi:

- **ASR0:** messaggio inviato al sensore di imbardata e presente solo nelle centraline ESP. 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. Durante l'intervento del sistema ESP, la coppia motrice viene generalmente tagliata tramite il ritardo dell'iniezione e tramite la chiusura della valvola a farfalla: in questa maniera la coppia frenante applicata alle ruote motrici non deve bilanciare coppia motrice prima di correggere la dinamica del veicolo.
- **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 ESP 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.

In Tabella 3.2 sono riassunti i messaggi ricevuti dalla centralina ESP per mezzo della rete CAN e sono inoltre presentati i segnali di cui ha bisogno per il corretto funzionamento. Il significato dei vari segnali e il modo in cui sono stati riprodotti all'interno del modello saranno discussi in seguito. E' interessante notare che i messaggi generalmente contengono numerose informazioni utili per diversi nodi della rete CAN: tramite l'architettura broadcasting della rete un messaggio può essere ricevuto da più nodi ed pertanto possibile ottimizzare la comunicazione tra le centraline.

Tabella 3.2: Schema riassuntivo dei messaggi ricevuti dalla centralina ESP

<i>NODO</i>	<i>MESSAGGIO</i>	<i>Segnali ricevuti dalla centralina ESP</i>
<i>Body Computer (BCM)</i>	<i>BCM_COMMAND</i>	BrakePedalSwitch
	<i>CAR_CONFIGURATION</i>	EngineTypeVariant BrakeTypeVariant SteeringRatio DriverSide CarShape NumberOfDoors GearBoxTypeVariant BrakeSystemTypeVariant
	<i>STATUS_B_CAN</i>	VDCLamp_FailStatus EBDLamp_FailStatus ABSLamp_FailStatus
<i>Centralina controllo motore (ECM)</i>	<i>MOT1</i>	GasPedalPosition MaxEngineTorque EngineFrictionTorque EngineSpeed EngineTorque
	<i>MOT2</i>	EngineStatus ClutchPedalAction MaxEngineTorqueNorm
	<i>STATUS_C_ECM</i>	ReverseGearStatus
	<i>VEHICLE_SPEED_OD...</i>	VehicleSpeedAverage

Modulo comando sterzo (EPS)	<i>GE</i>	LwsAngle LwsSpeed SteeringLoad
Sensore di imbardata (YRS)	<i>YRS_DATA</i>	YawRate LongAcc LatAcc

In Tabella 3.3 sono invece riportati in dettaglio i segnali ricevuti dalla centralina ABS/ESP e i nodi della rete ai quali sono destinati. Si può notare soprattutto il gran numero di segnali che vengono inviati per comunicare al conducente e agli altri moduli di comando un malfunzionamento o un guasto del sistema o di una parte di esso in modo da aumentare l’affidabilità dell’elettronica di bordo.

Tabella 3.3: Schema riassuntivo dei messaggi inviati dalla centralina ESP

NODI Rx	MESSAGGIO	DESCRIZIONE
YRS	ASR0	CommandedSylenceRequest MasterCylindePressure TCVDCInterference SecondGearStart TC_ASRControlStatus
ECM	ASR1	VDCActive VDCSysFailSts ASRActive MSRActive ABSActive TorqueReductASRfast TorqueIncreaseMSR TorqueReduceASRslow
BCM/ECM	FRONT_WHEEL_R...	RHFWheelDistanceTimestamp RHFWheelDistancePulseCounter RHFWheelRotationalStatusResetOccur RHFSequenceNumber LHFWheelDistanceTimestamp LHFWheelDistancePulseCounter LHFWheelRotationalStatusResetOccur LHFSequenceNumber
BCM/ECM	REAR_WHEEL_R...	RHRWheelDistanceTimestamp RHRWheelDistancePulseCounter RHRWheelRotationalStatusResetOccur RHRSequenceNumber LHRWheelDistanceTimestamp LHRWheelDistancePulseCounter

		LHRWheelRotationalStatusResetOccur LHRSequenceNumber
BCM	DIAGNOSTIC_STATUS_BSM	TotalNumberOfIntermittentDTC TotalNumberOfPresentDTC
BCM	STATUS_C_BSM	HillHolderFailStatus SubsystemAvailabilitySts TC_ASRControlSts VDCIntervention TC_ASRIntervention VDCFailStatus TC_ASR_FailStatus EBDFailStatus ABSFailStatus GenericFailStatus CurrentFailStatus

Particolare attenzione va posta al messaggio DIAGNOSTIC_STATUS_BSM, che rappresenta il messaggio di autodiagnosi inviato dal controllore al Body Computer e nel quale sono descritti gli eventuali malfunzionamenti e anomalie attraverso i Diagnostic Trouble Code (DTC). Questi codici numerici, assegnati dal produttore, indicano il tipo di malfunzionamento presente sull'unità di controllo e lo trasmettono all'utente tramite la connessione OBD (vedi Figura 1.14).

I messaggi descritti in precedenza, e brevemente riassunti nelle Tabelle 3.2 e 3.3, 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 nell'Application Layer (vedi Appendice A): in questa maniera l'interfaccia tra il modello e la rete CAN è ancora più semplice ed intuitiva. 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 (Application Layer), 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 (ACK, CRC,...) 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.

4.4.2 Procedure d’inizializzazione

Il sistema di controllo ABS/ESP prevede un monitoraggio continuo dei segnali ricevuti che è di fondamentale importanza affinché eventuali malfunzionamenti o errori di trasmissione non producano situazioni potenzialmente pericolose per il conducente. Il sistema di monitoraggio utilizzato, basato su tecniche avanzate di sicurezza e studi sulla simulazione degli errori, verifica non solo il corretto funzionamento del sistema e dei sensori ad esso correlati, ma anche le connessioni elettriche, i segnali ricevuti e le interazioni tra i vari sistemi. Il sistema è in grado di evitare tutti quegli errori che possono avere conseguenze sulla sicurezza del conducente e riconoscere gli errori dei sensori che non possono essere completamente evitati. I segnali provenienti dai sensori sono continuamente controllati dalla centralina durante il suo funzionamento in tre modi distinti:

- un controllo continuo a livello fisico sui sensori per determinare eventuali corto-circuiti o incongruenze di segnale
- un controllo individuale sui sensori più importanti. Il sensore di imbardata per esempio viene testato individualmente attraverso uno spegnimento comandato dalla centralina ESP e valutando la risposta del segnale al momento della riaccensione. Il sensore di angolo di sterzo invece è già provvisto al suo interno di una intelligenza locale che gli permette di monitorare eventuali malfunzionamenti e comunicarli alla centralina.
- un controllo di ridondanza analitico in cui gli input forniti dai segnali in condizione di regime sono confrontati con un modello del veicolo in modo da evidenziare eventuali anomalie e correggere gli errori di offset e di deriva.

In caso di errore il sistema viene disattivato parzialmente o completamente a seconda del tipo di errore rilevato e in relazione all’intervento del controllore. Per verificare il funzionamento dei sensori di velocità angolare il controllore esegue un primo test nella fase di accensione a veicolo fermo e un secondo controllo continuo sulla congruenza dei segnali provenienti dalle quattro ruote. Nel caso in cui uno dei quattro sensori invii alla centralina un segnale con caratteristiche discordanti da quelle attese, l’ABS si mette in condizione di avaria e quindi si disattiva. Entrambi i controlli vengono superati durante la simulazione sul banco prova grazie ad una perfetta taratura delle schede d’emulazione dei sensori di velocità angolare, dei quali parleremo in dettaglio a breve. Le procedure di inizializzazione e verifica del funzionamento del sensore di imbardata sono invece notevolmente più complesse e prevedono l’interazione tra la centralina ed il sensore attraverso la rete CAN. In particolare la centralina ESP, tramite il segnale *CommandSilenceRequest* contenuto nel messaggio ASR0, comanda lo spegnimento del sensore di imbardata per un tempo predefinito: alla riaccensione il segnale scambia informazioni con la centralina secondo una procedura di inizializzazione particolare. Poiché queste procedure sono proprietarie della casa produttrice della centralina e non sono divulgate in letteratura,

non è stato possibile simulare la fase di inizializzazione e verifica. Per ovviare a questo problema il sensore di imbardata/accelerazione laterale è presente fisicamente sul banco e viene collegato alla centralina tramite un gateway CAN nella prima fase della simulazione, in modo che possa dialogare con la ECU. Una volta conclusa la procedura di inizializzazione⁸ il sensore di imbardata reale viene spento e i suoi segnali, riferiti al modello numerico, sono replicati su rete CAN attraverso la scheda dSPACE. In questa maniera la procedura di inizializzazione è svolta dal sensore reale mentre i segnali di accelerazione e velocità di imbardata sono trasmessi direttamente dal modello del veicolo. Da notare che poiché nella prima parte della simulazione il sensore è una componente hardware nel sistema, è essenziale che esso sia correttamente posizionato in modo che l'accelerazione di gravità o spostamenti fortuiti non vengano interpretati come accelerazioni laterali.

Il sensore di angolo di sterzo è provvisto di una intelligenza locale che gli permette di riconoscere errori e malfunzionamenti: per superare il controllo della centralina ESP basterà quindi riprodurre correttamente, all'interno del messaggio ricevuto dalla scheda dSPACE, il campo che stabilisce il corretto funzionamento del dispositivo.

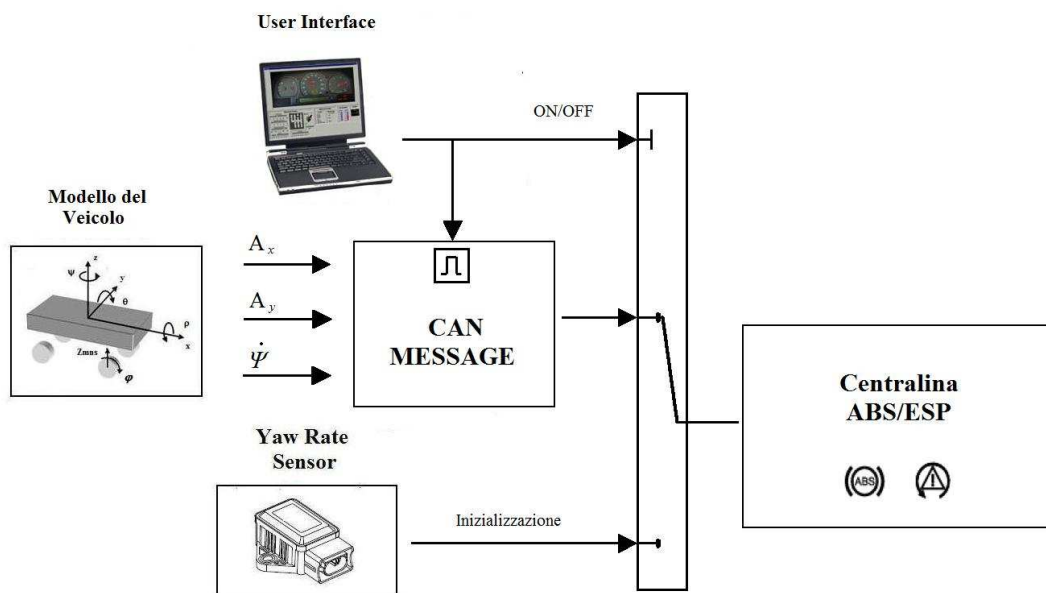


Figura 4.15 – Sensore di imbardata presente all'interno del banco HiL e schema del gateway CAN tra sensore reale e simulato

4.4.3 Emulazione dei sensori e delle ECU

Per il corretto funzionamento della centralina ABS/ESP è indispensabile simulare correttamente i segnali trasmessi dai vari sensori e dalle ECU presenti all'interno del

⁸ La procedura di inizializzazione può durare dai 4 ai 6 secondi e viene eseguita in maniera corretta anche se la centralina all'accensione rileva il motore acceso e una velocità iniziale non nulla.

veicolo: mentre per i quattro sensori di velocità angolare disposti alle ruote è previsto un collegamento diretto, il sensore di imbardata/accelerazione laterale e il sensore di angolo di sterzo comunicano con la centralina tramite rete CAN. Nel primo caso è stato pertanto necessaria realizzare una interfaccia fisica per emulare il funzionamento dei sensori, mentre nel secondo caso è stato sufficiente riprodurre su rete CAN i messaggi del sensore di imbardata/accelerazione laterale e del sensore di angolo di sterzo. Di seguito sono descritte le schede per l'emulazione dei sensori di velocità angolare alle ruote e i blocchi dSPACE per la rete CAN relativi al sensore di imbardata e al sensore di angolo di sterzo. Infine sono presentati nel dettaglio i blocchi dSPACE all'interno del modello Simulink che permettono di simulare il funzionamento delle altre ECU con cui interagisce la centralina

Sensori di velocità angolare

I sensori attivi di velocità angolare alle ruote, descritti in dettaglio nel Capitolo 2, attraverso la variazione della resistenza dovuta all'accoppiamento di due campi magnetici producono un'onda quadra in corrente la cui frequenza è proporzionale alla velocità delle ruote. All'interno del banco HiL l'onda quadra viene riprodotta tramite delle apposite schede costituite da un circuito integrato TC9400 che trasforma un segnale in tensione in un'onda quadra. L'uscita del microprocessore comanda un diodo che controlla l'apertura di uno dei due rami con le resistenze in parallelo (Figura 4.16) e in questo modo è in grado di cambiare l'impedenza equivalente del circuito e generare l'onda quadra desiderata. Il valore della cresta può essere controllato e adattato alle specifiche del sistema modificando il valore delle resistenze R1 e R2.

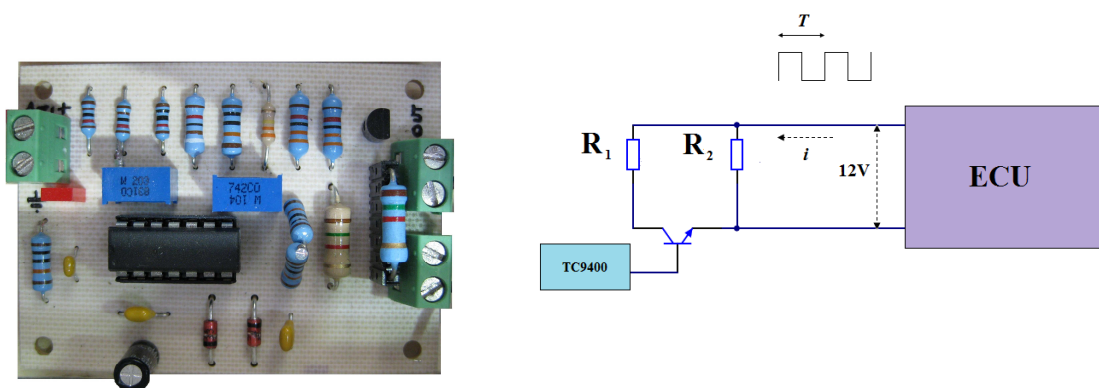


Figura 4.16 – Scheda per l'emulazione del sensore di velocità angolare delle ruote e schema elettrico

Il modello del veicolo pertanto fornisce in Real Time una tensione proporzionale alla velocità angolare delle ruote, che viene trasformata in un'onda quadra in corrente e fornita alla centralina secondo le specifiche. Va notato che in questa maniera non è possibile trasmettere le informazioni ausiliarie con la tecnica del PWM descritta nel Capitolo 2 e di conseguenza alcune funzioni della centralina non sono attive.

Sensore di imbardata/accelerazione laterale

Le grandezze misurate dal sensore nel nostro banco prova vengono simulate all'interno modello numerico, ed è pertanto necessario che siano fornite al modulo di controllo nella forma appropriata. Nel sistema ESP in esame, il collegamento con la centralina avviene tramite linea C-CAN nonostante in altri modelli possono essere previsti dei collegamenti diretti. In Figura 4.17 è presentato il blocco dSPACE che si occupa di trasmettere le informazioni relative al sensore di imbardata alla centralina. E' possibile osservare che, tramite l'enable port nella parte superiore del blocco, l'invio del messaggio è consentito solo dal momento in cui viene disattivato il sensore reale, in modo da non sovrapporre due segnali discordanti. Nei primi tre campi del messaggio sono contenuti i segnali relativi a velocità d'imbardata, accelerazione laterale e accelerazione longitudinale provenienti dal modello del veicolo e coerenti con le convenzioni di segno specifiche del sensore. Data la particolare sensibilità dei segnali trasmessi in questo messaggio, si è ritenuto utile inserire all'interno del messaggio un ulteriore codice di ridondanza ad 8 bit calcolato sul Data frame e normato secondo SAE J1850. Il blocchetto Simulink collegato all'ultimo campo del messaggio si occupa di calcolare il CRC (Cyclic Redundancy Check) partendo dai dati presenti nel Data Frame secondo un algoritmo specifico di proprietà della casa produttrice. La centralina ESP, nel ricevere il segnale, calcola a sua volta il CRC secondo l'algoritmo e lo confronta con quello ricevuto: se i due segnali coincidono le informazioni trasmesse dal sensore non contengono errori di trasmissione e possono essere elaborate dalla centralina.

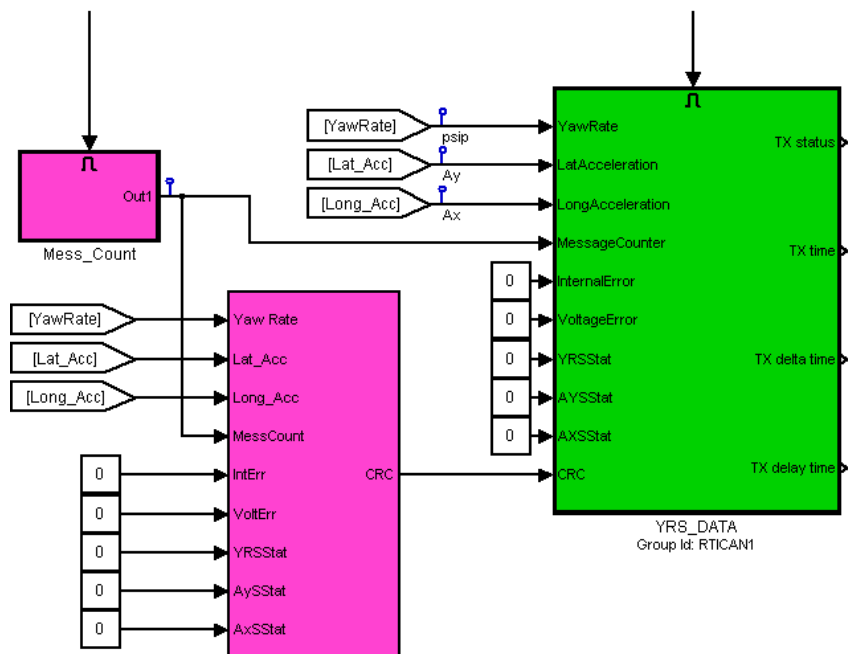


Figura 4.17 – Blocco dSPACE per la simulazione del sensore di imbardata/accelerazione laterale

Sensore di angolo di sterzo

Nelle simulazioni HIL l'angolo di sterzo viene fornito dal modello del pilota o è impostato nella definizione della manovra. Poiché la diagnostica del sensore è affidata alla intelligenza locale del sensore e non sono previste complesse procedure di inizializzazione come nel caso del sensore di imbardata, il segnale viene completamente simulato generando i messaggi specifici sulla rete CAN. In Figura 4.18 è presentato il blocco dSPACE che permette di simulare il sensore di angolo di sterzo attraverso la rete CAN: è possibile osservare che al campo del messaggio LwsAngle viene assegnato il valore di angolo di sterzo al volante espresso in gradi ricevuto dal modello secondo le convenzioni specifiche del sensore (riportate nel Capitolo 3 Figura 2.25)

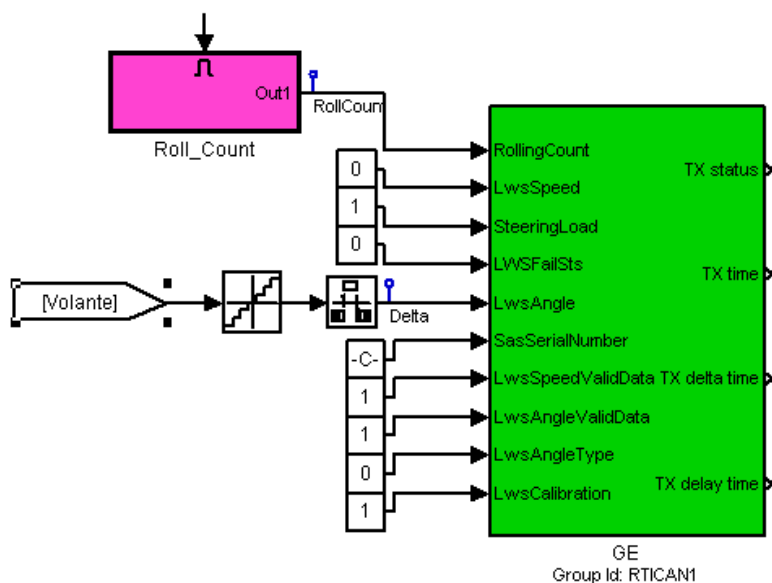


Figura 4.18 – Blocco dSPACE per la simulazione del sensore di angolo di sterzo

Body Computer

Il Body Computer è il sistema di controllo che si occupa di gestire la fase di accensione del veicolo, la comunicazione tra le varie centraline e l'interfaccia con il quadro della vettura. Da questa ECU il sistema ABS/ESP riceve principalmente tre messaggi i cui blocchi per la trasmissione in real time sono presentati in Figura 4.19: STATUS_B_CAN, BCM_COMMAND e CAR_CONFIG. La centralina all'accensione verifica il funzionamento delle luci di segnalazione intervento sul quadro strumenti attraverso il messaggio STATUS_B_CAN inviato dal Body Computer. E' stato pertanto necessario simulare l'accensione di verifica delle luci di intervento per circa 4 secondi dall'inizio della simulazione tramite il blocco Lamp in Figura 4.19. Nel messaggio BCM_COMMAND viene fornito dal modello il segnale dell'interruttore del pedale freno BrakePedalSwitch all'inizio di ogni manovra di frenata. Nel messaggio CAR_CONFIGURATION sono invece riportate tutte le caratteristiche del veicolo: la centralina per poter funzionare deve riconoscere la

vettura per la quale è predisposta e riceve il messaggio dal Body Computer. I campi del messaggio non descritti adeguatamente sono stati ricavati dalle acquisizioni della rete CAN su diverse vetture.

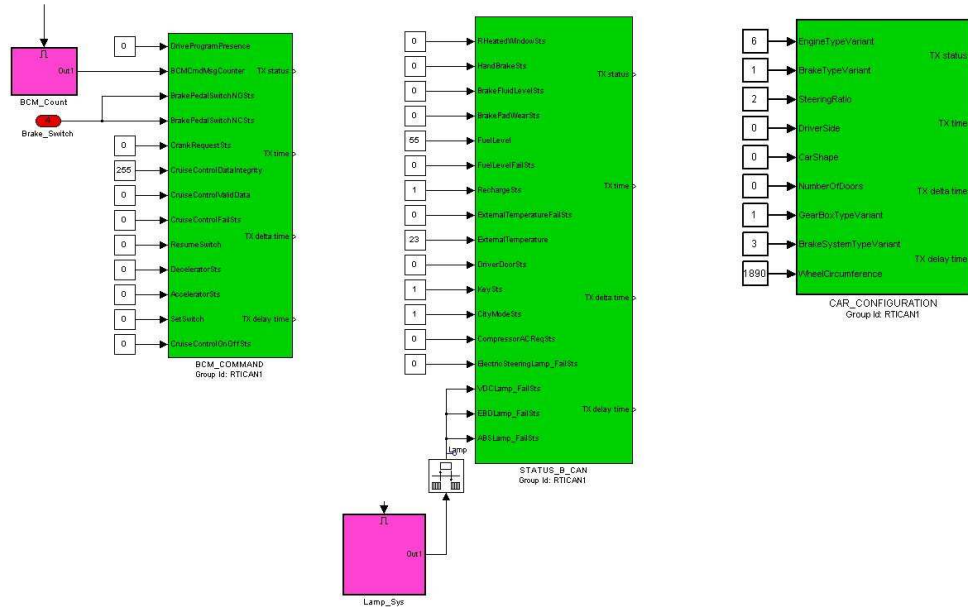


Figura 4.19 – Blocchi dSPACE per la simulazione del Body Computer all’interno del banco HiL

Engine Control Module

Come è stato più volte ripetuto, la centralina ESP è in grado di interagire con il motore in modo da controllare la dinamica del veicolo imponendo un aumento o una riduzione della coppia motrice fornita. La comunicazione tra i due sistemi nel veicolo in esame avviene tramite rete CAN: la centralina controllo motore comunica alla centralina ABS/ESP il valore della coppia erogata dal motore, della coppia trasmessa alle ruote e, tramite la posizione del pedale dell’acceleratore, della coppia richiesta dal pilota. Questi valori sembrano essere espressi in percentuale rispetto alla coppia massima erogabile. In figura 4.20 sono presentati i due messaggi inviati dal modulo ECM e i relativi segnali.

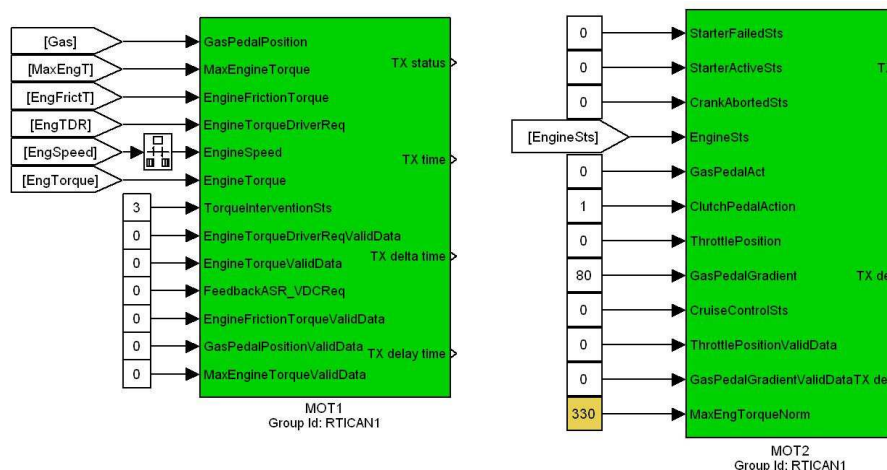


Figura 4.20 – Blocco dSPACE per la simulazione del Engine Control Module

La centralina ESP, tramite le funzioni ASR e MSR, è in grado di interagire con il modulo ECM per richiedere una riduzione o un aumento della coppia erogata dal motore, controllata grazie alla posizione della valvola di ammissione e alla quantità di combustibile erogata dagli iniettori. Per richiedere un aumento o una riduzione della coppia motrice la centralina utilizza il messaggio ASR1: tramite il primo campo di questo messaggio *TorqueReductASRfast* comanda una riduzione percentuale della coppia motrice attraverso il ritardo dell'iniezione del combustibile mentre attraverso il campo *TorqueReductASRslow* impone una riduzione della coppia motrice tramite la chiusura della valvola a farfalla. Infine il campo *TorqueIncreaseMSR* comanda un aumento della coppia motrice in quei casi in cui la coppia resistente del motore potrebbe portare al bloccaggio delle ruote (per esempio un brusco rilascio del pedale dell'acceleratore o una riduzione di marcia). Le interazioni tra centralina ESP e modulo ECM non sono state sviluppate in questo lavoro di tesi dove si è trascurata per semplicità la possibilità da parte della centralina di intervenire sulla dinamica del veicolo anche controllando la coppia motrice alle ruote anteriori. Pertanto i valori di coppia motrice trasmessi alla centralina rimangono costanti durante la manovra simulata. Negli sviluppi futuri del banco HiL per lo studio dei sistemi MSR/ASR/TC è prevista la messa a punto di un modello del motore che preveda l'interazione con la centralina ESP tramite rete CAN.

Capitolo 5

Risultati

In questo Capitolo saranno presentati i risultati ottenuti con il banco prova HiL realizzato e descritto nei paragrafi precedenti. L'obiettivo è quello di verificare le logiche di funzionamento descritte nel Capitolo 1 e studiare le risposte del controllore in situazioni particolari nonché al variare delle condizioni esterne e dei parametri caratteristici del veicolo. Per il corretto funzionamento del controllore ABS/ESP a bordo del veicolo è indispensabile una fase di taratura e di identificazione delle soglie di intervento che vengono stabilite dalle aziende produttrici. Queste soglie sono determinate in parte in base ai parametri geometrici ed inerziali del veicolo e in parte sono definite da piloti professionisti e specializzati in base alle sensazioni di guida del veicolo in accordo all'impronta che la casa costruttrice vuole dare alla sua vettura. La determinazione di queste soglie rappresenta pertanto il vero *know-how* delle aziende produttrici dei sistemi di controllo, tanto che è molto difficile trovare in letteratura informazioni precise riguardo la determinazione di queste soglie. Il banco prova HiL, grazie alle sue caratteristiche, ci permette di studiare il comportamento del controllore nelle situazioni più diverse e ci offre pertanto un punto di vista privilegiato per la determinazione di queste soglie e di come esse si adattino alle diverse situazioni.

Sfruttando il modello di veicolo descritto nel Capitolo 3, è stato possibile simulare il comportamento del veicolo in diverse manovre verificando il funzionamento del controllore ABS/ESP anche in situazioni critiche: i risultati così ottenuti e che saranno presentati in questo Capitolo sono stati trattati in fase di post processing con un filtro in media mobile in modo da migliorare la leggibilità e eliminare il rumore di misura senza alterare le dinamiche proprie del controllore. Per semplicità si è deciso di trascurare l'influenza del momento resistente del motore o eventuali interventi del sistema ESP sulla centralina controllo motore e tutte le manovre sono pertanto eseguite con la frizione disinserita. Nelle manovre di frenata d'emergenza per la caratterizzazione dell'ABS si è deciso inoltre di non utilizzare il modello del pilota descritto nel Capitolo 3 in modo da poter trascurare la sua eventuale influenza sulla modulazione operata dal controllore.

5.1 Ripartitore Elettronico di frenata EBD

Per legge i veicoli stradali devono garantire una decelerazione superiore ai 0,85 g e assicurare la stabilità del veicolo fino a questa soglia, facendo in modo che siano le ruote anteriori a bloccarsi prima delle posteriori. Per raggiungere tale obiettivo, come anticipato nel Capitolo 1, è stato introdotto il ripartitore elettronico di frenata. Tale componente, sfruttando ad esempio una valvola limitatrice (vedi curva verde in Figura 5.1) consente, rispetto al caso in cui esso non sia presente (curva rossa Figura 5.1), di limitare la forza frenante sulle ruote posteriori al crescere della decelerazione del veicolo. L'obiettivo è mantenere il veicolo nella regione sottostante la curva

ideale di ripartizione della frenata (presentata in blu in Figura 5.1). Tale curva rappresenta il massimo valore di forza longitudinale che può essere sviluppato dagli pneumatici anteriori e posteriori senza che essi vengano a trovarsi in condizioni di bloccaggio. Occorre però notare come la curva ideale di frenata dipenda dalle condizioni di carico del veicolo (equazione 1.21 Capitolo 1) e pertanto con l'introduzione della valvola limitatrice di pressione, pur riuscendo a sfruttare bene la capacità frenante del veicolo a vuoto, è molto limitativa nei confronti del veicolo a pieno carico, la cui curva ideale di ripartizione della frenata è presentata tramite la curva color ciano.

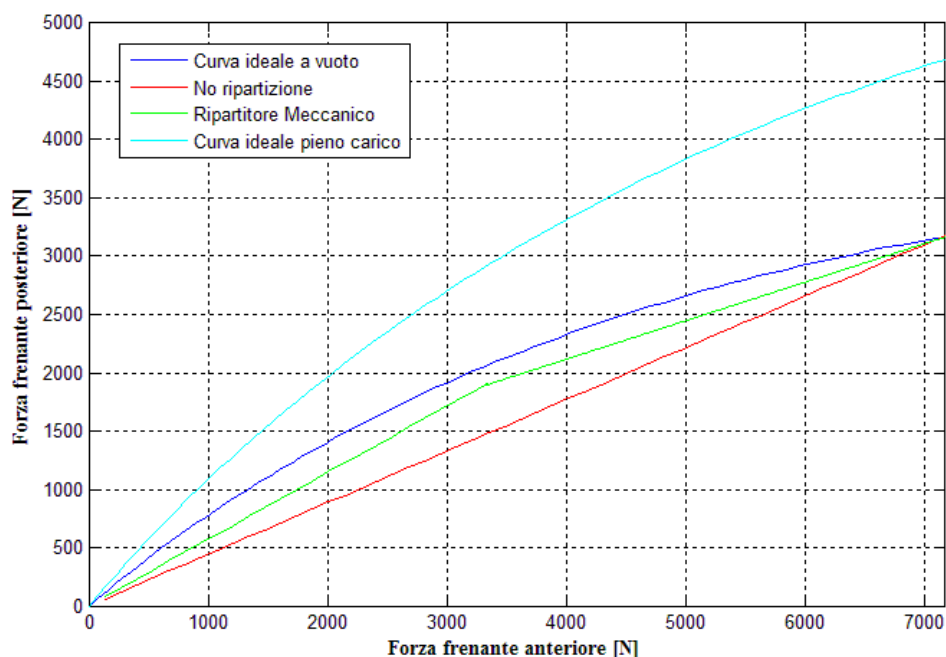


Figura 5.1 – Confronto tra l’andamento delle forze frenanti all’anteriore e al posteriore tra impianti frenanti con rapporto fisso di ripartizione (in rosso), valvola limitatrice di pressione (in verde) e le curve di ripartizione ideale a carico nominale (curva blu) e a pieno carico (curva magenta)

Nei veicoli dotati di centralina ABS la valvola limitatrice di pressione non è presente nell’impianto frenante poiché la sua funzione è espletata dal sistema di controllo EBD (come anticipato nel Capitolo 1) il quale regola la pressione al posteriore in modo da evitare il bloccaggio delle ruote. In questo paragrafo saranno presentati i risultati ottenuti con il banco HiL dallo studio del sistema EBD.

In figura 5.2 è presentata la storia temporale delle pressioni sulle ruote anteriori e sulle ruote posteriori per una frenata su alta aderenza in assenza dell’intervento del sistema ABS e con il veicolo in condizioni di carico nominali: si nota come il sistema EBD nella prima parte della frenata fa crescere la pressione sulle ruote posteriori con il gradiente imposto dal guidatore sul pedale e in maniera analoga all’asse anteriore. Al superamento di una soglia di accelerazione periferica da parte delle ruote posteriori, denominata $-a^*$, la pressione viene mantenuta costante. In Figura 5.3 è

possibile osservare come tale soglia nella centralina in esame sia pari a circa 20 rad/s^2 . La pressione viene mantenuta costante fino alla parte conclusiva della manovra, in corrispondenza della minore velocità raggiunta dal veicolo.

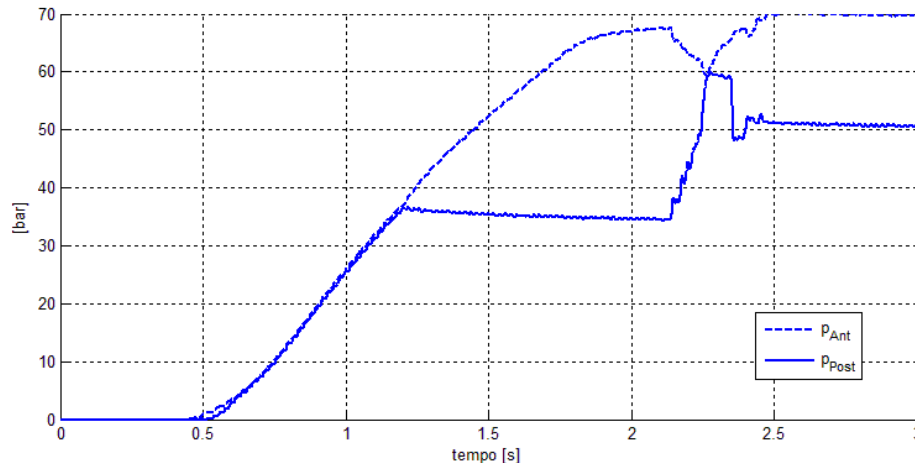


Figura 5.2 – Andamento delle pressioni frenanti sulla ruota anteriore e sulla ruota posteriore in una frenata in rettilineo da 100 km/h senza l'intervento dell'ABS

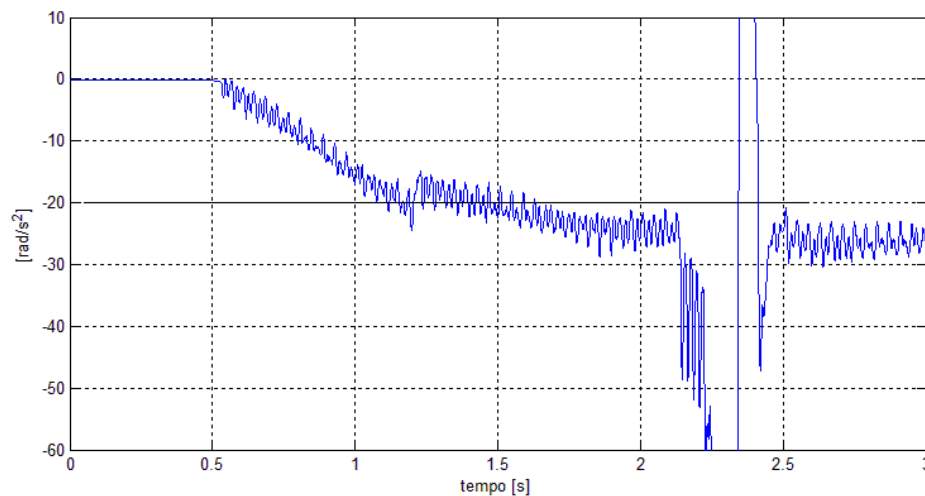


Figura 5.3 – Andamento dell'accelerazione angolare sulla ruota posteriore in una frenata in rettilineo da 100 km/h senza l'intervento dell'ABS

Si è ritenuto utile presentare nelle Figura 5.4 e 5.5 l'andamento della curva ideale di ripartizione della frenata per il veicolo in condizioni di carico nominali, ricavata attraverso le equazioni del paragrafo 1.2.1, in confronto con l'andamento delle pressioni nel circuito idraulico e delle forze esercitate al contatto durante la simulazione di frenata viste in precedenza. Ricordiamo che la curva di distribuzione ideale delle forze frenanti rappresenta una curva di regime e dipende solo dai parametri geometrici ed inerziali del veicolo variando generalmente al variare del carico della vettura.

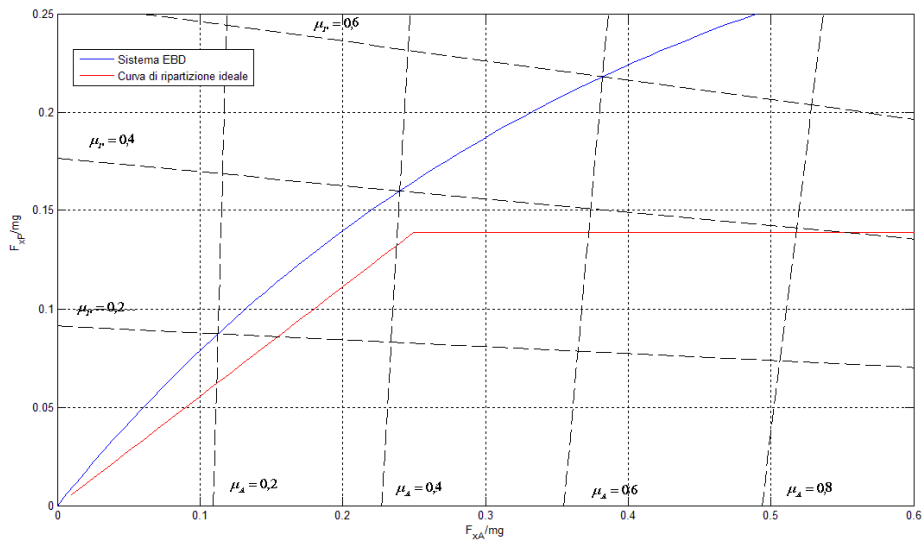


Figura 5.4 – Confronto tra la curva di ripartizione ideale della frenata e la distribuzione di forze operata dal sistema EBD. Nel grafico sono riportate inoltre le curve del coefficiente d’attrito impiegato all’anteriore e al posteriore.

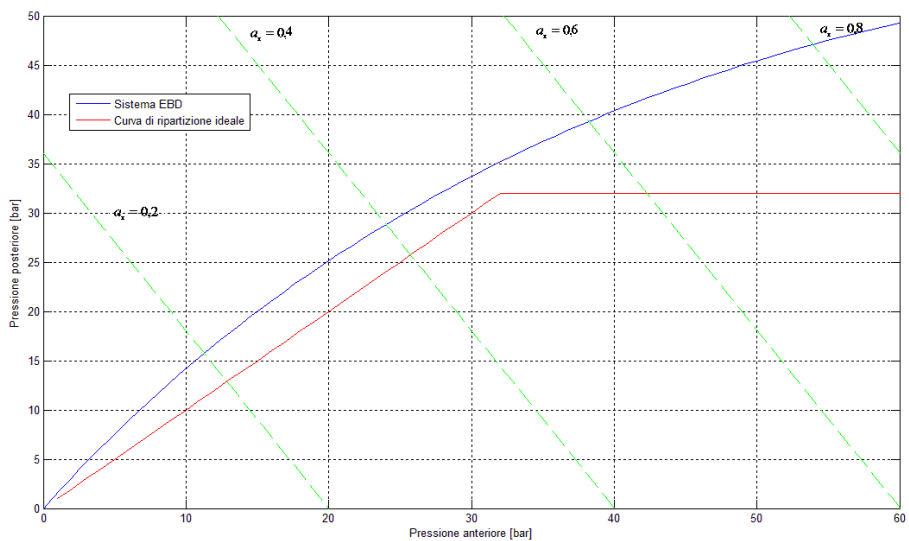


Figura 5.5 – Confronto tra la curva di ripartizione ideale della frenata e la distribuzione di pressione operata dal sistema EBD. Nel grafico sono riportate inoltre le curve della decelerazione del veicolo (in verde)

Dal confronto di Figura 5.4 e 5.5 si può osservare come il sistema EBD in una manovra di frenata senza l’intervento del sistema ABS, vada a tagliare la pressione sulle ruote posteriori in corrispondenza dei 30 bar in modo che il veicolo si trovi nella zona stabile del diagramma di distribuzione delle forze frenanti. In Figura 5.5 sono presentate inoltre le curve di decelerazione del veicolo e si può notare come tale

intervento avviene per un valore di decelerazione $a_y = 0,5$ g mantenendo un margine di sicurezza di circa 4 bar rispetto alla curva ideale di ripartizione della frenata.

Dalle Figure 5.2 e 5.3 è possibile determinare quindi la modalità d'intervento del sistema EBD, il quale comanda il taglio della pressione sull'asse posteriore al superamento di una soglia fissa di accelerazione $-a^*$. Nei prossimi paragrafi si è quindi indagato sul funzionamento del sistema EBD al variare della velocità di applicazione del carico sul pedale freno, della velocità iniziale della vettura e della distribuzione del carico del veicolo: in Tabella 5.1 sono presentate le prove di frenata presentate nei paragrafi successivi e tramite le quali è stato possibile indagare il funzionamento del sistema EBD nelle varie condizioni.

Tabella 5.1 – Prove sperimentali sul banco HiL per l'analisi di sensitività del sistema EBD

Analisi di sensitività	Variazioni	Prova
Velocità di applicazione del carico	Gradiente della pressione 150 bar/s	EBD_150_100
	Gradiente della pressione 100 bar/s	EBD_100_100
	Gradiente della pressione 60 bar/s	EBD_60_100
	Gradiente della pressione 20 bar/s	EBD_20_100
Velocità di partenza del veicolo	Velocità iniziale 140 km/h	EBD_60_140
	Velocità iniziale 120 km/h	EBD_60_120
	Velocità iniziale 100 km/h	EBD_60_100
	Velocità iniziale 70 km/h	EBD_60_70
	Velocità iniziale 50 km/h	EBD_60_50
Variazione uniforme sull'asse anteriore e posteriore del peso del veicolo	Peso nominale in ordine di marcia	EBD_40_NW
	Aumento uniforme del 20%	EBD_40_W+20
	Aumento uniforme del 40 %	EBD_40_W+40
Variazione della distribuzione del carico	Aumento del carico sul posteriore di 150 kg	EBD_40_mp+20
	Variazione della distribuzione delle masse: aumento carico posteriore 150 kg diminuzione carico anteriore 150 kg	EBD_40_mp+20ma-20

5.1.1 Influenza della velocità di applicazione del carico

Nella Figura 5.6 sono presentate le pressioni anteriori e posteriori per diverse frenate senza l'intervento dell'ABS al variare della velocità di applicazione del carico da parte del pilota. E' possibile osservare come il sistema EBD tagli la pressione intorno ai 25 bar in quelle manovre in cui il carico è applicato molto rapidamente per poi farla ricrescere dopo un intervallo di tempo costante mentre adegui la pressione di taglio nelle manovre in cui il carico viene aumentato più gradualmente.

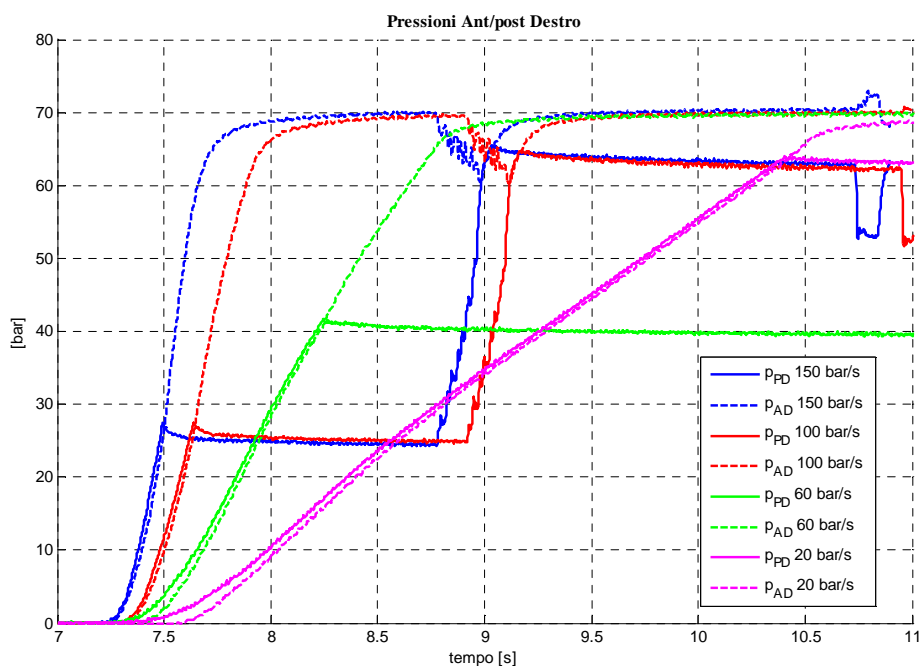


Figura 5.6 – Confronto tra l’andamento delle pressioni anteriori e posteriori per diverse frenate da 100 km/h senza l’intervento dell’ABS al variare della velocità di applicazione del carico.

In tutte le frenate il sistema EBD interviene tagliando la pressione sul posteriore in corrispondenza del superamento della soglia di accelerazione $-a^*$ individuata in precedenza intorno ai 20 rad/s^2 . Questo fa sì che durante le frenate più brusche, in cui il gradiente di pressione è maggiore e di conseguenza l’accelerazione decresce più rapidamente, la pressione sul posteriore venga tagliata a valori inferiori. Questo tiene conto della dinamica dei trasferimenti di carico e risulta decisamente cautelativo nei confronti del bloccaggio delle ruote posteriori, aumentando il margine di sicurezza sul posteriore. Un intervento del genere rischia di essere troppo penalizzante a livello di prestazioni e pertanto, dopo un tempo fisso, il controllore impone un aumento della pressione sulle ruote posteriori. La piccola diminuzione di pressione riscontrabile sulle pinze freno anteriori al momento della ricrescita sul posteriore non è dovuta ad un intervento ABS ma semplicemente alla riapertura della valvola che si trova sullo stesso ramo dell’impianto frenante. Nelle figure 5.7 e 5.8 è possibile osservare come il sistema EBD, attraverso il superamento della soglia sull’accelerazione della ruota posteriore, sia in grado di adattare il suo funzionamento per diversi tipi di applicazione del carico sul pedale.

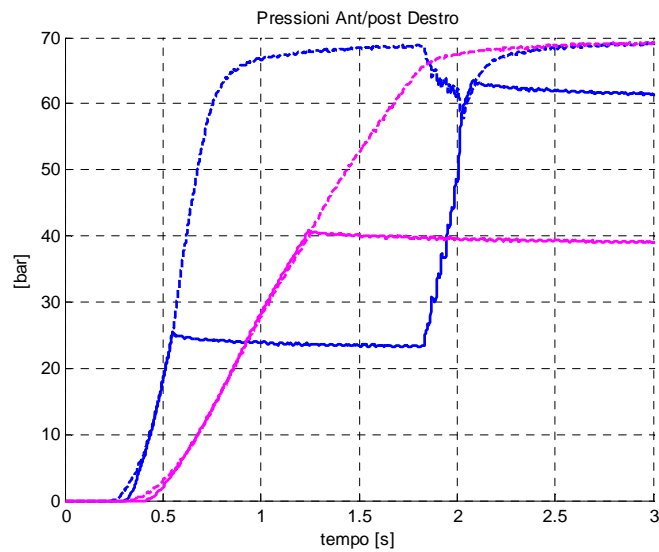


Figura 5.7 – Confronto tra l'andamento delle pressioni anteriori e posteriori per una frenata da 100 km/h senza l'intervento dell'ABS per diverse velocità di applicazione del carico sul pedale.

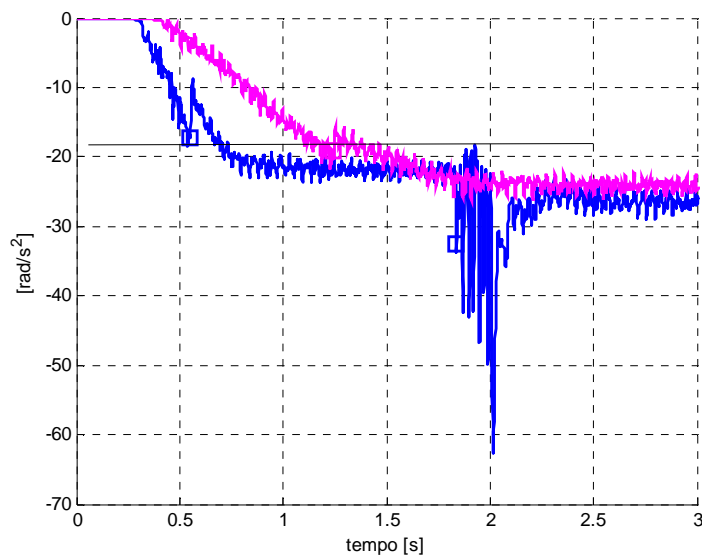


Figura 5.8 – Confronto tra l'andamento dell'accelerazione angolare sulla ruota posteriore destra per una frenata da 100 km/h senza l'intervento dell'ABS per diverse velocità di applicazione del carico sul pedale.

5.1.2 Influenza della velocità del veicolo

Un altro parametro molto importante per giudicare la severità della frenata è la velocità del veicolo ad inizio frenata. In Figura 5.9 è presentato il confronto tra manovre di frenata senza intervento ABS al variare della velocità di partenza. Si nota come il controllore aumenti la pressione di taglio per le ruote posteriori in corrispondenza delle velocità minori dove un eventuale bloccaggio delle ruote

posteriori risulta meno critico e in modo da sfruttare appieno l'attrito disponibile al posteriore e diminuire i tempi di arresto.

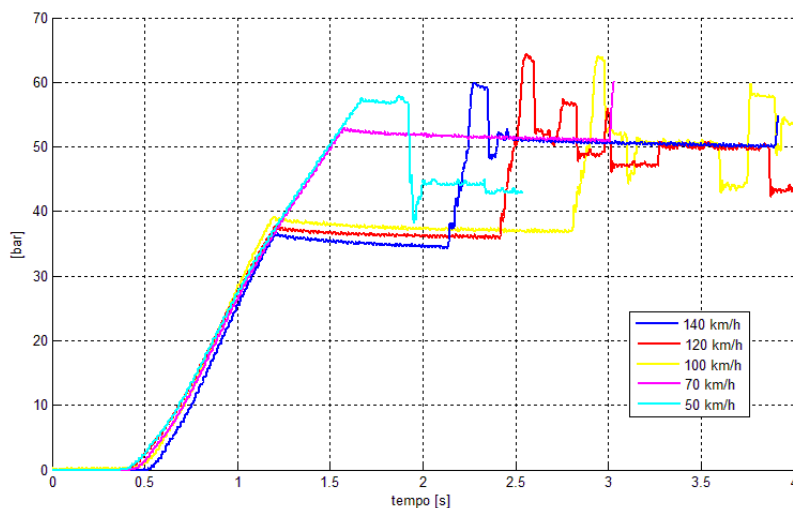


Figura 5.9 – Confronto tra l'andamento delle pressioni anteriori e posteriori per una frenata senza l'intervento dell'ABS per diverse velocità di partenza del veicolo.

Per operare in questa maniera il controllore adegua la soglia d'intervento identificata in precedenza alla velocità del veicolo: in Figura 5.10 è presentato un confronto tra manovre di frenata in rettilineo senza l'intervento del sistema ABS per diverse velocità del veicolo. In particolare si è riscontrato la presenza di due soglie di attivazione sull'accelerazione angolare differenti per il ripartitore elettronico al variare della velocità del veicolo: una prima soglia intorno ai 20 rad/s^2 laddove la velocità del veicolo risulta maggiore di 90 km/h e una soglia intorno ai 35 rad/s^2 quando le velocità del veicolo all'inizio della frenata risultino inferiori ai 90 km/h .

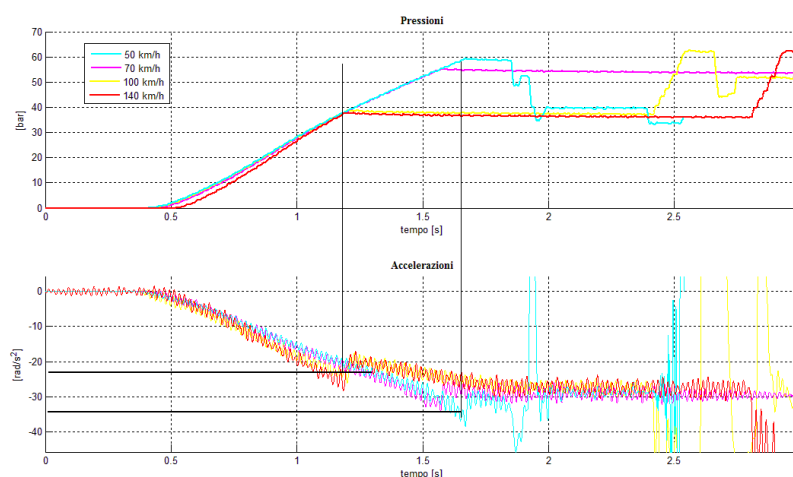


Figura 5.10 – Confronto tra l'andamento delle pressioni anteriori e posteriori per una frenata senza l'intervento dell'ABS per diverse velocità di partenza del veicolo.

5.1.3 Influenza del carico

Come si è potuto osservare dalla Figura 5.2, l'intervento dell'EBD è di fondamentale importanza in quanto in sua assenza durante la frenata si rischierebbe di bloccare le ruote posteriori. Il maggior guadagno nell'utilizzo di questo sistema è riscontrabile per variazioni di carico del veicolo: in questo caso infatti il sistema permette di aumentare la pressione di taglio sul posteriore in relazione al carico presente. Per cercare di chiarire il funzionamento del sistema EBD al variare delle condizioni di carico della vettura sono state condotte una serie di manovre di frenata in differenti situazioni di carico riportate in Tabella 5.1.

In Figura 5.11 è mostrato il confronto tra le diverse manovre di frenata con un aumento uniforme sull'anteriore e sul posteriore della massa del veicolo, in modo da mantenere invariata la distribuzione di carico: in particolare è riportato l'andamento delle pressioni sulla ruota posteriore destra per una manovra di frenata senza l'intervento del sistema ABS partendo da un velocità di 100 km/h per il veicolo in condizioni di carico normali (curva blu), con un aumento uniforme della massa del veicolo del 20% (curva gialla) e del 40% curva rossa. E' possibile osservare come il sistema riconosca la situazione di carico maggiore e adegui la pressione di taglio, aumentando la forza frenante al posteriore. In Figura 5.12 è mostrato l'andamento delle accelerazioni corrispondente alla varie situazioni di carico: nelle situazioni in cui la vettura è più leggera l'accelerazione angolare cresce più rapidamente di quanto non succeda nel caso di vettura carica. Si evince come il sistema adatti la pressione di intervento sul posteriore mantenendo costante la soglia sull'accelerazione periferica delle ruote posteriori.

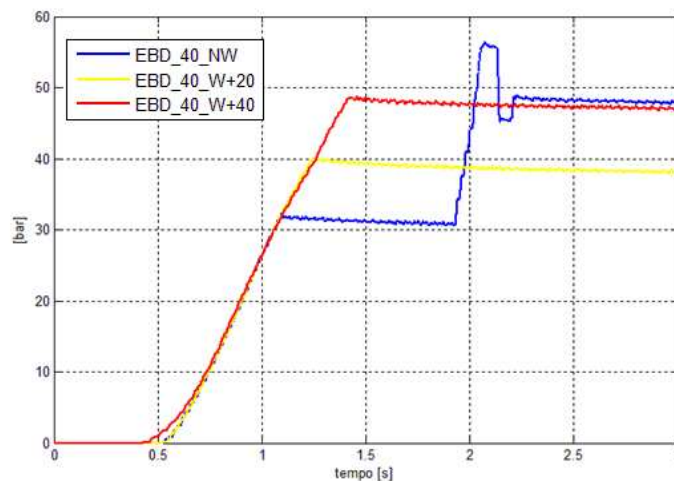


Figura 5.11 – Confronto tra l'andamento delle pressioni sulle ruote posteriori per una frenata senza l'intervento dell'ABS al variare del carico della vettura.

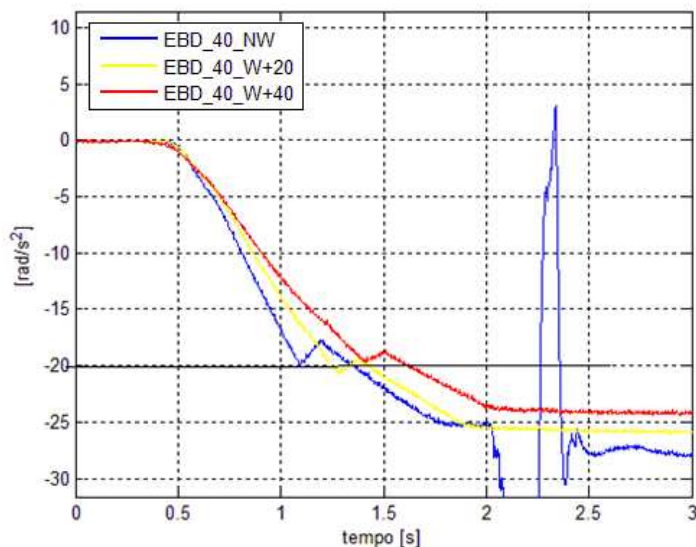


Figura 5.12 – Confronto tra l’andamento delle accelerazioni angolari sulle ruote posteriori per una frenata senza l’intervento dell’ABS al variare del carico complessivo della vettura.

In Figura 5.13 è mostrato il confronto tra frenate senza intervento del sistema ABS per diverse distribuzioni del carico tra assale anteriore e posteriore: il sistema EBD è in grado di riconoscere anche in queste situazioni la possibilità di aumentare la pressione sul posteriore sia in caso di aumento del carico gravante al posteriore che in concomitanza di un aumento di carico al posteriore e una diminuzione all’anteriore. In quest’ultimo caso è stata completamente variata la distribuzione dei carichi sulla vettura mantenendo costante il peso complessivo della vettura. Va notato come in questo caso molto particolare, sia intervenuto prima il sistema ABS sulle ruote anteriori che il sistema EBD di ripartizione delle forze frenanti sul posteriore.

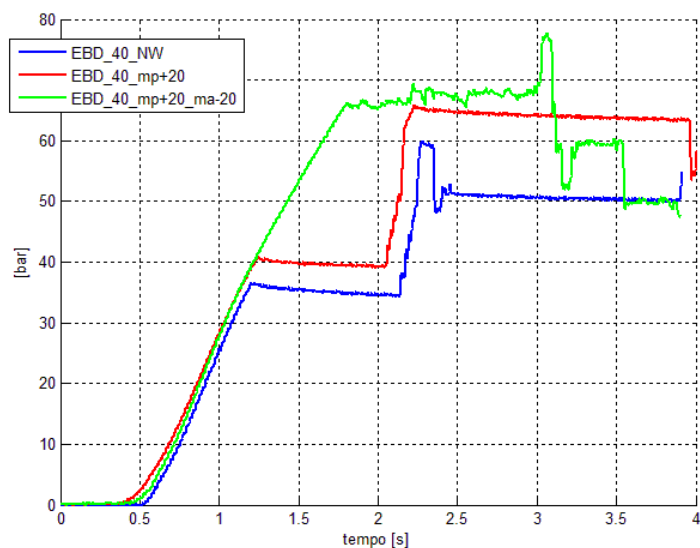


Figura 5.13 – Confronto tra l’andamento delle pressioni anteriori e posteriori per una frenata senza l’intervento dell’ABS al variare della distribuzione del carico tra anteriore e posteriore

5.2 Sistema antibloccaggio delle ruota ABS

Per cominciare si è ritenuto interessante presentare i vantaggi che il sistema ABS offre in termini di riduzione dello spazio di frenata rispetto al sistema tradizionale. In Figura 5.15 è infatti rappresentato l'andamento delle velocità angolari e delle pressioni sulle quattro ruote in una manovra di frenata d'emergenza con alto coefficiente d'attrito con i sistemi ABS ed EBD disattivati.

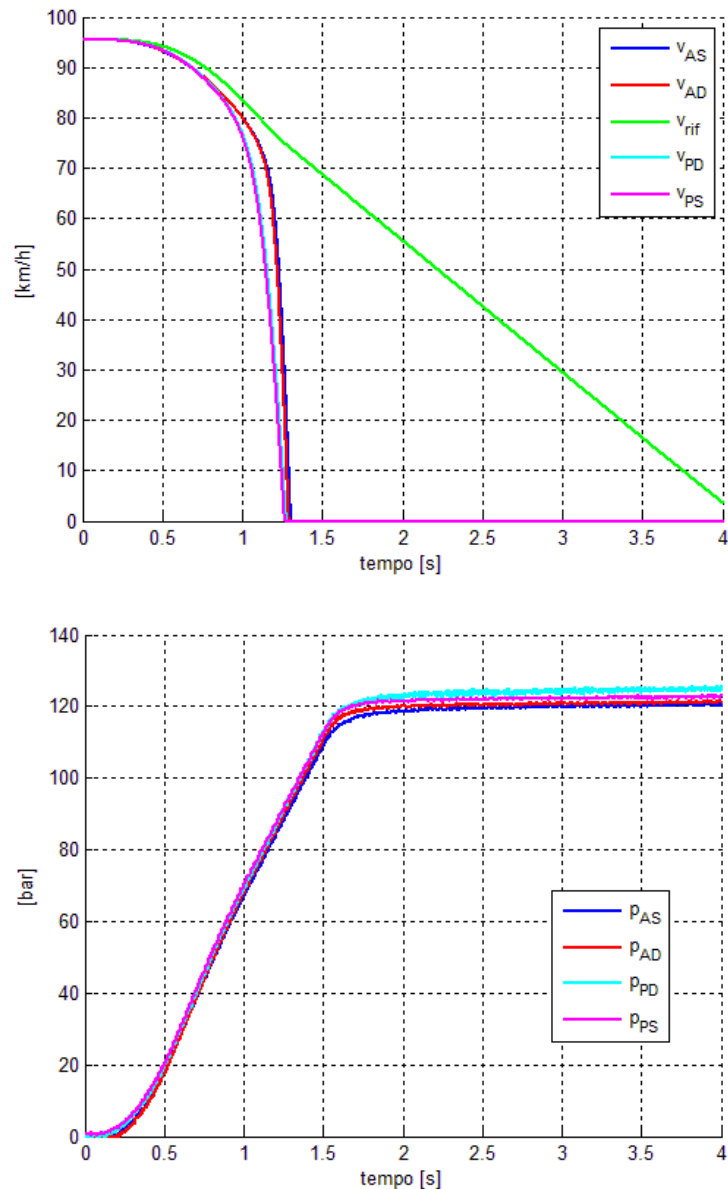


Figura 5.15 – Velocità periferiche delle ruote e pressioni delle pinze freno per una frenata d'emergenza con i sistemi ABS/EBD disattivati.

Dalla Figura 5.15 si può osservare come, a causa del brusco incremento di pressione, tutte le ruote siano andate rapidamente in bloccaggio. Come abbiamo più volte osservato nei Capitoli precedenti in questa maniera non solo gli spazi di arresto aumentano ma è impossibile generare forze laterali senza prima sbloccare le ruote. Inoltre è importante osservare che il veicolo, non dotato di ripartizione meccanica, frena le ruote anteriori e posteriori con la stessa pressione. A causa dei trasferimenti di carico in longitudinale, le ruote posteriori risultano pertanto più scariche delle anteriori e raggiungono prima la condizione di bloccaggio. L'aumento dei tempi di arresto si può osservare confrontando la figura precedente con le Figure 5.16 e 5.17 in cui, in condizioni analoghe, è intervenuto il sistema di controllo ABS: si può notare come a differenza della frenata precedente, il veicolo si sia arrestato già dopo 3,5 s dall'inizio della frenata e diminuendo di circa 20 metri lo spazio d'arresto del veicolo.

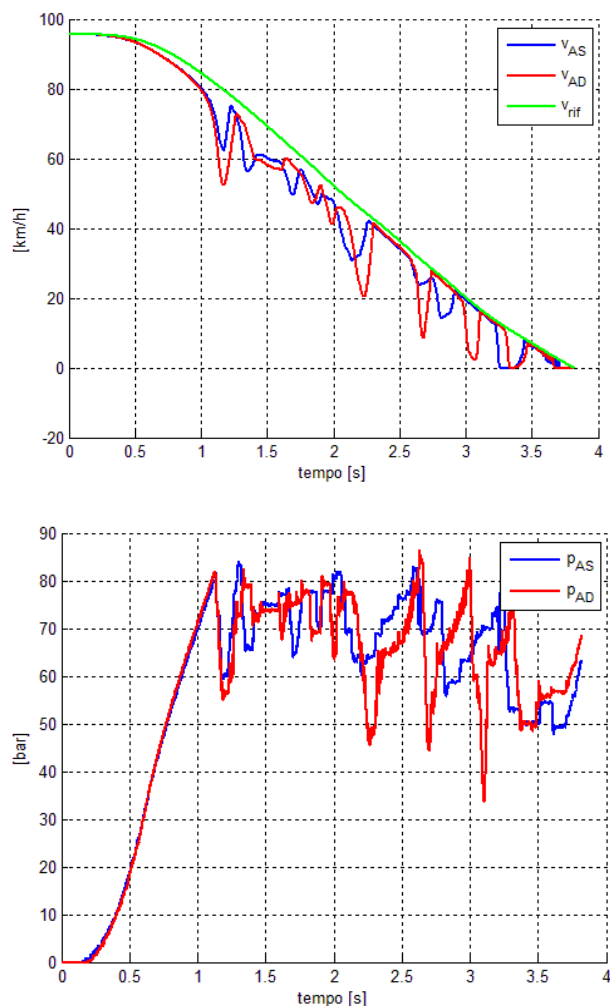


Figura 5.16 – Velocità periferiche delle ruote anteriori e pressioni delle pinze freno corrispondenti per una frenata d'emergenza con i sistemi ABS/EBD attivati.

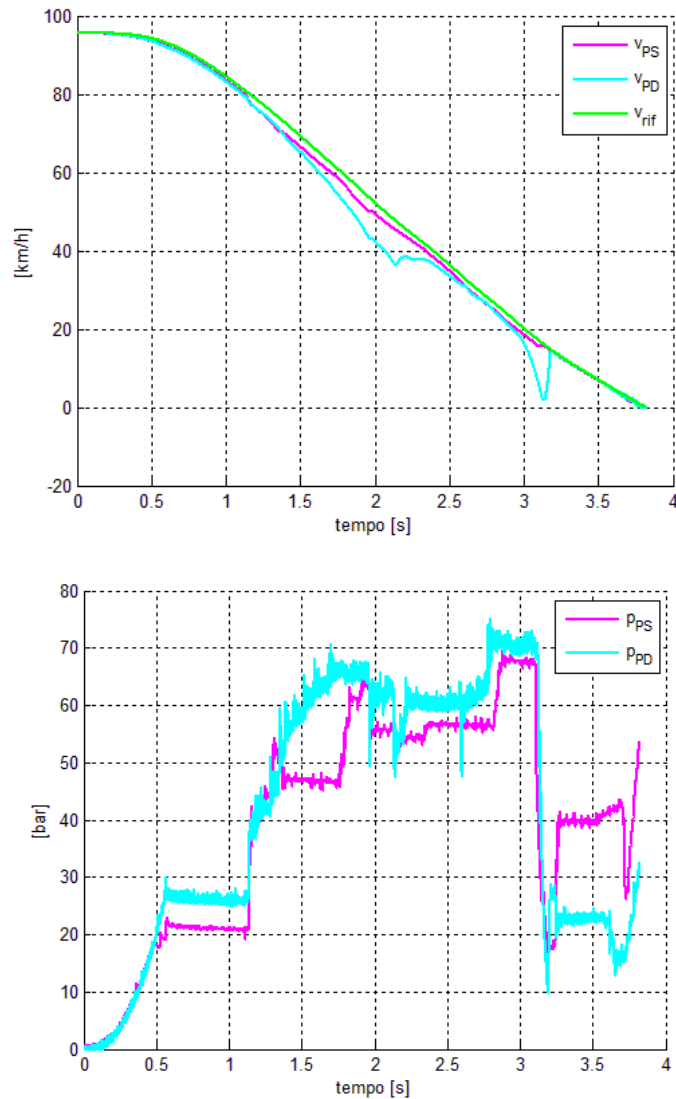


Figura 5.17 – Velocità periferiche delle ruote posteriori e pressioni delle pinze freno corrispondenti per una frenata d'emergenza con i sistemi ABS/EBD attivati.

Una volta verificato il corretto funzionamento del sistema ABS all'interno del banco prova HiL, è stata condotta una campagna di prove attraverso una serie di manovre di frenata d'emergenza. In particolare si è cercato di chiarire il funzionamento del sistema di controllo al variare del tipo di manovra imposta e delle condizioni di attrito, mettendo in luce le soglie di attivazione per l'intervento del sistema ABS nelle diverse situazioni. In Tabella 5.2 è presentato un elenco delle manovre effettuate: attraverso diverse prove di frenata d'emergenza partendo da una velocità di 100 km/h in alta aderenza è stato possibile identificare i parametri del controllore in esame e confermare i principi di funzionamento generali. Si è quindi passati ad un'analisi di sensitività incentrata sul primo intervento del controllore e volta a comprendere come il sistema adatti la sua modulazione al variare della velocità iniziale del veicolo e della velocità di applicazione del carico. Attraverso i fattori di scalatura degli

pneumatici è stato possibile simulare condizioni di attrito differenti e studiare la risposta del controllore e le soglie d'intervento durante una manovra di frenata d'emergenza partendo da 100 km/h in diverse condizioni di attrito. Il sistema ABS deve essere infine in grado di adattare il suo funzionamento in caso di variazioni delle condizioni di attrito anche durante la frenata: sono state condotte pertanto delle prove in cui è stata simulata una drastica riduzione del coefficiente d'attrito durante la frenata su tutte le ruote (μ -jump) e su un solo lato del veicolo (μ -split) ed è stato possibile studiare il funzionamento del sistema in queste situazioni.

Tabella 5.2 – Prove sperimentali sul banco HiL per l'analisi di sensitività del sistema ABS

Analisi di sensitività	Variazioni	Prove
Alta Aderenza	Frenata d'emergenza alta aderenza ($\mu=1$), $v_0=100$ km/h, gradiente carico pedale $\Delta p = 100$ bar/s,	Panic_A1_100_100 Panic_A1_100_100_bis
Influenza velocità iniziale	Velocità iniziale 140 km/h	Panic_B1_140_100
	Velocità iniziale 120 km/h	Panic_B1_120_100
	Velocità iniziale 80 km/h	Panic_B1_80_100
	Velocità iniziale 60 km/h	Panic_B1_60_100
Influenza velocità di applicazione del carico	Gradiente pressione 120 bar/s	Panic_C1_100_120
	Gradiente pressione 80 bar/s	Panic_C1_100_80
	Gradiente pressione 60 bar/s	Panic_C1_100_60
	Gradiente pressione 40 bar/s	Panic_C1_100_40
Bassa Aderenza	Frenata d'emergenza bassa aderenza ($\mu=0,7$), $v_0=100$ km/h, gradiente carico pedale $\Delta p = 100$ bar/s	Panic_mup7_100_100
	Frenata d'emergenza bassa aderenza ($\mu=0,4$), $v_0=100$ km/h, gradiente carico pedale $\Delta p = 100$ bar/s	Panic_mup4_100_100
	Frenata d'emergenza bassa aderenza ($\mu=0,2$), $v_0=100$ km/h, gradiente carico pedale $\Delta p = 100$ bar/s	Panic_mup2_100_100
μ -jump	Frenata d'emergenza in condizioni di cambio di attrito da alta aderenza ($\mu=1$) a bassa aderenza ($\mu=0,5$), $v_0=100$ km/h, gradiente carico pedale $\Delta p = 100$ bar/	Mujump_mu1top5
	Frenata d'emergenza in condizioni di cambio di attrito da bassa aderenza ($\mu=1$) ad alta aderenza ($\mu=0,5$), $v_0=100$ km/h, gradiente carico pedale $\Delta p = 100$ bar/	Mujump_mup5top1
μ -split	Frenata d'emergenza in condizioni di μ -split (lato Dx $\mu = 0,5$, lato Sx $\mu = 1$) $v_0=100$ km/h, gradiente carico pedale $\Delta p = 100$ bar/	Musplit_dxp5_sx1

5.2.1 Prove in Alta Aderenza

La prima prova simulata sul banco HiL riguarda una frenata d'emergenza in rettilineo con ABS inserito. Il veicolo procede con una velocità iniziale di 100 km/h durante la fase di inizializzazione dell'ABS descritta nei paragrafi precedenti e, al termine della procedura inizia la frenata. Nelle Figura 5.16 e 5.17 è rappresentato l'andamento delle pressioni frenanti e delle velocità angolari delle ruote all'anteriore e al posteriore. La modulazione della pressione operata dal sistema ABS evita il bloccaggio delle ruote fino alla parte conclusiva della frenata, in cui la velocità del veicolo è fortemente ridotta. Sulle ruote anteriori è possibile riconoscere la modulazione a gradini della pressione frenante descritta in letteratura mentre sulle ruote posteriori si nota l'intervento del sistema EBD prima dell'ABS che limita la pressione frenante a 25 bar in modo da evitare il bloccaggio delle ruote posteriori durante la prima parte della frenata. Apparentemente non sembra confermata la logica del *select low* per le ruote posteriori, che modulano la pressione frenante in maniera sincrona ma indipendente l'una dall'altra. Per mettere in risalto il ciclo di controllo in Figura 5.18 sono evidenziati e confrontati gli andamenti della pressione dello scorrimento e dell'accelerazione angolare per il primo ciclo di controllo della ruota anteriore sinistra.

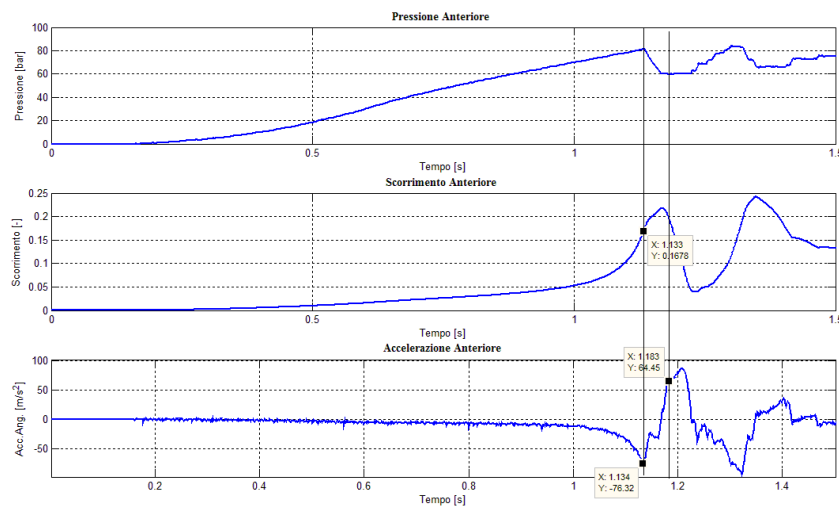


Figura 5.18 – Identificazione delle soglie di intervento per una frenata d'emergenza in alta aderenza.

Dalla Figura 5.18 si può osservare come la pressione viene fatta aumentare in corrispondenza di un aumento del carico sul pedale fino al superamento di una soglia di scorrimento pari a circa il 17% cui corrisponde una soglia di accelerazione periferica della ruota $-a$ di circa $-75 m/s^2$. Superata questa soglia il sistema fa decrescere la pressione attraverso un intervento a gradini finché l'accelerazione angolare delle ruote non aumenta nuovamente e supera una determinata soglia positiva $+A$, identificata intorno ai $50 m/s^2$, in corrispondenza della quale lo scorrimento si attesta nuovamente sul valore di primo intervento. Segue quindi una

fase di mantenimento della pressione durante la quale lo scorrimento diminuisce rapidamente e raggiunge i valori più bassi. In Figura 5.19 è presentato l'andamento di μ_x , rapporto tra forza longitudinale F_x e forza verticale F_z , in funzione dello scorrimento λ_x per la frenata in esame e durante il primo ciclo di controllo. E' possibile osservare come il sistema ABS intervenga riducendo la pressione sulle pinze quando le forze hanno già superato il valore di scorrimento ideale: questo si spiega ricordando che il controllore ha bisogno di superare il picco della curva per essere sicuro far lavorare lo pneumatico in un suo intorno. Con l'intervento del sistema di controllo ABS i valori di scorrimento sono riportati nella zona di scorrimento ottimale durante la fase di mantenimento della pressione, che segue la riduzione iniziale.

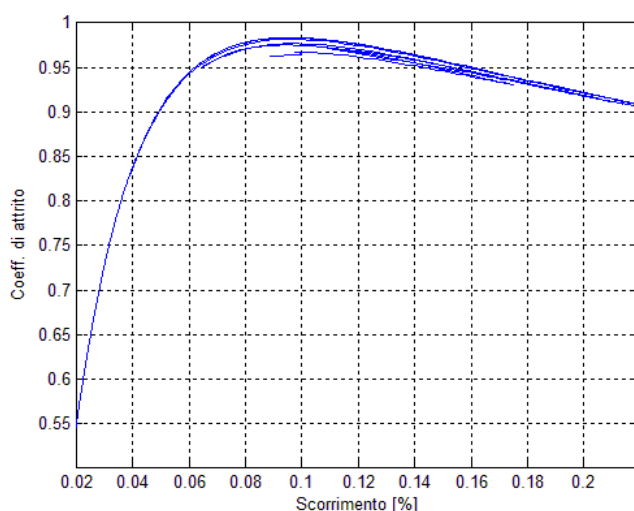


Figura 5.19 – Andamento del coefficiente d'attrito μ_x in funzione dello scorrimento durante una frenata in bassa aderenza con intervento del sistema ABS

Va detto che le prove sul banco HiL a parità di input, non presentano sempre gli stessi risultati in termini di modulazione della pressione: in particolare i risultati delle simulazioni si mantengono uguali solo nella prima fase del ciclo di controllo, dopodiché si riscontrano delle differenze imputabili ai rumori presenti nelle misure e al processo di stima dei parametri di controllo operata dalla centralina. A tal proposito in figura 5.20 è presentato un confronto tra le pressioni per due diverse manovre di frenata al limite in alta aderenza partendo da 100 km/h. E' interessante osservare in Figura 5.21 come le soglie di primo intervento del controllore sull'accelerazione si mantengano in ogni caso molto simili nelle diverse frenate.

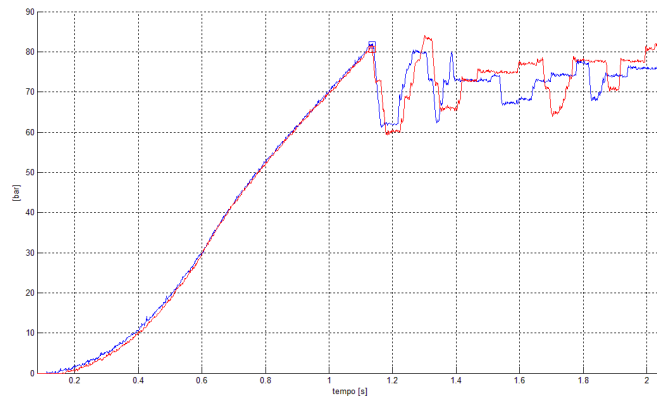


Figura 5.20 – Confronto tra l’andamento delle pressioni per due frenate in alta aderenza con intervento ABS

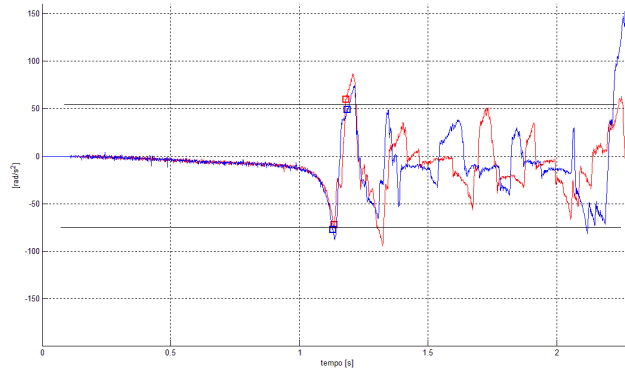


Figura 5.21 – Confronto tra l’andamento delle accelerazioni angolari alle ruote per due frenate in alta aderenza con intervento ABS.

In Figura 5.22 è presentata la modulazione della pressione per una frenata d’emergenza in condizioni di alta aderenza confrontata con l’andamento dell’accelerazione angolare della ruota e lo scorrimento: è possibile osservare come il controllore nei cicli successivi al primo intervento operi una modulazione a gradini della pressione che ha come obiettivo il controllo dello scorrimento. Conformemente a quanto descritto in letteratura il sistema alterna fasi di crescita a pendenza costante a fasi di mantenimento entrambi di breve durata: in particolare nel ciclo di modulazione della pressione di Figura 5.22 non è stato riscontrata una durata fissa né per la fase di mantenimento né nella parte di crescita mentre il gradiente di aumento della pressione è pari a circa 4 bar ogni centesimo di secondo come evidenziato nel particolare del primo ciclo di controllo in Figura 5.22. La pressione alla fine di ogni ciclo di controllo viene fatta decrescere sempre di una quantità fissa pari a circa 16 bar in modo tale che la ruota venga sbloccata e ricominci ad accelerare. La pressione può essere quindi ulteriormente diminuita dopo una brevissima fase di mantenimento qualora l’accelerazione della ruota non dovesse aumentare in modo sufficientemente veloce.

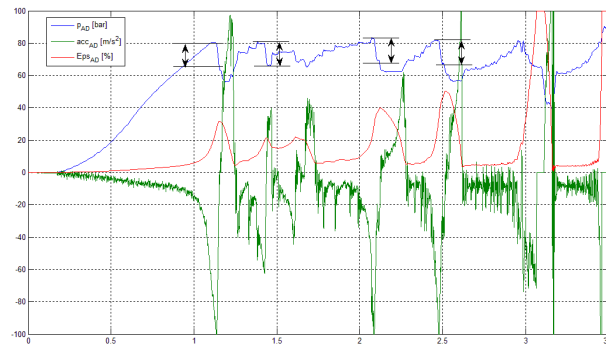


Figura 5.22 – Modulazione della pressione in una frenata d'emergenza in condizioni di alta aderenza

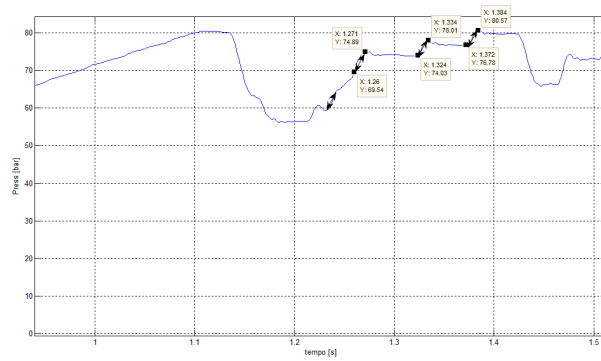


Figura 5.23 – Particolare della modulazione di pressione per una frenata d'emergenza in alta aderenza. In figura è stato evidenziato il gradiente costante della pressione durante la crescita a gradini.

Lo scorrimento dopo il primo intervento del controllore ABS, viene modulato in prossimità della zona di massima forza longitudinale dello pneumatico per i primi cicli di modulazione per poi crescere nella parte finale della frenata in corrispondenza delle velocità minori.

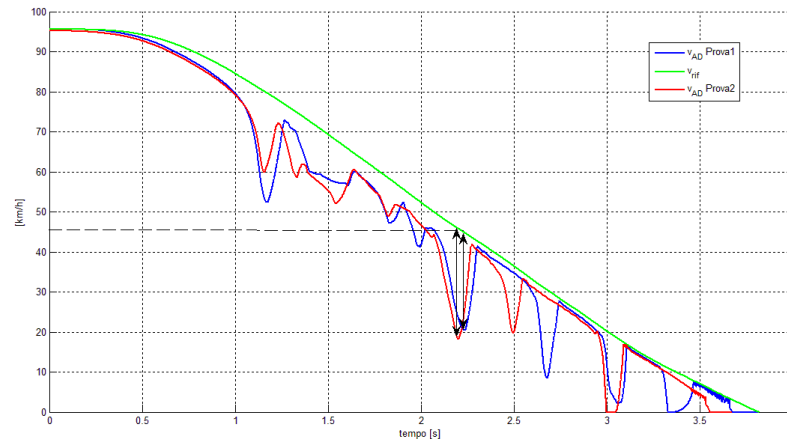


Figura 5.24 – Confronto tra le velocità angolari in due prove di frenata in alta aderenza differenti. Si osserva come al di sotto dei 50 km/h il sistema aumenti i valori di scorrimento durante la modulazione.

Dalla Figura 5.24 si evince chiaramente come il controllore dopo i 2,3 secondi dall’inizio della manovra, e in prossimità di una velocità della vettura inferiore ai 50 km/h, faccia aumentare gradualmente il valore massimo dello scorrimento in due manovre di frenata differenti, arrivando fino al bloccaggio della ruota nella parte conclusiva della frenata. Il numero di gradini in fase di crescita e decrescita della pressione non è costante ma si adatta al ciclo di controllo sullo scorrimento operato dal controllore. In particolare nella parte iniziale della frenata il numero di gradini in fase di crescita della pressione tende ad essere piccolo e si attesta intorno ai 2 o 3 gradini in tutte le frenate per poi aumentare gradualmente in funzione della diminuzione della velocità della vettura e del conseguente aumento del valore di scorrimento massimo voluto dal controllore: nella parte finale della frenata pertanto i valori di scorrimento maggiori sono raggiunti gradualmente attraverso una rampa di gradini più fitta. In Tabella 5.3 sono riassunti i parametri del controllore identificati in questa sezione per frenate in alta aderenza.

Tabella 5.3 – Parametri caratteristici del ciclo di controllo in alta aderenza per la centralina in esame

PARAMETRI ABS ALTA ADERENZA	
$-a$	-75 m/s^2
$+A$	50 m/s^2
λ_z	17%
$-\Delta p$	16 bar

5.2.2 Influenza della velocità iniziale

Una volta verificato il funzionamento del banco prova HiL per le frenate in alta aderenza, si è cercato di individuare l’influenza che hanno i parametri caratteristici

della manovra sulla modulazione di pressione operata dal controllore. In questa maniera inoltre si è potuto studiare come il controllore adatta le sue soglie in funzione delle diverse condizioni di intervento. Un primo parametro per stabilire la severità della manovra di frenata è la velocità iniziale del veicolo al momento della frenata. Nelle figure 5.25-5.26-5.27 è presentato un confronto tra le variabili controllate dalla centralina ABS per tre manovre di frenata d'emergenza (velocità di applicazione del carico pari a 100 bar/s) a differenti velocità. E' possibile osservare come il primo intervento della centralina, tagliando e mantenendo la pressione sull'anteriore sempre allo stesso livello di pressione, si adatti alle differenti velocità e in particolare come lo scorrimento massimo della ruota al primo intervento aumenti al diminuire della velocità del veicolo in modo da non penalizzare eccessivamente la capacità frenante del veicolo alle basse velocità (figura 5.26). Le soglie sull'accelerazione di conseguenza aumentano in corrispondenza delle velocità minori del veicolo, com'è possibile osservare dalla figura 5.27. I valori dello scorrimento e della velocità del veicolo al momento dell'intervento dell'ABS sono presentati in Tabella 5.4. Si può notare una proporzionalità inversa tra la velocità del veicolo v_{free} e la soglia di scorrimento massima di primo intervento λ_z . Si è pertanto deciso di interpolare tali dati utilizzando una legge del tipo:

$$\lambda_z = A_1 + \frac{A_2}{v_{free}} \quad (5.1)$$

In Figura 5.28 è presentata la curva che lega gli scorrimenti target alla velocità per la centralina in esame e che interpola perfettamente i valori di scorrimento ricavati in precedenza. In particolare esprimendo la velocità del veicolo al momento dell'intervento in km/h e lo scorrimento target in percentuale, i parametri della 5.1 sono:

$$\begin{aligned} A_1 &= 2150; \\ A_2 &= -5; \end{aligned} \quad (5.2)$$

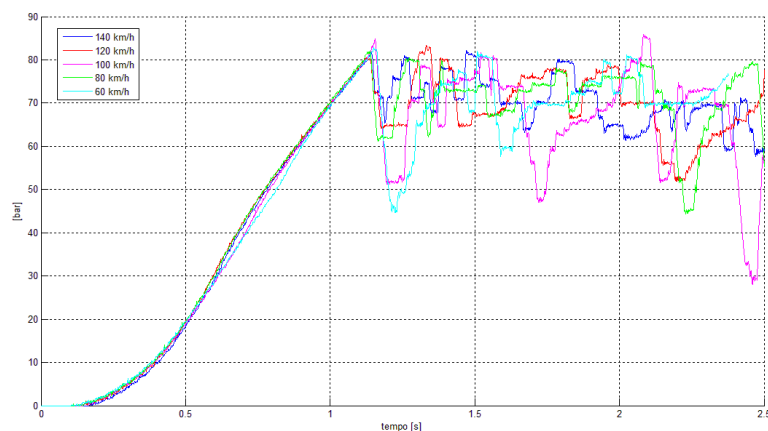


Figura 5.25 – Confronto tra gli andamenti delle pressioni sulla ruota anteriore sinistra per diverse velocità di partenza

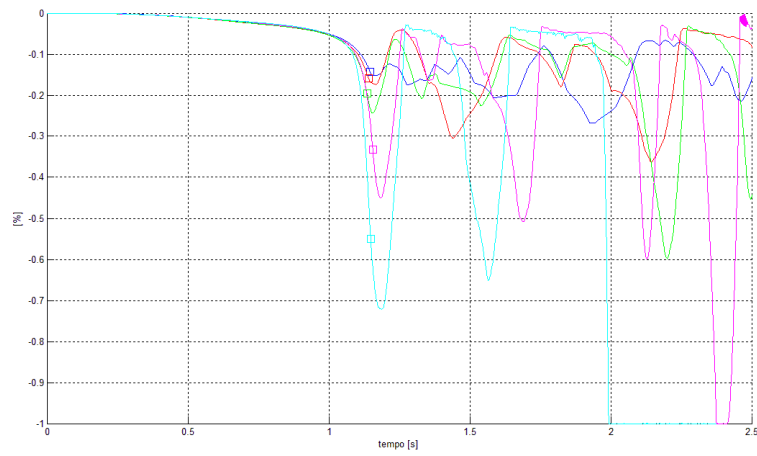


Figura 5.26 – Confronto tra gli andamenti degli scorrimenti sulla ruota anteriore sinistra per diverse velocità di partenza

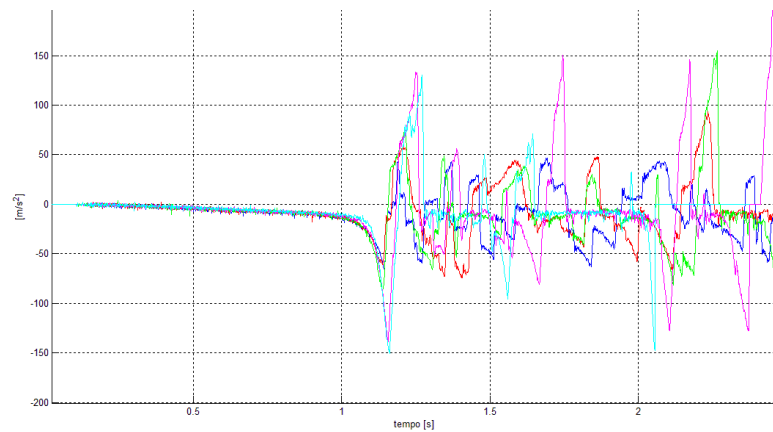


Figura 5.27 – Confronto tra gli andamenti delle accelerazioni angolari sulla ruota anteriore sinistra per diverse velocità di partenza

Tabella 5.4 – Valori caratteristici all'intervento del sistema ABS al variare della velocità del veicolo

V_0 [km/h]	V_b [km/h]	λ_z
140	120	14,3
120	98,40	15,8
100	79,19	19,65
80	57,98	33,2
60	37,73	55,2

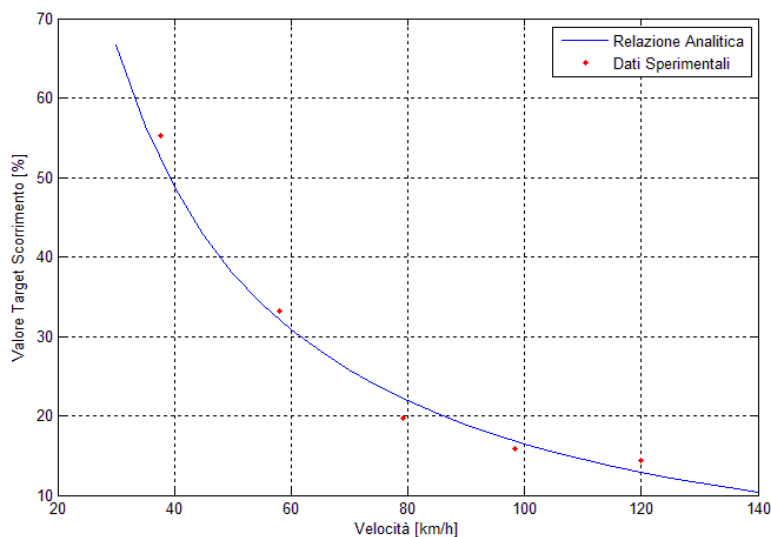


Figura 5.28 – Relazione tra lo scorrimento target e la velocità del veicolo confrontata con i risultati sperimentali.

5.2.3 Influenza della velocità di applicazione del carico

Un altro parametro molto importante per giudicare la severità di un intervento di frenata è sicuramente la velocità di applicazione del carico da parte del pilota: la centralina ABS/ESP, essendo dotata di un sensore di pressione all'interno della pompa tandem, è in grado di monitorare direttamente l'applicazione del carico da parte del pilota e quindi tenerne in considerazione gli effetti. In figura 5.29 è presentato l'andamento delle pressioni modulate dall'ABS per una manovra di frenata d'emergenza a 100 km/h per diverse velocità di applicazione del carico, mentre nelle figure successive sono presentati i corrispondenti andamenti di accelerazione angolare e scorrimento.

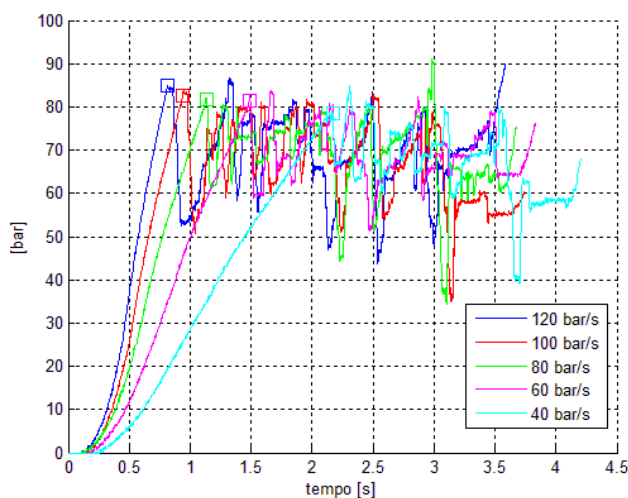


Figura 5.29 – Confronto tra gli andamenti delle pressioni sulla ruota anteriore sinistra per diverse velocità di applicazione del carico.

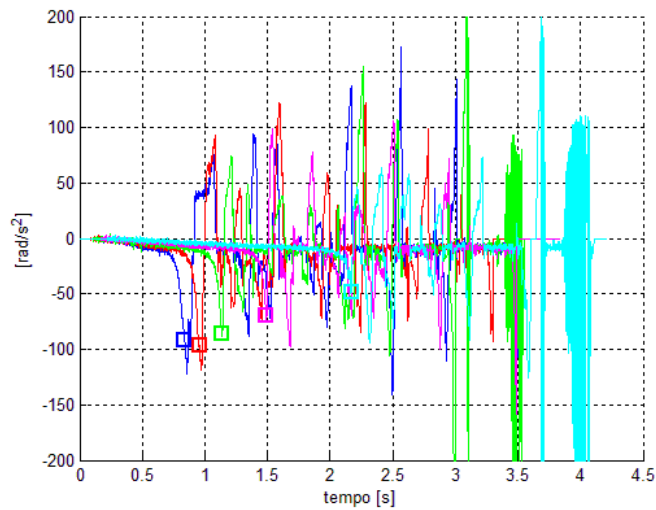


Figura 5.30 – Confronto tra gli andamenti delle accelerazioni angolari sulla ruota anteriore sinistra per diverse velocità di applicazione del carico.

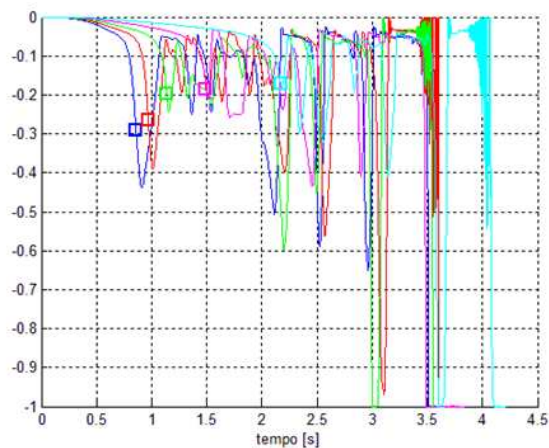


Figura 5.31 – Confronto tra gli andamenti degli scorrimenti sulla ruota anteriore sinistra per diverse velocità di applicazione del carico.

Dai dati relativi alle analisi, presentati in Tabella 5.4, si può osservare come contrariamente a quanto visto nella sezione precedente, all'aumentare della velocità di applicazione del carico sul pedale, corrispondono scorrimenti ed accelerazioni maggiori, nonostante la velocità del veicolo risulti essere maggiore al momento dell'intervento del controllore in corrispondenza delle velocità di applicazione del carico maggiori. Al contrario risulta pressoché costante il valore dell'accelerazione periferica della ruota al momento dell'intervento del sistema ABS. Sembra dunque che il sistema di controllo, al variare della velocità di applicazione del carico, consideri come condizione di intervento la più critica tra il superamento della soglia sullo scorrimento per una data velocità e il superamento della soglia sull'accelerazione periferica della ruota.

Tabella 5.4 – Valori caratteristici dell'intervento ABS al variare della pendenza di applicazione del carico

Δp [bar/s]	V_b [km/h]	λ_z	$\dot{\omega}$
120	85	29,12	-91,64
100	83,6	26,36	-96,04
80	79,8	19,65	-85,49
60	73,2	18,66	-69,23
40	62	17,08	-48,57

5.2.4 Prove in Bassa Aderenza

La risposta degli pneumatici è molto diversa a seconda che la frenatura sia condotta su superfici ad alto coefficiente d'attrito (ad esempio su asfalto asciutto) o su superfici a bassa aderenza (asfalto bagnato, neve e ghiaccio): in questi ultimi casi infatti anche modesti incrementi di pressione frenante possono portare rapidamente le ruote al bloccaggio mentre le fasi di mantenimento della pressione non portano ad una rapida riaccelerazione della ruota, come accade nelle frenate su alta aderenza. Il sistema di controllo deve essere quindi in grado di riconoscere le condizioni di bassa aderenza ed attuare dei cicli di intervento appropriati. Il modello di veicolo implementato permette di simulare differenti condizioni di attrito al contatto pneumatico strada grazie alla definizione di opportuni fattori di scalatura (vedi Capitolo 3). In questo paragrafo verrà quindi illustrato il comportamento del controllore quando opera in condizioni di bassa aderenza, simulando il comportamento di un veicolo che si trova a frenare su un asfalto bagnato ($\mu = 0,7$), su neve ($\mu = 0,4$) e su ghiaccio ($\mu = 0,2$). Nelle figure successive sono presentati i cicli di controllo in bassa aderenza analizzati ed è possibile osservare come il controllore, adattando la modulazione in base alle condizioni di attrito al contatto stimate, riesce ad evitare il bloccaggio delle ruote anche nelle condizioni più estreme.

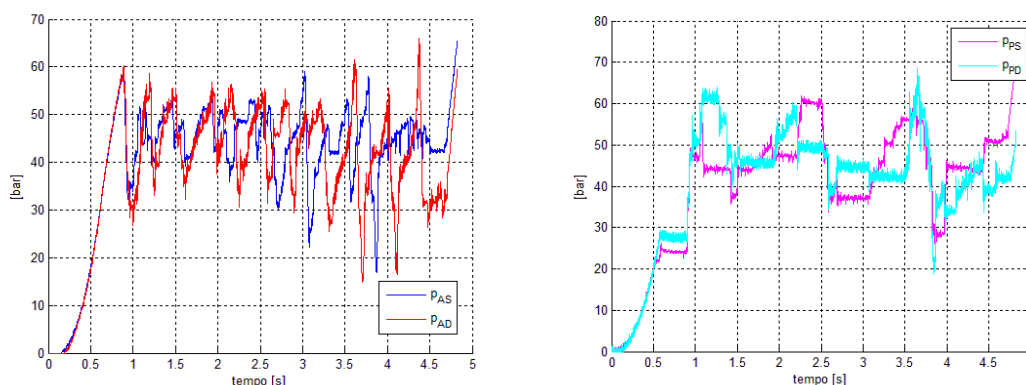


Figura 5.32 – Andamento delle pressioni sulle ruote anteriori (a sinistra) e posteriori (a destra) durante una frenata d'emergenza a 100 km/h in condizioni di bassa aderenza ($\mu=0,7$)

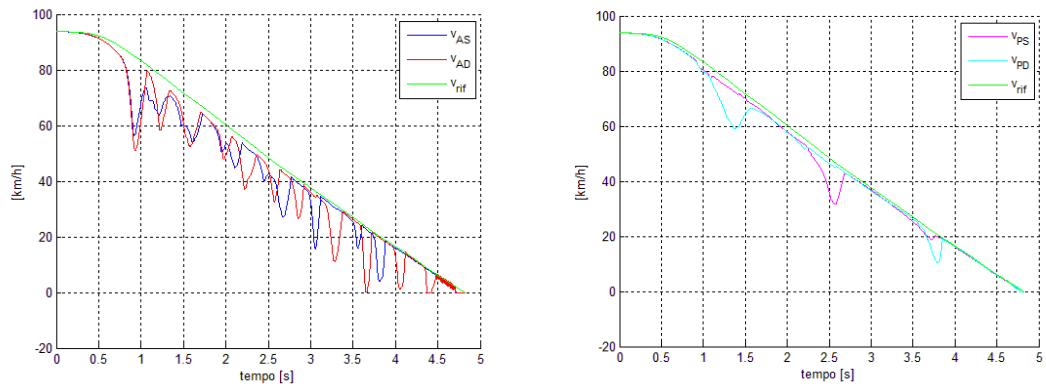


Figura 5.33 –Andamento delle velocità angolari delle ruote anteriori (a sinistra) e posteriori (a destra) durante una frenata d'emergenza a 100 km/h in condizioni di bassa aderenza ($\mu=0,7$).

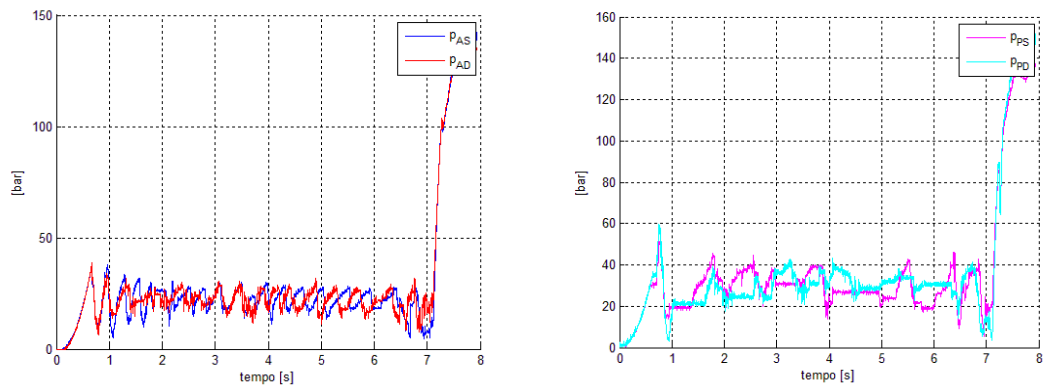


Figura 5.34 –Andamento delle pressioni sulle ruote anteriori (a sinistra) e posteriori (a destra) durante una frenata d'emergenza a 100 km/h in condizioni di bassa aderenza ($\mu=0,4$).

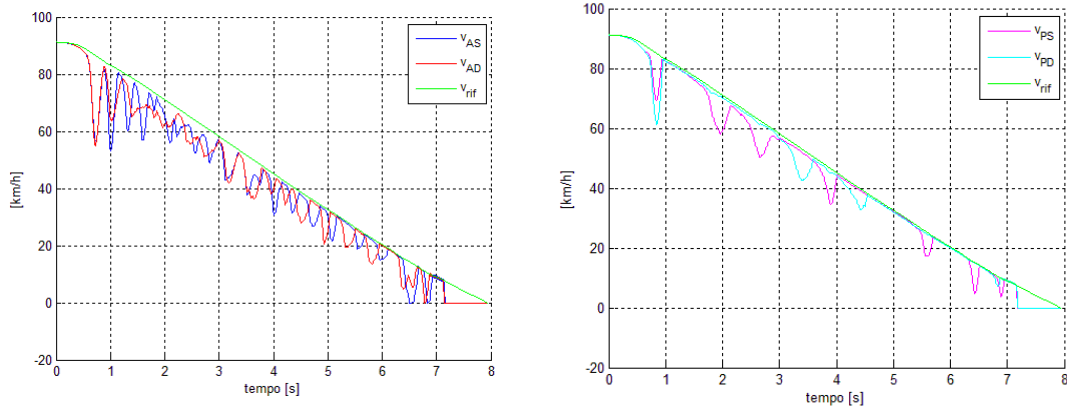


Figura 5.35 –Andamento delle velocità angolari delle ruote anteriori (a sinistra) e posteriori (a destra) durante una frenata d'emergenza a 100 km/h in condizioni di bassa aderenza ($\mu=0,4$).

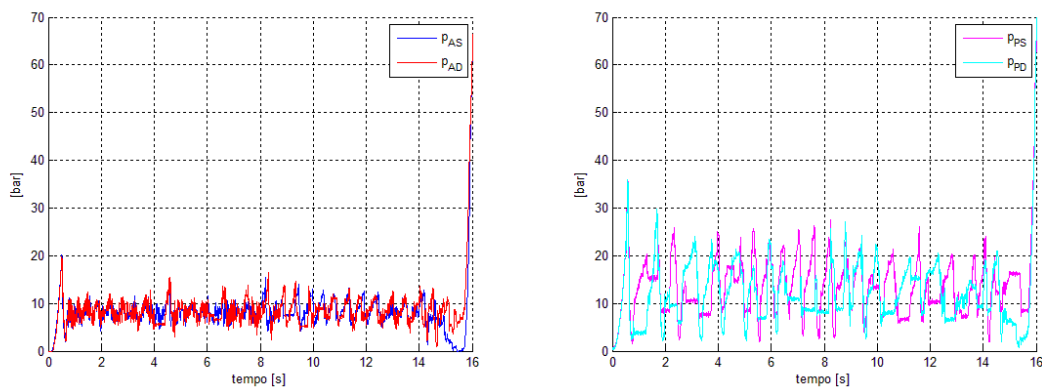


Figura 5.36 –Andamento delle pressioni sulle ruote anteriori (a sinistra) e posteriori (a destra) durante una frenata d'emergenza a 100 km/h in condizioni di bassa aderenza ($\mu=0,2$).

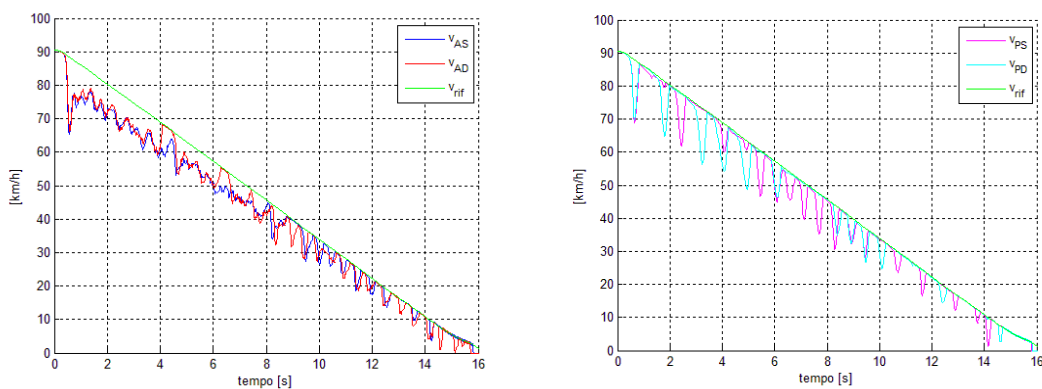


Figura 5.37 –Andamento delle velocità angolari delle ruote anteriori (a sinistra) e posteriori (a destra) durante una frenata d'emergenza a 100 km/h in condizioni di bassa aderenza ($\mu=0,2$).

Come è possibile osservare dalle prove di intervento ABS a bassa aderenza (Figure 5.32-5.37) la modulazione della pressione è caratterizzata da pressioni minori e una frequenza di intervento più elevata. Nonostante l'input del pilota sul carico del pedale sia rimasto lo stesso (il pistone raggiunge i 100 bar con una velocità di applicazione pari a 100 bar/s), l'ABS interviene togliendo pressione a valori decisamente più bassi, in relazione alle variate condizioni di attrito. Il controllore è in grado pertanto di riconoscere le mutate condizioni di attrito tramite una logica di primo riconoscimento e di adattare la logica di intervento di conseguenza: se il primo intervento fosse attuato con i parametri relativi alle condizioni di alta aderenza si osserverebbe un brusco calo delle velocità periferiche delle ruote, che porterebbe le stesse molto vicine al bloccaggio. Solo al raggiungimento di questa condizione critica il controllore passerebbe alla logica di bassa aderenza. Questo non si verifica nelle prove sperimentali, dove gli scorrimenti raggiunti nel primo ciclo di modulazione non superano mai il 40% anche nelle prove a bassissima aderenza ($\mu=0,2$).

In figura 5.38 sono confrontati i primi cicli di controllo per una frenata d'emergenza in condizioni di alta aderenza e di bassa aderenza ($\mu=0,2$): è possibile osservare come nel caso di alta aderenza (curva blu) alla fase di decrescita e mantenimento segue una crescita a gradini, mentre nel caso di bassa aderenza (curva rossa e verde) è presente la fase di decrescita a gradini, caratteristica della modulazione del controllore in presenza di un basso coefficiente d'attrito.

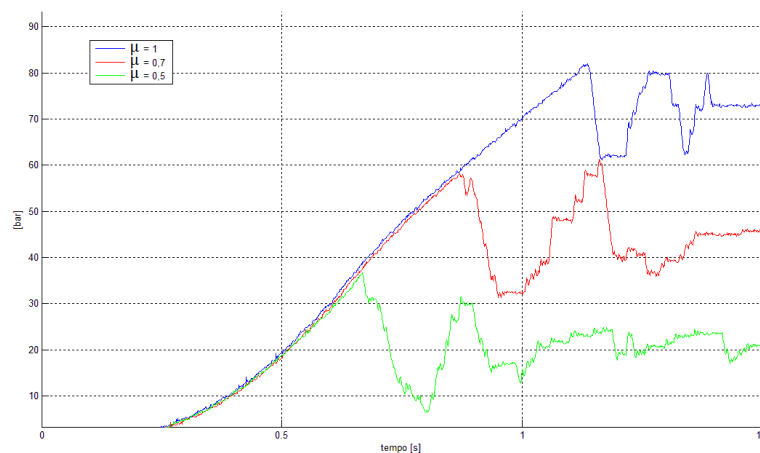


Figura 5.38 – Confronto tra interventi del controllore ABS in una frenata d'emergenza con diverse condizioni di attrito.

E' quindi evidente che l'ABS riconosce già dal momento della sua attivazione quale logica debba essere utilizzata e non compie alcun ciclo di adattamento: l'attivazione del sistema ABS avviene sempre al raggiungimento di una soglia fissa di decelerazione periferica pari a circa 75 m/s^2 , come si può intuire dal confronto delle accelerazioni relative ai cicli di modulazione precedenti illustrate in Figura 5.39.

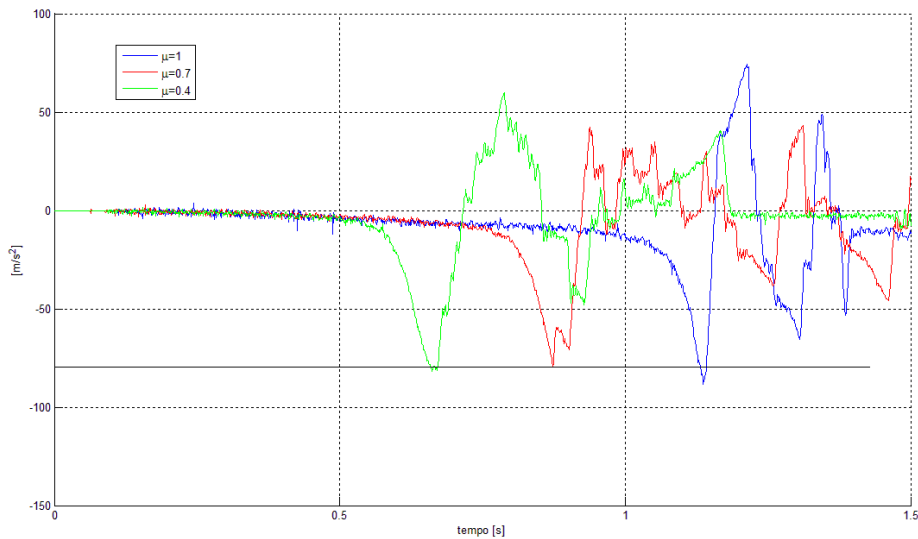


Figura 5.39 –Confronto tra le accelerazioni periferiche della ruota anteriore sinistra in una frenata d'emergenza con diverse condizioni di attrito.

Se l'attivazione è determinata dal superamento di una soglia fissa di decelerazione, si può stimare il livello di aderenza valutando la pressione raggiunta nella pompa tandem nel momento in cui tale soglia viene superata ed è possibile inoltre regolare i parametri della modulazione del sistema ABS in base al valore del coefficiente di attrito stimato. Nelle figure seguenti sono presentati in dettaglio i primi cicli dell'andamento delle pressioni per una manovra di frenata d'emergenza con coefficiente d'attrito $\mu=0,7$. (Figura 5.40), $\mu=0,4$ (Figura 5.41) e $\mu=0,2$ (in Figura 5.42) e il corrispondente andamento degli scorrimenti e delle accelerazioni. E' possibile osservare come al diminuire del coefficiente d'attrito la modulazione del controllore diventi sempre più rapida per evitare il bloccaggio della ruota e di conseguenza il valore dello scorrimento risulti più vicino alla zona di ottimo.

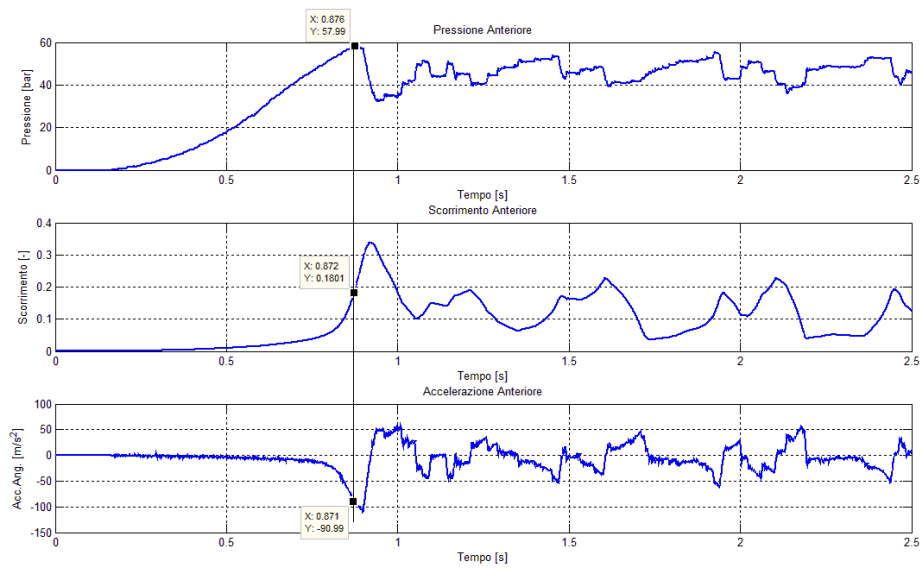


Figura 5.40 – Confronto tra gli andamenti di pressione, scorrimento e accelerazione angolare alla ruota anteriore sinistra in condizioni di bassa aderenza ($\mu=0,7$).

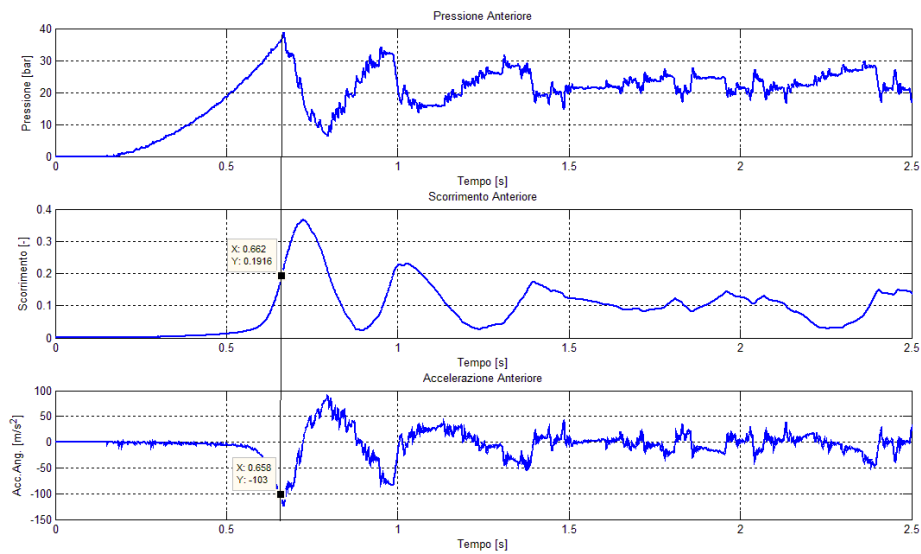


Figura 5.41 – Confronto tra gli andamenti di pressione, scorrimento e accelerazione angolare alla ruota anteriore sinistra in condizioni di bassa aderenza ($\mu=0,4$).

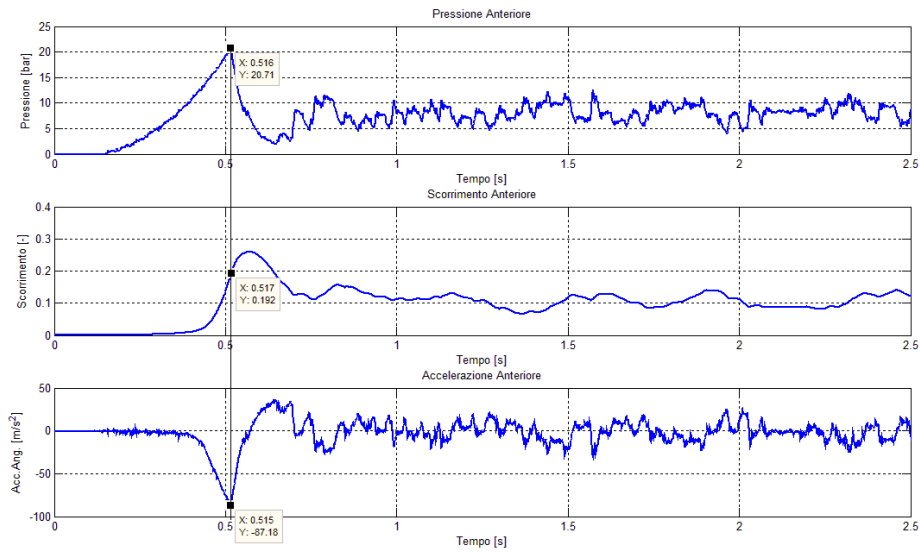


Figura 5.42 – Confronto tra gli andamenti di pressione, scorrimento e accelerazione angolare alla ruota anteriore sinistra in condizioni di bassa aderenza ($\mu=0,2$).

5.2.5 Prove di μ jump

Dalle prove di frenata in bassa aderenza presentate nel paragrafo successivo si evince come il controllore sia in grado di adeguare il suo intervento a condizioni di basso attrito. Una situazione potenzialmente pericolosa, in cui è fondamentale l'intervento dell'ABS, è rappresentata da una frenata al limite con un cambio improvviso di aderenza durante la frenata (prova di μ -jump).

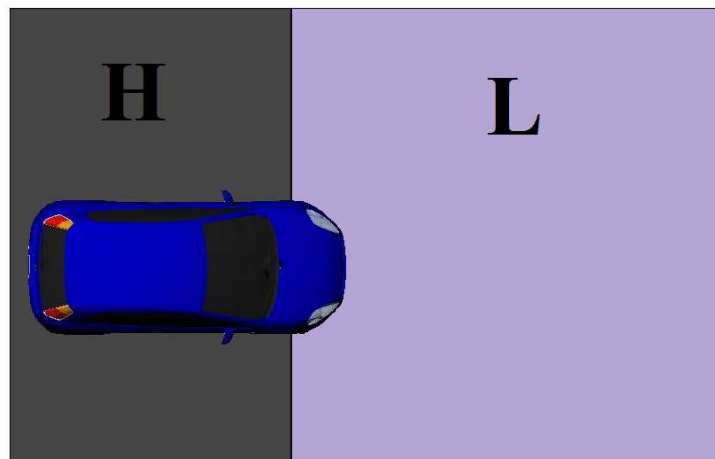


Figura 5.43 – Schema delle condizioni di attrito nella manovra di μ -jump Alta-Bassa aderenza

In questa situazione il controllore deve essere in grado di riconoscere il passaggio di aderenza e modificare il suo ciclo di intervento nel più breve tempo possibile. La condizione più pericolosa è rappresentata da un brusco calo del coefficiente d'attrito.

Nelle figure da 5.44 a 5.45 è stata simulata una frenata d'emergenza con una velocità iniziale del veicolo di 100 km/h durante la quale il coefficiente d'attrito cala bruscamente da 1 a 0.5.

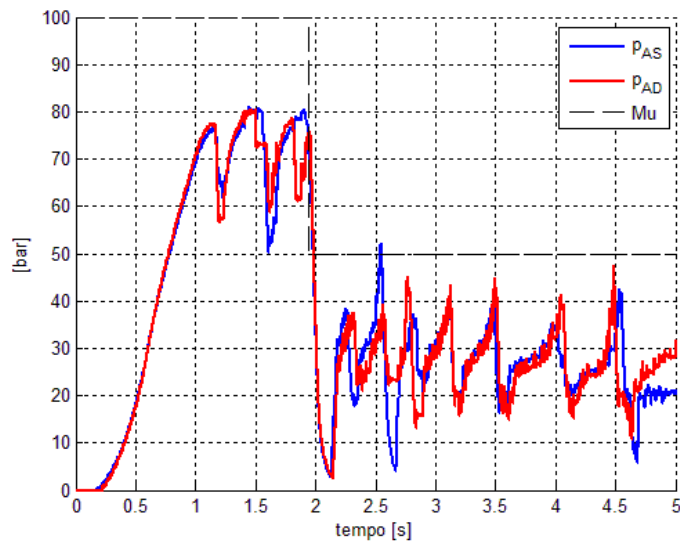


Figura 5.44 - Andamento delle pressioni alle ruote anteriori per una manovra di μ jump ($\mu_A=1 - \mu_B= 0.5$)

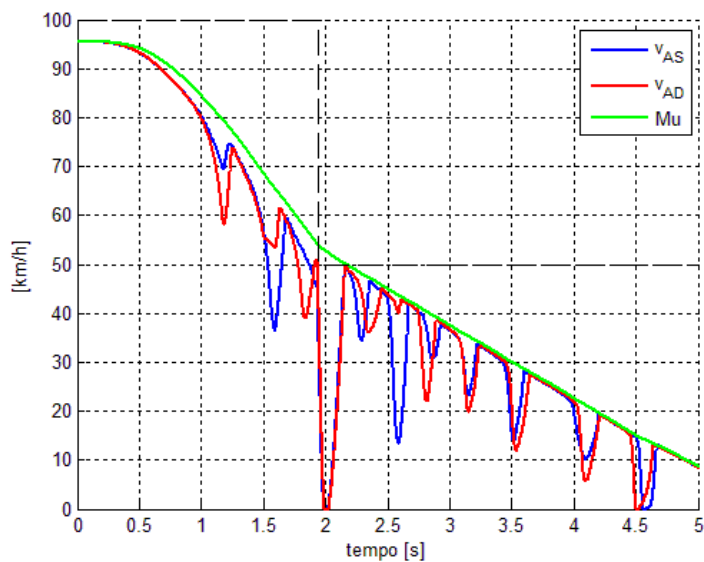


Figura 5.45 - Andamento delle velocità angolari alle ruote anteriori per una manovra di μ jump ($\mu_A=1 - \mu_B= 0.5$)

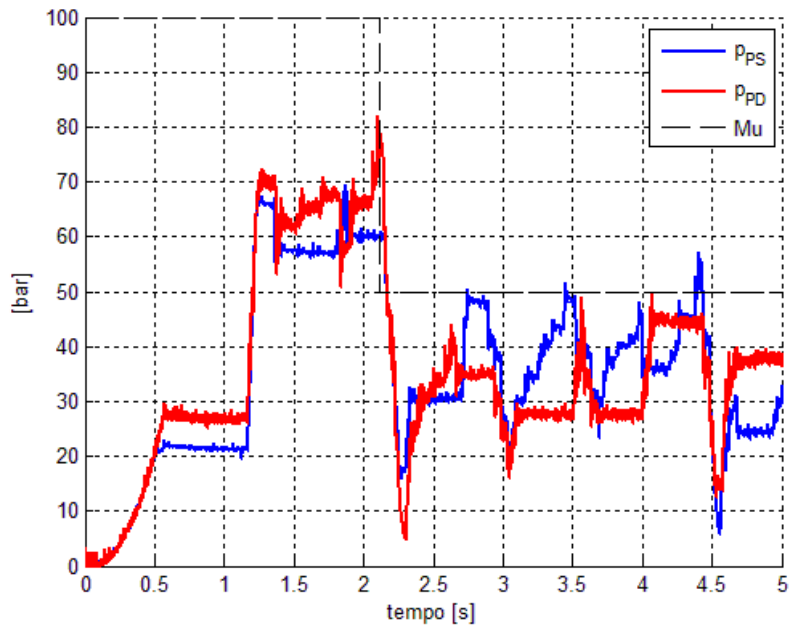


Figura 5.46 - Andamento delle pressioni alle ruote posteriori per una manovra di μ jump ($\mu_A=1 - \mu_B=0.5$)

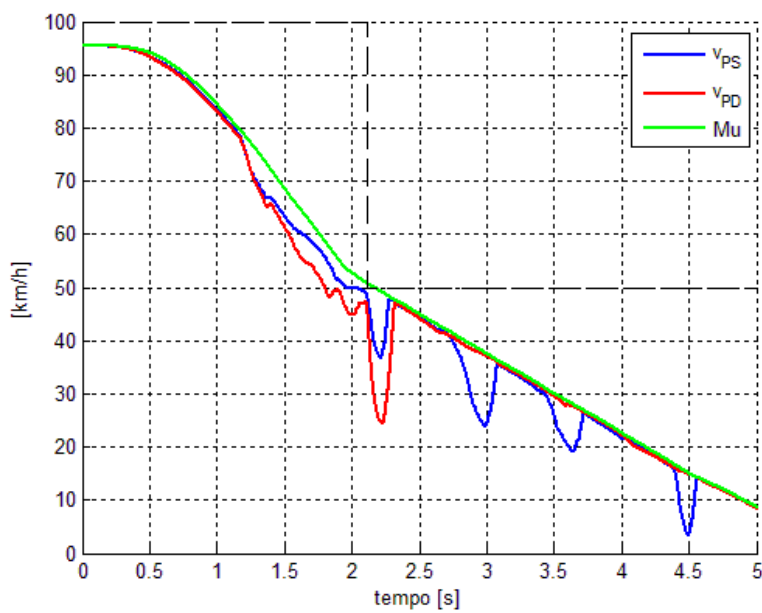


Figura 5.47 - Andamento delle velocità angolari alle ruote posteriori per una manovra di μ jump ($\mu_A=1 - \mu_B=0.5$)

Il passaggio dalla zona di alta aderenza a quella di bassa aderenza comporta una repentina diminuzione della forza al contatto; la coppia frenante non essendo più bilanciata dalle forze di contatto porta quindi rapidamente al bloccaggio della ruota. Il controllore inizia a diminuire la pressione frenante sulla ruota pochi istanti dopo il

superamento della soglia di scorrimento evidenziata per l'intervento in alta aderenza $+\lambda_z = 20\%$ ma riconosce la variazione del coefficiente d'attrito tramite il superamento di una ulteriore soglia sullo scorrimento $+\lambda_2$ pari a circa il 60% sulla centralina in esame. Al superamento di questa nuova soglia la pressione viene fatta decrescere ulteriormente finché l'accelerazione non ritorna ad assumere un valore prestabilito positivo e la ruota è lontana dal rischio di bloccaggio. In figura 5.48 è stato evidenziato il momento della riduzione del coefficiente d'attrito ed è riportato l'andamento delle pressioni, degli scorrimenti e delle velocità angolari in questa fase.

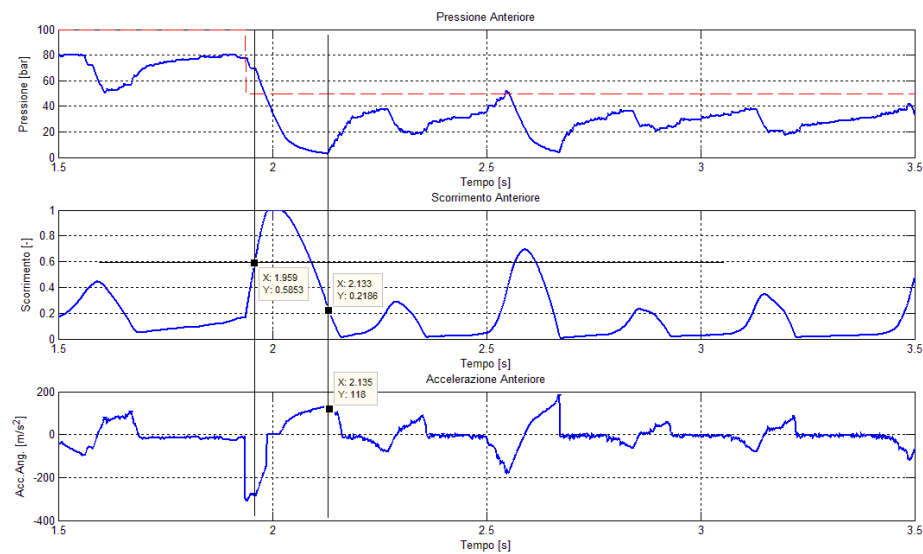


Figura 5.48 – Andamento delle variabili di controllo per le ruote anteriori durante una manovra di μ jump ($\mu_A=1 - \mu_B= 0.5$)

E' interessante a questo punto osservare la risposta della centralina ad un passaggio da bassa ad alta aderenza durante una frenata di emergenza. In questa situazione è importante che il controllore adegui la risposta al cambiamento delle condizioni di attrito in modo da minimizzare gli spazi di arresto in frenata: qualora il sistema non fosse in grado di riconoscere un aumento del coefficiente di aderenza, modulerebbe le pressioni con valori medi più bassi di quelli ottimali, non sfruttando appieno la capacità frenante del veicolo.

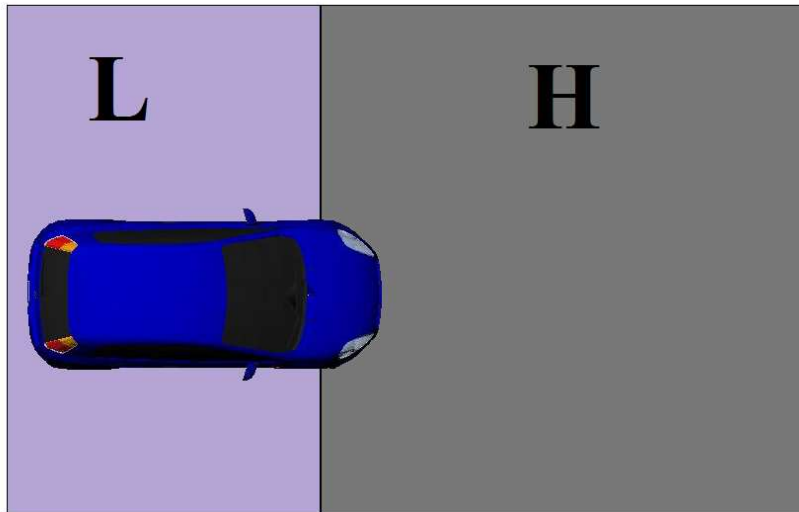


Figura 5.49 – Schema delle condizioni di attrito nella manovra di μ -jump Bassa-Alta aderenza

Nelle Figure 5.50 e 5.51 sono presentati i risultati per una manovra di frenata d'emergenza con una velocità iniziale del veicolo di 100 km/h e un passaggio da una condizione di bassa aderenza ($\mu=0,5$) ad una condizione di alta aderenza ($\mu=1$).

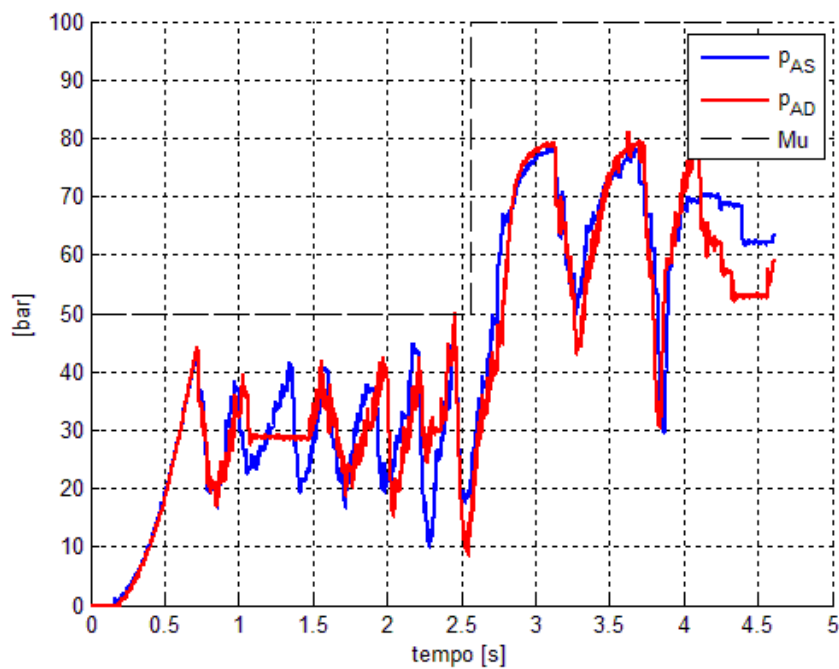


Figura 5.50 –Andamento delle pressioni sulle ruote anteriori durante una manovra di μ -jump Bassa-Alta aderenza ($\mu_A=1 - \mu_B= 0.5$)

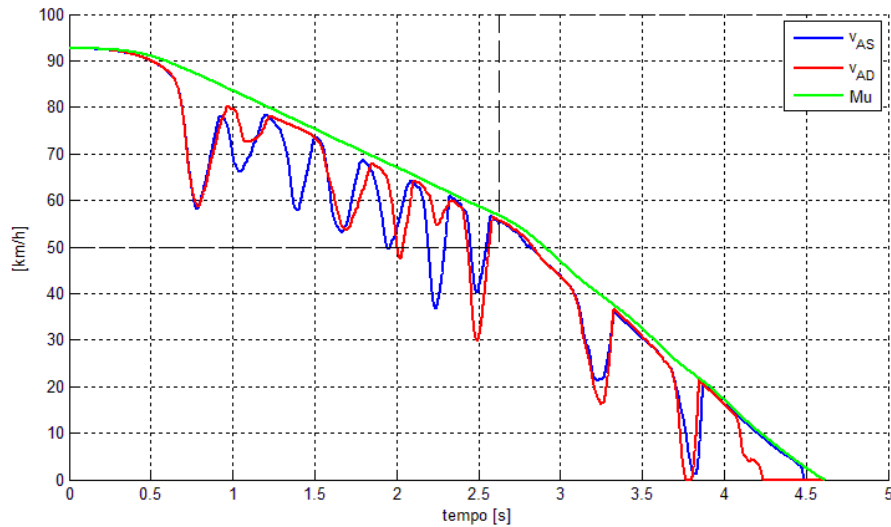


Figura 5.41 – Andamento delle pressioni sulle ruote anteriori durante una manovra di μ -jump Bassa-Alta aderenza ($\mu_A=1 - \mu_B= 0.5$)

Si può notare come il controllore adegua la logica di controllo alla nuova condizione d'attrito. In particolare nella parte iniziale della frenata sulle ruote anteriori viene eseguito il ciclo di bassa aderenza che comporta la crescita a gradini della pressione: al momento del cambio di aderenza poiché non viene superata la soglia sull'accelerazione negativa (evidenziata in Figura 5.52), la pressione continua ad aumentare fino a raggiungere i valori di accelerazione e scorrimento ottimali. A questo punto la modulazione della pressione continua secondo la logica di controllo in alta aderenza. I valori così elevati dello scorrimento nell'ultima parte della frenata sono dovuti alla ridotta velocità del veicolo, conformemente a quanto visto nei paragrafi precedenti.

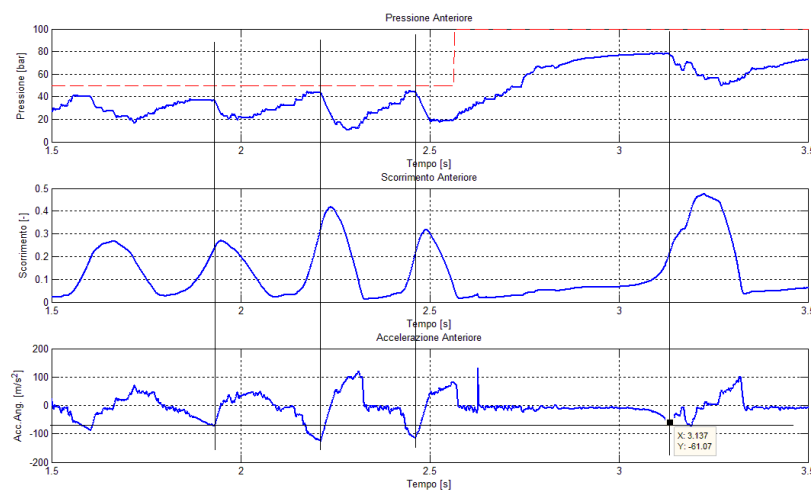


Figura 5.52 – Andamento delle variabili di controllo per le ruote anteriori durante una manovra di μ jump Bassa-Alta aderenza ($\mu_A=1 - \mu_B= 0.5$)

Per completezza è stata condotta un'ulteriore prova per valutare il comportamento della centralina ABS nel passaggio da zone di attrito differente. In questa prova il veicolo inizia la frenata in alta aderenza ($\mu_A=1$) per poi attraversare frenando una zona a bassa aderenza lunga 15 m. La dimensione della zona a bassa aderenza è sufficientemente piccola da essere attraversata dal veicolo che pertanto nella parte conclusiva della frenata si troverà nuovamente in alta aderenza (vedi schema della manovra in figura 5.53).

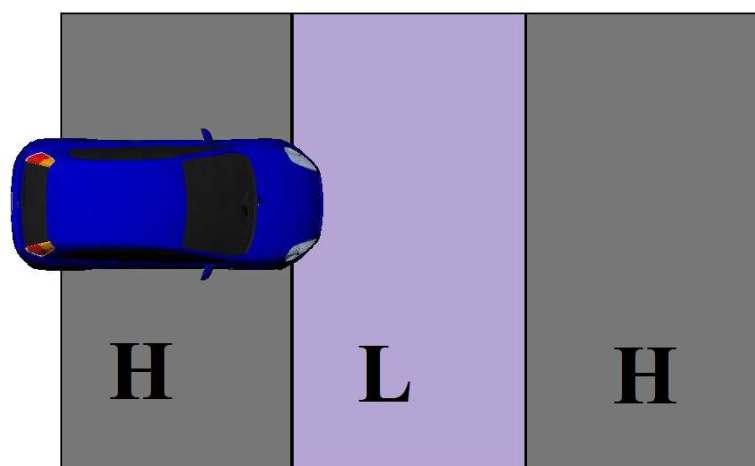


Figura 5.53 – Schema delle condizioni di attrito nella manovra di μ -jump Alta aderenza- Bassa Aderenza- Alta Aderenza.

I risultati di questa manovra sono presentati nelle Figure 5.54 e 5.55. In particolare si può osservare come le pressioni decrescano e crescano al cambiamento delle condizioni d'attrito in maniera analoga a quanto visto in precedenza.

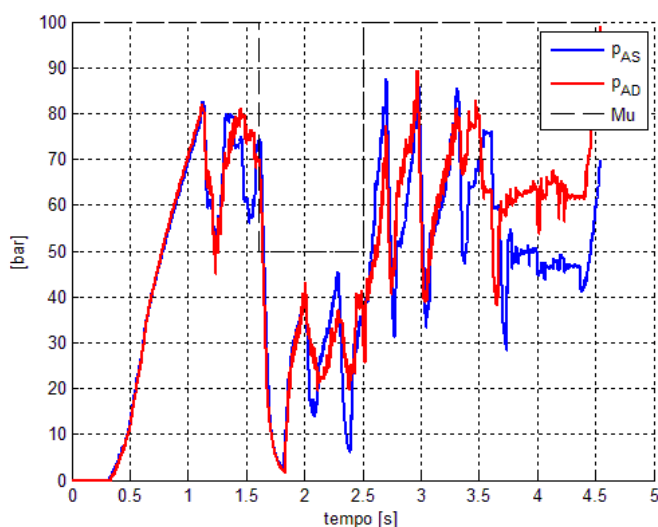


Figura 5.54 –Andamento delle pressioni sulle ruote anteriori durante una manovra di μ -jump Alta - Bassa - Alta Aderenza. ($\mu_A=1 - \mu_B= 0.5$)

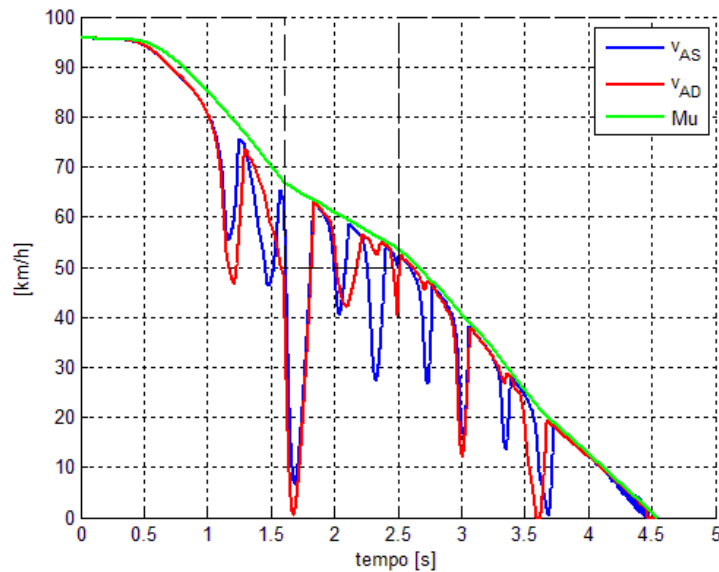


Figura 5.55 – Andamento delle velocità angolari alle ruote anteriori durante una manovra di μ -jump Alta - Bassa - Alta Aderenza. ($\mu_A=1 - \mu_B= 0.5$)

In Figura 5.56 si può osservare come il controllore adegua rapidamente il ciclo di modulazione alle mutate condizioni di attrito attraverso il riconoscimento delle soglie identificate in precedenza: in particolare l’ABS riduce velocemente la pressione al superamento della soglia di scorrimento $\lambda_2= 60\%$ per poi passare al ciclo di bassa aderenza, mentre, una volta superata la zona a basso coefficiente d’attrito, aumenta la pressione a gradini finché non vede una significativa decelerazione della ruota, modulando quindi la pressione secondo il ciclo di alta aderenza.

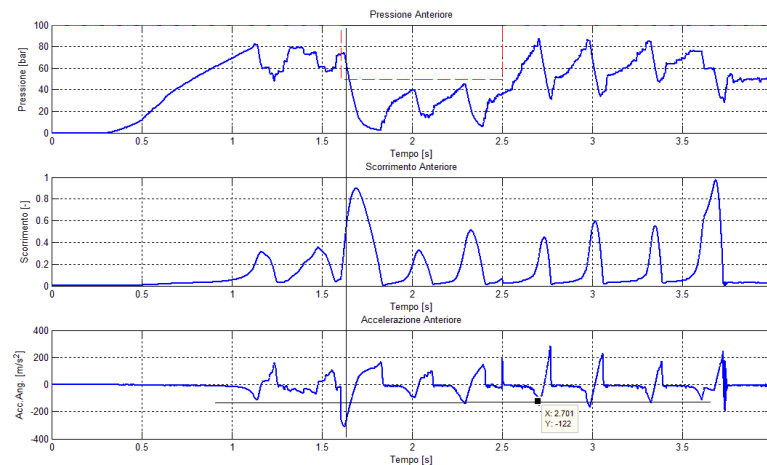


Figura 5.56 – Andamento delle variabili di controllo per le ruote posteriori durante una manovra di μ jump Alta-Bassa-Alta aderenza ($\mu_A=1 - \mu_B= 0.5$)

5.2.6 Prove di μ -split

Il sistema di controllo ABS oltre alla capacità di preservare la direzionalità del veicolo, ampiamente trattata in precedenza, è in grado di controllarne l'assetto durante la frenata, limitando il valore della velocità d'imbardata. La manovra di μ -split, rappresentata in Figura 5.57 consiste in una frenata d'emergenza in cui il veicolo si trova con le ruote di un lato in condizioni di alta aderenza e le ruote dell'altro lato in condizioni di bassa aderenza. Nel momento in cui, frenando, vengono applicate le forze longitudinali al contatto la vettura vede nascere uno squilibrio delle forze, maggiori sul lato in alta aderenza, e di conseguenza è soggetto ad un momento imbardante che lo porta rapidamente al testacoda.

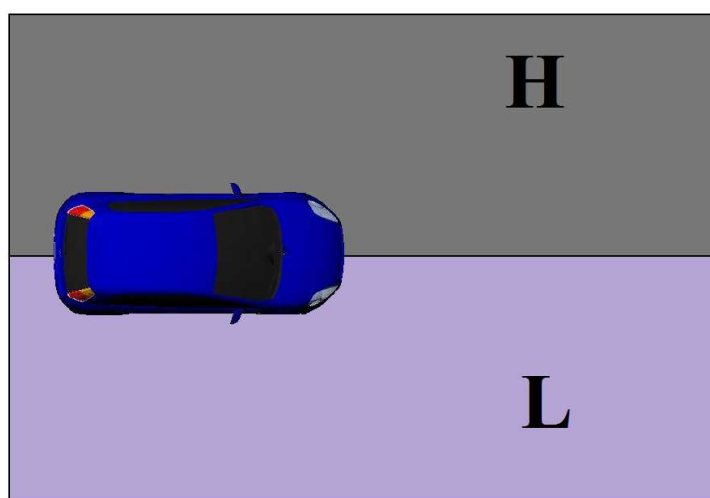


Figura 5.57 – Schema delle condizioni di attrito nella manovra di μ -split

Nelle Figure 5.58- 5.59 sono riportati gli andamenti di pressioni e velocità angolari durante una manovra di μ -split, in cui il veicolo si trova a frenare con le ruote del lato sinistro in condizioni di alta aderenza ($\mu=1$) e le ruote del lato destro in condizioni di bassa aderenza ($\mu=0,5$). Nonostante l'intervento repentino del controllore il momento imbardante porterebbe subito le ruote del lato sinistro a entrare nella zona di alta aderenza. Considerando il fatto che l'obiettivo di queste prove è quello di comprendere la logica di funzionamento del controllore nella condizione di μ -split, il veicolo è stato forzato a rimanere nella condizione di bassa aderenza sulle ruote del lato destro, attraverso la modifica dei fattori di scalatura degli pneumatici sul lato destro. In questa maniera si è potuto studiare la modulazione del controllore fino all'arresto del veicolo senza l'intervento del modello del pilota che avrebbe inevitabilmente influito sui risultati.

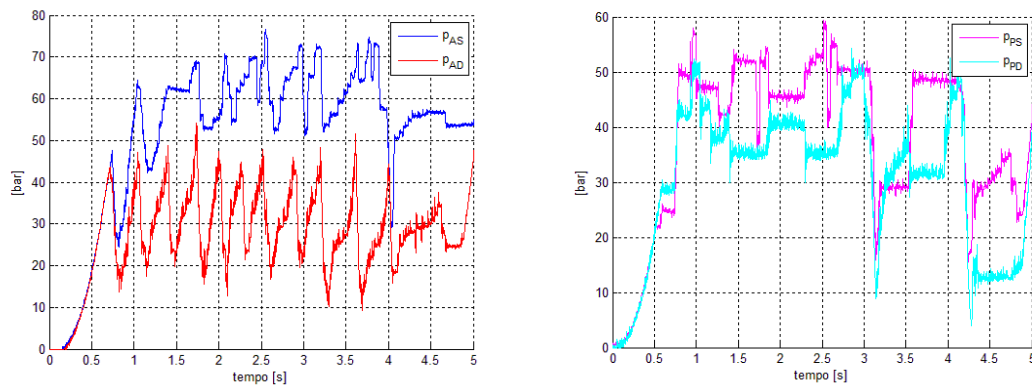


Figura 5.58 – Andamento delle pressioni sulle ruote anteriori (a sinistra) e posteriori (a destra) durante una manovra di μ -split Lato sinistro $\mu_S=1$ Lato destro $\mu_D=0.5$

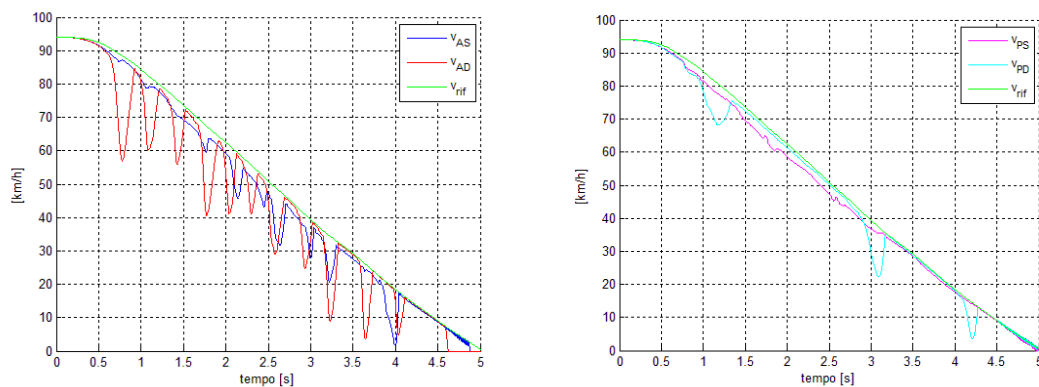


Figura 5.59 – Andamento delle velocità angolari sulle ruote anteriori (a sinistra) e posteriori (a destra) durante una manovra di μ -split Lato sinistro $\mu_S=1$ Lato destro $\mu_D=0.5$

La modulazione sulle pinze freno anteriori e posteriori sui due lati del veicolo risultano essere molto differenti: il controllore rileva che le ruote sul lato destro presentano degli scorrimenti notevolmente maggiori e adatta la sua logica d'intervento in bassa aderenza. Il sistema, per evitare la nascita del momento imbardante sulla vettura, non si limita a riconoscere le condizioni di differente attrito sui due lati della vettura e modulare in condizioni di alta e bassa aderenza. In questa maniera infatti, le forze sui due lati risulterebbero diverse e il veicolo andrebbe rapidamente in testacoda. Nelle vetture più leggere e con un passo più ridotto, la logica di controllo della centralina ABS prevede un algoritmo apposito per il ritardo della coppia imbardante. A differenza dei lavori di tesi precedenti la centralina ABS analizzata prevede un algoritmo di controllo del momento imbardante diverso e denominato GMA ⁹ [2]. In particolare al raggiungimento dello scorrimento limite

⁹ L'acronimo GMA significa *Gier Moment Anstiegsverzögerung*, ovvero ritardo della crescita del momento imbardante

sulla ruota in bassa aderenza, il sistema GMA 2 provvede a diminuire rapidamente la pressione sulla ruota in incipiente instabilità e al contempo, dopo una fase di mantenimento più o meno prolungata, a diminuire in maniera minore la pressione anche sulla ruota in condizioni di alta aderenza per un tempo predefinito. Nel momento in cui aumenta la pressione sulla ruota in bassa aderenza, viene fatta aumentare anche la pressione sulla ruota in alta aderenza ma con periodi di crescita più lunghi dell'altra ruota. Operando in questa maniera durante tutta la frenata in μ -split il controllore è in grado di controllare costantemente l'aumento del momento imbarcante mentre sulle ruote posteriori vige il principio del *select low*. In Figura 5.60 sono presentati gli andamenti delle variabili controllate all'anteriore sinistro durante una manovra di μ -split ed è possibile riconoscere la modulazione delle pressioni operata dall'algorithm per il ritardo del momento imbarcante descritta in precedenza: è interessante osservare come la pressione sulla ruota sinistra in alta aderenza venga fatta aumentare gradualmente ad ogni ciclo di modulazione mentre la pressione sulla ruota destra venga modulata come una normale frenata in bassa aderenza.

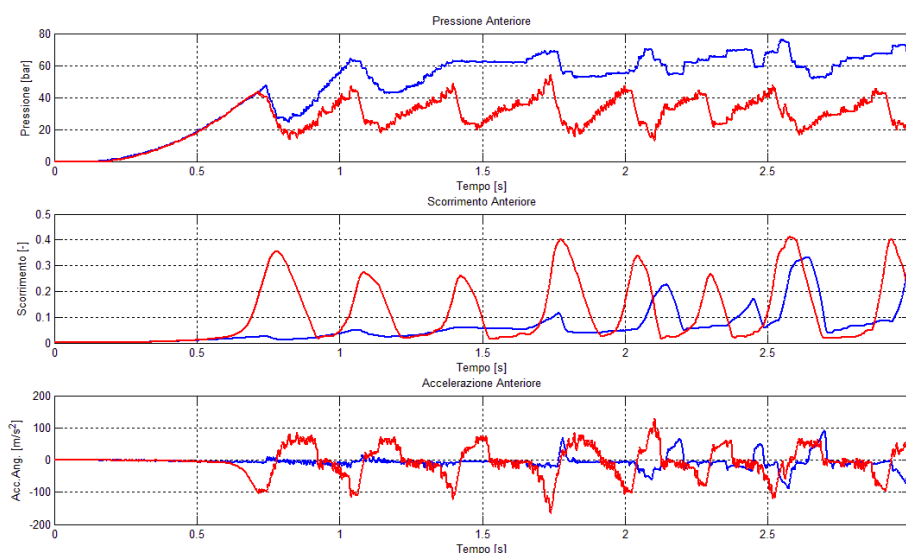


Figura 5.60 – Andamento delle variabili di controllo per le ruote anteriori durante una manovra di μ split Lato sinistro $\mu_S=1$ Lato destro $\mu_D=0.5$

5.3 Sistema di Controllo della Stabilità ESP

L'ESP (Electronic Stability Program) è un sistema di sicurezza attiva per veicoli stradali il cui obiettivo è controllare la dinamica del veicolo stesso in tutte le condizioni di emergenza. Nel Capitolo 1 sono stati affrontati i principi di funzionamento di tale sistema ed è stato osservato come, attraverso il monitoraggio continuo della velocità d'imbardata e dell'angolo d'assetto, l'ESP intervenga sulla pressione frenante alle singole ruote in modo da generare opportuni momenti imbardati atti a correggere comportamenti instabili del veicolo. In questo paragrafo verrà chiarito il funzionamento del sistema ESP attraverso l'analisi di una serie di manovre ricavate grazie al banco prova HiL. Le prove sperimentali costano di una serie di colpi di sterzo a diversi valori di angolo volante massimo e di una serie di cambi di corsia in anello aperto eseguite per differenti valori del coefficiente di attrito. Attraverso queste prove è stato possibile confrontare a parità di manovra la dinamica del veicolo in presenza e in assenza del sistema ESP e si è cercato di evidenziare la logica di intervento, individuando i valori di riferimento del sistema e le soglie di intervento al variare della severità della manovra e delle condizioni di attrito.

Per cominciare verranno presentate le prove di colpo di sterzo a differenti valori di angolo volante massimo in condizioni di alta aderenza attraverso il confronto del comportamento dinamico per il veicolo con il sistema di controllo della stabilità attivato e disabilitato. Tutte le prove sono state effettuate curvando verso destra, pertanto le ruote sul lato sinistro sono quelle esterne, ovvero quelle su cui si verifica un aumento del carico verticale a causa dei trasferimenti di carico in laterale. Le manovre sono state eseguite partendo da una velocità di 120 km/h: durante la manovra, per mantenere il più costante possibile la velocità del veicolo senza influenzarne eccessivamente la dinamica, si è scelto di applicare una coppia motrice tramite l'apertura costante della valvola a farfalla del 20%. Si è preferito non utilizzare il sistema di Cruise Control implementato nel modello in modo che i risultati non ne risultassero influenzati. In Figura 5.57 sono presentati gli andamenti dei valori di accelerazione laterale a_y , di velocità d'imbardata $\dot{\psi}$ e dell'angolo d'assetto β per una manovra di colpo di sterzo molto severa (angolo volante pari a 120°) con il relativo ciclo delle pressioni modulate dal sistema ESP, presentato in Figura 5.58. Per comodità e facilità di lettura in quest'ultima figura si è preferito visualizzare in due grafici distinti le pressioni relative a ciascun lato del veicolo. Dal confronto tra le manovre eseguite con e senza ESP si osserva come il sistema di controllo, attraverso la modulazione delle pressioni frenanti, sia in grado di influenzare significativamente la dinamica del veicolo: in particolare già grazie ad un primo intervento piuttosto deciso sulla ruota anteriore sinistra il sistema è in grado di ridurre fortemente l'angolo d'assetto β (Figura 5.57 (d)). Inoltre grazie ai successivi interventi di correzione sulla ruota anteriore esterno curva (anteriore sinistra) e posteriore interno curva (posteriore destra) le oscillazioni della velocità d'imbardata (Figura 5.57 (c)) e dell'angolo d'assetto vengono limitate durante tutta la manovra.

La velocità del veicolo non risente eccessivamente dell'intervento del sistema e subisce un decremento contenuto di circa il 5% (Figura 5.57 (a)).

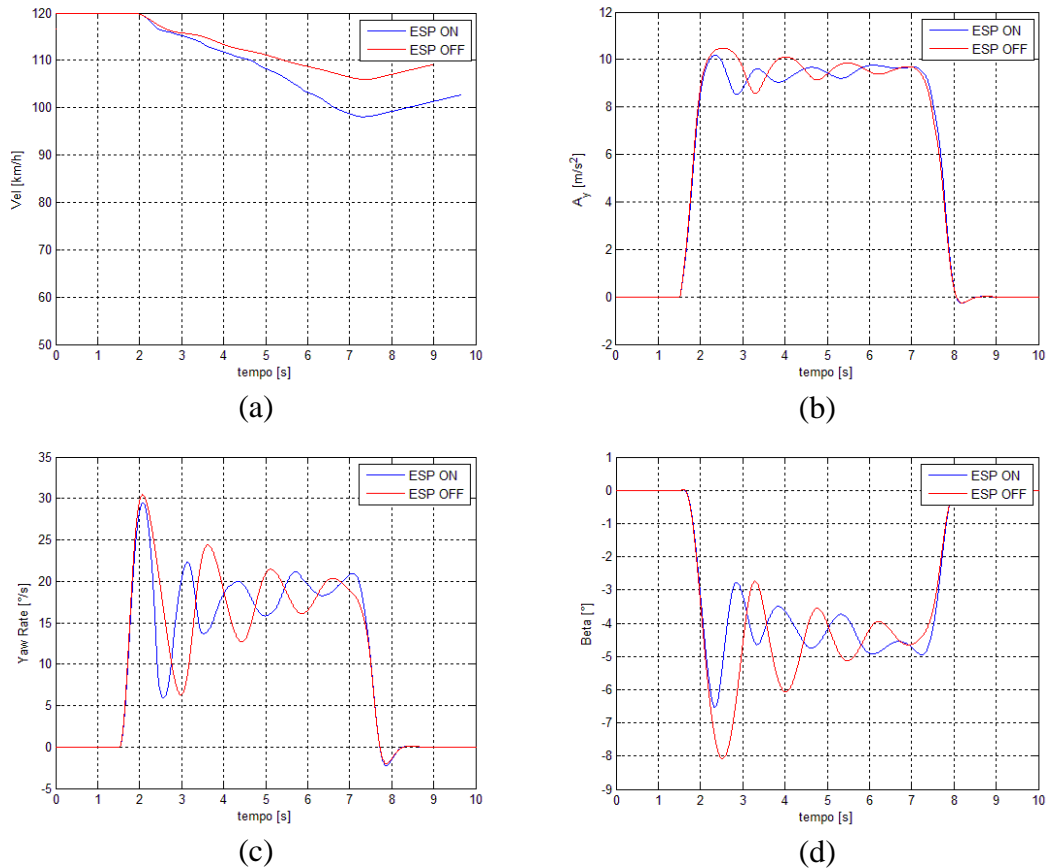


Figura 5.57 – Velocità longitudinale, accelerazione laterale, velocità di imbardata e angolo di assetto per una manovra di colpo di sterzo con angolo volante di 120° e velocità di 120 km/h. Confronto tra sistema non controllato (rosso) e controllato (blu).

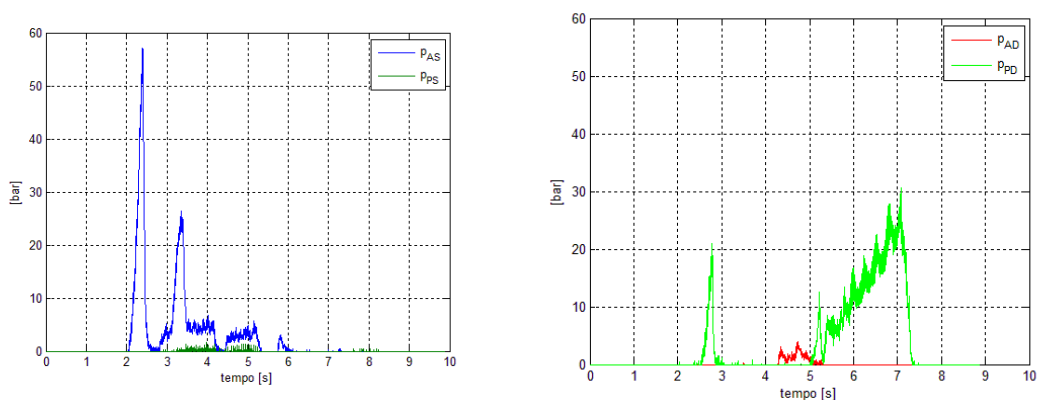


Figura 5.58 – Pressioni frenanti sulle quattro ruote con ESP attivo per una manovra di colpo di sterzo con angolo volante di 120° e velocità di 120 km/h.

Considerazioni del tutto analoghe possono essere estese alla prova di colpo di sterzo con angolo volante pari a 60° presentata nelle Figure 5.59 e 5.60: in questo caso, data la minore severità della manovra, è logico aspettarsi un intervento del controllore notevolmente più contenuto. In particolare, com'è possibile osservare dalla modulazione della pressione da parte del sistema in Figura 5.60, il sistema ESP si limita ad un unico intervento nella fase iniziale con lo scopo di diminuire il valore di picco dell'angolo d'assetto.

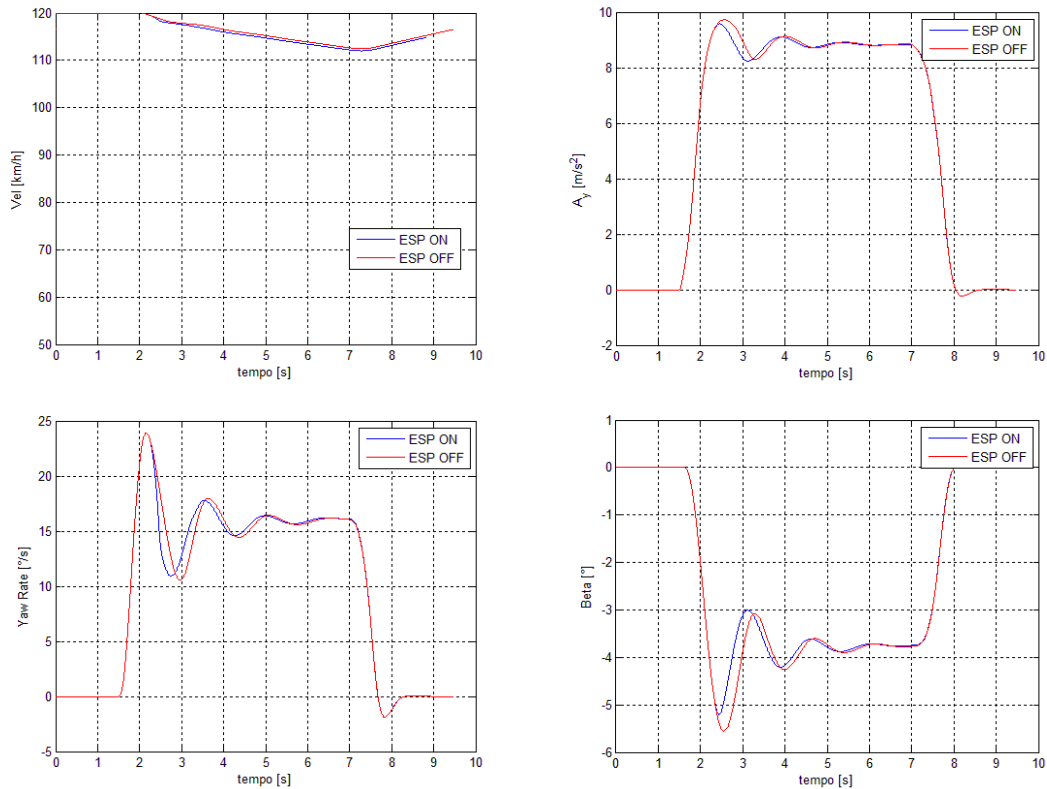


Figura 5.59 – Velocità longitudinale, accelerazione laterale, velocità di imbardata e angolo di assetto per una manovra di colpo di sterzo con angolo volante di 60° e velocità di 120 km/h. Confronto tra sistema non controllato (rosso) e controllato (blu).

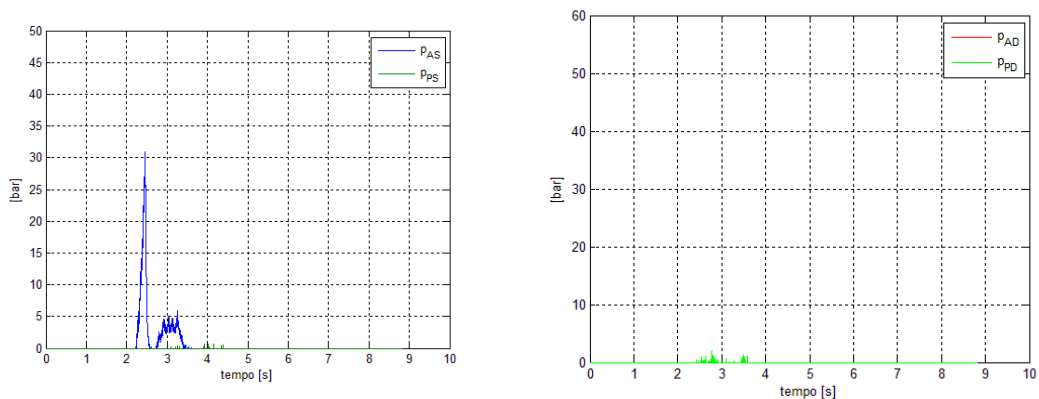


Figura 5.60 – Pressioni frenanti sulle quattro ruote con ESP attivo per una manovra di colpo di sterzo con angolo volante di 60° e velocità di 120 km/h.

Per comprendere appieno il funzionamento del sistema ESP e il modo in cui si adatta alle diverse condizioni di funzionamento le stesse manovre di colpo di sterzo (con angolo volante finale di 120° e 60°) sono state effettuate in diverse condizioni di attrito al contatto pneumatico strada ($\mu = 0,7$ e $\mu = 0,5$).

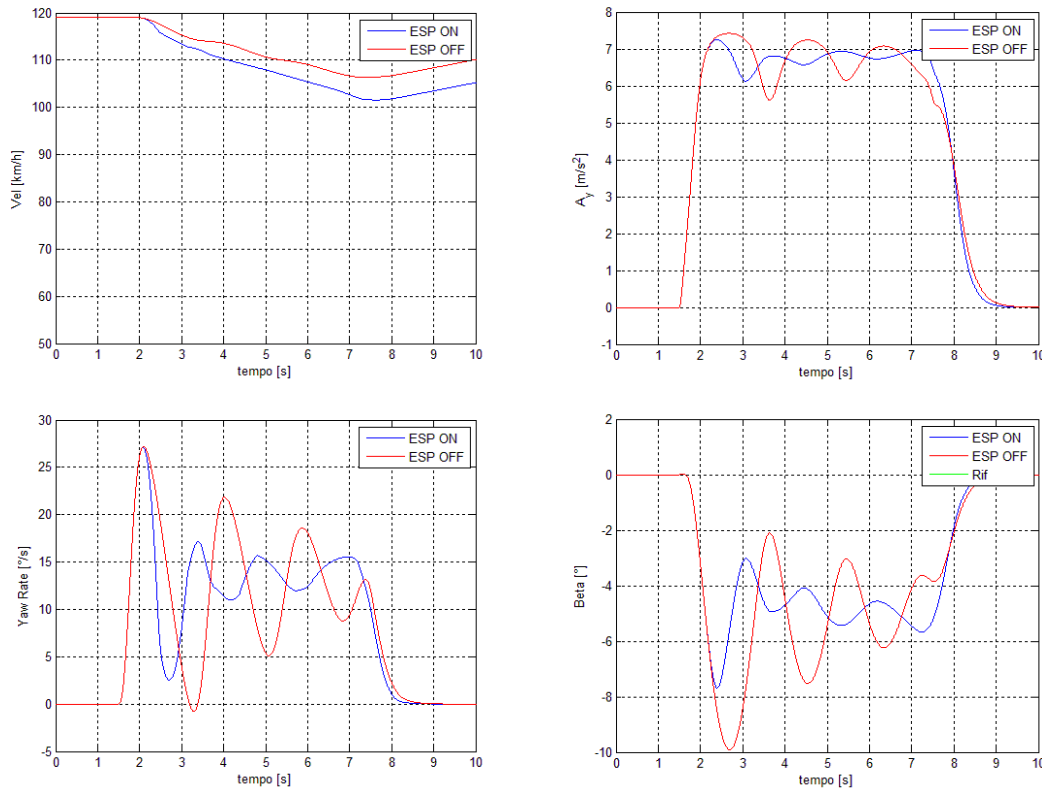


Figura 5.61 – Velocità longitudinale, accelerazione laterale, velocità di imbardata e angolo di assetto per una manovra di colpo di sterzo con angolo volante di 120° e velocità di 120 km/h in condizioni di bassa aderenza ($\mu = 0,7$)

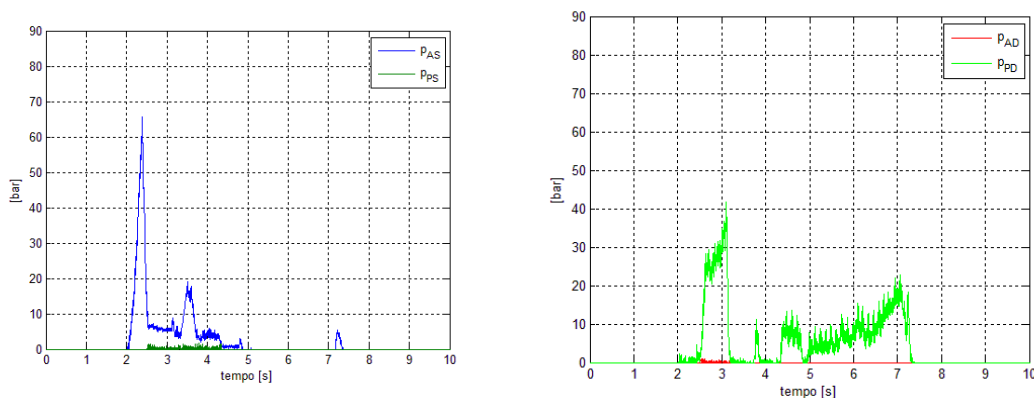


Figura 5.62 – Pressioni frenanti sulle quattro ruote con ESP attivo per una manovra di colpo di sterzo con angolo volante di 120° e velocità di 120 km/h in condizioni di bassa aderenza ($\mu = 0,7$)

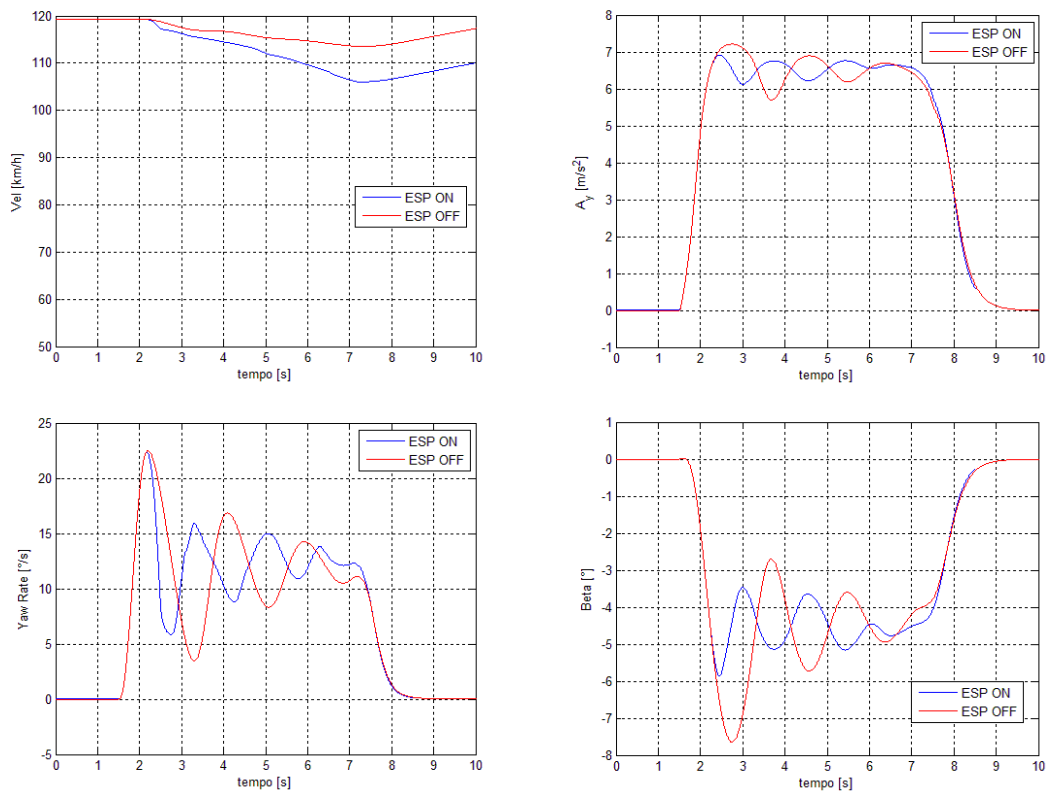


Figura 5.63 – Velocità longitudinale, accelerazione laterale, velocità di imbardata e angolo di assetto per una manovra di colpo di sterzo con angolo volante di 60° e velocità di 120 km/h in condizioni di bassa aderenza ($\mu = 0,7$)

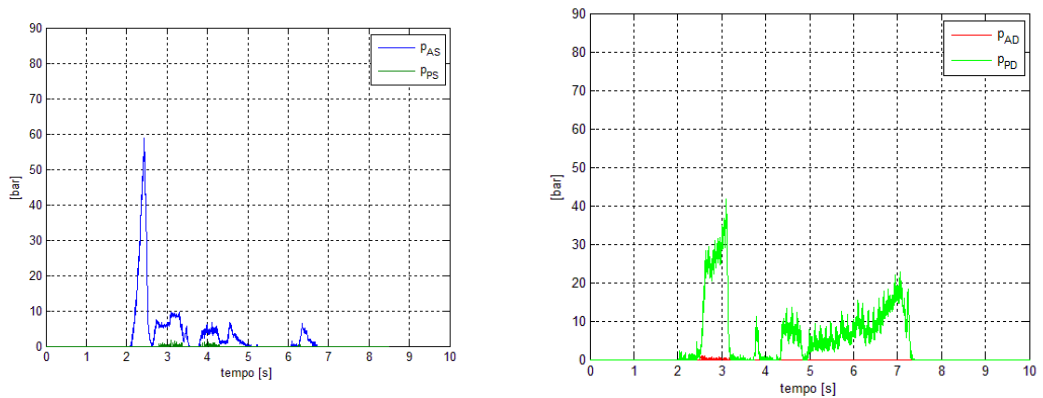


Figura 5.64 – Pressioni frenanti sulle quattro ruote con ESP attivo per una manovra di colpo di sterzo con angolo volante di 60° e velocità di 120 km/h in condizioni di bassa aderenza ($\mu = 0,7$)

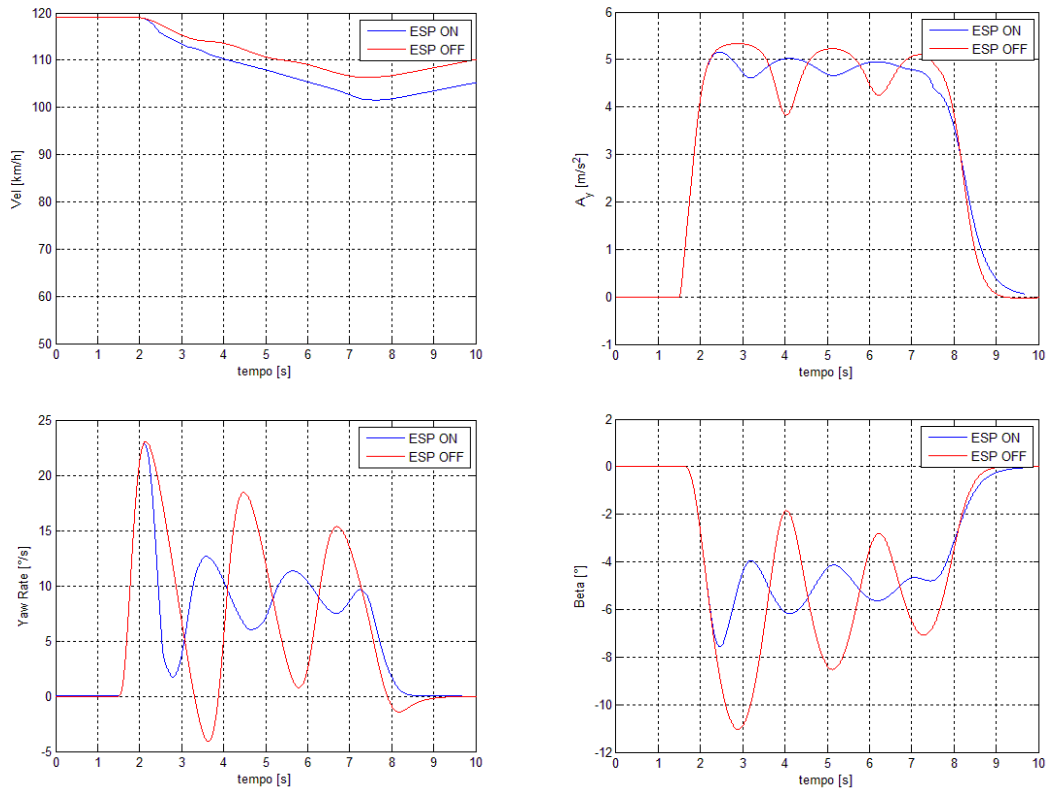


Figura 5.65 – Velocità longitudinale, accelerazione laterale, velocità di imbardata e angolo di assetto per una manovra di colpo di sterzo con angolo volante di 120° e velocità di 120 km/h in condizioni di bassa aderenza ($\mu = 0,5$)

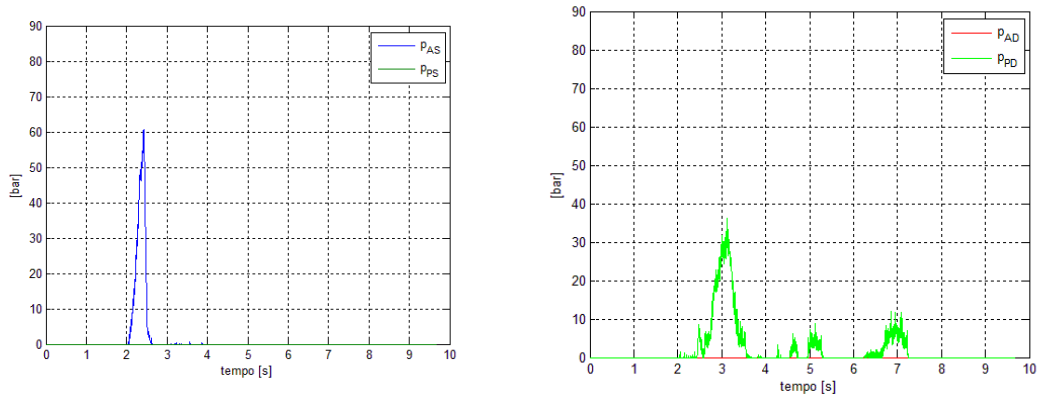


Figura 5.66 – Pressioni frenanti sulle quattro ruote con ESP attivo per una manovra di colpo di sterzo con angolo volante di 120° e velocità di 120 km/h in condizioni di bassa aderenza ($\mu = 0,5$)

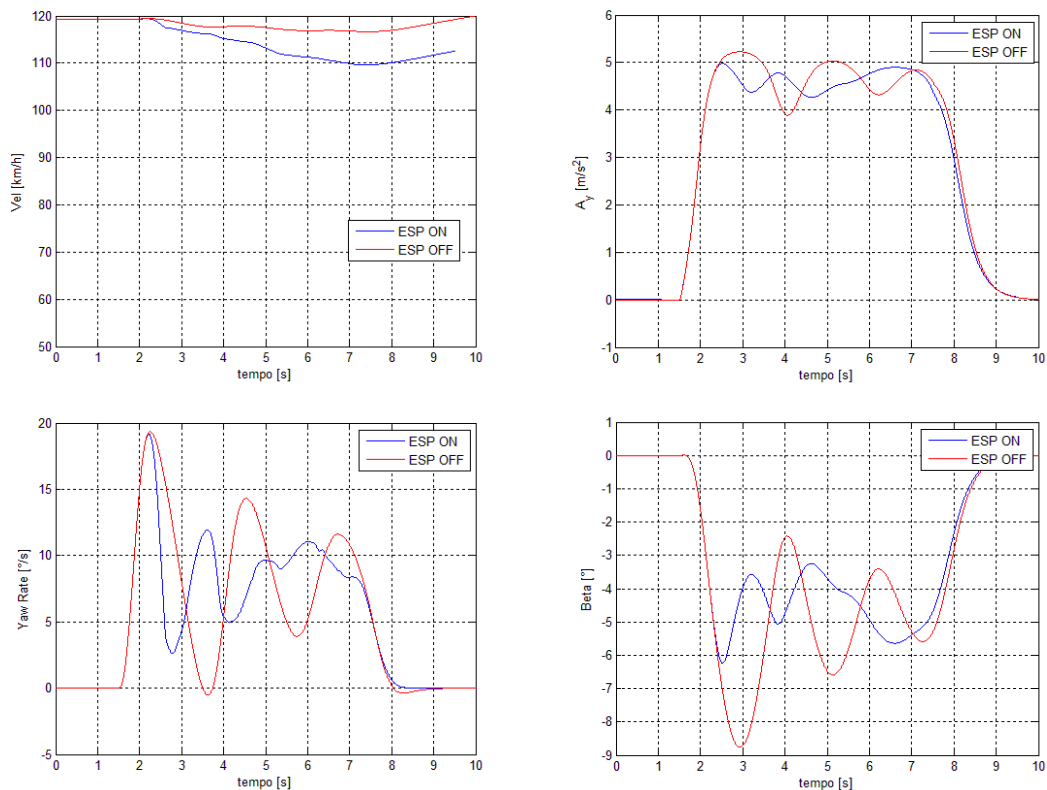


Figura 5.67 – Velocità longitudinale, accelerazione laterale, velocità di imbardata e angolo di assetto per una manovra di colpo di sterzo con angolo volante di 60° e velocità di 120 km/h in condizioni di bassa aderenza ($\mu = 0,5$)

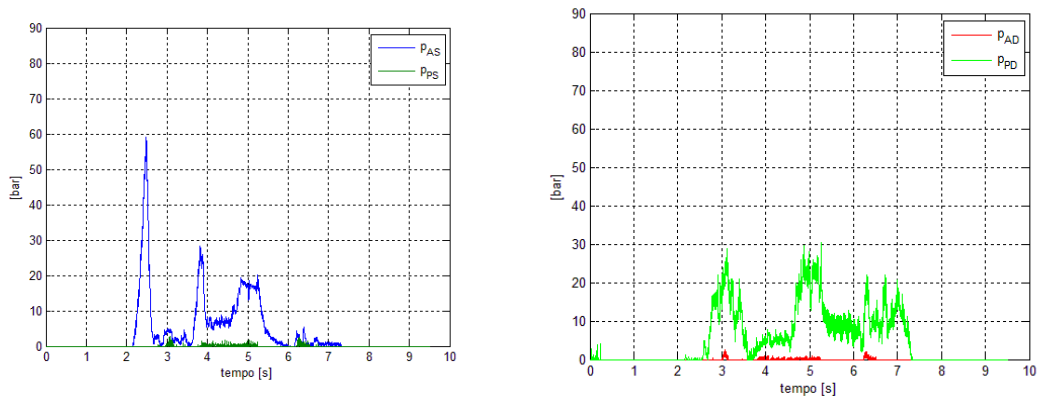


Figura 5.68 – Pressioni frenanti sulle quattro ruote con ESP attivo per una manovra di colpo di sterzo con angolo volante di 60° e velocità di 120 km/h in condizioni di bassa aderenza ($\mu = 0,5$)

Confrontando i risultati ottenuti in bassa aderenza con le precedenti simulazioni si può notare come il sistema di controllo ESP sia in grado di ridurre le oscillazioni nella risposta dinamica del veicolo anche in caso di coefficiente d'attrito ridotto e, pertanto, deve essere in grado di adattare il suo intervento alle diverse condizioni di aderenza al contatto.

5.3.1 Confronto risultati ottenuti

Sulla base dei risultati ottenuti e illustrati nelle figure precedenti, in questo paragrafo si è tentato di definire il funzionamento della logica di controllo del sistema ESP attraverso il confronto delle varie prove e l'identificazione delle soglie d'intervento del sistema. Come anticipato nel Capitolo 1 il sistema stima l'andamento desiderato dal conducente, e nel contempo determina il moto reale del veicolo dalla misura della sua velocità di imbardata, dell'accelerazione laterale e delle velocità angolari delle ruote. La sua azione di controllo è volta pertanto a minimizzare le differenze tra il moto reale del veicolo, valutato grazie ad un osservatore di stato a partire dalle misure dei sensori del sistema, e un moto di riferimento opportunamente calcolato. In Figura 5.69 è presentato il confronto tra l'andamento dell'angolo d'assetto β e della velocità d'imbardata $\dot{\psi}$ riferite alla manovra di colpo di sterzo con angolo volante pari a 120° in alta aderenza confrontate con l'andamento delle variabili di riferimento $\dot{\psi}_{nom}$ e β_{nom} ricavate dal modello monotraccia linearizzato (vedi Capitolo 1) e qui richiamate per comodità.

$$\dot{\psi}_{nom} = \frac{V\delta}{(a+b) \cdot \left(1 + \frac{V^2}{V_{char}^2}\right)} \quad (1.37)$$

$$\beta_{nom} = \frac{1}{\rho} \cdot \left[b - \frac{a \cdot m \cdot V^2}{(a+b) \cdot C_{\alpha P}} \right] \quad (1.41)$$

Si osserva come la modulazione del sistema ESP riduca le oscillazioni e avvicini i valori di $\dot{\psi}$ e β ai valori nominali di riferimento (curva verde in Figura 5.69), minimizzando contemporaneamente l'errore sull'angolo d'assetto e sulla velocità d'imbardata. Un comportamento del tutto analogo si riscontra nel confronto tra le grandezze reali del veicolo e i valori di riferimento nelle prove in bassa aderenza presentati in Figura 5.70 ($\mu = 0,7$) e in Figura 5.71 ($\mu = 0,5$). Il sistema è in grado pertanto di adattare il suo valore di riferimento stimando il coefficiente d'attrito disponibile al contatto pneumatico strada: tale stima può essere ricavata in maniera molto semplice dall'osservazione dell'accelerazione laterale massima raggiunta dal veicolo durante la manovra. Il sistema ESP interviene infatti quando l'accelerazione laterale sta per raggiungere il suo valore massimo e pertanto può stimare il coefficiente d'attrito disponibile come:

$$a_y = a_{yMAX} \Rightarrow \mu = \frac{|a_{yMAX}|}{g} \quad (5.3)$$

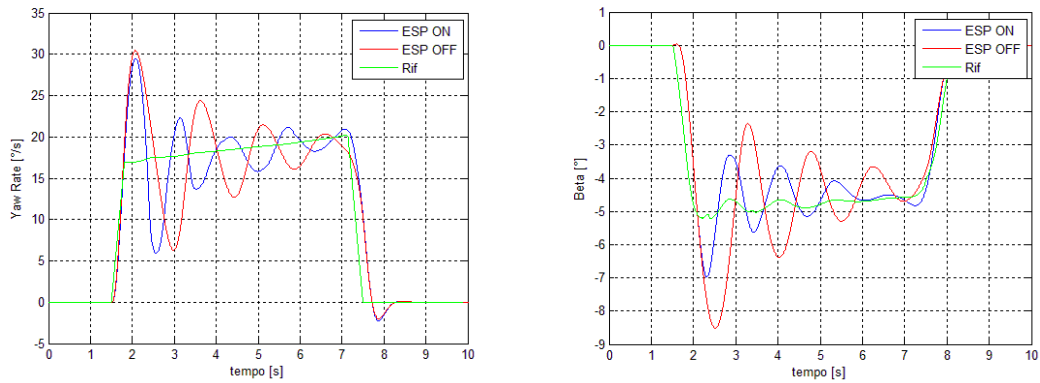


Figura 5.69 –Velocità di imbardata e angolo di assetto per una manovra di colpo di sterzo in alta aderenza con angolo volante di 120° e velocità di 120 km/h. Confronto tra sistema non controllato (rosso), controllato (blu) e valori diriferimento (verde).

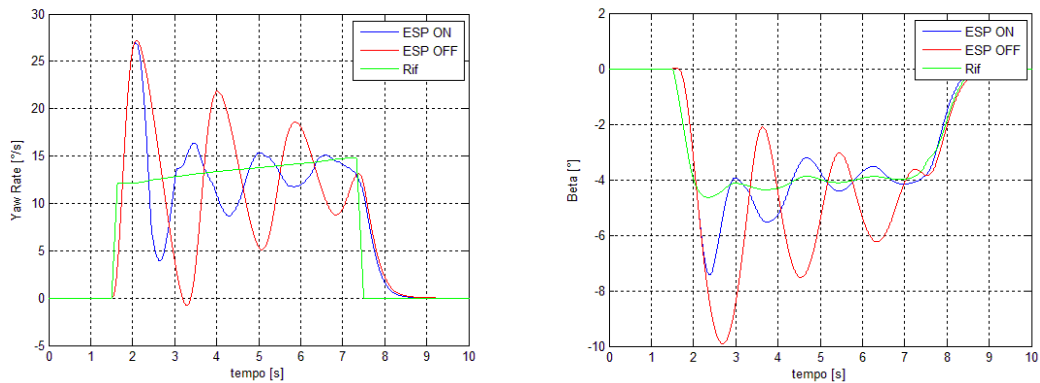


Figura 5.70 –Velocità di imbardata e angolo di assetto per una manovra di colpo di sterzo in bassa aderenza ($\mu = 0,7$) con angolo volante di 120° e velocità di 120 km/h. Confronto tra sistema non controllato (rosso), controllato (blu) e valori diriferimento (verde).

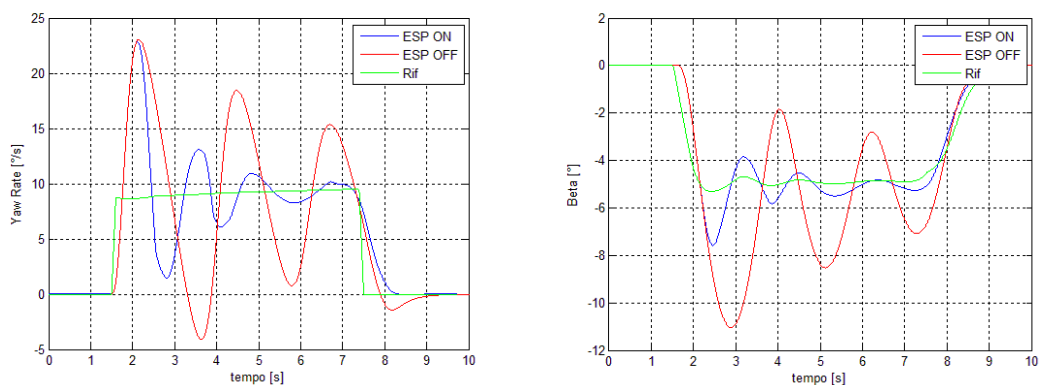


Figura 5.71 –Velocità di imbardata e angolo di assetto per una manovra di colpo di sterzo in bassa aderenza ($\mu = 0,5$) con angolo volante di 120° e velocità di 120 km/h. Confronto tra sistema non controllato (rosso), controllato (blu) e valori diriferimento (verde).

In Figura 5.72 è presentato in dettaglio l'andamento delle pressioni modulate dal controllore e in particolare è possibile evidenziare due fasi distinte nell'intervento del sistema di controllo:

- un primo intervento in transitorio (indicato con A in Figura 5.72) operato dal controllore nel momento in cui viene rilevata una condizione di pericolo
- una successiva azione di controllo a regime (B, Figura 5.72) attuata dal controllore in modo da far coincidere il moto della vettura con i valori di riferimento del controllore.

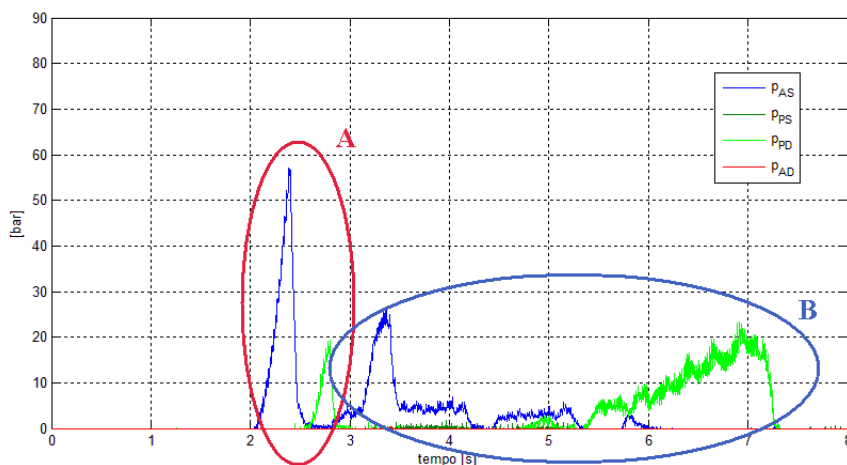


Figura 5.72 – Pressioni frenanti sulle quattro ruote con ESP attivo per una manovra di colpo di sterzo con angolo volante di 90° e velocità di 120 km/h.

Non appena il sistema rivela una situazione di pericolo viene imposta una crescita della pressione sul lato sinistro, che per la manovra in esame risulta essere all'esterno della curva e quindi caricato dinamicamente, in modo da stabilizzare il veicolo. Il primo passo dell'algoritmo di controllo deve pertanto essere in grado di determinare su quale ruota intervenire in funzione del tipo di manovra e delle caratteristiche del veicolo. Nelle manovre di colpo di sterzo analizzate durante la fase iniziale di ingresso curva, il sistema frena sistematicamente la ruota anteriore esterno curva: in questa maniera corregge la tendenza al sovrasterzo dovuta alla crescita delle forze laterali sull'asse anteriore. In Figura 5.73 è riportato l'andamento di tale crescita per diverse manovre di colpo di sterzo in alta aderenza a differenti valori di angolo volante. Le oscillazioni di pressioni rilevabili in Figura 5.73 durante la fase di crescita sono dovute alla modulazione della pressione da parte della centralina idraulica che attraverso l'apertura e la chiusura delle elettrovalvole deve generare la pressione desiderata sulle singole ruote [19]. Dal confronto tra le manovre si può notare come il gradiente di crescita della pressione vari al variare della severità della manovra. Tale intervento è risultato essere proporzionale all'errore e_β tra l'angolo d'assetto del veicolo e il suo valore di riferimento, come è possibile osservare confrontando le pressioni sull'anteriore sinistro nelle varie manovre con l'andamento dell'errore e_β presentato in Figura 5.74. In Tabella 5.5 sono presentati i valori dei gradienti di pressione e dell'errore relativo e_β al variare dell'angolo finale di sterzo imposto:

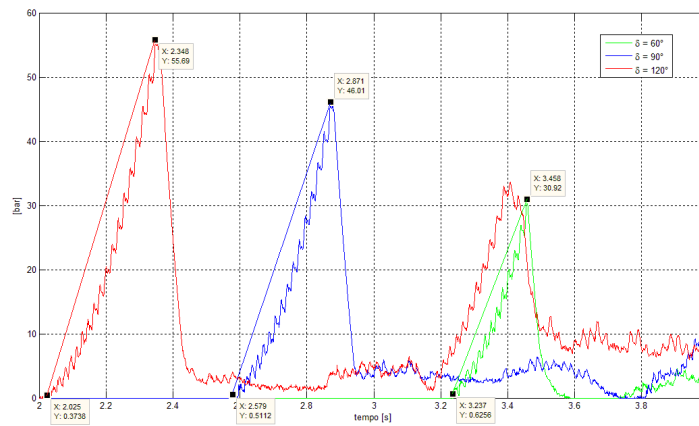


Figura 5.73 – Logica di intervento in transitorio: confronto tra il gradiente di crescita della pressione durante il primo intervento del sistema ESP per differenti manovre di colpo di sterzo.

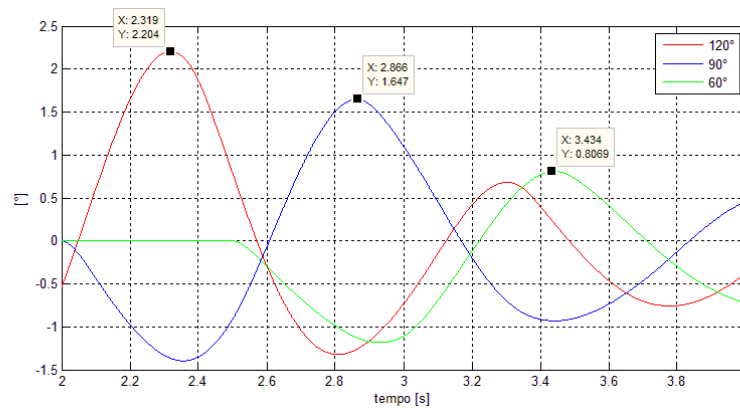


Figura 5.74 – Logica di intervento in transitorio: andamento dell'errore e_β durante il primo intervento del sistema ESP per differenti manovre di colpo di sterzo.

Tabella 5.5 – Schema riassuntivo delle logiche di primo intervento del sistema di controllo ESP

δ	Δp	e_β
120°	172 bar/s	2,2°
90°	157 bar/s	1,65°
60°	134 bar/s	0,81°

Anche nel caso di bassa aderenza il sistema ESP cerca di correggere il comportamento dinamico del veicolo in ingresso curva attraverso un incremento di pressione sul lato anteriore sinistro: tale incremento deve d'altro canto essere tale da non portare al bloccaggio la ruota. In Figura 5.75 viene presentato il confronto tra la modulazione della pressione in ingresso curva per diversi valori del coefficiente d'attrito, durante una manovra di colpo di sterzo con angolo volante di 60°. Nella stessa figura è riportato il valore dell'errore e_β ed è possibile osservare come esso aumenti per valori di attrito minori. La modulazione della pressione rimane

proporzionale all'errore ma deve essere tale da non comportare il bloccaggio della ruota. In Figura 5.75, ad esempio, la pressione di primo intervento con coefficiente d'attrito $\mu = 0,5$ non supera i 60 bar nonostante l'errore sia maggiore rispetto ai casi precedenti: osservando i valori di scorrimento delle varie manovre presentati in figura 5.76 si può osservare come in quest'ultimo caso lo scorrimento raggiunge valori decisamente elevati rispetto ai precedenti e limita l'intervento del sistema ESP. A conferma di ciò in Figura 5.76 è riportato in magenta l'andamento dello scorrimento per una manovra di colpo di sterzo a velocità maggiore: anche in questo caso il controllore opera in modo che lo scorrimento non superi il 30%.

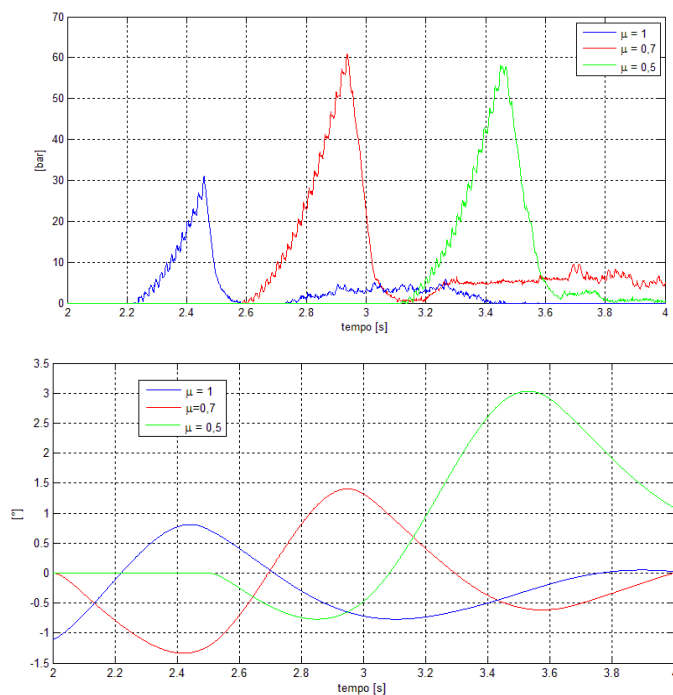


Figura 5.75 – Logica di intervento in transitorio: modulazione della pressione sulla ruota anteriore sinistra e andamento dell'errore e_β durante il primo intervento del sistema ESP per una manovra di colpo di sterzo con angolo volante di 60° per diversi valori del coefficiente d'attrito..

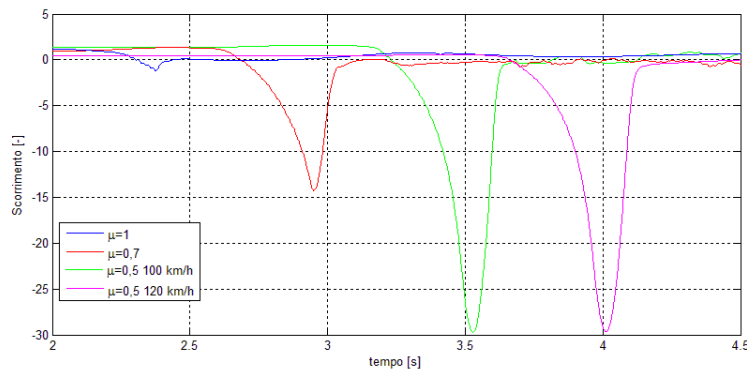


Figura 5.76 – Particolare dell'andamento dello scorrimento durante una manovra di colpo di sterzo con angolo volante di 60° per diversi valori del coefficiente d'attrito.

Dai risultati precedenti si evince come il controllore nella sua modulazione controlli costantemente lo scorrimento e faccia in modo che non superi valori critici che possono compromettere la direzionalità del mezzo.

Nelle prove analizzate il primo intervento in condizione di transitorio sembra essere imposto dal superamento di determinate soglie in modo da garantire una maggiore velocità d'intervento del sistema nella prima parte della manovra, particolarmente critica per la stabilità del sistema. In Figura 5.77 è presentato l'andamento delle pressioni modulate dal controllore, dei valori dell'angolo di assetto β e della sua derivata $\dot{\beta}$, per diverse manovre di colpo di sterzo con angolo volante imposto differente. Dal confronto si evince chiaramente che il sistema ESP interviene nelle diverse manovre al superamento di una soglia costante sull'angolo d'assetto pari a 4° . Tale condizione non è però necessaria e sufficiente per l'attivazione del sistema, in quanto anche nella manovra di colpo di sterzo con angolo volante di 50° (riportata in magenta in Figura 5.77), si verifica il superamento della suddetta soglia nonostante non intervenga il sistema ESP. Probabilmente il sistema per intervenire deve rilevare anche un valore sufficientemente elevato della derivata dell'angolo d'assetto $\dot{\beta}$ durante la manovra. Tale ulteriore soglia è stata identificata intorno ai $10^\circ/\text{s}$.

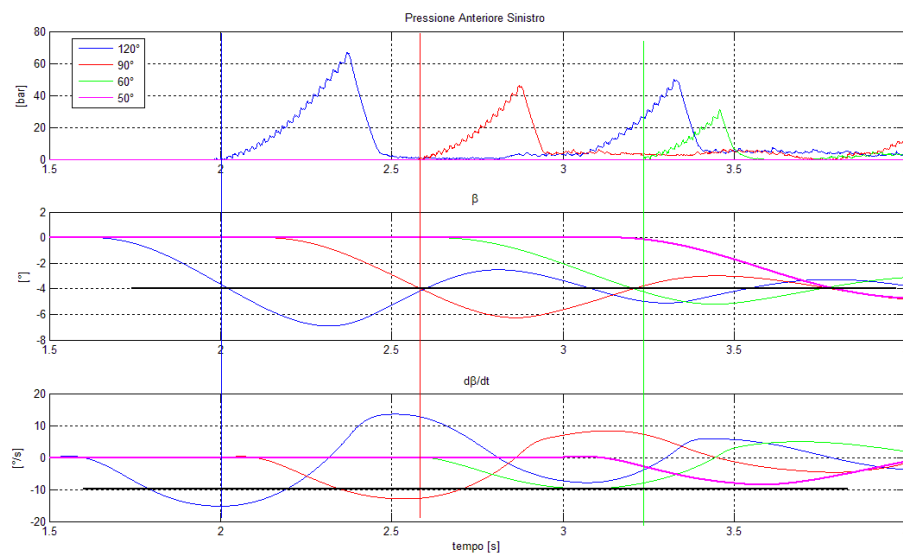


Figura 5.77 – Identificazione soglie di primo intervento: confronto tra diverse manovre di colpo di sterzo con angolo di sterzo pari a 120° (in blu), 90° (in rosso), 60° (in verde) e 50° (in magenta)

In Figura 5.78 è possibile osservare che per i differenti valori dell'angolo di sterzo imposti la pressione sulla ruota anteriore sinistra viene fatta crescere finché il valore dell'angolo d'assetto non raggiunge il suo massimo e inizia a decrescere: la fase di decrescita della pressione nel primo intervento si verifica pertanto in corrispondenza dell'annullamento della derivata dell'angolo d'assetto $\dot{\beta}$.

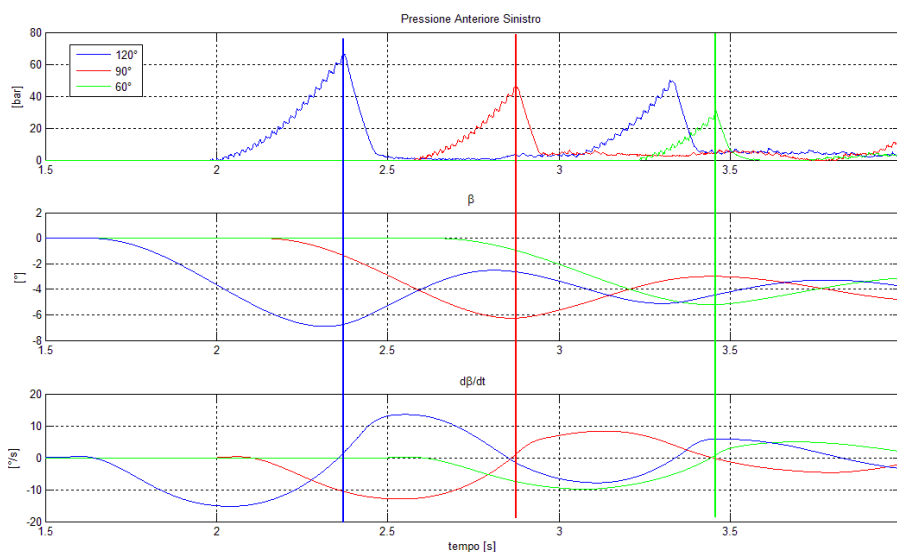


Figura 5.78 – Identificazione soglia di decrescita della pressione durante il primo intervento

In Figura 5.79 è possibile osservare come le soglie di intervento per la manovra di colpo di sterzo si adattino alle condizioni di attrito al contatto pneumatico strada: eseguendo le stesse manovre di colpo di sterzo con un coefficiente d’attrito al contatto $\mu = 0,5$, il sistema comanda l’aumento di pressione al superamento di una soglia sull’angolo d’assetto pari a 3° . La fase di decrescita della pressione durante il primo intervento avviene invece sempre al passaggio di $\dot{\beta}$ per lo zero.

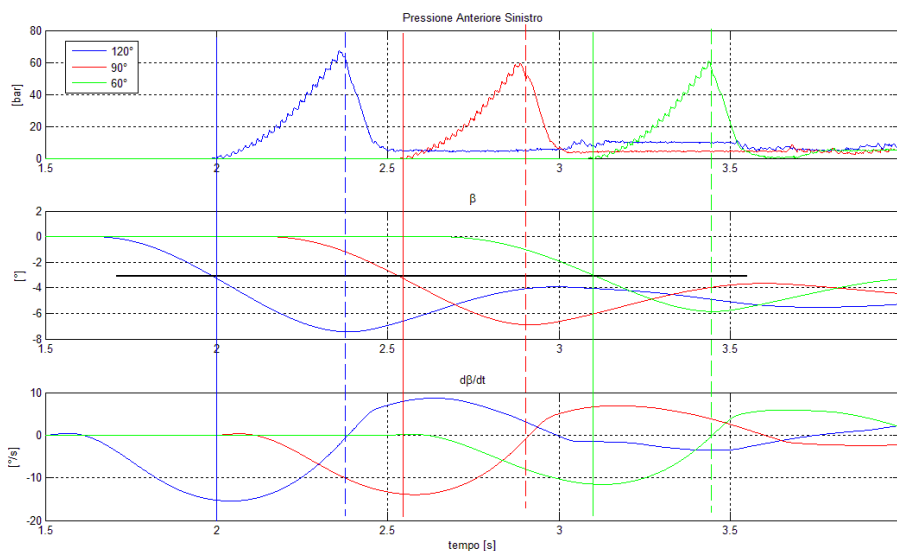


Figura 5.79 – Identificazione soglie di intervento (linea continua) e di decrescita della pressione (linea tratteggiata) durante il primo intervento per una manovra di colpo di sterzo a bassa aderenza ($\mu = 0,5$)

Qualora la manovra risulti essere eccessivamente severa, e la corrispondente azione frenante sulla ruota anteriore esterno curva raggiunga un'entità considerevole, il controllore provvede, sempre nell'ambito dell'intervento in transitorio ad incrementare la pressione sulla ruota posteriore interno curva, in questo caso la ruota destra, in modo da operare un intervento di correzione e diminuire l'eccesso di coppia imbardante generata nel primo intervento. In Figura 5.80 è evidenziato l'intervento di correzione sulla ruota posteriore destra operato dal controllore in una manovra di colpo di sterzo con angolo volante pari a 90° . Si può osservare come la pressione sul posteriore venga incrementata non appena viene tolta pressione alla ruota anteriore sul lato opposto e pertanto, come visto in precedenza, in concomitanza del passaggio della derivata dell'angolo d'assetto per lo zero.

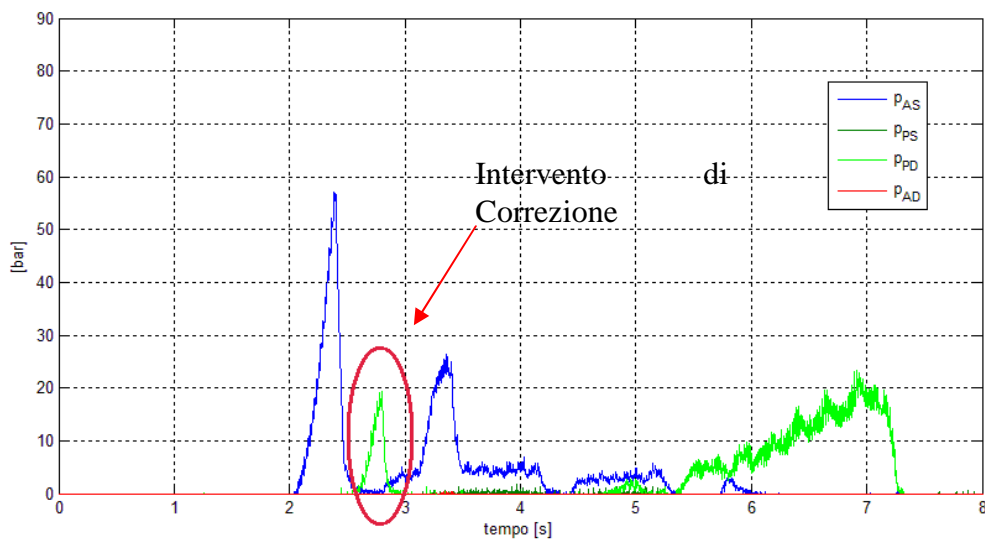


Figura 5.80 – Pressioni frenanti sulle quattro ruote con ESP attivo per una manovra di colpo di sterzo con angolo volante di 90° e velocità di 120 km/h.

Una volta conclusa la fase di transitorio il veicolo ha superato la fase più critica della manovra e si trova ad operare in uno stato che non si discosta eccessivamente dalle condizioni ottimali di marcia: la successiva azione del controllore è volta unicamente ad attuare delle correzioni di minore entità in modo da far coincidere il moto della vettura con i valori di riferimento del controllo calcolati secondo le equazioni 1.37 e 1.41. Come visto in precedenza per l'intervento in ingresso curva anche gli interventi nella condizione di regime sono operati tramite un controllo proporzionale all'errore tra i valori di angolo d'assetto e velocità d'imbardata misurati e i loro valori nominali. In Figura 5.81 è presentata la modulazione della pressione nella fase di intervento a regime: in particolare si osserva che una volta concluso l'intervento di correzione, poiché il veicolo continua a presentare significative oscillazioni rispetto ai valori di riferimento, il controllore comanda nuovamente l'aumento della pressione frenante sulla ruota anteriore sinistra. Questo secondo intervento di correzione operato sulla ruota anteriore sinistra rientra nella logica di intervento a regime e sembra essere dovuto al significativo scostamento dai valori nominali della velocità d'imbardata.

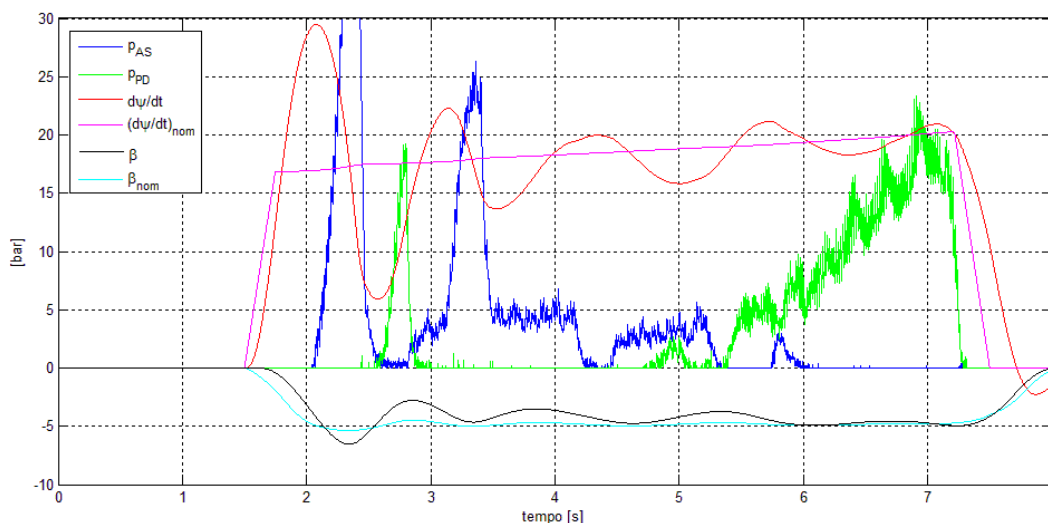


Figura 5.81 – Intervento a regime del controllore ESP: nella figura insieme alle pressioni sulle ruote anteriore sinistra e posteriore destra sono riportati gli andamenti della velocità d’imbardata e dell’angolo d’assetto confrontati con i valori di riferimento.

Un secondo intervento a regime del controllore è operato invece sulla ruota posteriore destra ed ha come effetto la correzione del comportamento eccessivamente sottosterzante del veicolo nella parte conclusiva della manovra, in relazione alla diminuzione della velocità del veicolo. In Figura 5.82 è ben evidente come l’intervento a regime sulla ruota posteriore destra diminuisca l’angolo d’assetto e lo avvicini al suo valore di riferimento: si può osservare inoltre che l’intervento si conclude nel momento in cui β raggiunge il suo valore nominale. Per migliorare la leggibilità del grafico sono stati scalati i valori della pressione sulla ruota posteriore destra. L’andamento della pressione nell’ultimo intervento è pertanto proporzionale alla differenza tra il valore di angolo di assetto del veicolo e il valore di riferimento.

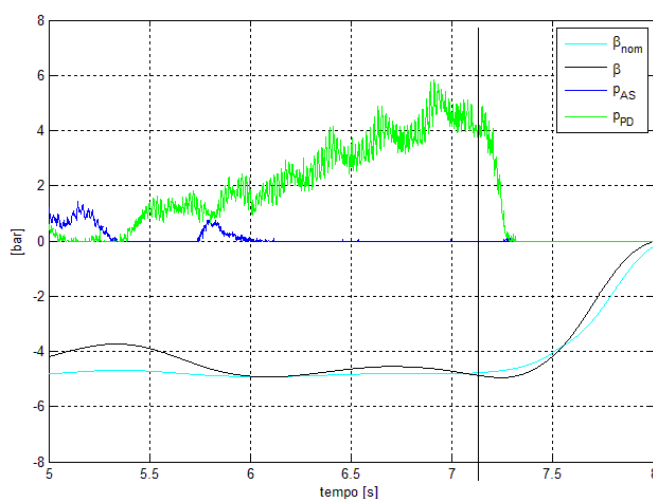


Figura 5.82 – Intervento a regime del controllore ESP, valori della pressione all’anteriore destro, dell’angolo d’assetto del veicolo e del valore di riferimento β_{nom}

In Figura 5.83 è presentato il confronto tra la traiettoria seguita dal veicolo grazie all'intervento del sistema ESP, secondo la modulazione di pressione vista in precedenza, e la traiettoria del veicolo nella stessa manovra ma senza l'intervento finale del controllore ESP sulla ruota posteriore destra. È possibile verificare come l'aumento della pressione sulla ruota posteriore destra, abbia come effetto quello di correggere il comportamento eccessivamente sottosterzante del veicolo che tende ad allargare la traiettoria nell'ultima parte della manovra.

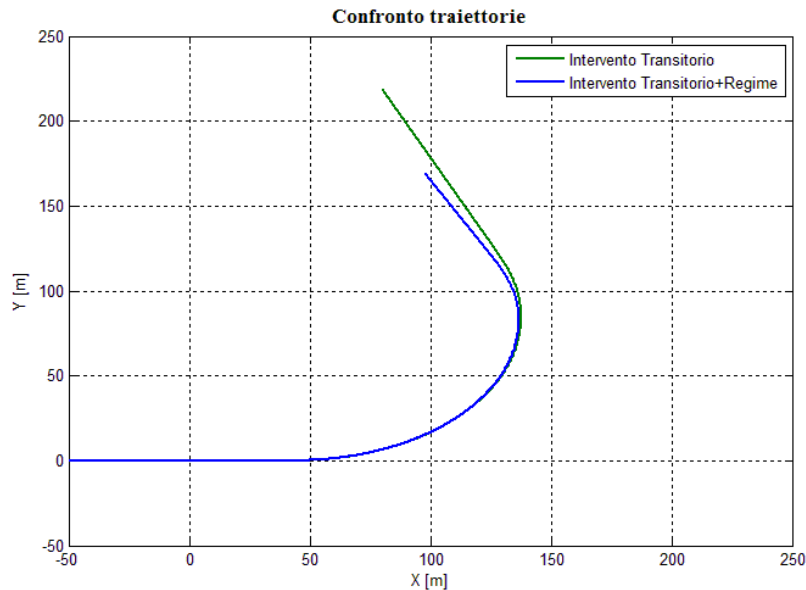


Figura 5.83 – Confronto tra la traiettoria seguita dal veicolo con intervento del sistema ESP in transitorio e a regime (curva blu), e la traiettoria del veicolo in cui è presente il solo intervento a regime (curva verde).

Infine in Figura 5.84 è presentata una manovra di cambio di corsia in anello aperto (sterzo-controsterzo) attraverso il confronto tra l'andamento dell'accelerazione laterale a_y , della velocità d'imbardata $\dot{\psi}$ e dell'angolo d'assetto β per il veicolo con il sistema di controllo della stabilità attivato e disabilitato. È interessante osservare come il veicolo nella fase di controsterzo si comporti in maniera del tutto analoga a quanto visto nelle manovre di colpo di sterzo precedenti ma intervenendo questa volta sulla ruota anteriore destra e successivamente sulla ruota posteriore sinistra. L'effetto della modulazione della pressione ad opera del sistema di controllo (presentata in Figura 5.85) si traduce in una riduzione significativa delle oscillazioni di angolo d'assetto e velocità d'imbardata soprattutto nella fase più critica di controsterzo, com'è possibile osservare dal confronto in Figura 5.84.

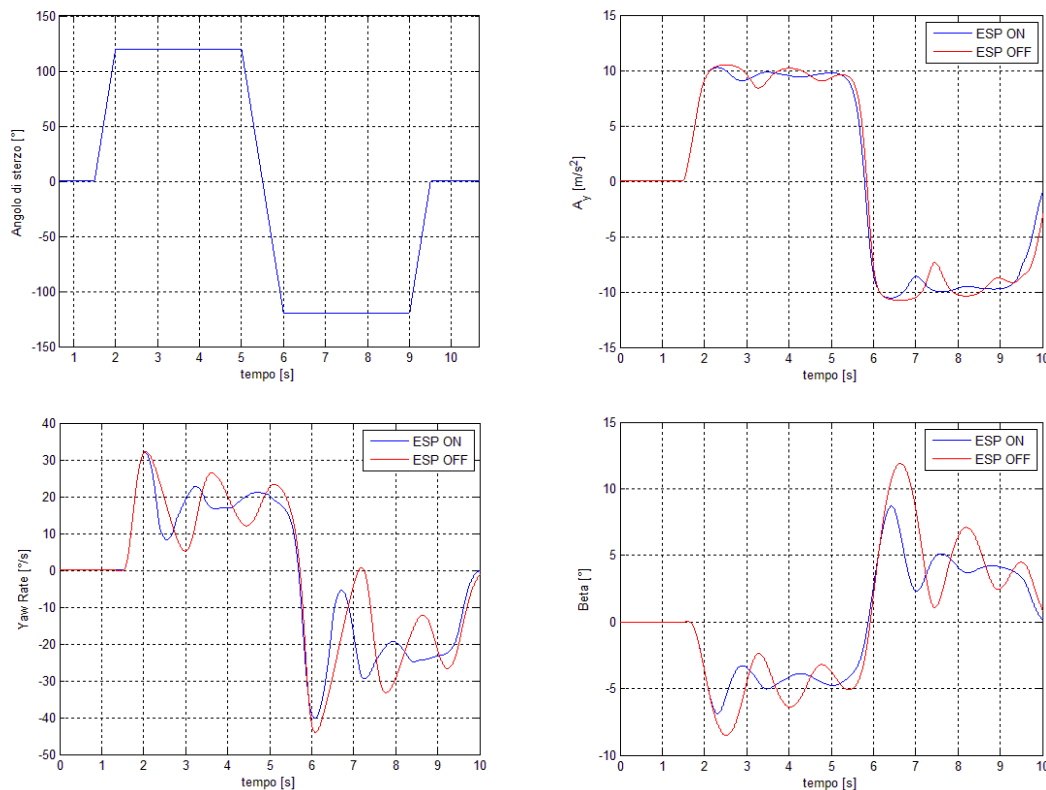


Figura 5.84 – Angolo di sterzo, accelerazione laterale, velocità di imbardata e angolo di assetto per una manovra di cambio di corsia (colpo di sterzo e controsterzo con angolo volante di 120° velocità di partenza 120 km/h)

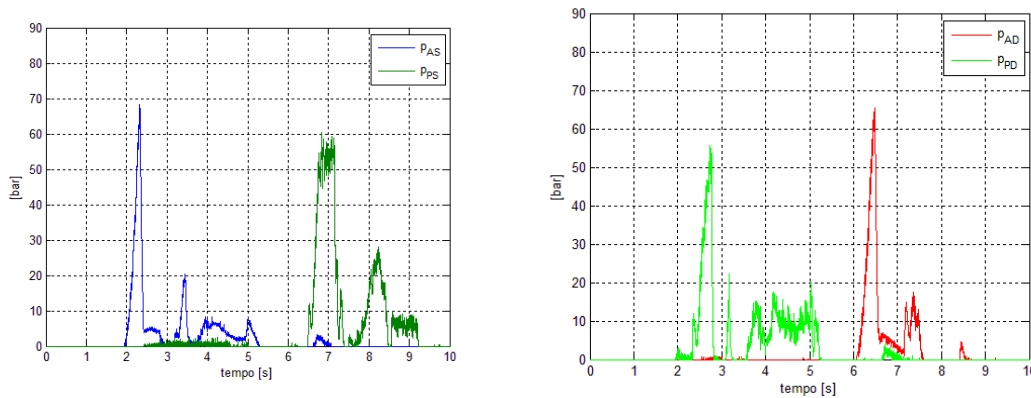


Figura 5.85 – Pressioni frenanti sulle quattro ruote con ESP attivo per una manovra di di cambio di corsia (colpo di sterzo e controsterzo con angolo volante di 120°; $v_0=120$ km/h)

Le logiche d'intervento ricavate in precedenza dal confronto tra le varie manovre di colpo di sterzo risultano essere valide anche per una manovra di cambio di corsia. In Figura 5.86 è presentato l'andamento delle pressioni modulate dal controllore durante la manovra di cambio di corsia confrontate con l'andamento dell'angolo d'assetto β e della velocità d'imbardata $\dot{\psi}$. Inoltre sono riportati i valori di riferimento β_{nom} e $\dot{\psi}_{nom}$ calcolati secondo le equazioni 1.37 e 1.41.

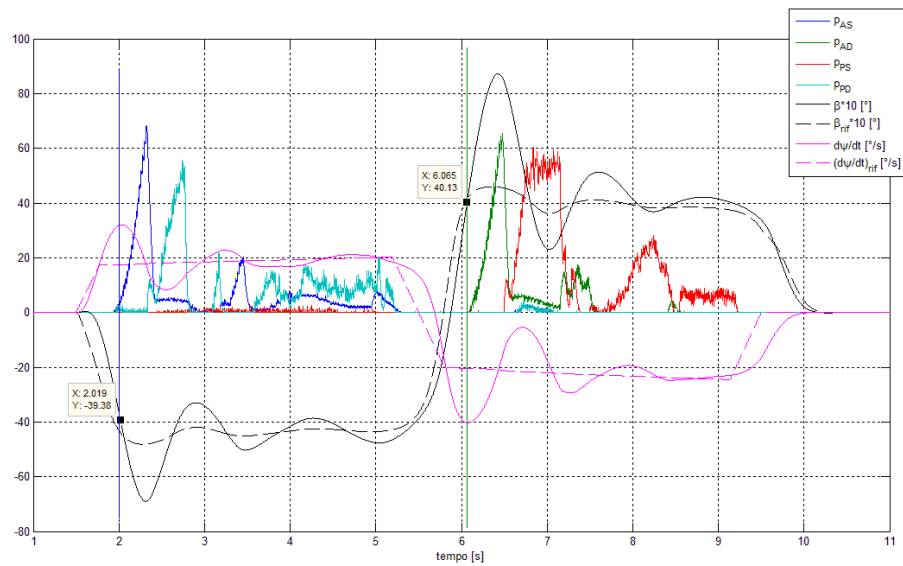


Figura 5.86 – Modulazione delle pressioni frenanti durante una manovra di cambio di corsia (con angolo volante di 120° e $v_0=120$ km/h). In figura sono riportati gli andamenti di β (curva nera) e di $\dot{\psi}$ (curva magenta) confrontati con i rispettivi valori di riferimento.

In particolare è possibile osservare come nella manovra di cambio di corsia in anello aperto l'incremento di pressione sulla ruota anteriore destra durante la fase di controsterzo inizi al superamento dei 4° di angolo d'assetto e termini nel momento in cui β raggiunge il suo massimo, in concomitanza con l'aumento della pressione sulla ruota posteriore sinistra, in maniera del tutto analoga a quanto si è visto in precedenza nelle manovre di colpo di sterzo.

Conclusioni

Il presente lavoro di tesi è stato dedicato allo studio dei sistemi di controllo attivo del veicolo e in particolare è stato incentrato sulla realizzazione di un banco prova “*hardware in the loop*” per lo studio dei sistemi ABS/EBD/ESP. Grazie a questo strumento ed alle sue caratteristiche di ripetibilità è stato possibile studiare nel dettaglio le logiche di funzionamento di tali sistemi al variare delle condizioni esterne e dei parametri caratteristici del modello, analizzando un gran numero di interventi del controllore in condizioni di funzionamento differenti e difficilmente riproducibili durante una campagna di prove sperimentali.

La realizzazione del banco prova ha richiesto dapprima una profonda conoscenza dell’impianto frenante, con una particolare attenzione verso il sistema elettroidraulico che permette la modulazione della pressione sulle pinze freno ai sistemi ABS/EBD/ESP.

E’ stato quindi implementato e integrato all’interno del banco prova un modello a 14 gradi di libertà per riprodurre il comportamento dinamico della vettura e fornire alla centralina di controllo reale tutte quelle grandezze di cui ha bisogno per poter intervenire in maniera corretta. Il numero complessivo di gradi di libertà è stato scelto in modo che fosse possibile riprodurre in maniera fedele il comportamento del veicolo nelle varie condizioni di marcia senza al contempo eccedere nella complessità della modellazione, contenendo in tal modo l’onere computazionale. Questa attenzione risulta fondamentale nell’ottica di realizzare un modello numerico che, una volta compilato, sia in grado di integrare le equazioni di moto in *real time*. Non meno importante è risultata essere l’accuratezza con cui tale modello è in grado di riprodurre il comportamento della vettura in esame: si è resa pertanto necessaria una campagna di prove sperimentali su pista per la validazione del modello e l’identificazione dei suoi parametri incogniti.

La realizzazione del banco HiL ha richiesto inoltre una approfondita conoscenza delle interconnessioni elettriche tra il sistema e i suoi sensori, nonché dei segnali che viaggiano all’interno della rete CAN durante il normale funzionamento del veicolo.

A differenza dei lavori di tesi precedenti per il corretto funzionamento dei sistemi ABS/EBD/ESP all’interno del *test bench* è stato necessario simulare all’interno del modello l’interazione tra la centralina ABS/ESP e gli altri moduli di comando presenti nel veicolo (tra cui la Centralina controllo motore e il sensore di imbardata) e riprodurre le procedure d’inizializzazione e di verifica del funzionamento dei vari sensori.

Grazie ad i risultati ottenuti con il banco HiL da tutta una serie di manovre standard che prevedono l’intervento dei sistemi di controllo, è stato messo in luce il funzionamento dei sistemi ABS/EBD/ESP nelle varie condizioni in cui possono venire a trovarsi, approfondendo gli aspetti descritti solo superficialmente in

letteratura. In particolare è stato possibile riconoscere la logica di funzionamento del sistema ABS descritta in letteratura, identificando le soglie di intervento per il sistema in esame e studiando come il funzionamento del controllore si adatti in diverse condizioni di moto e per variazioni del coefficiente d'attrito in fase di frenata.

Se la logica d'intervento del sistema ABS è descritta in letteratura secondo i suoi principi generali, il funzionamento dei sistemi EBD ed ESP è descritto solo in maniera qualitativa. Tramite questo lavoro di tesi è stato possibile identificare una logica d'intervento per il sistema EBD grazie alla quale esso è in grado di adattare il taglio della pressione sull'asse posteriore alle varie condizioni di carico del veicolo.

Infine studiando l'intervento del sistema ESP in una serie di manovre di colpo di sterzo e per diversi valori del coefficiente d'attrito, è stato possibile valutare i benefici del sistema di controllo nella guidabilità della vettura e individuare i principi di funzionamento del sistema.

Il presente lavoro di ricerca si pone come punto di partenza per una analisi ancora più approfondita riguardo il funzionamento dei sistemi di controllo ABS/EBD/ESP nelle diverse condizioni di lavoro. La possibilità, raggiunta attraverso questo lavoro di tesi, di comunicare con la ECU anche attraverso la rete CAN apre interessanti opportunità riguardo lo studio del funzionamento dei sistemi ASR/TCS e la loro interazione con il sistema ESP. I vari sistemi di regolazione motore necessitano infatti di uno scambio continuo di informazioni tra i moduli ABS/ESP e la centralina motore tramite rete CAN. Il banco "*hardware in the loop*" realizzato si presta inoltre come utile termine di paragone per lo sviluppo di soluzioni di controllo innovative nonché come strumento didattico per presentare in maniera efficace il funzionamento dei sistemi ABS/EBD/ESP.

Appendice A

Introduzione alla rete CAN

Il Controlled Area Network (CAN) è il protocollo seriale di comunicazione principalmente utilizzato per lo scambio e la condivisione dei dati all'interno dei veicoli stradali. Nato e sviluppato per applicazioni nel settore automotive, si è poi diffuso in molti altri settori, quali ad esempio l'automazione industriale, la medicina e il settore aerospaziale. In questo capitolo verranno presentati brevemente i concetti di base del protocollo CAN, in modo da capire appieno i grandi vantaggi che questa tecnologia offre e le problematiche che introduce nella realizzazione del banco di prova. Per capire il perché dello sviluppo di questo nuovo bus di comunicazione seriale occorre considerare le richieste del mondo automobilistico a partire dall'inizio degli anni '80, quando un sempre maggior numero di sistemi richiedevano di poter dialogare tra loro in real time.



Figura A.1 – In un veicolo stradale moderno possono essere presenti fino a 70 centraline di controllo elettronico collegate tra loro. La complessità di questa rete, unita con la presenza di un incredibile numero di varianti nella configurazione del veicolo, ha portato alla realizzazione del Controlled Area Network.

Lo studio per la realizzazione del Controlled Area Network (CAN) fu portato avanti presso la Robert Bosch GmbH in Germania per conto della Mercedes Benz. I principali vincoli cui si doveva dare risposta nello sviluppo di questo nuovo protocollo seriale furono:

- Comunicazione tra più periferiche
- Funzionamento in ambienti con elevati disturbi elettromagnetici
- Efficiente sistema di rilevazione errori di trasmissione
- Funzionamento multimaster, ossia in cui non esiste un nodo che comanda le trasmissioni tra le varie centraline

- Sistema non distruttivo di risoluzione della comunicazione in caso di conflitto nel bus, ossia nel caso in cui più sistemi accedano contemporaneamente al bus, solamente il messaggio del sistema con priorità più alta deve poter accedere al bus senza che ne venga richiesta la ritrasmissione.
- Flessibilità della rete; deve essere possibile aggiungere o eliminare nodi senza la necessità di modifiche a livello hardware
- Basso costo di cablaggio

La soluzione doveva consistere in una tipologia tipo bus, in cui ogni dispositivo fosse dotato di una piccola intelligenza in grado di dialogare e ricevere informazioni da ogni altro apparato della rete. Ogni centralina di controllo elettronico collegata alla rete sarebbe stata dotata di una sola interfaccia CAN anziché avere molte linee analogiche e digitali in grado di connetterlo ad ogni altro dispositivo della rete. Questa tipologia di rete comporta inevitabilmente problemi di conflitto quando più dispositivi iniziano a comunicare e deve essere prevista una priorità sulle comunicazioni provenienti dai vari nodi. La presentazione ufficiale avvenne durante un congresso SAE (Society of Automotive Engineers) nel 1986 a Detroit, Michigan. I primi controllori CAN integrati furono realizzati da Intel e da Philips nel 1987. Un'altra tappa fondamentale della diffusione del CAN si ebbe nel 1992, quando venne istituita la CAN.in.Automation (CiA), un gruppo internazionale di produttori e utilizzatori che sviluppa e supporta i vari protocolli di derivazione CAN. Il successo di questa tipologia di rete è testimoniato dall'incredibile diffusione che ha avuto dapprima in campo automobilistico e successivamente in altre applicazioni industriali.

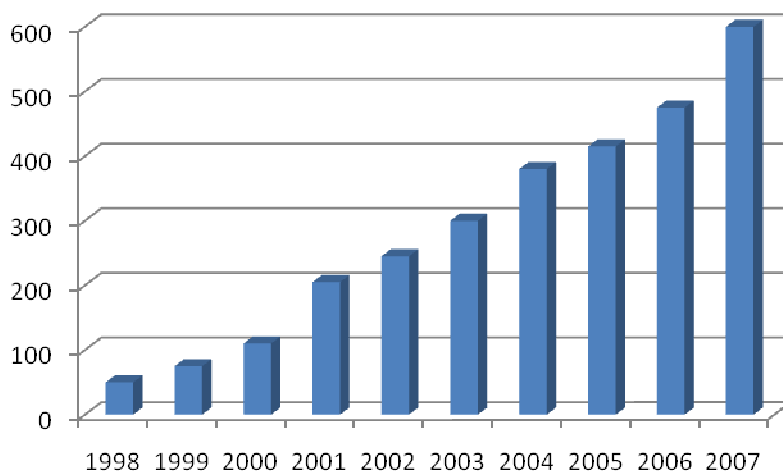


Figura A.2 – Diffusione della rete CAN: nel 2007 si sono raggiunti i 600 milioni di nodi CAN presenti in tutto il mondo.

5.4 Modello ISO/OSI

Facendo riferimento alla schematizzazione in livelli definita dall'ISO con il progetto OSI (Open System Interconnection), è possibile definire 7 livelli differenti dal Physical Layer all'Application (Figura A3). Il protocollo CAN (ISO 11898) definisce soltanto i due livelli più bassi (integrati nei microchip) e quello più alto. I livelli da 3 a 6 sono implementati per protocolli di più alto livello basati su CAN, quali a d esempio CanOpen e DeviceNet mentre i due livelli più bassi Physical Layer e Data Link Layer, sono implementati direttamente dalla rete CAN, com'è logico per un protocollo più vicino al Bus di campo che ad una rete informatica come la rete Ethernet. La definizione dell'Application Layer infine non è standardizzata ma lasciata direttamente al progettista al quale spettano i dettagli dell'interfacciamento degli utenti verso il bus.

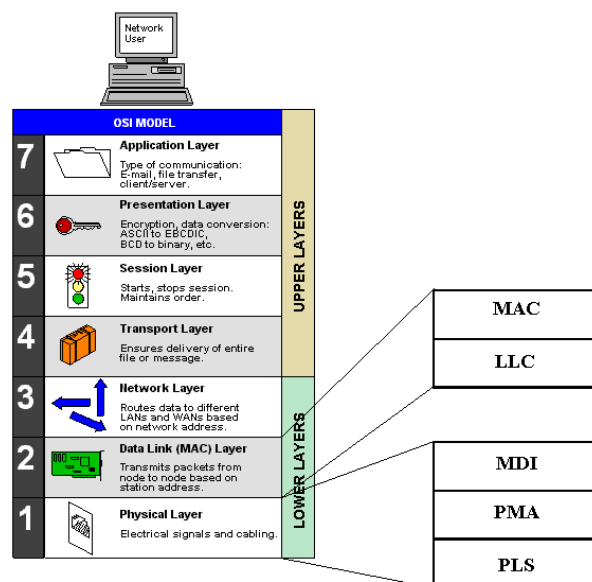


Figura A.3 –Modello ISO/OSI per il protocollo CAN.

5.4.1 Physical Layer

Secondo il modello ISO-OSI il livello fisico deve specificare:

- **Il mezzo trasmissivo:** nel bus CAN deve essere un singolo canale bidirezionale, che può essere di tipo differenziale o a cavo singolo e terra (Single Wire CAN SAE J2411 meno usato del primo). Solitamente si usa un doppino intrecciato, schermato o meno a seconda della rumorosità (elettrica e magnetica) dell'ambiente.
- **La lunghezza massima del BUS,** che dipende principalmente dalla velocità di trasmissione dei segnali
- **La rappresentazione dei bit e dei livelli del segnale:** i due livelli del bus sono detti dominante (d) e recessivo (r). Questa definizione deriva dalla possibilità di trasmissione contemporanea di un bit di tipo (r) e di un bit di tipo (d): in questo caso sarà trasmesso solo il bit dominante. La

corrispondenza tra (d) ed (r) ed i livelli logici 0 e 1 dipenderà poi dal tipo di cablaggio.

Ovviamente all'interno di una rete tutti i nodi devono avere lo stesso livello fisico.

Il Physical Layer si suddivide in tre sottogruppi:

- **PLS (Physical Signaling):** si occupa della temporizzazione e sincronizzazione dei segnali del bus. Il flusso dei bit infatti è codificato in maniera tale che i bit non risultino separati tra loro (tecnica NRZ –non retur to zero-) e questo comporta problemi di sincronizzazione. La sincronizzazione tra i vari nodi è ottenuta attraverso la tecnica del *bit stuffing*. Questa tecnica consiste nell'aggiungere, ogni volta che si hanno 5 bit consecutivi, un bit di polarità inversa: questo bit, prima di essere scartato in ricezione, viene utilizzato per la sincronizzazione.

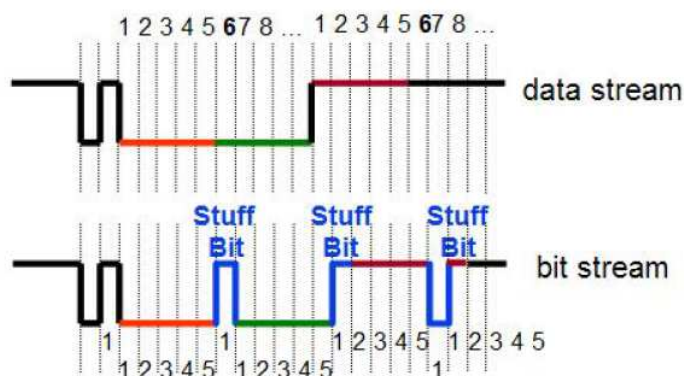


Figura A.4 – Tecnica del Bit Stuffing per la sincronizzazione dei nodi

Il flusso di dati nel bus è invece determinato dal Nominal Bit Rate (NBR) definito come il numero di bit trasmessi al secondo in una trasmissione ideale. Il suo inverso è il Nominal Bit Timing, che rappresenta il tempo occupato da un singolo bit.

$$NBT = \frac{1}{NBR} \quad (A.1)$$

Il NBT può essere diviso in 4 intervalli temporali di durata regolabile, espressi come multiplo di un quanto di tempo (TIME QUANTUM) a sua volta regolabile come multiplo dell'intervallo di un oscillatore locale, assunto come quanto minimo di tempo.

$$TIME_QUANTUM = m \cdot MINIMUM_TIME_QUANTUM \quad (A.2)$$

Il Bit Time è suddiviso in:

- *Synchronization Segment (Sync_Seg):* è la prima parte del bit time che viene utilizzata per sincronizzare i vari nodi. Ha una durata fissa pari ad 1 Time Quantum
- *Propagation Time Segment(Prop_Seg):* viene introdotto per compensare i ritardi nella trasmissione e nella ricezione dei bit. Può durare da 1 a 8 Time Quantum.

- *Phase Segment 1 e 2 (Phas_Seg1 e Phas_Seg2)*: sono i due segmenti terminali del bit time e vengono regolati in modo che la transizione tra di essi, sulla quale i nodi leggono il livello del Bus (Punto di Campionamento), rispetti le esigenze di tutto l'hardware connesso al Bus.



Figura A.5 – Suddivisione del Nominal Bit Time (NBT)

- **PMA (Physical Medium Attachment)**: definisce la struttura di ciascun nodo CAN e come questo è collegato alla rete. Secondo il protocollo ciascun nodo della rete CAN è composto da tre parti principali:

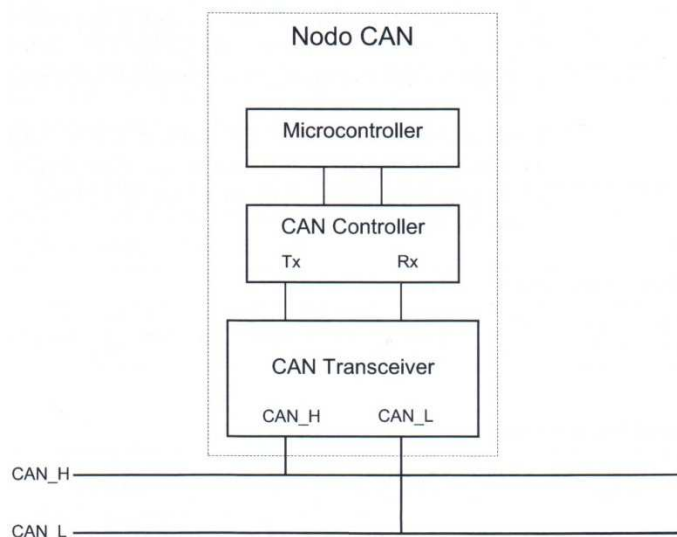


Figura A.6 – Schema di un nodo CAN

- *Microcontroller*: è il cuore di ogni nodo e gestisce tutte le operazioni che la periferica deve svolgere
 - *CAN Controller*: si occupa di comporre il messaggio CAN che viene inviato al Microcontroller, trasmette e riceve i dati seriali dal microprocessore al bus
 - *CAN Transceiver*: rileva lo stato del bus e provvede alla generazione dei segnali secondo le specifiche del Physical Layer.
- **MDI (Medium Dependent Interface)**: stabilisce le caratteristiche fisiche ed elettriche standardizzate che devono avere il cavo del bus, l'impedenza che

termina il bus, il connettore che collega il nodo al bus, il ritardo della linea eccetera.

La connessione elettrica tra i nodi dipende dal tipo di livello fisico scelto, Si analizzano di seguito alcune soluzioni possibili

High Speed CAN (ISO 11898-2): utilizza, come mezzo trasmissivo, una coppia di fili intrecciati. La velocità di trasmissione può variare da 125 kbit/s a 1 Mbit/s. La tensione associata al livello logico dominante è pari a 2 V, il livello logico recessivo ha una tensione nominale di 0 V. La Figura A7 mostra come vengono realizzati i livelli dominante e recessivo sul bus e le rispettive tolleranza.

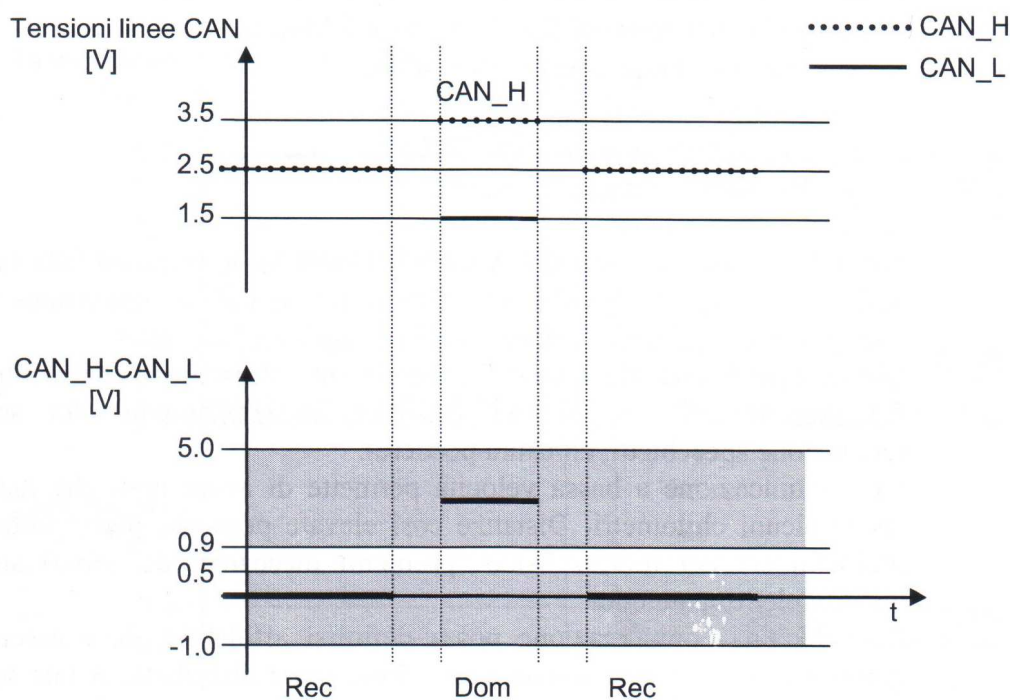


Figura A.7 – Livelli elettrici bus HS CAN

Il livello logico dominante viene ottenuto con una tensione di 3.5 V sulla linea CAN_H, e con una tensione di 1.5 V sulla linea CAN_L. Il nodo ricevente acquisisce l'informazione dal bus basandosi sulla tensione differenziale: CAN_H- CAN_L.

Sempre in Figura A7 sono rappresentati, oltre ai livelli elettrici delle linee CAN_H e CAN_L, anche le tolleranze delle tensioni per essere interpretati come dominante (d) e recessivo (r). L'HS CAN richiede due resistenze di terminazione della linea da 120 Ω. I nodi sulla rete saranno dunque disposti come segue:

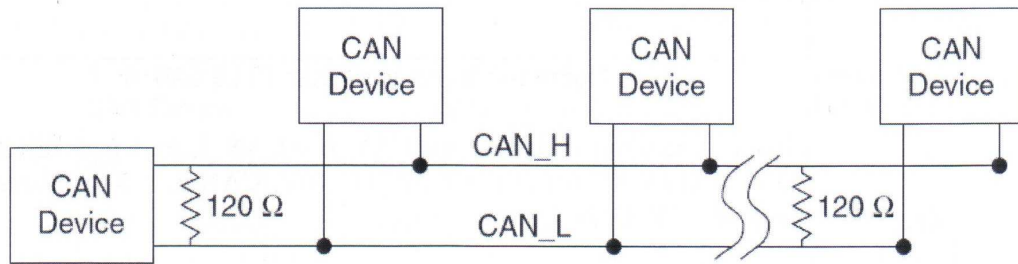


Figura A.8 – Schema connessioni con la linea HS CAN

Principali caratteristiche e limitazioni dell'HS CAN sono:

- Velocità compresa tra 125 kbit/s e 1Mbit/2
- Massima lunghezza del cavo 40 m
- Numero di nodi: da 1 a 30^2
- Impedenza caratteristica 120 Ω
- Resistenza del filo 70 mΩ/m

Fault Tolerant Low Speed CAN (ISO 11898-3): lo standard ISO definisce la rete Low Speed CAN come la rete la cui comunicazione tra i nodi avviene a velocità comprese tra i 10kbit/s e i 125 kbit/s.

La comunicazione a bassa velocità permette di avere nodi che distano anche alcuni chilometri. Distanze così elevate possono, però, portare problemi sia nel mezzo fisico (problemi meccanici del cavo) sia di disturbi elettromagnetici.

Affinché una comunicazione possa definirsi affidabile, deve essere in grado di comunicare anche in condizioni fortemente disturbate. A tale scopo le interfacce CAN tipo Low Speed implementano strategie di correzioni dell'errore in grado di risolvere pressoché ogni problema di trasmissione. L'insieme di questi accorgimenti, atti a garantire una trasmissione affidabile, hanno portato alla definizione del protocollo Fault Tolerant Low Speed CAN (FT LS CAN). Il mezzo trasmissivo utilizzato dal FT LS CAN è, come per il caso precedente, un doppino a cavi intrecciati.

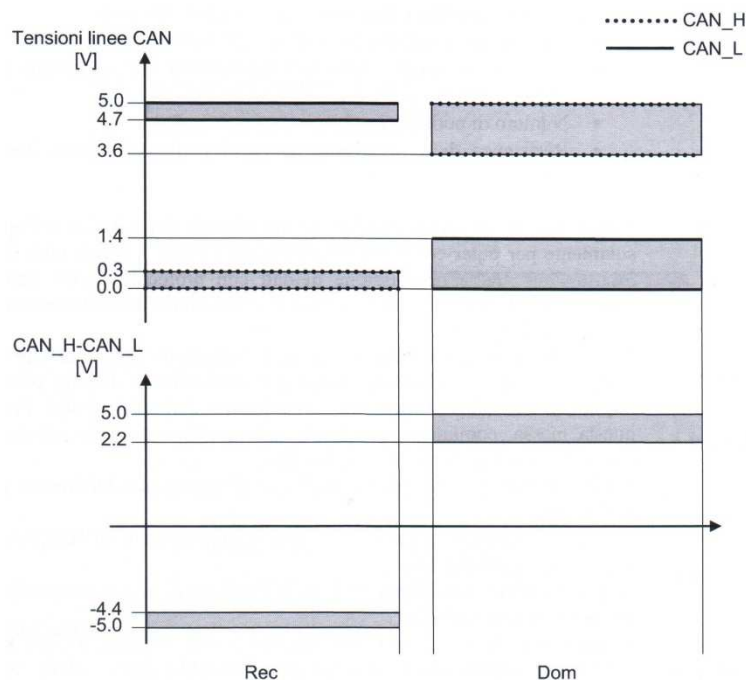


Figura A.9 – Livelli elettrici bus FT LS CAN

I livelli di tensione delle due linee CAN_H e CAN_L sono però differenti dal caso HS CAN (recessivo CAN_H = 0V, CAN_L = 5 V dominante CAN_H = 5V, CAN_L = 0V).

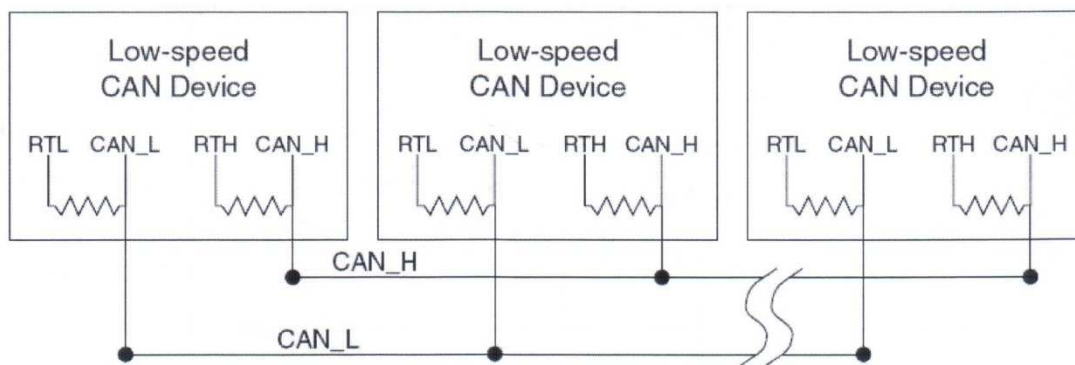


Figura A.10 – Schema connessioni con la linea FT LS CAN

Per ogni linea di trasmissione è richiesta una resistenza di terminazione: Rth per CAN_H e Rtl per CAN_L. la figura 1-11 mostra lo schema di connessione nella rete FT LS CAN

Principali caratteristiche e limitazioni del FT LS CAN sono:

- Velocità compresa tra 10 kbit/s e 125 kbit/s
- Massima lunghezza della rete determinata esclusivamente dalla capacità del bus

- Numero di nodi da 2 a 20
- Resistenza di terminazione per ogni nodo e per ogni linea di trasmissione.

Single Wire CAN (SAE J2411): questa variante del CAN fu sviluppata solamente per poter contenere ulteriormente contenere i costi; il single wire CAN infatti, consente la trasmissione di dati con protocollo CAN standard utilizzando un unico filo (mentre nei casi esaminati precedentemente si utilizza un doppino).

Per capire come questo sia possibile, è sufficiente osservare che ogni nodo della rete è alimentato per poter funzionare e dunque possiede implicitamente un riferimento di massa (massa dell'autoveicolo). Proprio questa massa comune a tutti i nodi, viene utilizzata come riferimento per la trasmissione.

Questa semplificazione del mezzo fisico introduce inevitabilmente delle limitazioni:

- Prestazioni inferiori in termini di velocità rispetto all'HS CAN
- Minor affidabilità

Proprio la minor affidabilità suggerisce l'utilizzo di questo protocollo per applicazioni non critiche. Il single wire CAN prevede trasmissioni a due velocità: 33.333 kbit/s (Normal Communication Mode) e a 83.333 kbit/s (High Speed Communication Mode). L'HSCM è utilizzato per la diagnostica della rete di bordo tramite il collegamento ad un tester esterno dell'autoveicolo.

La topologia della rete per questa variante può essere ad anello, a stella o mista.

I livelli di tensioni presenti sul bus sono riportati in Figura A.11

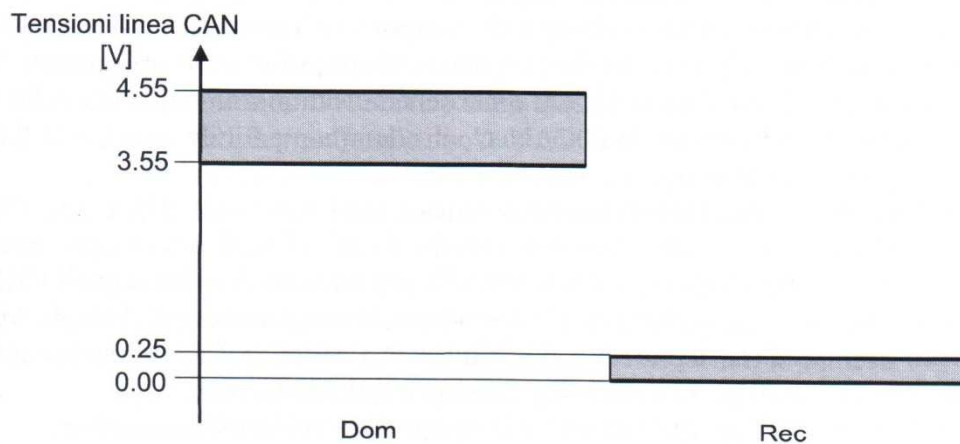


Figura A.11 – Livelli elettrici bus Single Wire CAN

Lo standard single wire CAN richiede una resistenza pari a 9.09 kΩ. Principali caratteristiche e limitazioni del Single Wire CAN sono:

- Velocità 33.333 kbit/s
- Distanza tra due nodi non superiore a 60 m
- Numero di nodi da 2 a 32 (nel rispetto delle specifiche SAE J2411)

5.4.2 Data Link

Il Data Link Layer ha l'importante compito dell'arbitraggio nella competizione per la contesa del canale trasmissivo da parte dei vari nodi della CAN che ne richiedono l'utilizzo contemporaneamente. Quando 2 o più nodi stanno trasmettendo contemporaneamente il conflitto è risolto tramite un meccanismo di arbitration in modo che non ci siano né perdite di informazioni né di tempo. Il CAN utilizza un metodo di risoluzione del conflitto tale per cui viene trasmesso sul bus il frame con priorità più elevata senza richiederne nuovamente la trasmissione. La priorità del messaggio è codificata nel codice identificativo del messaggio: più l'identificativo è basso e più la priorità è elevata. Di seguito è riportato lo schema di principio dell'arbitration.

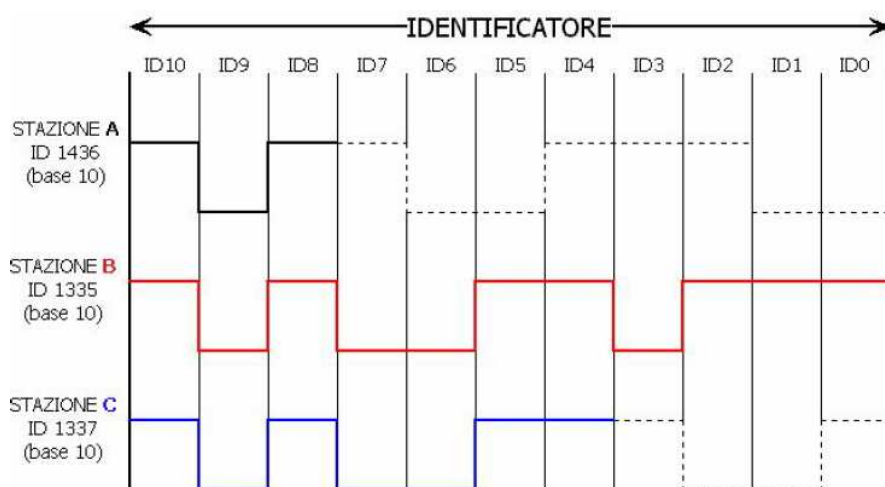


Figura A.12 – Funzionamento dell'Arbitration nella rete CAN: il frame inviato dalla stazione B viene trasmesso poiché il suo ID è minore degli altri messaggi inviati contemporaneamente.

Un'altra importante funzione a questo livello sta nel filtraggio dei messaggi ricevuti. In una comunicazione broadcast tutti i nodi ricevono gli stessi messaggi: il Data Layer si occupa di scartare quelli che non sono rilevanti per il nodo considerato. Inoltre il Data Layer si occupa della gestione dei messaggi da trasmettere e dell'interfaccia con il livello più alto (l'Application Layer).

Secondo la norma UNI-OSI 11898 il Data Link Layer è suddiviso in due sottolivelli:

- **LLC (Logical Link Control)** che si occupa di filtrare i messaggi, notificare il sovraccarico del nodo e implementa le procedure per la ripresa da un errore
- **MAC (Medium Acces Control):** il vero cuore del Data Layer, si occupa della gestione del frame, dell'Arbitration, del riconoscimento degli errori e della successiva segnalazione.

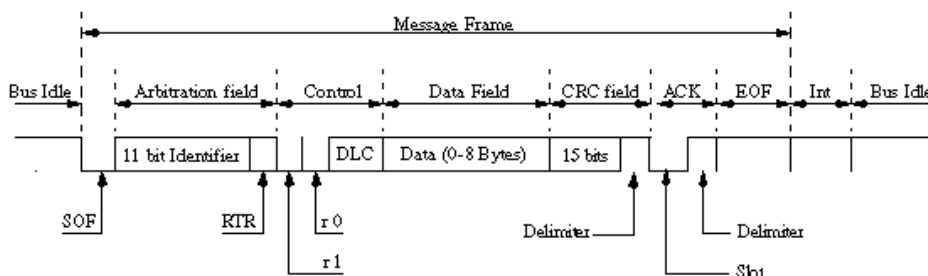
5.5 Frame

Lo standard CAN identifica con il termine frame tutti i messaggi che transitano nel bus. Esistono 5 tipi di messaggi, ciascuno con una propria struttura:

- **Data frame (DF):** è il tipo di messaggio più **diffuso** e permette la trasmissione dei dati da un nodo trasmettitore (TX) a tutti gli altri, che si comportano quindi come ricevitori (RX); ciascun nodo decide separatamente se ritenere rilevanti i dati ricevuti o se scartarli.
- **Remote frame (RF):** ha una struttura simile al Data Frame, ma è privo del campo dati; serve a sollecitare l'invio di un determinato D.F. da parte del nodo interrogato.
- **Error Frame:** viene inviato da un nodo che rivela un errore e provoca la ritrasmissione del messaggio da parte del nodo trasmettitore; poiché è sufficiente che un solo nodo segnali un errore per avere la ritrasmissione, il protocollo CAN prevede che ciascun nodo monitorizzi il proprio stato di salute, autoescludendosi in caso di tasso di errore elevato (fault confinement).
- **Overload Frame:** viene inviato da un nodo che risulta occupato per ritardare la trasmissione del pacchetto successivo
- **Interframe Space:** precede ogni Data e Remote frame e ha una funzione separatrice

Occorre ribadire che nel protocollo CAN nessun nodo è identificato da un indirizzo mentre i messaggi (frame) possiedono un numero identificativo che ne determina la priorità. Ciascun nodo inoltre è in grado di generare e ricevere più di un messaggio.

a) Standard Frame Format



b) Extended Frame Format

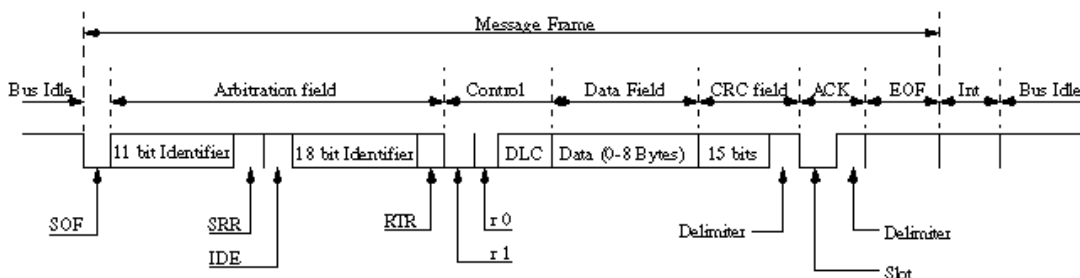


Figura A.13 – Formato CAN per il Data Frame standard (a) ed esteso (b)

Di seguito tratteremo la composizione del data frame e del remote frame, che rappresentano il tipo di messaggio più comune, a livello di bit. Nella Figura A.13 sono evidenziati i due formati del data frame per la versione CAN 2.0A (standard frame version) e per la versione 2.0B (extended frame format).

Il Data frame è costituito da 7 campi:

- **Start of frame:** bit dominante che segnala l'inizio di un frame
- **Arbitration Field:** contiene il codice identificativo del frame. Per il CAN 2.0A questo campo è di 11 bit, mentre per la versione 2.0B l'arbitration field è composto da due campi con rispettivamente 11 e 18 bit. Per entrambe le versioni il primo bit ad essere trasmesso risulta essere il più significativo.
- **Remote Transmission Request:** bit dominante (1) per data frame o recessivo (0) per remote frame.
- **Identifier Extension (IDE):** è il bit che consente di distinguere tra le due versioni CAN.
- **Data Length CODE (DLC):** è un campo di 4 bit che indica il numero di byte del campo data bytes
- **Data Bytes:** per il data frame questo campo contiene fino ad 8 byte di informazioni. Nel remote frame è vuoto.
- **Cyclic Redundancy Check:** questi 15 bit servono a determinare eventuali errori nella trasmissione del frame. Il nodo che invia i dati calcola il CRC sulla base dei bit che precedono questo campo, il nodo che riceve il frame ne controlla la consistenza con un'operazione analoga.
- **ACKnowledgement (ACK):** il nodo che invia il data frame spedisce un bit recessivo (1); tutti i nodi della rete eseguono un controllo di consistenza del frame ricevuto utilizzando il CRC. Se il pacchetto è corretto viene segnalato con un bit dominante (0). In questo modo chi ha trasmesso l'informazione è certo che almeno un altro nodo abbia ricevuto il dato correttamente. Ricevere il dato non significa processarlo: tutti i nodi della rete ricevono i frame e ne eseguono il controllo di consistenza, ma i dati vengono poi filtrati dai nodi ed elaborati solo dagli interessati.
- **End of Frame (EOF):** ogni frame termina con una sequenza di bit recessivi. Dopo il numero richiesto di bit recessivi, il bus torna in attesa di una nuova trasmissione.

5.6 Identificazione e gestione degli errori

Una delle caratteristiche più importanti del CAN è l'alta affidabilità, anche in ambienti estremamente rumorosi. Una prima difesa dai disturbi è operata già a livello fisico tramite la schermatura e l'intrecciamento dei due cavi di comunicazione. Il protocollo inoltre mette a disposizione molti sistemi per rilevare gli errori nei frame. Quando un nodo della rete CAN rileva un errore in ricezione o in trasmissione, trasmette immediatamente un **error frame** in modo che anche gli altri nodi della rete ignorino il messaggio corrotto. Il rilevamento degli errori viene utilizzato per ritrasmettere il frame fino a quando non venga ricevuto in maniera corretta. Il CAN inoltre possiede un meccanismo di isolamento dell'errore, utilizzato per rimuovere

nodi non funzionanti dalla rete quando un'elevata percentuale dei frame trasmessi contenga errori. L'isolamento dell'errore evita che nodi mal funzionanti intasino la rete. Quando un qualunque nodo della rete rileva un errore in un frame, trasmette una particolare sequenza di bit detta error flag. Tale sequenza è generalmente rilevata dalla periferica che ha trasmesso il frame errato la quale ritrasmette il messaggio. Il protocollo CAN definisce 5 tipi differenti di errore, tre a livello di bit e due a livello di messaggio:

- **Bit Error:** ciascun nodo confronta i bit che invia con quelli effettivamente presenti sul bus e in caso di discordanza si ha un Bit error; a questo tipo di verifica fa eccezione il campo identificatore in cui la presenza di un bit diverso da quello inviato (un bit 'd' anziché un bit 'r' e non viceversa) viene infatti interpretata come perdita dell'arbitraggio e il nodo si pone in modalità di ricezione.
- **Stuff error:** ogni qualvolta un nodo di trasmissione individua una sequenza di cinque bit di valore uguale, inserisce un bit complementare nella sequenza trasmessa (tecnica del bit stuffing). Questo stuff bit verrà poi automaticamente rimosso da tutte le periferiche in ricezione. Si ha uno stuff error quando nel bus si propagano per errore sei bit uguali.
- **CRC error:** errore che si genera quando il CRC calcolato da un nodo e quello ricevuto nel frame differiscono
- **Form Error:** si verifica un form error quando si riscontra una violazione del frame CAN. Ad esempio quando un nodo inizia a trasmettere il bit di SOF per un nuovo messaggio prima che la sequenza di EOF sia terminata.
- **Acknowledgement error:** rilevato quando il nodo in trasmissione non individua il bit dominante dell'Acknowledgment

A ciascuno dei cinque tipi di errore è assegnata una determinata gravità che si quantifica nell'incremento da 1 a 8 (+1 per un errore in ricezione, +8 per un errore in trasmissione) dei due contatori presenti in ciascun nodo:

- **Receive Error Counter** tiene conto degli errori rilevati dal nodo quando è in modalità di ricevitore
- **Transmit Error Counter:** tiene conto degli errori sui messaggi che il nodo trasmette, rilevati dal nodo stesso o segnalati dagli altri nodi tramite Error Frame.
-

In base al valore raggiunto da questi due contatori, ciascun nodo si pone in uno dei tre stati:

- **Error Active:** se entrambi i contatori sono inferiori a 128. La frequenza e la gravità degli errori sono quindi trascurabili e il nodo può partecipare normalmente alle attività del Bus.

- **Error Passive:** se almeno uno dei due contatori supera il valore 128. La frequenza e la gravità degli errori fanno ritenere il nodo poco affidabile e per la trasmissione attende un tempo superiore ai nodi attivi.
- **Bus Off:** se uno dei due contatori raggiunge il valore 256. Il nodo è gravemente soggetto ad errori e non partecipa alle attività del bus; resta però in ascolto per rilevare una sequenza di 11 bit recessivi consecutivi che segnala la sua riammissione. Per tornare “error active” deve rilevare sul canale 128 occorrenze di bit recessivi consecutivi. Questa sequenza per riabilitare un nodo della rete può essere inviata da un monitor esterno, gestito da un operatore (per esempio il monitor che si collega alla vettura tramite la presa OBD)

Appendice B

Simbologia di riferimento per il modello

SIMBOLO	GRANDEZZA	UNITÀ MISURA
x	Avanzamento del veicolo	m
y	Spostamento laterale del veicolo	m
z	Spostamento verticale del veicolo	m
ρ	Angolo di rollio del veicolo	rad
θ	Angolo di beccheggio del veicolo	rad
ψ	Angolo di imbardata del veicolo	rad
ω	Velocità angolare della ruota	rad/s
$\dot{\omega}$	Accelerazione angolare della ruota	rad/s^2
z_{mns}	Spostamento verticale della massa non sospesa	m
V_x	Velocità longitudinale del veicolo (sist. di rif. assoluto)	m/s
V_y	Velocità trasversale del veicolo (sist. di rif. assoluto)	m/s
$\dot{\psi}$	Velocità di imbardata del veicolo	rad/s
A_x	Accelerazione longitudinale del veicolo	m/s^2
A_y	Accelerazione trasversale del veicolo	m/s^2
β	Angolo di assetto del veicolo	rad
R	Raggio di rotolamento	m
δ	Angolo di sterzo alle ruote	rad
α	Angolo di deriva degli pneumatici	rad

Appendice A – Introduzione alla rete CAN

λ	Scorrimento degli pneumatici	-
F_x	Forza longitudinale al contatto pneumatico - strada	N
F_y	Forza trasversale al contatto pneumatico - strada	N
F_z	Forza verticale al contatto pneumatico - strada	N
F_S	Forza verticale esercitata dal gruppo molla-ammortizzatore	N
F_{Br}	Forza verticale esercitata dalla barra anti-rollio	N
F_{Susp}	Forza verticale esercitata dalla sospensione	
a	Semipasso anteriore del veicolo	m
b	Semipasso posteriore del veicolo	m
l	Lunghezza del veicolo	m
c_{Ant}	Carreggiata anteriore del veicolo	m
c_{Post}	Carreggiata posteriore del veicolo	m
h_G	Altezza del baricentro del veicolo da terra	m
m	Massa complessiva del veicolo	kg
J_x	Momento d'inerzia rispetto all'asse longitudinale del veicolo	$kg \cdot m^2$
J_y	Momento d'inerzia rispetto all'asse laterale del veicolo	$kg \cdot m^2$
J_z	Momento d'inerzia rispetto all'asse verticale del veicolo	$kg \cdot m^2$
J_{ruota}	Momento d'inerzia della ruota	$kg \cdot m^2$
C_r	Coppia agente sulla ruota	$N \cdot m$
C_{MOT}	Coppia erogata dal motore	$N \cdot m$
C_{MAX}	Coppia erogata dal motore nel caso di farfalla completamente aperta	$N \cdot m$
C_{MIN}	Coppia erogata dal motore nel caso di farfalla chiusa	$N \cdot m$

f	Coefficiente pari a 1 per farfalla aperta e 0 per farfalla chiusa	-
Tr	Coefficiente pari a 1 per trazione anteriore e 0 per trazione posteriore	-
τ_{PONTE}	Rapporto di trasmissione al ponte	-
τ_{MARCIA}	Rapporto di trasmissione della marcia inserita	-
η_{TOT}	Rendimento totale della trasmissione	-
n	Regime di rotazione del motore	rad/s
p_f	Pressione frenante	N/m^2
μ_f	Coefficiente d'attrito tra disco freno e pinza	-
A_{cil}	Area della pinza freno	m^2
R_{eff}	Raggio del disco freno	m
K_{br}	Coefficiente per il calcolo della coppia frenante	m^3

Bibliografia

- [1] Bosch GmbH, *Automotive Brake Systems*, 1996
- [2] Bosch GmbH, *Automotive Handbook*, SAE International, 1996
- [3] Bosch GmbH, *Driving Safety Systems-2nd edition*, SAE International, 1999
- [4] Bosch GmbH, *Safety, Comfort and Convenience Systems*, 2006
- [5] Van Zanten A., Erhardt R., Pfaff G., Kost F., Hartman U., Ehret T., Bosch GmbH, *Control Aspect of the Bosch-VDC*, Proc of AVEC'96 International Symposium, Aachen, June, 1996.
- [6] Bosch GmbH, *Driving Stability Systems: Technical Instruction*, 2005
- [7] Bert B., Karlheinz H. B., *Brake Technology Handbook*, SAE International 2008
- [8] Sabbioni E., *Sistemi di controllo attivo per la stabilità negli autoveicoli: analisi sperimentale, modellazione e soluzioni innovative*, Tesi di Dottorato - XIX ciclo, Politecnico di Milano, 2007
- [9] 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.
- [10] Cheli F., *Appunti del corso di Dinamica del Veicolo*, AA 2008-2009.
- [11] Morello, Genta, *L'autotelaio, progetto dei componenti*, Associazione Tecnica dell'Automobile (ATA), 2009
- [12] Bosch GmbH, *Automotive Sensors*, Bosch Technical Library, 2002
- [12] Passerini R., Sartori S., *Sistemi di controllo attivo negli autoveicoli: analisi e modellazione del controllo di stabilità mediante stima dell'angolo d'assetto veicolo*, Tesi di Laurea, Politecnico di Milano, AA 2003-2004.
- [13] Martinelli M, Pasquali S, *Sviluppo di una logica di controllo attivo per la stabilità degli autoveicoli*, Tesi di Laurea, Politecnico di Milano, AA 2006-2007.

- [14] Pacejka H. B., *Tyre and Vehicle Dynamics*, Oxford: Butterworth Heinemann Editions, 2002.
- [15] Arosio D., Braghin F., Cheli F., Sabbioni E., Identification of Pacejka's Scaling Factors from Full Scale Experimental Tests, *Vehicle System Dynamics: Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis*.
- [16] Concas A., *Modellazione di alcuni sottosistemi dell'autoveicolo finalizzata al controllo attivo della dinamica*, Tesi di Laurea, Politecnico di Milano, AA 2004-2005.
- [17] Pfister F, Reitze C, Schmidt A, *Hardware in the Loop – The technology for development and test of vehicle control Systems*, IPG Automotive Engineering Software+ Consulting GmbH.
- [18] Schuette H., Waeltermann P, *Hardware in the Loop testing of Vehicle Dynamics Controllers – A Technical Survey*, Society of Automotive Engineers, SAE Paper No. 2005-01-1660.
- [19] Waeltermann P., *Hardware in the Loop – The Technology for Testing Electronic Controls in Automotive Engineering*, Translation of 6th Paderborn Workshop “Designing Mechatronic Systems”, Paderborn, April 2-3, 2009.
- [20] Kakalis L., *Brake based torque vectoring system for sport vehicle improvement*, Tesi di Dottorato - XX ciclo, Politecnico di Milano, 2008.