

Università degli Studi di Trento  
Università degli Studi di Brescia  
Università degli Studi di Padova  
Università degli Studi di Trieste  
Università degli Studi di Udine  
Università IUAV di Venezia

Matteo Grott (dottorando)

## **DESIGN OF SUSPENSION SYSTEMS AND CONTROL ALGORITHMS FOR HEAVY DUTY VEHICLES**

## **SVILUPPO DI SISTEMI DI SOSPENSIONE ED ALGORITMI DI CONTROLLO PER MEZZI HEAVY DUTY**

Prof. Roberto Oboe (relatore)  
Dott. Ing. Francesco Biral (relatore)

2010



# **UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI TRENTO**

## **Dottorato di ricerca in Modellazione, Conservazione e Controllo dei Materiali e delle Strutture**

XXII ciclo

Coordinatore del dottorato: Prof. Davide Bigoni

Esame finale: 19 Aprile 2010

Commissione esaminatrice:

Prof. Mauro Da Lio                    (Università degli Studi di Trento)

Prof. Alain Molinari                (Université Paul Verlaine-Metz)

Prof. Rosario Ceravolo            (Politecnico di Torino)



## SOMMARIO

Il presente lavoro tratta lo sviluppo di sistemi di sospensione controllati per mezzi pesanti, con particolare riferimento alle trattrici agricole. Per tale tipologia di veicoli l'attività di studio non è ancora matura, come confermato dalla carenza di letteratura scientifica e dalle poche applicazioni commerciali presenti nel mercato dei mezzi off-highway. Le condizioni di carico di tali mezzi possono variare in modo considerevole condizionando quindi il comportamento dinamico del veicolo. Inoltre, come nel caso di trattrici agricole, in molti casi solo l'assale anteriore è dotato di sospensioni. Nel settore off-highway le applicazioni di sospensioni commercialmente diffuse consistono nel sistema sospensioni della cabina (sistema secondario) e dell'assale anteriore (sistema primario). Finora i progressi più significativi, in un'ottica di contenimento dei costi, sono stati ottenuti grazie al miglioramento delle sospensioni secondarie. Problematiche energetiche, dovute alle masse in gioco e di controllo, legate ai fenomeni di attrito fra i corpi, limitano l'impiego di componenti attivi, o semiattivi, applicati al corpo assale del mezzo. Tale linea di tendenza garantisce la sola specifica di comfort. Negli ultimi anni le esigenze di mercato hanno indotto la richiesta di maggiori potenze, carichi e velocità di guida dei mezzi, con conseguenti problematiche di comfort e sicurezza stradale. In tale contesto i produttori di mezzi pesanti hanno manifestato interesse nell'applicazione di sospensioni controllate, considerate la soluzione potenzialmente valida per il miglioramento delle prestazioni dinamiche del mezzo.

Gli obiettivi della presente attività consistono nello studio del comportamento dinamico delle trattrici agricole e nello sviluppo di una sospensione controllata industrialmente competitiva, in grado di garantire le prestazioni dinamiche del mezzo nelle differenti condizioni operative.

Lo studio è parte integrante di una collaborazione tra l'azienda Dana Italia S.p.A. e l'Università degli Studi di Trento. Lo scopo di tale cooperazione consiste nell'acquisizione di competenze riguardo il controllo dell'assetto del veicolo. In particolare lo sviluppo di sistemi meccatronici e di controllo secondo l'approccio del Model Based Design e la prototipazione rapida del controllo. A tal fine è stato messo a punto un sistema di simulazione e sperimentale, finalizzato all'indagine di sistemi di sospensione primari ed allo sviluppo di nuovi algoritmi di controllo.

L'elaborato descrive dapprima lo stato dell'arte in termini di soluzioni tecnologiche e di controllo per sistemi di sospensione per mezzi pesanti. Vengono inoltre presentati

alcuni modelli di analisi per sospensioni, l'allestimento del sistema di testing e la successiva indagine sperimentale delle soluzioni commercialmente diffuse.

Segue lo sviluppo progettuale di una sospensione idro-pneumatica. Il progetto degli algoritmi di controllo impiega differenti modelli multicorpo della trattoria agricola, comprensivi della dinamica di beccheggio, dei trasferimenti di carico in manovre di frenata-accelerazione e delle non linearità del sistema. Il sistema idro-pneumatico della sospensione è descritto per mezzo di un modello termo-idraulico.

Lo studio prosegue con l'indagine di differenti strategie di controllo del damping, successivamente integrate con altre funzionalità di controllo, ovvero una strategia di levelling della sospensione, un algoritmo per il controllo della dinamica di beccheggio, un sistema di anti-impatto dell'attuatore idraulico ed uno schema adattativo in grado di preservare un rate di damping ottimale a fronte di consistenti variazioni delle condizioni operative. Il sistema di controllo è inoltre completato con procedure di calibrazione, per la taratura in linea dei set-point della sospensione oltre a schemi di bloccaggio (lock) della sospensione.

Infine, in accordo con il processo di sviluppo industriale del prodotto, lo schema di controllo è tradotto in una Macchina a Stati Finiti, ovvero in forma utile per la successiva fase di generazione di codice embedded per la centralina di controllo elettronico (Electronic Control Unit - ECU).

La parte finale della tesi presenta lo sviluppo del prototipo industriale di sospensione composto da unità idraulica ed elettronica di controllo. Il prototipo è testato attraverso attività sperimentale svolta a banco prova sospensioni, servendosi di strumenti di prototipazione rapida del controllo per l'esecuzione del codice in tempo reale.

L'elaborato termina con l'analisi dei risultati sperimentali, le conclusioni ed i sviluppi futuri del lavoro svolto.

## SUMMARY

This work is focused on the development of controllable suspension systems for heavy-duty vehicles, in particular for agricultural tractors. In this field the research activity is not complete, as confirmed by the lack of scientific literature and for the few examples of commercial application for this kind of vehicles present in the market. For off-highway vehicles the load conditions can vary considerably and have an effect on the dynamic behaviour of the vehicle. Moreover, in many cases (such as tractors in agriculture), only the front axle is provided with a suspension. Typical applications of suspensions in off-highway industry include the cabin suspension (known as secondary suspension system) and the front axle suspension (known as primary suspension system). Up to now, the performance improvements have been reached through new solutions developed for the secondary systems, while the primary systems are generally implemented with passive systems, due to economical motivations and their limited energy demand. Obviously, such technical solutions partially satisfy the system requirements. Moreover, during the past few years there has been an increasing demand in power capabilities, loads and driving speeds of heavy duty vehicles. Therefore, off-highway vehicle manufacturers have shown their interest in employing controllable suspension, assumed as a potential way to reach the desired dynamic performances.

The main targets of this activity is the study of the dynamical behaviour of agricultural tractors and the design of a cost-effective controllable suspension, capable to adapt the tractor dynamical behaviour, under different operating conditions.

This work is part of a collaboration between Dana Corp. and the University of Trento. The main objective consists in the acquisition of competence in relation to the dynamic control of the vehicle. In particular the development of mechatronic systems according to the Model Based Design approach and the rapid prototyping of control algorithms. On this purpose, a simulation and experimental system was developed, for the testing of suspension systems and control algorithms for primary suspension systems.

The first part of the thesis investigates the state of the art of the scientific literature of suspension systems for heavy duty vehicles, referring to different technologies and control solutions. In particular, attention was focused on the analysis and experimental characterization of commercial applications for this kind of vehicles present in the market.

In the second part of the thesis the design development of a hydro-pneumatic suspension system is presented. The design of the control algorithms is based on the development of different multibody models of the actual tractor, including the pitch motion of the sprung mass, the load transfer effects during braking and forward-reverse maneuvers and the non-linear dynamics of the system. For an advanced analysis, a novel thermo-hydraulic model of the hydraulic system has been implemented. Several damping controls are analyzed for the specific case study. Therefore, the most promising damping strategy is integrated with other control functions, namely a self-leveling control, an original control algorithm for the reduction of the pitch motion, an anti-impact system for the hydraulic actuator and an on-line adaptation scheme, which preserves an optimal damping ratio of the suspension, even against large variations in operating conditions. According to the system requirements, the control is firstly integrated with other functionalities, such as the calibration of the suspension set-points and the procedures for the lock of the suspension. Finally, in accordance to the industrial product development, the control scheme is redefined in a Finite State Machine, useful for the subsequent generation of the ECU (Electronic Control Unit) Embedded Code.

The final section of this work presents the development of an industrial prototype of suspension system, composed of a hydraulic suspension unit and a controller (hardware and software units). The prototype is tested by using a suspension bench test and Rapid Prototyping Tools for testing real-time control systems. Conclusions and final remarks are reported in the last section.



*Ai miei genitori*



## RINGRAZIAMENTI

Questo lavoro è frutto della mia esperienza iniziata nel 2006 presso Dana Italia S.p.A. ed il Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Strutturale dell'Università degli Studi di Trento, sotto la supervisione dei prof. Roberto Oboe e Francesco Biral, cui sono debitore per la fiducia accordatami durante il mio percorso di studi e per il costante supporto.

Voglio esprimere la mia sincera gratitudine alla Dirigenza di Dana Italia S.p.A., per avermi concesso di svolgere l'attività di ricerca all'interno dell'azienda in collaborazione con il personale del Dipartimento di Ricerca e Sviluppo. Ringrazio in particolar modo gli Ingegneri E. Vincenti e R. De Frenza, per la disponibilità ed il valido supporto fornitomi attraverso discussioni, consigli ed incoraggiamenti. Non posso dimenticarmi del personale del Laboratorio Sperimentale, soprattutto M. Zenatti e M. Povoli, oltre all'Ingegnere A. Cis, con il quale ho condiviso buona parte del mio percorso sia accademico che aziendale.

Devo inoltre ricordare le persone con cui ho trascorso il mio tempo nel laboratorio di Meccatronica, a partire dagli Ingegneri M. Dalla Fontana, R. Antonello, F. Tondini, F. Setti, F. Zendri, O. A. Daud, F. Chiaffoni, R. Piccoli, G. Degani, F. Giacomello, M. Paoletto e tutti coloro che hanno contribuito a rendere piacevole questa esperienza.

Ringrazio inoltre tutti i professori che hanno caratterizzato il mio percorso di studi per la competenza e l'immane comprensione.

Esprimo la mia gratitudine alla mia famiglia, per l'affetto dimostrato e per avermi sempre sostenuto ed aiutato con continuità, ogni giorno della mia vita. Vorrei ricordare tutti i miei parenti e mia nonna Anna, per tutta la stima riposta in me.

Desidero inoltre ringraziare la mia dolce Mila. Il tuo amore e la tua voce sono stati la mia compagnia durante tutti questi anni di studio.

Infine ringrazio tutti gli amici e soprattutto coloro che ho dimenticato di nominare.

Matteo

Trento, Aprile 2010



## INDICE

### PREMESSA

1	INTRODUZIONE .....	1
1.1	I sistemi di sospensione .....	1
1.2	La progettazione di sistemi di sospensione: requisiti funzionali e problematiche di progetto .....	2
1.3	Presentazione dell'attività di ricerca .....	9
2	STATO DELL'ARTE .....	13
2.1	Descrizione del profilo stradale .....	14
2.2	Valutazione delle performance .....	15
2.3	Aspetti costruttivi e tecnologici .....	18
2.3.1	Sospensioni adattative .....	18
2.3.2	Sospensioni semi-attive.....	19
2.3.2.1	Damper idraulici ed elettro/magneto-reologici .....	19
2.3.3	Sospensioni attive .....	21
2.3.4	Caratteristica di damping: lineare, progressiva e regressiva .....	22
2.4	Controllo delle sospensioni.....	23
2.4.1	Progettazione del controllore LQR (Linear Quadratic Regulator) .....	23
2.4.2	Concetto di controllo "Skyhook" .....	25
2.4.3	Full vehicle control – Controllo modale del veicolo.....	26
2.4.4	Controllo semi-attivo: approssimazioni Skyhook, Groundhook ed Hybrid ...	28
2.4.5	Considerazioni relative al controllo di sistemi idraulici.....	31
3	ANALISI TEORICA E SPERIMENTALE DI SOSPENSIONI PER MEZZI OFF-HIGHWAY .....	33
3.1	Introduzione.....	34
3.2	I sistemi di sospensione idro-pneumatici per mezzi off-highway .....	35
3.3	Modellazione, identificazione sperimentale e controllo mediante Banco prova sospensioni Gen.1 .....	38
3.3.1	Modello multibody simbolico del banco prova .....	40
3.3.2	Attività sperimentale: calibrazione dei modelli dinamici ed identificazione della Risposta in Frequenza .....	41
3.3.3	Analisi di strategie semi-attive per il controllo del damping .....	43

3.4	Modellazione, identificazione sperimentale e controllo mediante banco prova sospensioni Gen.2.....	45
3.4.1	Modello multibody numerico del banco prova .....	46
3.4.2	Identificazione sperimentale della Risposta in Frequenza e calibrazione del modello numerico .....	47
3.4.3	Controllo semi-attivo del damping mediante co-simulazione Matlab/Adams49	
3.5	Analisi sperimentale degli attriti in funzione della pressione statica di lavoro51	
3.6	Analisi sperimentale comparativa delle soluzioni Regen e Double Acting mediante prove a banco .....	52
3.7	Analisi sperimentale comparativa delle soluzioni Regen e Double Acting mediante mezzo agricolo strumentato.....	53
3.8	Analisi sperimentale del sistema Regen secondo differenti correnti di pilotaggio delle valvole proporzionali.....	58
3.9	Revisione dei requisiti di progetto per sospensioni idro-pneumatiche per mezzi agricoli.....	60
4	MODELLO MULTIFISICO DI MACCHINA AGRICOLA.....	63
4.1	Modellazione preliminare del sistema di attuazione idro-pneumatico di una sospensione semi-attiva .....	64
4.2	Analisi del sistema QCM tramite co-simulazione Matlab-Amesim.....	70
4.3	Modello multi fisico della macchina agricola.....	73
4.3.1	Descrizione dell'unità idraulica della sospensione .....	77
4.3.2	Modello termo-idraulico del sistema sospensione.....	78
4.3.3	Modello multi-fisico: controllo semi-attivo del damping .....	82
4.3.4	Modello multi fisico: soluzioni cinematiche anti-dive ed anti-lift.....	88
5	FUNZIONALITÀ ADDIZIONALI DEL SISTEMA DI CONTROLLO .....	91
5.1	Schema adattativo del rate di damping della sospensione.....	92
5.2	Controllo di beccheggio e frenata "Pitch and Brake Control" .....	93
5.3	Controllo di livellamento "Self-leveling control".....	95
5.4	Controllo anti-impatto (Anti-bang control).....	99
6	CONVERSIONE DEL CONTROLLO IN UNA MACCHINA A STATI FINITI.....	105
6.1	Il controllo del damping mediante valvole proporzionali .....	106
6.2	Integrazione delle funzionalità di controllo, definizione del dominio di esistenza ed algoritmi di debouncing .....	108
6.3	Gestione delle transizioni tra gli stati del controllo.....	110
6.4	Esposizione del controllo mediante Macchina a Stati Finiti.....	112

6.4.1	Algoritmi di debouncing .....	115
6.4.2	Supervisore .....	115
6.4.3	Funzione di lock .....	118
6.4.4	Funzione di sospensione attiva .....	119
6.5	Test della Macchina a Stati Finiti attraverso simulazioni virtuali.....	121
7	PROTOTIPI SPERIMENTALI: SISTEMA IDRAULICO E DI CONTROLLO .....	125
7.1	Prototipo idraulico del sistema sospensioni.....	126
7.1.1	Dimensionamento del sistema accumulatore e cilindro idraulico .....	126
7.1.2	Dimensionamento dell'unità di levelling.....	129
7.2	Descrizione del controllore sperimentale.....	130
7.2.1	Condizionamento dei segnali .....	131
7.2.2	Unità di alimentazione e potenza .....	132
7.2.3	Sensoristica di controllo e sistema di acquisizione dati .....	134
7.3	Banco di caratterizzazione dei componenti idraulici.....	136
7.4	Sistemi real-time e prototipazione rapida del controllo.....	137
7.4.1	Prototipazione rapida del controllo: Real Time Windows Target.....	138
8	ATTIVITÀ SPERIMENTALE .....	141
8.1	Caratterizzazione sperimentale dei componenti idraulici .....	142
8.1.1	Dinamica elettrica: sistema driver e bobina.....	142
8.1.2	Caratteristica stazionaria delle valvole proporzionali.....	144
8.1.3	Risposta dinamica delle valvole proporzionali.....	147
8.2	Test sperimentale del controllo mediante prototipazione rapida (Rapid Control Prototyping) .....	148
8.2.1	Verifica sperimentale di modi operativi della Macchina a Stati.....	148
8.2.2	Identificazione sperimentale della Risposta in Frequenza .....	161
8.3	Considerazioni relative all'attività sperimentale .....	166
	CONCLUSIONI .....	169
	BIBLIOGRAFIA .....	173
	APPENDICE A MODELLO IDRAULICO DELLA SOSPENSIONE .....	177





# 1 INTRODUZIONE

## 1.1 I sistemi di sospensione

Lo studio proposto tratta lo sviluppo di sistemi di sospensione per mezzi pesanti, con particolare riferimento alle trattrici agricole.

I sistemi di sospensione costituiscono degli elementi fondamentali in qualsiasi mezzo di trasporto, di qualunque tipologia. Tradizionalmente sono costituiti da una coppia molla-smorzatore, sistema che trova ancora applicazioni su veicoli di fascia medio-bassa.

È inevitabile che il fondo stradale presenti irregolarità, avvallamenti, buche, giunture, ecc. Durante la marcia del veicolo insorgono delle forze d'urto che in mancanza di sospensioni vengono trasmesse al telaio della vettura. Se tra le ruote e la scocca vi sono elementi in grado di immagazzinare energia, soltanto una parte delle forze verticali viene trasmessa al veicolo. Nel corso degli anni sono stati sviluppati sistemi che, adattandosi alle varie condizioni in cui il veicolo si viene a trovare, riescono a mantenere costante l'assetto del mezzo.

Vengono definite masse sospese quelle collegate rigidamente alla scocca della vettura e non sospese quelle ad essa connesse elasticamente (ruote, mozzi, fusi a snodi, ecc). Il collegamento fra gruppo ruota-pneumatico ed il corpo del veicolo, è realizzato mediante un complesso sistema meccanico composto da braccia, molle (metalliche, a gas, ecc.) ed ammortizzatori (pneumatici, oleodinamici, ecc.). Tale complesso costituisce la sospensione: essa consente il moto verticale relativo fra ruote e corpo vettura al fine di compensare le irregolarità del fondo stradale e filtrare ed ammortizzare il moto del corpo sospeso. In effetti la sospensione si comporta come un vero e proprio filtro: taglia le

componenti in alta frequenza ed amplifica quelle che si trovano in una stretta banda attorno alla condizione di risonanza. Oltre a garantire un certo grado di isolamento dei disturbi stradali ed una minima forza di contatto e quindi di trazione tra pneumatico e suolo, hanno il compito di reggere il peso del veicolo. Le articolazioni che la compongono devono garantire il collegamento tra le masse (sospesa e non) per ogni condizione di moto verticale del pneumatico e dell'angolo di sterzata. Va sottolineato come la cinematica della sospensione definisce in modo preciso le caratteristiche di aderenza, stabilità, comfort e maneggevolezza dell'autovettura.

Numerosissime sono le tipologie di sospensioni e ad ogni configurazione meccanica corrisponde un particolare comportamento cinematico e dinamico. Generalmente si usa distinguere tra sospensioni a ruote indipendenti e quelle a ponte rigido. Altra differenziazione si ha fra sospensioni per ruote sterzabili e non e fra sospensioni per ruote motrici o meno. In ambito veicolistico i sistemi di sospensione anteriore maggiormente diffuse sono del tipo MacPherson o a quadrilateri sovrapposti. Nei veicoli a trazione posteriore i sistemi di sospensione del retrotreno sono generalmente del tipo ad assale rigido per quanto riguarda i veicoli commerciali o fuoristrada, mentre berline o vetture sportive impiegano sistemi a sospensioni indipendenti, MacPherson o a quadrilateri sovrapposti. Per vetture di classe elevata si utilizzano geometrie a ruote indipendenti del tipo denominato multilink: a fronte di una maggiore complessità meccanica consegue un controllo molto più accurato del movimento delle ruote ed un comportamento elastocinematico assai più efficace.

## **1.2 La progettazione di sistemi di sospensione: requisiti funzionali e problematiche di progetto**

L'attività di progettazione di sistemi di sospensione in ambito veicolistico deve rispondere a richieste quali il comfort di viaggio, la stabilità ed il controllo dinamico del mezzo, garantendo al tempo stesso uno spazio di lavoro minimo (Williams [33]). Dato che il conducente percepisce una sensazione di comfort legata alle accelerazioni a cui è soggetto, per raggiungere il primo obiettivo è necessario ridurre le vibrazioni verticali generate dalle irregolarità del profilo stradale nel range di frequenze tra 4 e 8 Hz (human

body frequencies) e quelle laterali nell'intorno di 1-2 Hz<sup>1</sup>. Per quanto riguarda la maneggevolezza del veicolo è essenziale assicurare il contatto pneumatico-suolo, in modo particolare nell'intorno della frequenza di risonanza della massa non sospesa. Inoltre la risposta del mezzo a sollecitazioni dinamiche comuni (curva, frenata, accelerazione, ecc.) è strettamente legata al comportamento della sospensione. Essa determina le forze verticali del pneumatico e quindi la possibilità di generare forze longitudinali, il tutto si ripercuote in capacità di guida, frenata e trazione. Data la forte correlazione tra forze verticali, laterali ed area di contatto all'interfaccia pneumatico-suolo è inoltre necessario limitare i carichi dinamici agenti sul gruppo ruota, rispettando i vincoli spaziali imposti.

Lo sviluppo di un sistema di sospensione, ovvero delle logiche di controllo nel caso di sospensioni controllate, deve far fronte ad un problema multiobiettivo. Infatti i requisiti di progetto finora presentati risultano tra loro contrastanti. Basti pensare al semplice parametro di rigidità, elevato nel caso in cui sia richiesto un assetto sportivo, esiguo per soddisfare il comfort di guida. Inoltre sospensioni particolarmente rigide comportano minori variazioni sia dell'altezza del veicolo (rispetto a carichi statici) che dell'elongazione delle sospensioni (in frenata, curva ed accelerazione). Allo scopo di comprendere al meglio le problematiche connesse all'attività di progettazione di un sistema di sospensione e dei relativi controlli, viene introdotto il modello di analisi dinamica Quarter Car Model (Fig. 1). Si tratta di un semplice sistema a due gradi di libertà, descrittore la dinamica verticale del veicolo. Il corpo sospeso  $M$  (sprung mass, pari ad un quarto della massa del veicolo) è costituito dagli elementi supportati dalla sospensione (telaio, componenti del veicolo, passeggeri,...), mentre la massa non sospesa  $m$  (unsprung mass) è composta dai corpi pneumatico, cerchio, freni, articolazioni, ecc. Gli ingressi del sistema sono rappresentati dal profilo stradale (disturbo) e dall'eventuale forza di controllo, esercitata per mezzo di un attuatore o damper controllato. A prova di quanto la sintonizzazione dei parametri della sospensione passiva non permetta di garantire tutte le specifiche assegnate, è possibile dimostrare che le funzioni di trasferimento di accelerazione, elongazione delle sospensioni e deformata del pneumatico definite rispetto al profilo stradale sono legate tra loro. Definita una di queste le altre ne conseguono direttamente.

Per quanto riguarda la scelta dei parametri di progetto  $f_n$  e  $\xi$  di equazione (2) è necessario optare per una soluzione in grado di offrire un compromesso tra

---

<sup>1</sup> Per ulteriori dettagli il lettore è invitato a consultare le norme ISO 2631 e British Standard BS 6841.

minimizzazione dello spazio di lavoro della sospensione e dell'accelerazione della massa sospesa (Fig. 2).

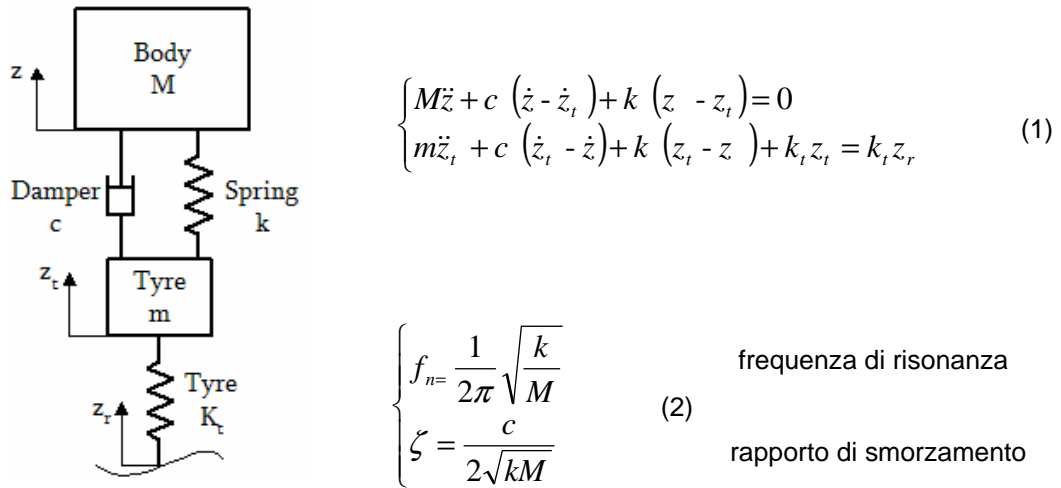


Fig. 1: Quarter Car Model.

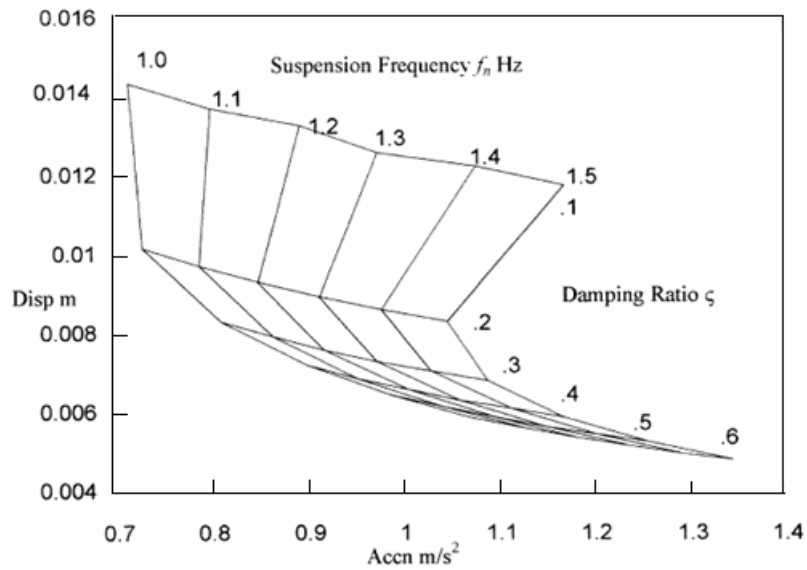


Fig. 2: Variazione del valore R.M.S. dell'accelerazione del corpo e dell'elongazione della sospensione al variare dei parametri  $f_n$  e  $\zeta$  (modello Quarter Car soggetto ad un ingresso stradale di tipo random).

Un aumento del rate di damping  $\xi$  risulta benefico in termini di riduzione dello spazio di lavoro delle sospensioni, comporta inoltre una diminuzione dell'accelerazione in corrispondenza della frequenza naturale della massa sospesa, aumenta però la trasmissibilità per alte frequenze (Fig. 3). Parallelamente uno smorzamento elevato evidenzia un unico picco di risonanza per frequenze intermedie, quindi un unico modo di vibrare. In altre parole si osserva il bloccaggio della sospensione con la conseguente inibizione dell'azione filtrante.

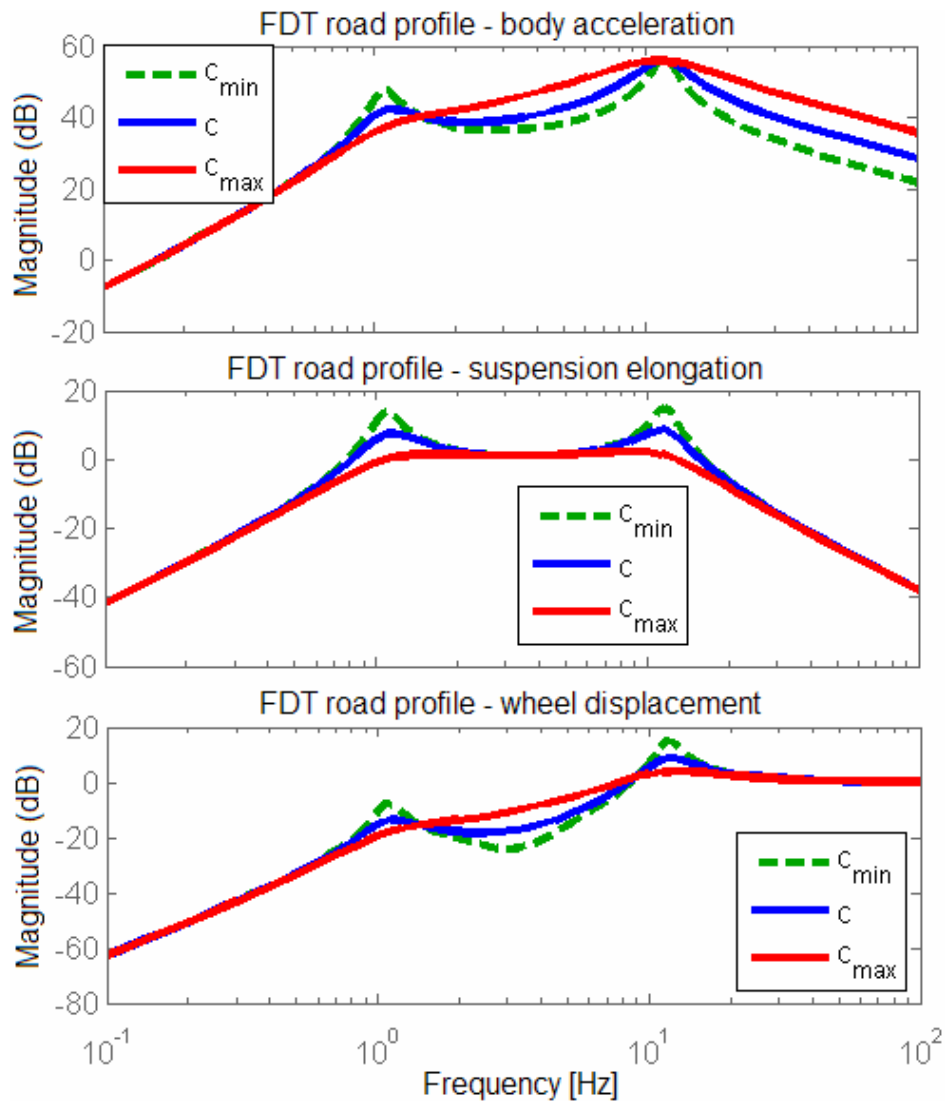


Fig. 3: Funzioni di trasferimento di accelerazione, elongazione della sospensione e deformata del pneumatico definite rispetto al profilo stradale (modello Quarter Car dotato di tre differenti rate di smorzamento).

Un valore elevato di  $\xi$  produce inoltre una riduzione di oscillazioni e transienti durante manovre di accelerazione/frenata, nonché della velocità di rollio (roll rate) durante manovre di slalom/cornering (Fig. 4). Nel caso di ingressi stradali di tipo impulsivo è invece preferibile un livello limitato di damping (Fig. 5).

Data la necessità di garantire il soddisfacimento di requisiti tra loro in antitesi, i veicoli tradizionali presentano delle regolazioni degli ammortizzatori secondo un valore di compromesso previsto dalla casa costruttrice. Negli ultimi anni la continua innovazione tecnologica in ambito elettronico, meccanico ed idraulico ha permesso, entro determinati limiti, di ottimizzare le performance di tali elementi. Al momento attuale, oltre ai classici elementi passivi, il mercato offre sospensioni adattative, attive o semiattive abbinata ad appositi dispositivi di controllo (Williams [34]). Le prime permettono di modificare le caratteristiche di damping e rigidezza in funzione delle condizioni del mezzo secondo un controllo in catena aperta. I sistemi attivi esercitano una forza di controllo per mezzo di un attuatore separato.

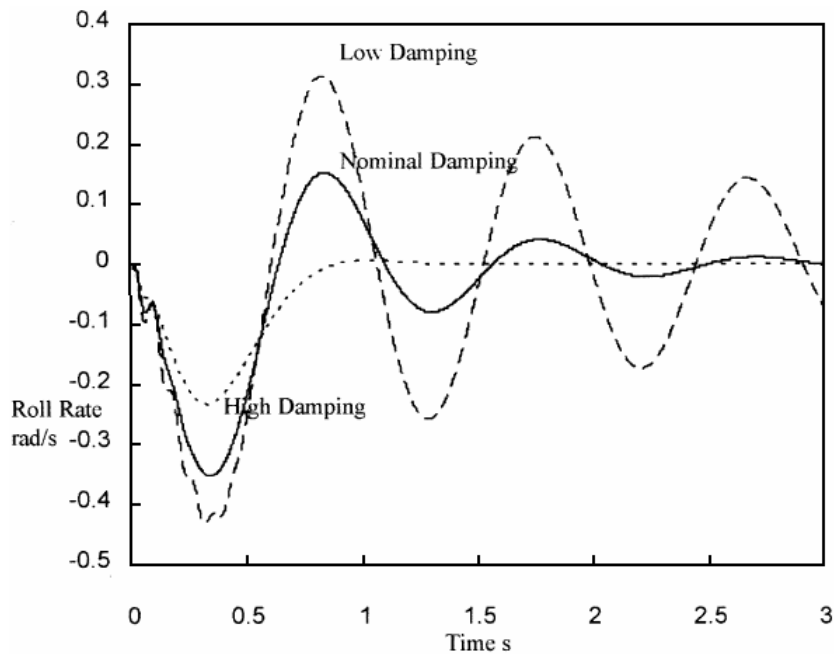
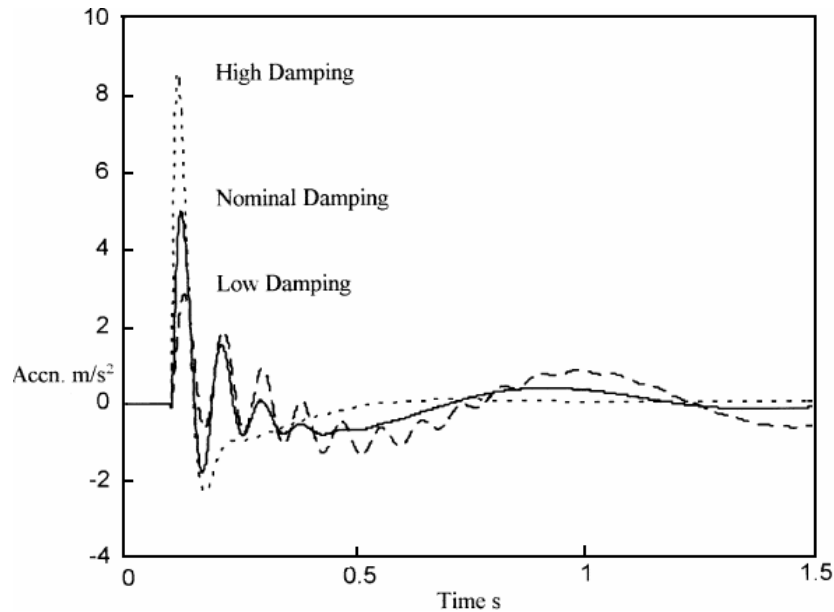


Fig. 4: Velocità di rollio (roll rate) di un veicolo soggetto ad un ingresso di sterzo (tipo gradino) per tre differenti rate di smorzamento.

I sistemi semi-attivi stanno prendendo sempre più attenzione da parte delle case costruttrici grazie al buon compromesso tra costi e prestazioni. Tali sistemi esercitano la

forza di controllo del damping agendo in anello chiuso attraverso orifizi a sezione variabile (sospensioni idro-pneumatiche), oppure per mezzo di fluidi elettro o magneto-reologici (ER, MR).



*Fig. 5: Accelerazione verticale della massa sospesa (modello QCM) per tre differenti rate di smorzamento nel caso di un ingresso stradale tipo gradino.*

La disponibilità di nuove soluzioni tecnologiche ha indotto lo sviluppo di svariati schemi di controllo delle sospensioni (Williams [33]). Tra le differenti soluzioni ad anello chiuso disponibili in letteratura, gli studiosi hanno focalizzato l'attività di ricerca su particolari forme di controllo, quali tecniche di controllo ottimo ed approssimazioni dei concetti Skyhook e Groundhook, presentati nei capitoli a seguire. In letteratura trovano inoltre spazio differenti forme di controllo modale del veicolo. La soluzione più comune consiste nel tradurre i controlli in forza, definiti secondo i modi del corpo sospeso (scuotimento, rollio e beccheggio), nei quattro ingressi inviati agli attuatori.

Nel caso dei mezzi off-highway l'attività di ricerca non è ancora matura, come confermato dalla carenza di letteratura scientifica e dalle poche applicazioni commerciali presenti nel mercato. Il progetto di sistemi di sospensione per tale tipologia di veicoli deve considerare alcuni aspetti fondamentali (Cole [8]). Le masse in gioco sono oltre un ordine di grandezza maggiore rispetto alle normali vetture. Possono disporre di più unità e coppie di assali, l'altezza dal suolo del baricentro di massa, in riferimento alla larghezza

del mezzo, risulta maggiore. Configurazioni ed entità dei carichi possono variare in modo considerevole, con la conseguente diversificazione delle condizioni e del comportamento dinamico del mezzo. È inoltre necessario valutare le performance del sistema secondo differenti condizioni di impiego, ovvero condizioni di carico ed equipaggiamenti, profili stradali (campo aperto, sterrato,...), configurazioni di lavoro, applicazioni,... Le sorgenti di disturbo sono molteplici (motore, cambio, irregolarità del terreno, equipaggiamenti ed attrezzature, gancio di traino). Inoltre, come per le trattrici agricole, in molti casi solo l'assale anteriore è dotato di sospensioni.

I requisiti funzionali per tale classe di mezzi sono svariati: oltre alle esigenze di comfort e manovrabilità è fondamentale sostenere i carichi statici del veicolo e minimizzare il danneggiamento del manto stradale e delle infrastrutture per fenomeni di fatica e deformazioni permanenti. Tale tipologia di veicoli richiede particolare attenzione per alcuni aspetti quali:

- Adattamento dell'altezza del mezzo;
- Spazio di lavoro delle sospensioni: deve essere il minimo possibile per massimizzare la produttività del mezzo;
- Consumo di energia;
- Stabilità ai moti di rollio e di imbardata.

Le fonti disponibili in letteratura sono piuttosto esigue e focalizzate sull'attività di modellazione a discapito dello studio di possibili leggi di controllo. La modellazione dinamica traslascia l'analisi di manovre di frenata, accelerazione e slalom, non considera inoltre le caratteristiche non lineari dei sistemi di sospensione. Il prototipo di studio maggiormente diffuso consiste nel QCM, in quanto permette la stima qualitativa delle prestazioni delle soluzioni proposte durante la fase concettuale di sviluppo prodotto. Modelli più evoluti non sono attualmente impiegati come strumenti di progettazione e sintesi del controllo, con la conseguente impossibilità di verificare in modo realistico ed affidabile le performance del sistema durante lo sviluppo progettuale del prodotto.

Negli ultimi anni le esigenze di mercato hanno indotto la richiesta di maggiori potenze, carichi e velocità di guida dei mezzi, con conseguenti problematiche di comfort e sicurezza stradale (Schrottmaier & Nadlinger [31]). È proprio la sicurezza uno dei fattori determinanti che stanno spingendo lo sviluppo in questo campo, oltre come al solito la manovrabilità ed il comfort di guida. Data la molteplicità delle sorgenti di disturbo, le applicazioni commercialmente diffuse consistono in sistemi di sospensione multipli, ovvero costituiti dalla sospensione totale o parziale dell'insieme cabina-sedile (sistema



secondario) e dell'assale anteriore (sistema primario). Finora i progressi più significativi, in un'ottica di contenimento dei costi, sono stati ottenuti grazie al miglioramento delle sospensioni secondarie. Problematiche energetiche e di controllo (dovute alle masse in gioco ed alla presenza di fenomeni di attrito fra i corpi) limitano l'impiego di componenti attivi, o semiattivi, applicati al corpo assale del mezzo. Nel particolare caso dei mezzi agricoli, la diffusione di tecnologie elettro e magneto-reologiche applicate al sistema primario di sospensione è stata respinta dal mercato, per ovvie motivazioni di carattere tecnico ed economico<sup>2</sup>. Quindi la totalità dei sistemi primari commercialmente diffusi prevede un sistema di sospensione di tipo idro-pneumatico passivo.

### **1.3 Presentazione dell'attività di ricerca**

L'attività di ricerca descritta consiste principalmente nell'analisi del comportamento dinamico delle trattrici agricole e nello sviluppo di una sospensione controllata industrialmente competitiva, in grado di garantire le prestazioni dinamiche del mezzo in differenti condizioni operative. L'attività descritta affronta nuovi spazi di ricerca e sviluppo, soprattutto per quanto riguarda l'estensione ai mezzi pesanti di soluzioni affermate nel settore automobilistico, quali le tecniche di controllo del damping. A questo si aggiunge lo sviluppo di opportune funzionalità di controllo, allo scopo di soddisfare l'intero set di requisiti e compensare le limitate performance dei componenti proporzionali (low-cost) impiegati per il controllo del damping. Lo studio è parte integrante di una collaborazione tra l'azienda Dana Italia S.p.A. e l'Università degli Studi di Trento. Lo scopo di tale cooperazione consiste nell'acquisizione di competenze riguardo il controllo dell'assetto del veicolo. A tal fine è stato messo a punto un sistema di simulazione e sperimentale, finalizzato all'indagine di sistemi di sospensione primari ed allo sviluppo di nuovi algoritmi di controllo.

Nel presente studio lo sviluppo dei sistemi di sospensione e dei relativi algoritmi di controllo segue l'approccio del Model Based Design<sup>3</sup> (MBD, Fig. 6).

---

<sup>2</sup> Rispetto i normali mezzi, la necessità di provvedere ad una funzione di auto-livellamento della sospensione rende ulteriormente svantaggioso dal punto di vista economico l'impiego di fluidi ER-MR. Ciò è dovuto alla necessità dell'impiego di componentistica idraulica (valvole, pompe, limitarci di pressione) appositamente progettata.

<sup>3</sup> Per maggiori informazioni consultare l'allegato informatico "MBD.pdf".

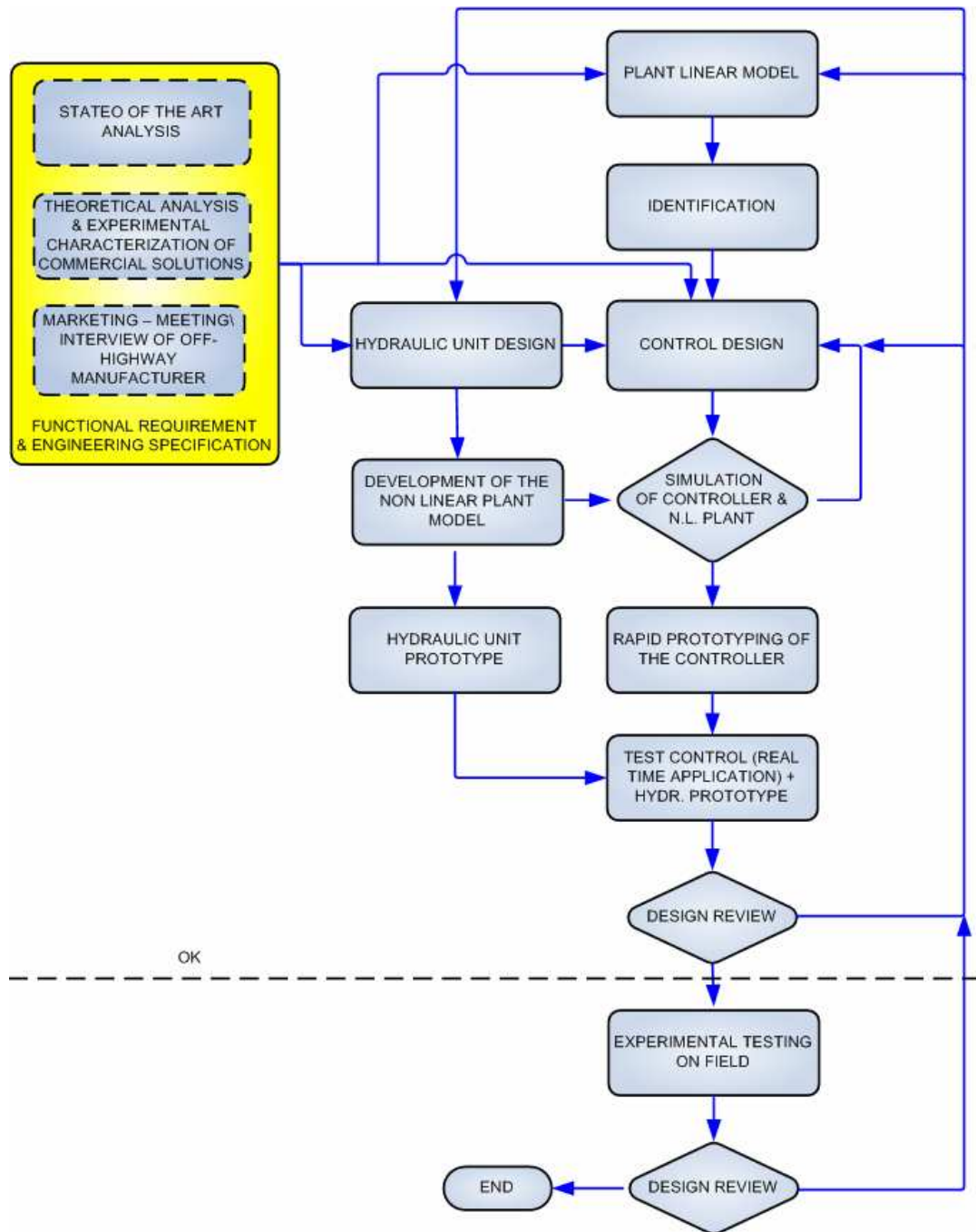


Fig. 6: Schema del Model Based Design. Le attività svolte nel presente studio sono indicate nella parte sopra la linea tratteggiata.

Secondo il MBD il modello del sistema (plant) costituisce il nodo centrale del processo di sviluppo, dalla definizione dei requisiti, per passare alla progettazione, l'implementazione ed il testing. Il modello, revisionato con continuità durante il processo, viene infine testato attraverso simulazioni per verificarne l'attendibilità e l'aderenza al sistema reale. Tale tecnica permette di ottimizzare tempi e costi di sviluppo prodotto e di testare soluzioni non ancora presenti sul mercato, garantendo quindi la massima flessibilità durante l'iter di progettazione. L'approccio del MBD risulta inoltre particolarmente adatto per l'applicazione di tecniche quali la prototipazione rapida del controllo (Rapid Control Prototyping, RPC), simulazioni e testing hardware-in-the-loop e la generazione automatica di codice embedded.

L'attività di ricerca oggetto del presente elaborato può essere sintetizzata secondo quanto segue:

In primo luogo è stata condotta un'analisi teorica e sperimentale dei sistemi di sospensione per mezzi off-highway commercialmente diffusi. Lo studio include lo sviluppo di modelli multicorpo calibrati e validati mediante i risultati dell'attività sperimentale. Questa comprende l'impiego di banchi prova per sospensioni e di un mezzo agricolo strumentato. Seguono le simulazioni di differenti strategie di controllo del damping proposte in letteratura, applicate al modello QCM di macchina agricola, integrato con le non linearità del sistema caratterizzate durante l'attività sperimentale. Tale fase preliminare permette di definire i requisiti funzionali di progetto (secondo l'approccio del MBD), nonché l'acquisizione di competenze e nozioni necessarie alla successiva progettazione di un prototipo di sospensione idro-pneumatica con relativa unità di controllo elettronico.

La necessità di sviluppare nuovi schemi di controllo ha richiesto un modello rappresentativo sia della dinamica del mezzo che del sistema idraulico di attuazione. Attualmente la letteratura del settore non propone tali descrizioni del sistema veicolo. Un primo contributo della presente attività, consiste nello sviluppo di un modello multi-fisico del mezzo, comprensivo della dinamica di beccheggio, dei trasferimenti di carico durante manovre di frenata-accelerazione e delle non linearità del sistema. Il sistema idro-pneumatico della sospensione è descritto per mezzo di un modello termo-idraulico. Servendosi del presente modello è stata eseguita un'indagine accurata delle strategie di controllo del damping proposte in letteratura, allo scopo di selezionare la soluzione più performante.

Le strategie di controllo del damping garantiscono (in condizioni nominali di lavoro) i requisiti di comfort di guida e manovrabilità del mezzo. Come precedentemente

descritto, nel caso dei mezzi off-highway è necessario far fronte ad un insieme più ampio di requisiti di progetto, secondo differenti condizioni operative del mezzo.

Sono state quindi sviluppate apposite funzionalità integrative al controllo del damping. In particolare una strategia di levelling della sospensione, un algoritmo per il controllo della dinamica di beccheggio, un sistema di anti-impatto dell'attuatore idraulico ed uno schema adattativo in grado di preservare un rate di damping ottimale a fronte di consistenti variazioni delle condizioni operative. Il sistema di controllo è inoltre completato con procedure di calibrazione, per la taratura in linea del set-point del cilindro idraulico, oltre a schemi di bloccaggio (lock) della sospensione. Infine lo schema di controllo è stato tradotto in una Macchina a Stati Finiti, ovvero in forma utile per le successive fasi di Rapid Prototyping e di generazione del codice per la centralina di controllo sperimentale. Tale attività permette inoltre di standardizzare l'architettura del controllo, rendendo gli algoritmi più leggibili ed aumentandone quindi la portabilità.

Ai fini dell'implementazione pratica degli schemi di controllo proposti, è stato realizzato un prototipo sperimentale di sospensione composto rispettivamente da un'unità idraulica ed elettronica di controllo. Sia l'attività di modellazione che di sintesi del controllo è stata supportata dalla caratterizzazione sperimentale della componentistica idraulica del prototipo. Infatti lo schema di controllo impiega un modello interno della componentistica proporzionale per l'inseguimento del riferimento di damping (Internal Model Control). Infine, il prototipo di sospensione è stato testato sperimentalmente mediante prove a banco sospensioni, attraverso l'impiego di strumenti di prototipazione rapida del controllo (RPC) per l'esecuzione di codice in tempo reale.

## **2 STATO DELL'ARTE**

Il presente capitolo completa l'introduzione degli aspetti legati alla progettazione di sospensioni convenzionali (passive) in ambito veicolistico. Allo scopo di comprendere le potenzialità delle nuove tecnologie proposte dal mercato, segue la descrizione dei componenti hardware disponibili e dei vantaggi apportati dal loro impiego, oltre alle strategie di controllo disponibili o in fase di ricerca.

## 2.1 Descrizione del profilo stradale

Nel progetto di un controllo per sospensioni, il profilo stradale rappresenta il disturbo esterno in ingresso al sistema dinamico. Esso può essere descritto secondo:

- Eventi discreti, descritti nel dominio temporale (gradini, buche,...);
- Eventi "random", legati alle irregolarità del manto stradale. Il profilo viene definito nel dominio delle frequenze.

Il profilo stradale può essere descritto come un processo aleatorio esprimibile attraverso uno spettro di potenza della forma rappresentata in Fig. 7 (Cebon [9], Williams [33]):

$$S(n) = \frac{G}{n^w} \quad (3)$$

$S(n)$  = Power Spectral Density ( $[m^3/cycle]$ )  
 $G$  = coefficiente di rugosità ( $[m^2(cycle/m)]$ )  
 $n$  = frequenza spaziale ( $[cycle/m]$ )  
 $w$  = pendenza dello spettro (coefficiente 2,3)

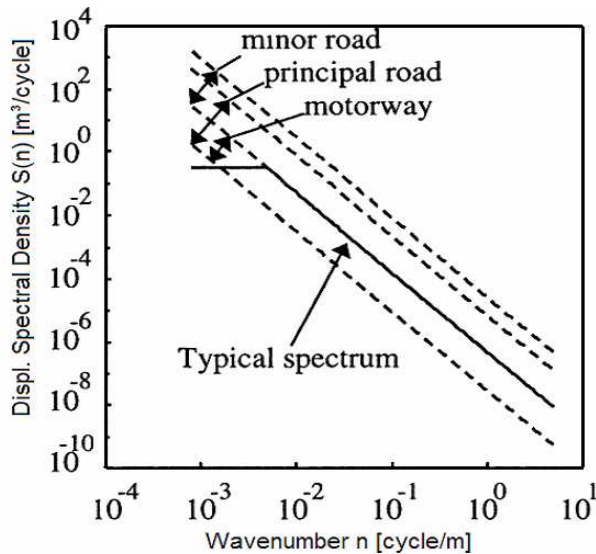


Fig. 7: Densità spettrale per differenti profili stradali.

In particolare la derivata prima del profilo stradale è espressa come:

$$\dot{z}_r = \Gamma \quad (4)$$

$\Gamma$  = white noise function di varianza  $S_r(\omega)=4\pi^2Gv_x$   
 $v_x$  = velocità di guida

I profili stradali, descritti secondo processi random, sono classificati conformemente ad apposite classi ISO, parametrizzate riferendosi a coefficienti di rugosità  $k_i$  (Hong et al. [17]). In accordo a tali norme, lo spettro di potenza è definito come:

$$S(n) = \frac{k_i}{4\pi^2} \frac{1}{n^2} \quad (5)$$

## 2.2 Valutazione delle performance

Data la natura del problema, la variabilità delle condizioni operative (profilo stradale, tipologia di manovra,...) ed il carattere multiobiettivo del problema stesso, non esistono dei criteri universalmente adottati per la valutazione delle performance dei sistemi di sospensione. Molte case costruttrici adottano procedure e normative interne, basate su uno storico di prove di natura sperimentale e di simulazione. Esistono comunque approcci ritenuti ingegneristicamente validi. Ad esempio nel caso di un profilo tipo ISO (random) è possibile applicare i seguenti criteri in funzione delle differenti specifiche:

- Comfort :
  - La riduzione della trasmissibilità tra profilo stradale ed accelerazione della massa sospesa;
  - La minimizzazione di indici di performance legati all'accelerazione della massa.
- Handling :
  - La riduzione della trasmissibilità tra profilo stradale e forza dinamica di contatto pneumatico-suolo;
  - La minimizzazione di indici di performance legati alla forza dinamica di contatto pneumatico-suolo.
- Spazio di lavoro delle sospensioni :
  - La riduzione della trasmissibilità tra profilo stradale ed elongazione della sospensione;
  - La minimizzazione di indici di performance legati all'elongazione della sospensione.

- Requisiti energetici: l'isolazione delle vibrazioni richiede la dissipazione di energia con tecnologie passive, semi-attive o attive. È altresì necessario considerare che l'energia dissipata è sottratta al sistema veicolo.

Nel caso di eventi di tipo deterministico (buche, gradini,...) nell'analisi dei segnali di interesse vengono impiegati indici RMS, valori picco-picco del segnale, il valore assoluto massimo,... In fase di esecuzione della campagna di acquisizione, elaborazione ed analisi dei dati è comunque opportuno valutare alcuni aspetti:

- La sensibilità del corpo umano varia in funzione della frequenza e della direzione delle vibrazioni trasmesse;
- I diversi arti del corpo possono essere più o meno sensibili alle vibrazioni;
- Il limite ammissibile delle vibrazioni dipende da altri fattori quali il numero e la tipologia di ingressi, esposizione giornaliera (ore/giorno), condizioni ambientali, ....
- Come eseguire l'acquisizione dei segnali, quali parti del corpo umano e quali punti del veicolo (sedile, volante ed interfacce veicolo-uomo quali punti di trasmissione delle vibrazioni) monitorare per la valutazione delle vibrazioni meccaniche.

Tali problematiche sono parzialmente trattate in alcune normative tecniche di riferimento (British Standard [11], ISO [18]), le quali forniscono le linee guida per la misurazione e la valutazione delle vibrazioni meccaniche trasmesse al corpo umano. In particolare le componenti di accelerazione, misurate secondo modalità ben definite, vengono "pesate in frequenza" impiegando appositi filtri digitali. I segnali di interesse vengono quindi modulati a seconda della direzione di ingresso delle vibrazioni e delle parti del corpo interessate (Fig. 8).

Vengono brevemente esposti gli indici di performance comunemente impiegati:

- RMS (Root Mean Square), parametro che indica il contenuto energetico del segnale. Viene calcolato sull'intera storia temporale registrata.

$$RMS = \sqrt{\frac{\int_0^{\Delta T} |x(t)|^2 dt}{\Delta T}} \quad (6)$$



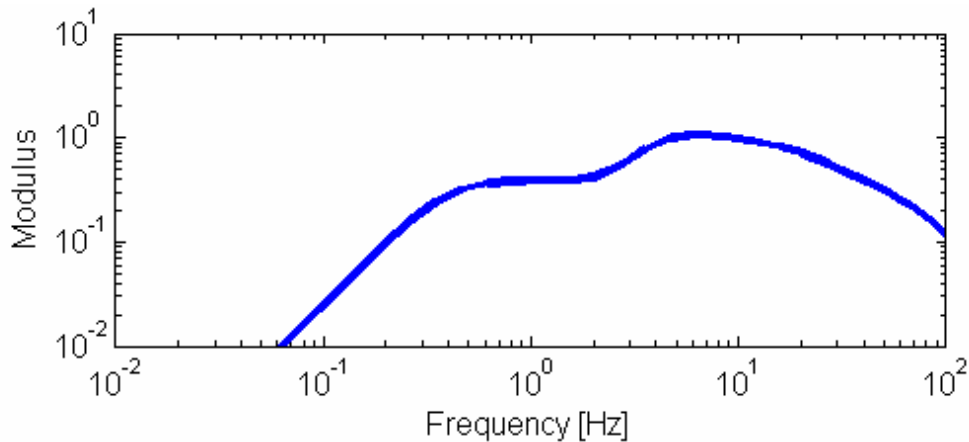


Fig. 8: Filtro di modulazione dell'accelerazione verticale della massa sospesa (BS6841).

- APC (Average Power Contents), parametro che indica la potenza media del segnale nella banda di frequenza di interesse<sup>4</sup>. Questo parametro permette di valutare le performance di interesse. Ad esempio, per quanto riguarda il comfort percepito, la sensibilità umana alle vibrazioni dipende, a parità di livello energetico, dalla frequenza di eccitazione.
- RMSF (RMS del segnale filtrato), un parametro che indica il contenuto energetico del segnale  $x_f(t)$  filtrato utilizzando gli appositi filtri previsti dalle norme BS6841 e ISO 2631-1. Questo parametro è utile ai fini della valutazione del comfort percepito poiché la sensibilità umana alle vibrazioni dipende, a parità di livello energetico, dalla frequenza di eccitazione, dalla sua direzione e dalle parti del corpo interessate.

$$RMSF = \sqrt{\frac{\int_0^{\Delta T} |x_f(t)|^2 dt}{\Delta T}} \quad (7)$$

<sup>4</sup> Tale parametro è calcolato servendosi di una stima della Power Spectral Density del segnale di interesse. Per maggiori informazioni consultare i file di simulazione.

### 2.3 Aspetti costruttivi e tecnologici

In funzione della strategia e dell'azionamento di controllo i sistemi di sospensione possono essere classificati in passivi, adattativi, attivi e semi-attivi (Fig. 9, Williams [34]). Nel caso dei sistemi attivi e semi-attivi, l'azione di controllo può dipendere da differenti segnali, quali la velocità di guida, le accelerazioni laterali e longitudinali, il comando acceleratore/freno, l'angolo di sterzo, le accelerazioni verticali del corpo sospeso,...

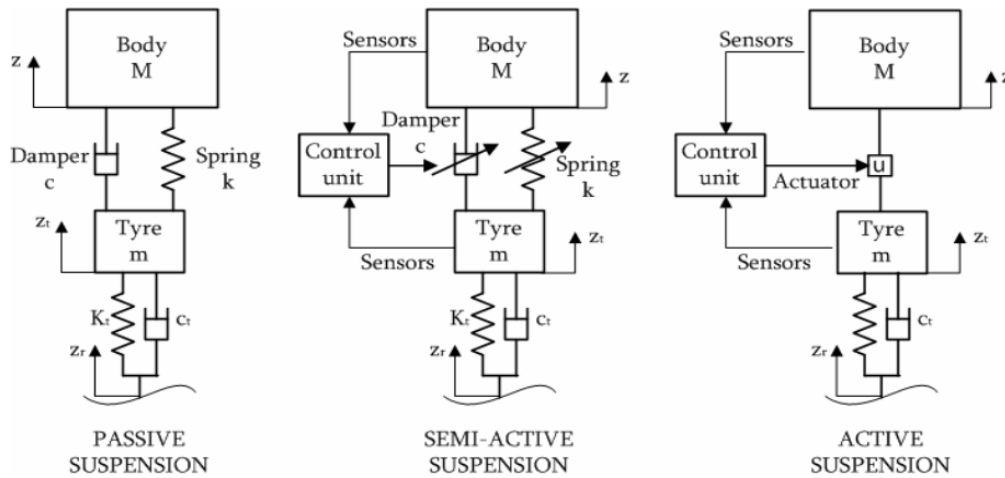


Fig. 9: Tipologie di sospensione (passiva, semi-attiva ed attiva).

#### 2.3.1 Sospensioni adattative

Le sospensioni adattative permettono di modificare le caratteristiche di damping e rigidità in funzione delle condizioni del mezzo. Tali sistemi agiscono per mezzo di un controllo in catena aperta, ovvero in risposta al comando del pilota. Le forme commercialmente diffuse consistono in sospensioni auto-livellanti e smorzatori multi-stato. Le prime permettono di compensare le deflessioni dovute alle variazioni dei carichi statici tramite delle molle ad aria o degli elementi oleo-pneumatici. Gli smorzatori multi-stato consentono di impostare differenti livelli di smorzamento: esigui in caso di strada piatta, opportunamente incrementati in caso di ingressi elevati (rilevati a partire da accelerazioni o spostamenti), allo scopo di limitare oscillazioni ed elongazioni delle sospensioni.

### 2.3.2 Sospensioni semi-attive

Questa soluzione sta prendendo sempre più attenzione da parte delle case costruttrici grazie al buon compromesso tra costi e prestazioni. Tali sistemi esercitano la forza di controllo agendo in anello chiuso variando il coefficiente di damping attraverso smorzatori multi-stato (valori discreti di  $c$ ) oppure a rate di smorzamento variabile. Possono quindi solamente dissipare l'energia proveniente dal moto della massa sospesa (Fig. 10). Il coefficiente di smorzamento viene pilotato attraverso orifizi a sezione variabile (sospensioni idro-pneumatiche), oppure per mezzo di fluidi elettro o magneto-reologici (ER, MR). La potenza assorbita da tali sistemi risulta trascurabile. Il maggior limite di tale configurazione è costituito dall'impossibilità di esercitare una forza nel medesimo verso della velocità relativa della sospensione ("limite di passività").

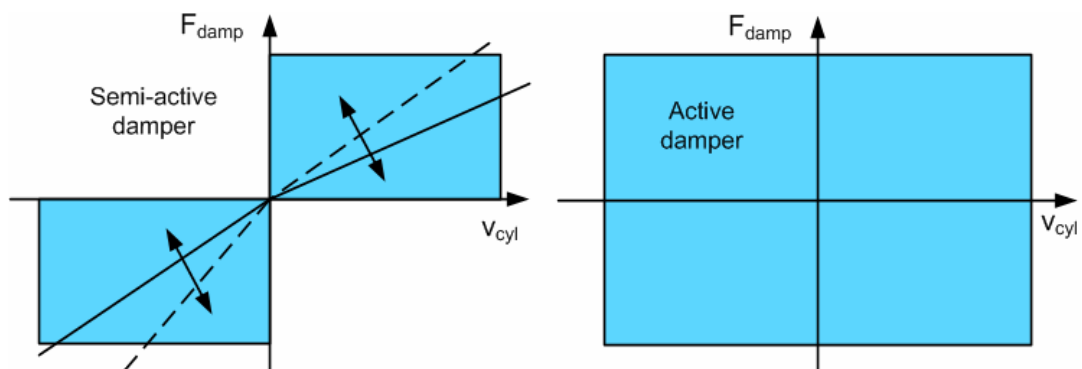


Fig. 10: Campo operativo di una sospensione attiva e semi-attiva.

#### 2.3.2.1 Damper idraulici ed elettro/magneto-reologici

Nel caso degli smorzatori idraulici la caratteristica di damping è controllata agendo attraverso orifizi a sezione variabile, ovvero valvole proporzionali, dando luogo a differenziali di pressioni tra le camere del cilindro dipendenti dalla portata di fluido, ovvero dalla velocità di escursione dell'attuatore (Fig. 11, Reimpell et al. [27]).

I damper elettro o magneto-reologici impiegano fluidi aventi viscosità variabile in funzione del campo elettrico, o magnetico, applicato. In particolare le particelle disperse nel fluido vengono polarizzate formando delle catene parallele alle linee di campo. Ne consegue un

aumento della viscosità e quindi della resistenza del fluido al passaggio attraverso appositi condotti (Fig. 12). Rispetto ai damper idraulici sono caratterizzati da tempi di risposta ridotti (5÷10 ms), presentano però una caratteristica simmetrica in compressione ed estensione. I costi di tale tecnologia limita l'applicazione ad auto sportive, di lusso e mezzi militari.

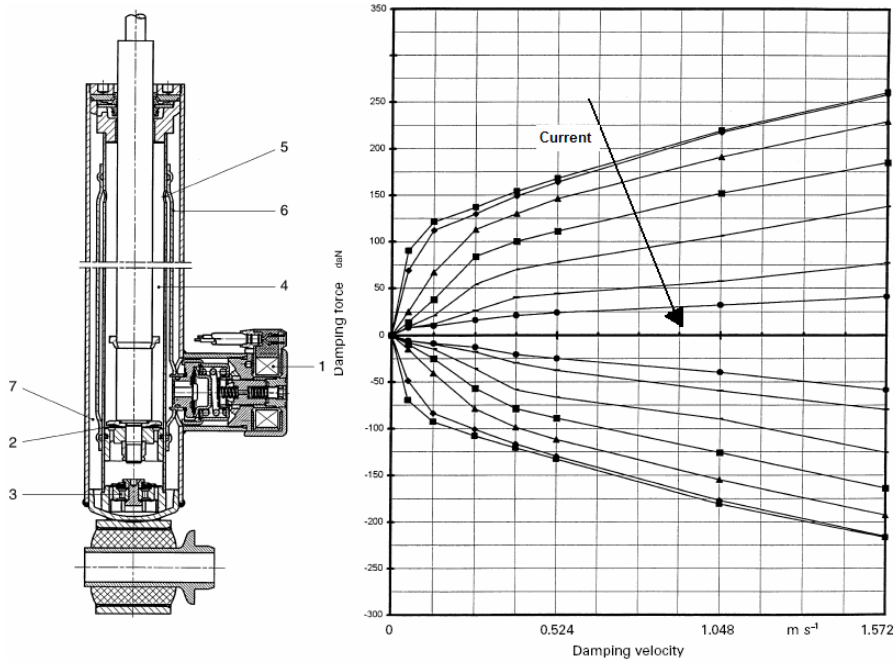


Fig. 11: Continuously Variable Damper (CVD) – si nota la valvola proporzionale impiegata come orifizio a sezione variabile.

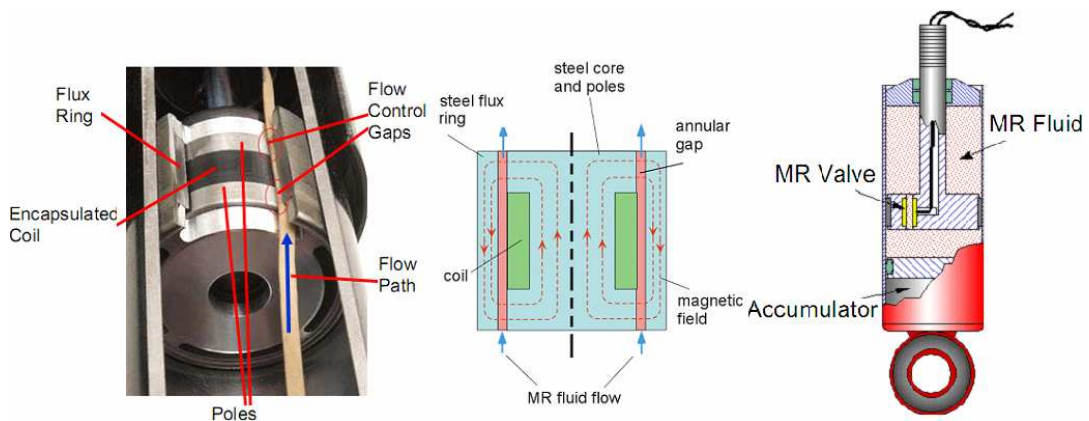


Fig. 12: Aspetti costruttivi di un damper magneto-reologico (Lord Corporation).

### 2.3.3 Sospensioni attive

Questi sistemi esercitano una forza di controllo per mezzo di un'unità idraulica, pneumatica o elettromeccanica separata. La soluzione attiva ha la capacità di dissipare ed introdurre energia nel sistema, rispondendo velocemente alle variazioni del carico, minimizzando così gli effetti di rollio in curva e di beccheggio in accelerazione o frenata. Ciò si traduce in un aumento sia della maneggevolezza che del comfort (Fig. 14). A causa dei costi e del dispendio energetico richiesto l'impiego di tale soluzione risulta limitato ad alcuni mezzi sportivi o di lusso.

Le sospensioni attive finora messe in opera sui veicoli fanno uso di attuatori elettroidraulici. Le forme comunemente diffuse sono due: High-Bandwidth system (HB) e Low-Bandwidth system (LB1 e LB2, Fig. 13). Dal punto di vista della potenza dissipata il sistema LB2 offre vantaggi per ingressi di tipo random. Questo non vale in caso di manovre di slalom dove le prestazioni delle sospensioni HB sono migliori, non solo dal punto di vista energetico. Per i sistemi HB sono necessari controllori con banda passante maggiore di 20Hz, rispetto ai 3-4Hz necessari nel caso di sospensioni LB, ma permettono l'implementazione di algoritmi di controllo quali lo Skyhook e delle relative varianti.

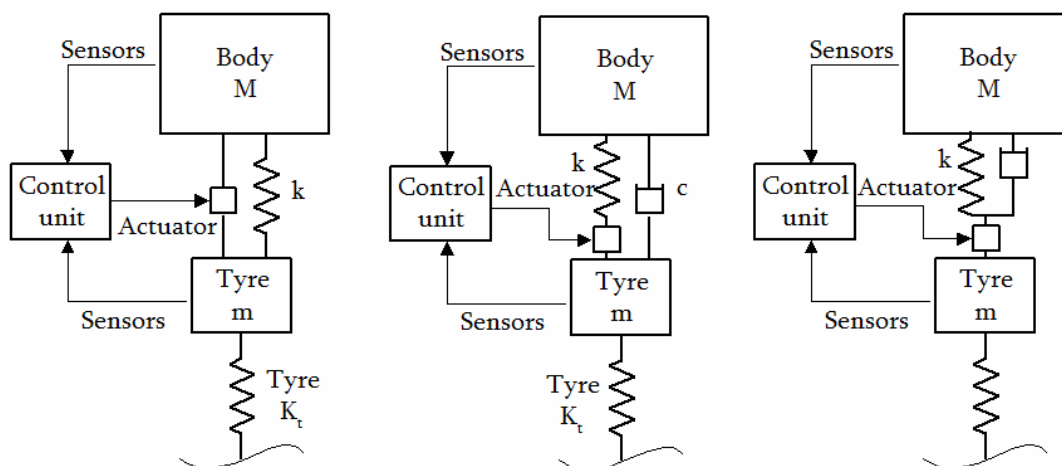


Fig. 13: Sospensioni attive HB, LB1 e LB2.

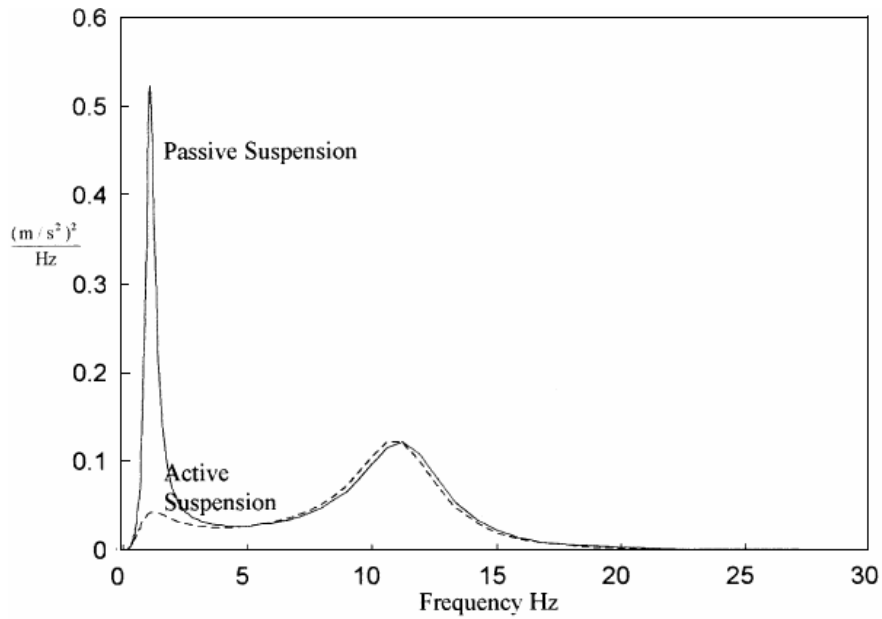


Fig. 14: Power Spectrum Density dell'accelerazione della massa sospesa nel caso di un modello QCM dotato di soluzioni passiva ed attiva.

#### 2.3.4 Caratteristica di damping: lineare, progressiva e regressiva

Le caratteristiche di damping degli ammortizzatori sono solitamente non lineari (Fig. 15, Reimpell et al. [27]), ovvero regressive o progressive. Le forme progressive (Fig. 16) sono dovute a non linearità idrauliche (differenziali di pressione dovute al passaggio del fluido attraverso gli orifici idraulici, effetti viscosi). Tuttavia la forma regressiva (Fig. 17) è quella comunemente impiegata, in quanto massimizza la sensazione di comfort percepita dal pilota. Infatti la soluzione progressiva dà luogo ad un elevato "irrigidimento" della sospensione in caso di trasferimento di carico all'anteriore/posteriore.

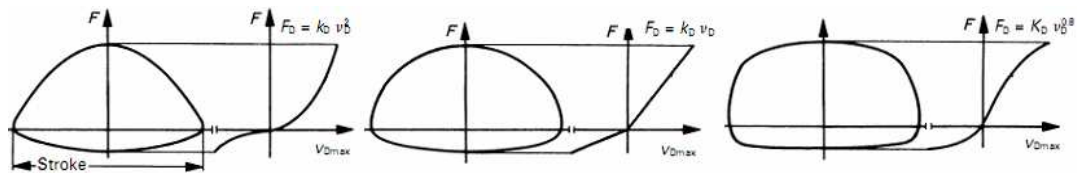


Fig. 15: Damping progressivo, lineare e regressivo. Le curve forza-corsa cilindro rappresentano l'energia dissipata dal damper. Si nota come la soluzione regressiva dissipi maggior energia.

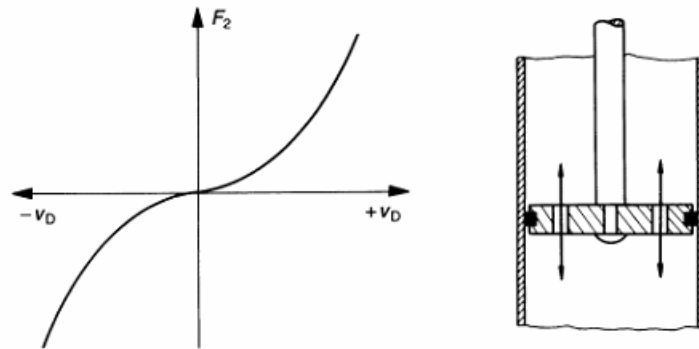


Fig. 16: Curva di damping progressiva ottenuta tramite fori nel pistone dell'ammortizzatore.

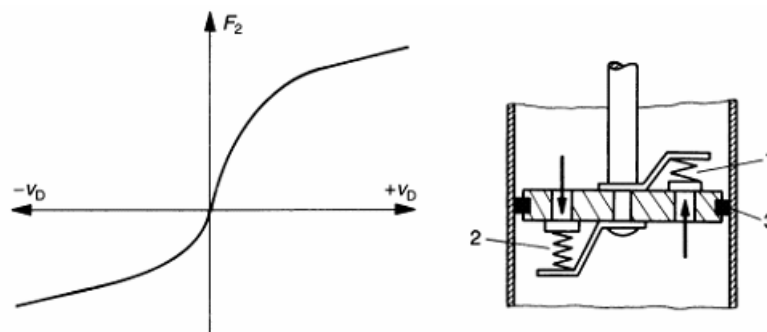


Fig. 17: Curva di damping regressiva con differenti caratteristiche in elongazione e compressione, ottenuta attraverso fori sul pistone ed apposite valvole (lamellari) precaricate con delle molle (1,2).

## 2.4 Controllo delle sospensioni

Prima di introdurre i controlli real-time per le sospensioni è necessario trattare alcune forme di controllo ad anello chiuso, a partire dal caso continuo per poi passare all'analisi di elementi discontinui, semi-attivi ed attivi.

### 2.4.1 Progettazione del controllore LQR (Linear Quadratic Regulator)

Consideriamo il caso del regolatore quadratico lineare applicato al modello QCM dotato di sospensione attiva, costituita da un attuttore in grado di esercitare una forza  $u$ , uguale

ed opposta, alle masse (sospesa e non, Fig. 9). Le equazioni del moto sono definite dalla seguente espressione:

$$\begin{cases} M\ddot{z} = u \\ m\ddot{z}_t + k_t(z_t - z_r) = -u \end{cases} \quad (8)$$

È possibile portare il sistema in forma di stato attraverso la definizione del vettore degli stati e delle uscite (accelerazione massa sospesa, elongazione della sospensione e forza dinamica pneumatico-suolo):

$$\begin{cases} \dot{x} = A x + b_1 u + b_2 z \\ y = C x + d_1 u + d_2 z_r \end{cases} \quad (9)$$

$$x^T = [\dot{z} \quad (z - z_r) \quad \dot{z}_t \quad (z_t - z_r)]$$

$$y^T = [u/M \quad (z_t - z) \quad k_t(z_t - z_r)/m]$$

Secondo il progetto del regolatore LQR è necessario minimizzare un apposito funzionale in forma integrale (sintesi LQR, Williams [33]), il quale applica diversi pesi all'accelerazione del corpo, elongazione della sospensione e forza agente sul pneumatico.

$$J = 0.5 \int_0^{\infty} (\Gamma_1 u^2 + \Omega(z - z_r)^2 + \tau(z_t - z_r)^2) dt \quad (10)$$

Definita  $P_r$  la matrice (simmetrica definita positiva) soluzione dell'equazione di Riccati, è possibile ottenere un input di controllo ottimale attraverso un'operazione di retroazione dello stato:

$$\begin{aligned} u &= -\frac{b_1^T P_r x}{\Gamma_1} = [k_1 \quad k_2 \quad k_3 \quad k_4] x \\ &= (k_1 + k_3) \dot{z} + k_3(\dot{z}_t - \dot{z}) + k_2(z - z_r) + (k_4 + k_2)(z_t - z_r) \end{aligned} \quad (11)$$

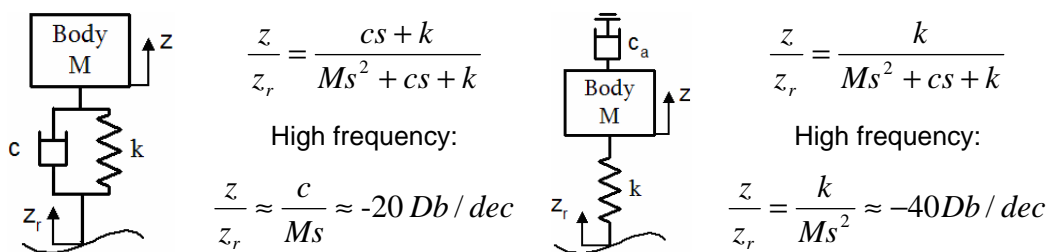


I diversi coefficienti di feedback dello stato possono essere ricondotti a:

- $k_1+k_3$  = damping riferito alla velocità (assoluta) della massa sospesa (*Skyhook damping*);
- $k_3$  = damping riferito alla velocità relativa tra i due corpi;
- $k_2$  = rigidità riferita all' elongazione relativa tra i due corpi;
- $k_4+k_2$  = termine di rigidità equivalente dello pneumatico. Ponendo  $k_4=-k_2$  le prestazioni del veicolo non cambiano sensibilmente. Tale scelta evita la necessità di misurare l'altezza del veicolo dalla strada.

#### 2.4.2 Concetto di controllo "Skyhook"

Il concetto di controllo "Skyhook" prevede la presenza di uno smorzatore ideale connesso tra massa sospesa ed un riferimento inerziale (Fig. 19). Rispetto al classico sistema passivo propone una maggior attenuazione delle accelerazioni trasmesse al corpo per frequenze elevate. È inoltre possibile aumentare il rate di damping riducendo i picchi di risonanza senza provocare l'aumento della trasmissibilità per frequenze elevate (Fig. 20). Il tutto si traduce in una maggior isolamento della massa sospesa rispetto ai disturbi stradali.



Tale concetto ideale viene implementato stimando la velocità assoluta della massa sospesa e pilotando opportunamente l'attuatore/damper posto tra le masse, sospesa e non (Fig. 9). Gli studi presenti in letteratura affrontano le problematiche di implementazione legate alla sensoristica e quindi alla stima delle variabili necessarie al controllo, al vincolo di passività del damper, all'asimmetria della variabile di controllo oltre al carattere non lineare del problema stesso.

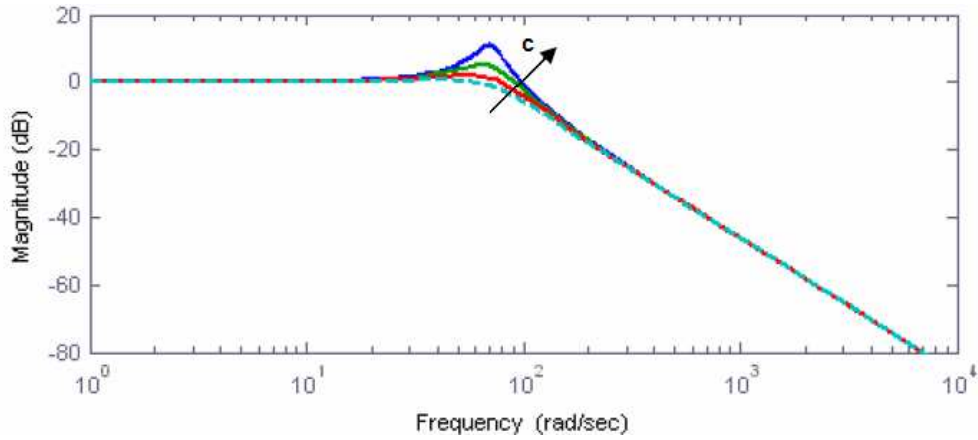


Fig. 20: Diagramma di Bode della trasferimento tra profilo stradale e spostamento della massa sospesa nel caso Skyhook.

#### 2.4.3 Full vehicle control – Controllo modale del veicolo

Il controllo di rollio e beccheggio richiede l'imposizione dell'altezza del veicolo in un set di punti. Tale concetto non è applicabile nel caso di un mezzo dotato di quattro sospensioni, in quanto solamente tre sospensioni possono trovarsi all'altezza corretta ad ogni istante. Conviene quindi adottare un controllo modale di scuotimento, rollio e beccheggio del veicolo. Tali variabili sono calcolate attraverso una semplice matrice di trasformazione:

$$\begin{bmatrix} z \\ \phi \\ \theta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ -a & -a & b & b \\ -t_c & t_c & t_c & -t_c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_{fl} \\ z_{fr} \\ z_{br} \\ z_{bl} \end{bmatrix} \quad (12)$$

Dove  $z$ ,  $\phi$  e  $\theta$  rappresentano rispettivamente l'altezza del baricentro del veicolo e gli angoli di rollio e beccheggio. Le variabili  $z_{ij}$  rappresentano il vettore delle misure, ovvero gli spostamenti delle sospensioni. I parametri  $a$  e  $b$  indicano le distanze del centro di gravità dall'asse anteriore e posteriore, mentre  $t_c$  la semilarghezza del mezzo. È possibile determinare le variabili di controllo ( $u_k$ ) in termini modal: i controlli di scuotimento, beccheggio e rollio possono essere definiti secondo strategie Skyhook o di forze

feedback. Tali controlli vengono poi tradotti, attraverso appositi guadagni, nei quattro ingressi di controllo delle sospensioni, ovvero le forze espresse da ciascun attuatore ( $u_{ij}$ ).

$$\begin{bmatrix} u_{fl} \\ u_{fr} \\ u_{br} \\ u_{bl} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -1 & 1 & G_{rf} & G_{wf} \\ -1 & 1 & -G_{rf} & -G_{wf} \\ -1 & -1 & -G_{rr} & G_{wr} \\ -1 & -1 & G_{rr} & -G_{wr} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_z \\ u_\phi \\ u_\theta \\ u_\Gamma \end{bmatrix} \quad (13)$$

Dove  $G_{rf}$  e  $G_{rr}$  rappresentano i gain di rollio all'anteriore ed al posteriore, mentre  $G_{wf}$  e  $G_{wr}$  indicano i guadagni di deformazione.

Dal punto di vista progettuale potrebbe essere vantaggioso trattare il controllo modale di rollio e scuotimento delle sospensioni all'anteriore e posteriore. Infatti nella maggior parte di casi il centro geometrico del veicolo non corrisponde al centro di gravità dello stesso. Inoltre sospensioni anteriori e posteriori hanno sovente rigidzze differenti, per diminuire gli effetti di variazione di carico sullo spazio di lavoro delle sospensioni. Il vettore delle misure viene quindi tradotto in termini di scuotimento (anteriore-posteriore) e rollio.

$$\begin{bmatrix} z_f \\ z_b \\ \theta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 1 \\ -t_c & t_c & t_c & -t_c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_{fl} \\ z_{fr} \\ z_{br} \\ z_{bl} \end{bmatrix} \quad (14)$$

Dove  $z_f$  e  $z_b$  rappresentano gli spostamenti delle sospensioni anteriori e posteriori. Le variabili di controllo vengono risolte secondo i nuovi modi e tradotte nei quattro ingressi di controllo delle sospensioni.

$$\begin{bmatrix} u_{fl} \\ u_{fr} \\ u_{br} \\ u_{bl} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -1 & 0 & G_{rf} & G_{wf} \\ -1 & 0 & -G_{rf} & -G_{wf} \\ 0 & -1 & -G_{rr} & G_{wr} \\ 0 & -1 & G_{rr} & -G_{wr} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_z \\ u_\phi \\ u_\theta \\ u_\Gamma \end{bmatrix} \quad (15)$$

2.4.4 Controllo semi-attivo: approssimazioni Skyhook, Groundhook ed Hybrid

La progettazione del controllore per sospensioni semi-attive tratta un problema non lineare, con variabile di controllo asimmetrica ed attuatore "passivo". Infatti questa tipologia di sospensioni è classificata come "bi-lineare", alla quale la teoria dei controlli per sistemi lineari non può essere applicata (Savaresi et al. [30]): la linearizzazione del sistema attorno all'equilibrio comporta l'eliminazione della variabile di controllo.

La progettazione del controllo deve in primo luogo considerare i limiti di passività del sistema. Consideriamo il caso dell'applicazione del controllo Skyhook applicato al caso del damper semi-attivo di Fig. 21.

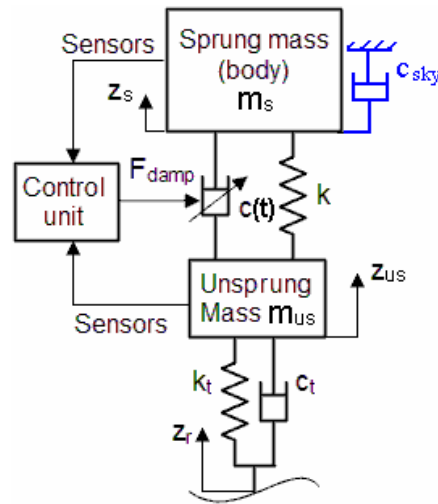


Fig. 21: Controllo semi-attivo applicato al modello QCM.

Il vincolo di passività ( $c(t) \geq 0$ ) garantisce l'applicazione della legge Skyhook nel solo caso in cui le velocità della massa sospesa e di elongazione della sospensione siano concordi. L'approssimazione che ne consegue consiste nel limitare il campo di esistenza della variabile di controllo nell'intervallo  $[0, c_{max}]$ :

$$F_{damp} = c(t)(\dot{z} - \dot{z}_t) = c_{sky} \dot{z} = F_{sky}$$

$$c(t) = \frac{c_{sky} \dot{z}}{(\dot{z} - \dot{z}_t)} \geq 0 \quad \Rightarrow \quad \dot{z}(\dot{z} - \dot{z}_t) \geq 0 \quad (16)$$

Vengono espone le strategie di controllo semi-attivo impiegate nel presente lavoro di tesi. Un'analisi dettagliata dello stato dell'arte del controllo attivo e semi-attivo è proposta da Biral et al. [2]-[3]-[4], Campi et al. [7], Goncalves & Ahmadian [13], Hong et al. [17], Karnopp et al. [19], Kawabe et al. [20], Koo et al. [21], Savaresi et al. [29]-[30], Williams [33]-[34].

Nel caso Two-State Damper (TSD) la variabile di controllo può assumere due distinti valori attraverso un'operazione di switch. Allo scopo di simulare uno Skyhook damper, viene impostato il livello superiore di smorzamento nel caso in cui la velocità attraverso lo smorzatore sia concorde alla velocità del corpo sospeso. In caso contrario il sistema assume il rate di damping inferiore. In altre parole il sistema esercita un'azione di damping nel caso in cui sia richiesta la dissipazione di energia, nulla in caso contrario.

$$\begin{cases} c_{sky}(t) = c_{\max} & \text{if } (\dot{z}_s)(\dot{z}_s - \dot{z}_{us}) \geq 0 \\ c_{sky}(t) = c_{\min} & \text{if } (\dot{z}_s)(\dot{z}_s - \dot{z}_{us}) < 0 \end{cases} \quad (17)$$

Applicando quanto esposto al modello descrivente il quarto di veicolo l'accelerazione risulta significativamente ridotta rispetto al normale modello passivo. Per frequenze nell'intorno dei 20 Hz si nota invece un incremento delle accelerazioni subite dalla massa sospesa. Per il sistema reale, a causa di inevitabili non linearità e ritardi introdotti dall'operazione di switching, si osserva un'ulteriore degrado delle prestazioni.

Secondo la strategia *Continuously Variable Damper (CVD)* la variabile di controllo può variare linearmente tra due limiti ben distinti (Savaresi et al. [30]).

$$\begin{cases} c_{sky}(t) = \text{sat}_{[c_{\min}, c_{\max}]} \left[ \frac{\alpha c_{\max} (\dot{z}_s - \dot{z}_{us}) + (1 - \alpha) c_{\max} \dot{z}_s}{\dot{z}_s - \dot{z}_{us}} \right] \\ \quad \text{if } \left[ \frac{\alpha c_{\max} (\dot{z}_s - \dot{z}_{us}) + (1 - \alpha) c_{\max} \dot{z}_s}{\dot{z}_s - \dot{z}_{us}} \right] \geq 0 \\ c_{sky}(t) = c_{\min} \quad \text{if } \left[ \frac{\alpha c_{\max} (\dot{z}_s - \dot{z}_{us}) + (1 - \alpha) c_{\max} \dot{z}_s}{\dot{z}_s - \dot{z}_{us}} \right] < 0 \end{cases} \quad (18)$$

Il coefficiente  $\alpha$  rappresenta un peso, generalmente assunto pari a 0.5 in modo da dividere l'effetto di damping equamente tra massa sospesa e corpo ruota. In tal caso i

risultati ottenuti soddisfano quanto previsto dal modello Skyhook, a patto che il coefficiente di smorzamento richiesto permanga nell'intervallo ammesso  $[0, c_{\max}]$ .

Il controllo *Acceleration Driven Damper (ADD)*, Savaresi et al. [30]) nasce dallo studio di un algoritmo di controllo ottimo (comfort objective) per una sospensione semiattiva. Il controllo proposto richiama lo smorzatore a due stati approssimante il modello Skyhook. La sola differenza consiste nel fatto che la legge di switching non dipende dalla velocità della massa sospesa bensì dall'accelerazione della stessa.

$$\begin{cases} c_{sky}(t) = c_{\max} & \text{if } (\ddot{z}_s)(\dot{z}_s - \dot{z}_{us}) \geq 0 \\ c_{sky}(t) = c_{\min} & \text{if } (\ddot{z}_s)(\dot{z}_s - \dot{z}_{us}) < 0 \end{cases} \quad (19)$$

Il concetto di controllo Groundhook prevede uno smorzatore connesso tra massa non sospesa e riferimento inerziale, al fine di stabilizzare lo pneumatico massimizzando la manovrabilità del mezzo. Tale soluzione aggiunge quindi smorzamento alla massa non sospesa e ne toglie a quella sospesa (Goncalves & Ahmadian [13], Koo et al. [21]), con l'ovvio svantaggio di aumentare la trasmissibilità tra profilo stradale e massa sospesa.

$$\begin{cases} c_{gnd}(t) = c_{\max} & \text{if } (\dot{z}_{us})(\dot{z}_s - \dot{z}_{us}) \leq 0 \\ c_{gnd}(t) = c_{\min} & \text{if } (\dot{z}_{us})(\dot{z}_s - \dot{z}_{us}) > 0 \end{cases} \quad (20)$$

La soluzione di controllo Hybrid ha lo scopo di combinare i vantaggi dei concetti Skyhook e Groundhook. Unendo le due metodologie di controllo, si punta ad ottenere una bassa trasmissibilità sia per la massa sospesa che per quella non sospesa (Goncalves & Ahmadian [13], Koo et al. [21]). Il progettista può decidere quanto il controllo approssimi le strategie Skyhook e Groundhook (parametro  $\alpha$ ):

$$c(t) = \alpha c_{sky}(t) + (1 - \alpha) c_{gnd}(t) \quad (21)$$

#### 2.4.5 *Considerazioni relative al controllo di sistemi idraulici*

La progettazione del controllo di sospensioni idro-pneumatiche semi-attive deve considerare alcuni aspetti, quali la caratteristica non lineare di forza e velocità dei damper controllati, la banda passante del sistema di attuazione, le isteresi di natura meccanica ed idraulica, la comprimibilità del fluido, etc. Tali problematiche sono presentate e discusse da Grott [14], Hayase et al. [16], Opdenbosch [28], Sirouspour & Salcudean [32]. I fenomeni di attrito costituiscono una delle principali cause del comportamento non lineare dei sistemi idraulici, possono comportare diminuzioni, anche del 30%, di forze e coppie esercitate dagli attuatori. Identificazioni sperimentali portano ad un modello di attrito composto da un termine coulombiano ed un altro dipendente dalle pressioni in gioco. La compensazione può essere eseguita per mezzo di un controllore sfruttando informazioni quantitative degli attriti. Questi possono essere valutati, in modo indiretto, secondo due modalità: identificazione sperimentale e stima. La prima permette di ottenere una descrizione accettabile degli attriti. La seconda, eseguita per mezzo di appositi osservatori non lineari e a struttura variabile (Bonchis et al. [5]- [6]) ne permette la stima in linea.





### **3 ANALISI TEORICA E SPERIMENTALE DI SOSPENSIONI PER MEZZI OFF-HIGHWAY**

Il presente capitolo descrive la macro-attività volta all'analisi dello stato dell'arte nella progettazione di sospensioni per mezzi off-highway e dei relativi sistemi di controllo. A seguito di una prima introduzione (Cole [8], Grott [14], Guarnieri & Fabbri [15], Panizzi [23], Schrottmaier & Nadlinger [31]), vengono esposte le tipologie di sospensioni idropneumatiche impiegate nel settore off-highway. Segue il percorso di sviluppo di modelli di sospensione e di modelli multicorpo di mezzi agricoli, le relative fasi sperimentali di identificazione, calibrazione e validazione dei modelli sviluppati e l'analisi di alcune strategie di controllo del damping per sospensioni semi-attive disponibili in letteratura. Tale attività, abbinata sia all'analisi sperimentale di soluzioni presenti in commercio che al confronto con i produttori di mezzi agricoli e sistemi di sospensione, permette di definire i requisiti funzionali di prodotto (secondo l'approccio del MBD), nonché l'acquisizione di competenze e nozioni necessarie allo sviluppo di un prototipo di sospensione idropneumatica per mezzi pesanti con relativa unità di controllo elettronico.

### 3.1 Introduzione

Secondo quanto esposto in Par. 1.2 l'attività di design di sistemi di sospensione per mezzi pesanti richiede strategie di progetto distinte da quelle di un normale autoveicolo. Nell'ambito dei mezzi off-highway viene fatto largo uso di valvole elettroidrauliche sia per sistemi primari che secondari. Minimo comune denominatore è la presenza di cilindri ed accumulatori idraulici accoppiati ad un'apposita unità di controllo in grado di gestire il sistema in presenza di più segnali di ingresso, come mostrato in Fig. 22. Per quanto riguarda le soluzioni cinematiche proposte dai differenti costruttori di mezzi agricoli è possibile consultare Panizzi [23].

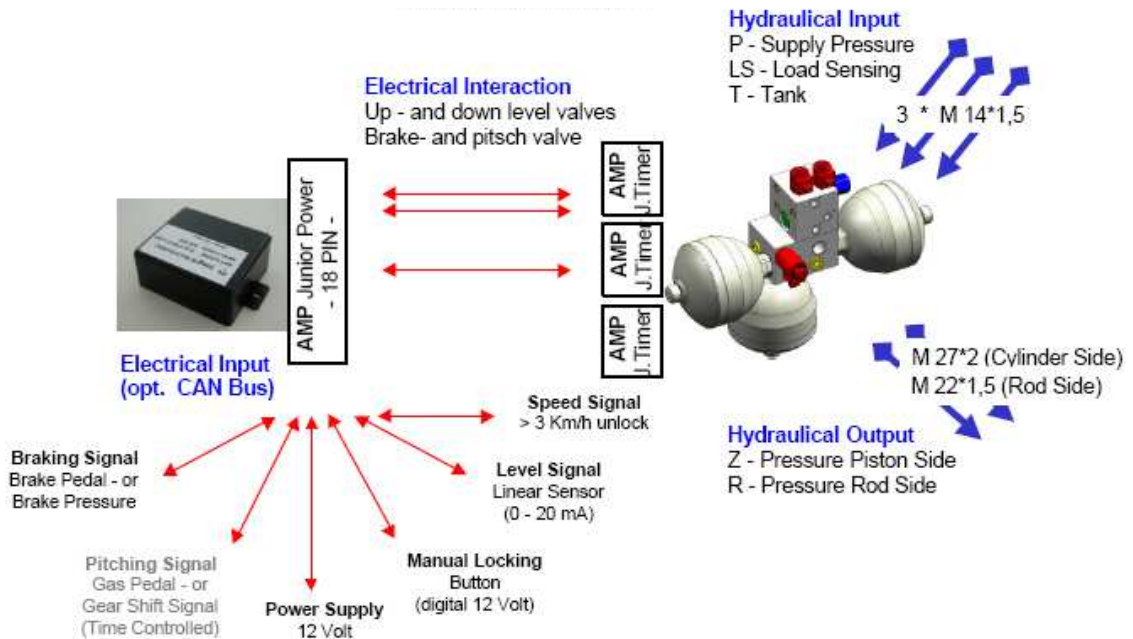


Fig. 22: Schema delle connessioni per un sistema di sospensione di tipo idro-pneumatico.

Negli ultimi anni la velocità ammissibile dei mezzi off-highway è aumentata fino a toccare gli 80 km/h e le masse in gioco sono più che raddoppiate, con la conseguente necessità di garantire standard di sicurezza accettabili. La necessità di migliorare le performance dinamiche del mezzo, ovvero assicurare manovrabilità e stabilità dinamica del mezzo, sta spingendo i produttori ad escludere l'impiego di sistemi primari puramente passivi, a favore di sospensioni controllate. Rispetto alle soluzioni diffuse in ambito veicolistico,

spesso focalizzate al solo controllo del damping, è necessario affrontare problematiche legate al controllo di beccheggio e frenata, allo scopo di evitare impatti meccanici dovuti alla corsa limitata del sistema sospensione. Appare quindi evidente che per soddisfare esigenze di comfort e manovrabilità del mezzo è necessario garantire rispettivamente accelerazioni ed elongazioni della sospensione limitate, aspetti tra loro contrastanti.

### **3.2 I sistemi di sospensione idro-pneumatici per mezzi off-highway**

Nel caso dei mezzi agricoli i sistemi di sospensione comunemente impiegati sono di tipo idro-pneumatico. Allo scopo di definire le interfacce del sistema ed i vincoli di design ad esse connesse, lo studio presenta ed espone il funzionamento del tipico impianto idraulico per mezzi off-highway. In linea di principio il sistema idraulico di una macchina agricola è costituito da un serbatoio (carter della trasmissione) e da una pompa che trasferisce l'olio in pressione ad una serie di organi specifici. Dopo l'uso l'olio viene raffreddato per mezzo di uno scambiatore e reindirizzato al serbatoio. Il classico circuito idraulico per mezzi agricoli è a centro aperto, dotato di pompa ad ingranaggi a portata fissa e pressione variabile, collegata direttamente al motore oppure in presa continua ad un albero della trasmissione. La pompa indirizza il fluido tramite distributori idraulici agli organi utilizzatori in funzione, svolgendo lavoro utile con assorbimento di energia. Se al contrario nessun organo servo comandato idraulicamente è in azione, l'olio torna nel serbatoio con il minimo assorbimento di energia dal motore. Tale sistema presenta costi di impianto limitati a fronte di un sistema tecnicamente semplice. Negli ultimi anni si è diffusa in ambito off-highway la tecnologia load-sensing, grazie alla quale i sistemi risultano compensati sia in pressione che in portata, garantendo così rendimenti maggiori in quanto la pompa (solitamente a stantuffi assiali) fornisce la sola quantità d'olio necessaria alla rispettiva pressione. Inoltre grazie alle elevate portate (fino a 113 l/min) si possono ottenere reazioni immediate e movimenti idraulici rapidi, anche con motore a bassi regimi.

Solitamente l'impianto idraulico incorpora tre pompe (Fig. 23). La pompa di trasferimento (10) aspira l'olio di lubrificazione dalla scatola della PTO (Power Take-Off), dove si raccoglie, per pomparlo nella scatola della trasmissione. La pompa di carico e lubrificazione (9), invia l'olio a bassa pressione tramite un filtro (8), sia alla pompa a pistoncini (7) che al circuito di lubrificazione della trasmissione (T). Tale pompa invia poi il

flusso d'olio alla valvola di priorità dello sterzo (6), la quale garantisce un flusso prioritario al circuito dello sterzo (5, idroguida: pressione di circa 175 bar); qualora disponibile l'olio viene intercettato dalla valvola per i freni del rimorchio (11). Il circuito a pressione regolata ed il circuito ad alta pressione (circa 200 bar) hanno rispettivamente la seconda e terza priorità. L'olio a 175 bar passa attraverso una valvola di regolazione della pressione (1) che viene abbassata a circa 1,5 e 16 bar a seconda dell'utilizzo.

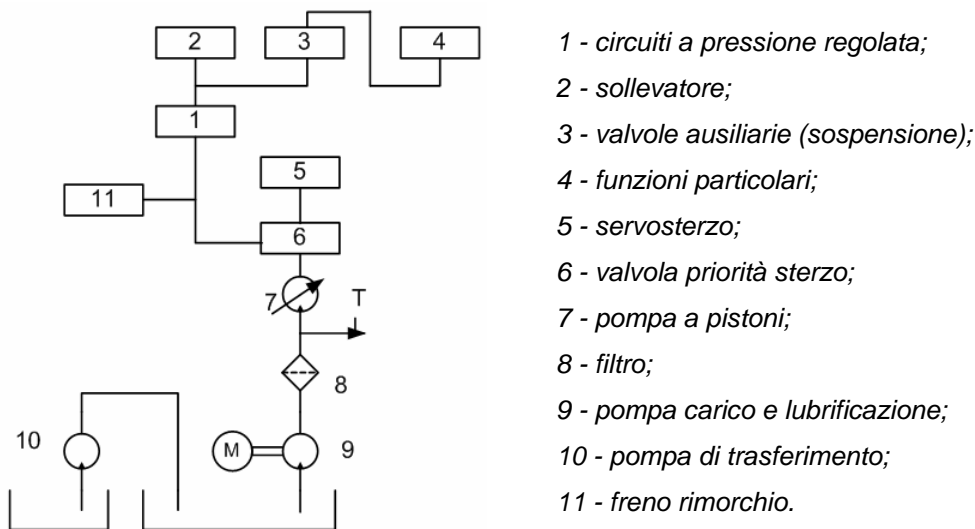


Fig. 23: Rappresentazione schematica delle funzioni operative gestite dal sistema idraulico ed eventuale collocazione delle sospensioni.

In particolare l'olio a 1,5 bar va ad alimentare i dispositivi di attuazione di organi quali i servocomandi dei freni e della frizione motore, provvede inoltre alla lubrificazione forzata degli ingranaggi del cambio e della presa di potenza. L'olio a 16 bar di pressione va ad alimentare i servocomandi di innesto trazione anteriore, cambio di gamma (lento-veloce), innesto presa di potenza anteriore/posteriore, innesto cambio marcia sotto carico (HI-LO) e bloccaggio differenziale. A ciò si possono aggiungere altre applicazioni, quali il controllo idraulico dell'innesto di tutte le marce del cambio di velocità (trasmissione Power-Shift) o il controllo della regolazione dell'attacco a tre punti.

Il mercato dei mezzi off-highway offre due principali tipologie di sospensione idropneumatiche per sistemi primari, commercialmente diffuse come "Regen" e "Double Acting". Di tali sistemi sono state desunte le caratteristiche elastiche, ovvero l'andamento di rigidità e frequenza di risonanza in funzione del carico statico. La soluzione Regen (Fig. 24) consiste in un cilindro idraulico le cui camere sono connesse ad un unico

accumulatore, il quale provvede ad una riserva di fluido idraulico oltre al contributo elastico (Rogala [10]). L'azione di damping è dovuta ad orifizi calibrati, i quali creano un differenziale di pressione dipendente dalla velocità di escursione del cilindro idraulico. La dipendenza dalle condizioni di carico comporta rigidzze e pulsazioni esigue nel caso di carichi ridotti, vale il contrario in condizioni di carico considerevoli.

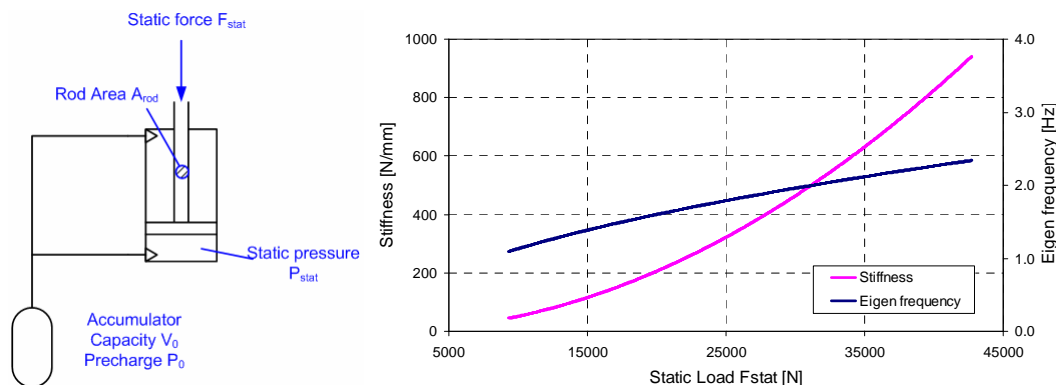


Fig. 24: Sistema Regen: rigidzza e frequenza naturale in funzione del carico statico.

La rigidzza della sospensione è funzione delle condizioni statiche di carico, ovvero delle condizioni di equilibrio del sistema. Definiti  $\gamma$  il coefficiente della trasformazione politropica del gas contenuto nell'accumulatore,  $V_0$  e  $P_0$  la capacità e la precarica dell'accumulatore stesso,  $P_{stat}$  la pressione del sistema in condizioni statiche ed  $A_{rod}$  l'area dello stelo del cilindro, ne consegue una rigidzza  $k_{reg}$  data da:

$$k_{reg} = \frac{\gamma A_{rod}^2 P_{stat}^2}{P_0 V_0} \quad (22)$$

Nel caso del sistema Double Acting le camere del cilindro idraulico sono connesse a due accumulatori distinti (Fig. 25). I costi di impianto (due circuiti distinti per le gestione delle due camere del cilindro) limitano tuttora la diffusione di tale soluzione. L'imposizione della contro-pressione a lato stelo (variabile in modo discreto o continuo) permette il controllo della caratteristica elastica del sistema, quindi della rigidzza e della frequenza propria, al variare del carico statico agente sulla sospensione stessa. Definiamo  $A_p$  l'area del pistone,  $P_{S1}$  e  $P_{C2}$  la pressione statica lato pistone e la contro-pressione imposta al lato stelo mentre  $V_{S1}$  e  $V_{C2}$  rappresentano i rispettivi volumi di gas degli accumulatori. La

linearizzazione della caratteristica elastica nell'intorno delle condizioni di equilibrio conduce alla seguente espressione della rigidità del sistema:

$$k_{D.A.} = \frac{P_{S1} A_p^2 n}{V_{S1}} + \frac{P_{C2} (A_p - A_{rod})^2 n}{V_{C2}}$$

$$P_{S1} = \frac{F_{stat} + P_{C2} (A_p - A_{rod})}{A_p}$$

$$V_{S1} = \frac{P_{01} V_{01}}{P_{S1}}$$

$$V_{C2} = \frac{P_{02} V_{02}}{P_{C2}}$$
(23)

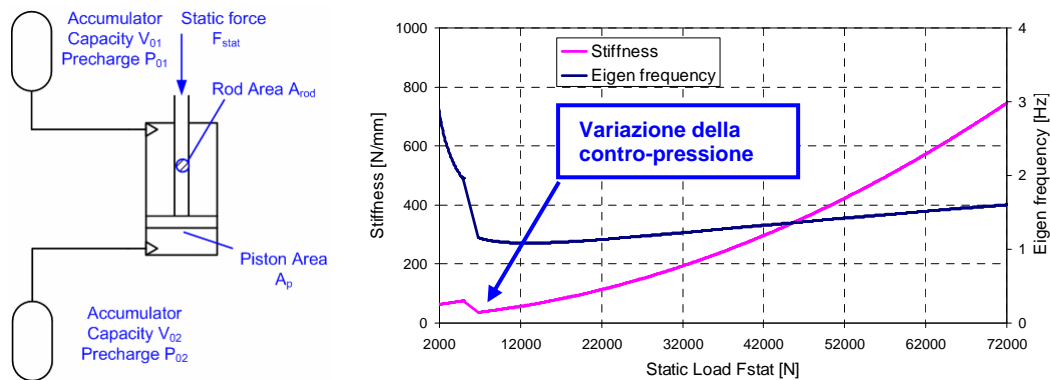


Fig. 25: Sistema Double Acting: rigidità e frequenza naturale in funzione del carico statico.

### 3.3 Modellazione, identificazione sperimentale e controllo mediante Banco prova sospensioni Gen.1

La progettazione di un sistema di controllo richiede un modello in grado di descrivere la dinamica dell'impianto che si intende controllare. Durante tale fase preliminare la dinamica di scuotimento del mezzo agricolo è stata approssimata attraverso il classico QCM, calibrato secondo i risultati sperimentali. Servendosi di un banco prova per

sospensioni – Gen 1<sup>5</sup> (Fig. 26 e Fig. 27) sono state validate e calibrate le caratteristiche della sospensione idraulica passiva oggetto di studio. L'apparato sperimentale è composto da una traversa sospesa (dotata di apposite zavorre e vincolata a telaio con una coppia cilindrica - elementi 1,2,3), le articolazioni della sospensione (4,5) e l'assale anteriore di una trattrice (massa non sospesa, 6), il cilindro idraulico della sospensione (7) ed un attuatore idraulico controllato in posizione (8), il quale imprime il moto di scuotimento alla massa non sospesa. Accelerazioni ( $A_1$ ,  $A_2$ ) e spostamenti ( $R_1$ ,  $D_1$ ) dei due corpi e la forza impressa dall'attuatore idraulico costituiscono le misure di test.

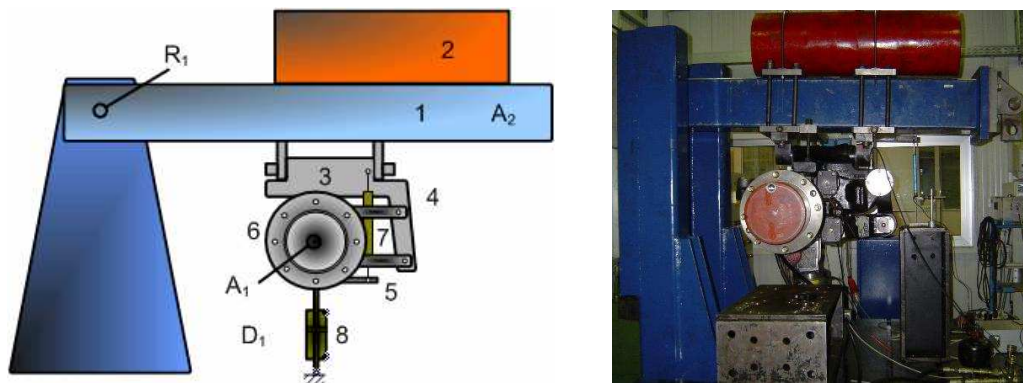


Fig. 26: Banco prova per sospensioni Gen. 1 – schema del multicorpo e sensoristica.

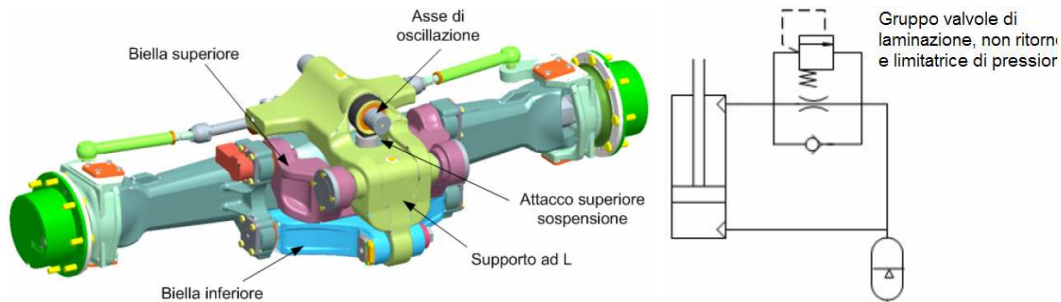


Fig. 27: Assale (sospensione a quadrilatero articolato unico e centrale) di cui è dotato il banco prova sospensioni e schema idraulico della sospensione.

Data la temporanea mancanza dei componenti necessari alla realizzazione di una sospensione semi-attiva, le differenti strategie di controllo del damping sono state testate attraverso simulazioni servendosi del modello QCM sviluppato (Biral et al. [3]).

<sup>5</sup> Tale banco costituisce inoltre la piattaforma di sviluppo del banco prova per assali sospesi presentato nei successivi paragrafi.

3.3.1 Modello multibody simbolico del banco prova

Il modello multibody del banco è stato sviluppato servendosi del codice di manipolazione simbolica Maple e del pacchetto multibody MBSymba. Tale modello a parametri concentrati comprende le non linearità del sistema dovute sia ai vincoli cinematici che all'unità idro-pneumatica. La caratteristica elastica (molla a gas) è descritta attraverso il modello di gas ideale. La forma analitica del modello di damping, dovuta all'azione delle valvole di laminazione, non ritorno e limitatrice di pressione (Fig. 27), è stata ottenuta attraverso il fitting delle curve sperimentali presenti a catalogo (Fig. 28). La curva sperimentale della forza di damping considera il solo effetto di smorzamento dovuto all'insieme costituito da valvola di laminazione, non ritorno e sicurezza. La sospensione idro-pneumatica garantisce in ogni caso un certo rate di smorzamento sia in fase di estensione che di compressione. Ciò è dovuto allo smorzamento intrinseco dell'impianto, garantito dalle inevitabili perdite di carico e resistenze interne alle quali è soggetto il moto del fluido.

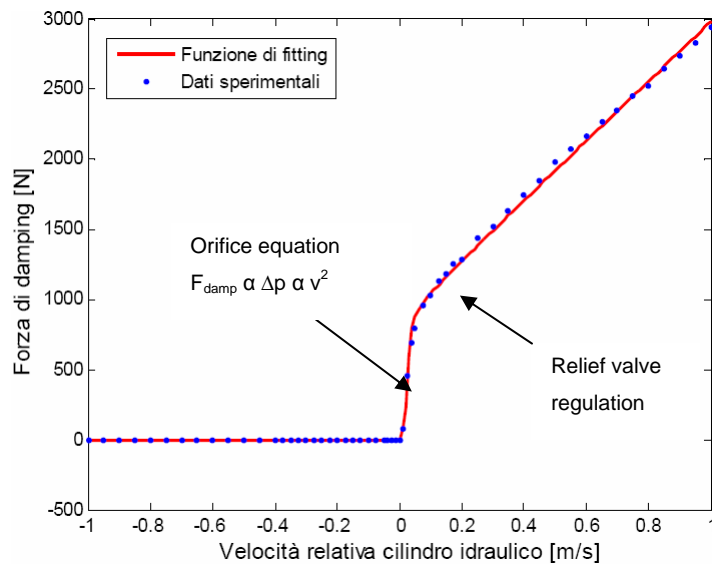


Fig. 28: Fitting della forza di damping impiegato in fase di modellazione.



L'impiego dell'approccio lagrangiano ha condotto ad un set di equazioni del moto differenziali algebriche (Differential Algebraic Equations - DAE<sup>6</sup>), opportunamente ridotto ad un sistema di equazioni differenziali ordinarie (ODE) attraverso una procedura di pseudo-ortogonalizzazione della matrice jacobiana dei vincoli (Grott [14]). È stata quindi condotta l'analisi modale e di stabilità del sistema, il calcolo degli autovalori ed autovettori associati e delle relative pulsazioni di risonanza in funzione di differenti configurazioni di linearizzazione (Fig. 29). Come atteso il sistema linearizzato presenta due autovalori complessi e coniugati aventi parte reale negativa ed altrettanti posti nell'origine del piano complesso. Questi sono riconducibili al grado di libertà di rotazione del sistema attorno alla cerniera della traversa superiore.

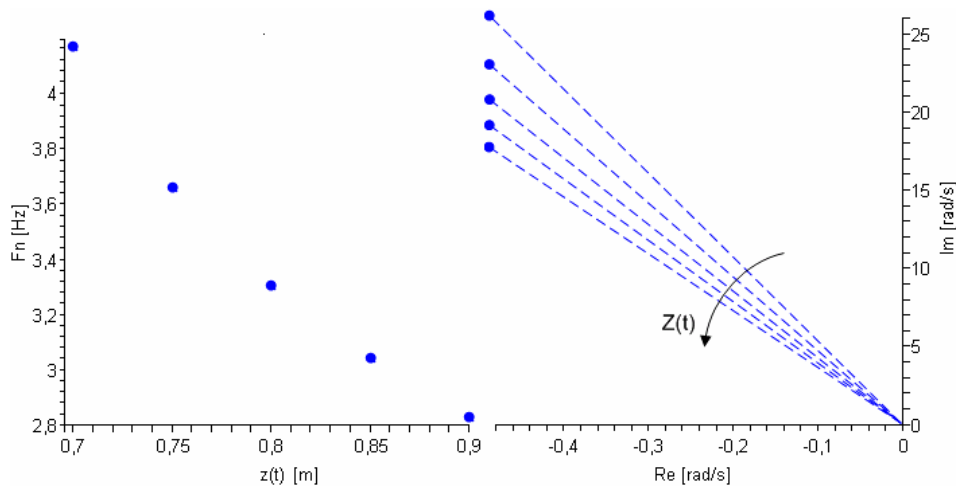


Fig. 29: Autovalori e pulsazioni naturali al variare della configurazione di linearizzazione.

### 3.3.2 Attività sperimentale: calibrazione dei modelli dinamici ed identificazione della Risposta in Frequenza

L'attività sperimentale è finalizzata alla validazione del modello multicorpo, nonché alla calibrazione del modello QCM necessario per la successiva analisi delle strategie di controllo del damping.

<sup>6</sup> L'adozione dell'approccio lagrangiano con un numero sovrabbondante di coordinate cinematiche conduce ad un sistema DAE (Pennestrì [24]-[25]).

In primo luogo è stato analizzato il sistema idraulico della sospensione, in termini di rigidità equivalente ed entità degli attriti (Fig. 30). Lo scarto tra la rigidità sperimentale e quella prevista dal modello è inferiore al 4%, a conferma dell'attendibilità del modello matematico assunto. Il comportamento non lineare del sistema sospensione è dovuto non solo alle caratteristiche dell'unità idraulica, una componente fondamentale è riconducibile ai fenomeni di attrito, imputabili allo strisciamento tra corpi meccanici ed elementi di tenuta dell'insieme cilindro sospensione. Una parziale caratterizzazione del fenomeno è proposta dalle curve di isteresi del cilindro sospensione. L'entità dell'attrito risulta circa pari al 20% della forza totale espressa dal cilindro sospensione. È possibile notare il fenomeno di stick-slip, dovuto agli elementi di tenuta del cilindro.

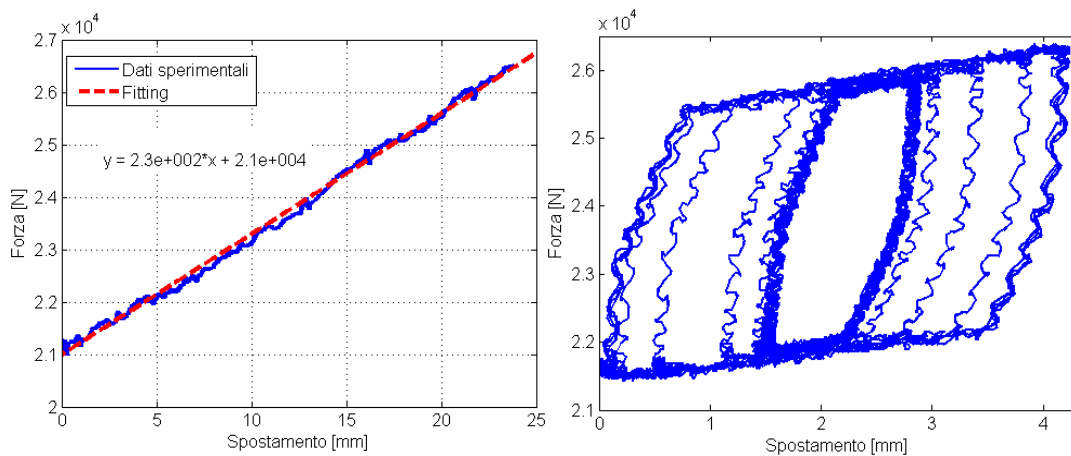


Fig. 30: Rigidità equivalente della sospensione idraulica e curva di isteresi del cilindro sospensione.

La Risposta in Frequenza costituisce una rappresentazione completa e particolarmente utile, anche a fini del controllo, di un sistema dinamico. Per mezzo di tecniche di identificazione sperimentale è stata determinata la Risposta in Frequenza del banco prova per sospensioni. A causa del comportamento non lineare della sospensione (giochi meccanici, fenomeni di attrito, saturazione dell'azionamento idraulico,...) non è possibile distinguere potenziali zone di risonanza ed antirisonanza tipiche di un sistema dinamico lineare del quarto ordine. È stata quindi identificata la risposta frequenziale tra la forza esercitata dall'azionamento idraulico e lo spostamento verticale dell'assale. La presenza di fenomeni di attrito/adesione tra le superfici in moto relativo e giochi meccanici, ovvero "zone morte", inducono limiti per le componenti in bassa frequenza, relative alla dinamica lenta del sistema. Osservazioni di carattere sperimentale

propongono la cancellazione del doppio integratore (della funzione di trasferimento teorica), a favore di un pseudo integratore, costituito da un filtro passa basso del secondo ordine. Lo studio sperimentale propone una frequenza di risonanza pari a 4.3 Hz, coerente con la frequenza di 4.2 Hz prevista dal modello multicorpo simbolico (Fig. 31).

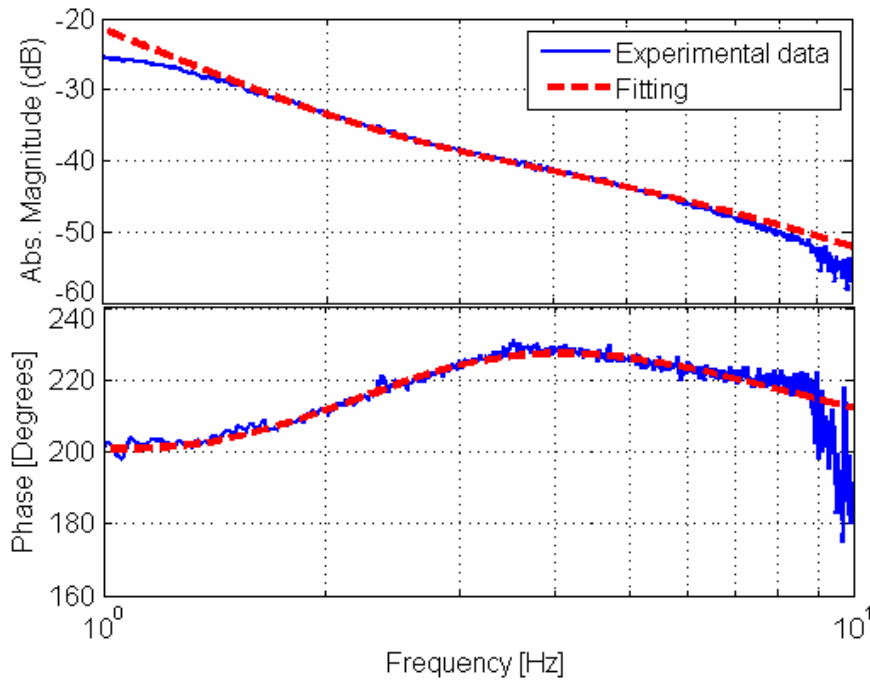


Fig. 31: Diagrammi di Bode (modulo e fase) delle R.F. sperimentale ed approssimante.

### 3.3.3 Analisi di strategie semi-attive per il controllo del damping

Viene presentata l'analisi comparativa condotta attraverso simulazioni al computer tra la soluzione passiva caratterizzata sperimentalmente e le differenti strategie di controllo semi-attivo del damping presentate nel Par. 2.4.4. La dinamica dell'anteriore della macchina agricola è stata simulata attraverso un modello QCM<sup>7</sup>. Il modello di

<sup>7</sup> Il profilo stradale è descritto sia secondo eventi discreti (profili step e rampa) che stocastici, ovvero secondo i profili ISO. Le simulazioni considerano un damper ideale, ovvero avente una banda passante idealmente infinita, comunque tale da non influenzare le performance del sistema nel range frequenziale di interesse. Vengono inoltre impiegati i criteri di valutazione delle performance precedentemente introdotti.

sospensione idro-pneumatica è calibrato secondo i risultati dell'indagine sperimentale. L'architettura del controllo è descritta in Fig. 32. I segnali di misura consistono nelle accelerazioni verticali dei corpi e l'elongazione del cilindro sospensione. Nel presente lavoro sono stati impiegati stimatori dei segnali di feedback in velocità, necessari ai fini dell'implementazione del controllo del damping<sup>8</sup>. Il controllo elabora opportunamente il segnale di comando, ovvero il coefficiente di damping  $c(t)$  del damper controllato.

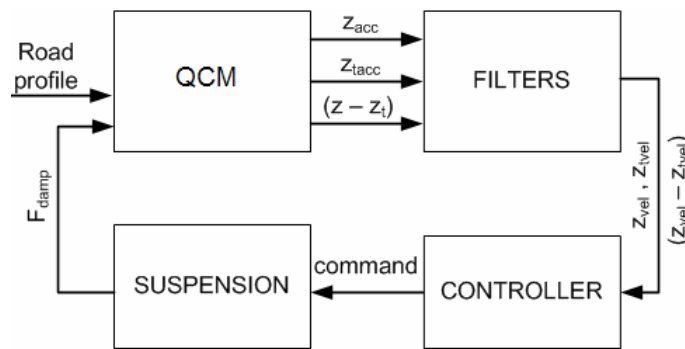


Fig. 32: Architettura del controllo semi-attivo.

Nel caso di profili stocastici i risultati delle simulazioni non mostrano un sostanziale miglioramento della specifica di comfort. Le specifiche di maneggevolezza e spazio di lavoro della sospensione rispettano quanto previsto dalla trattazione teorica. Una tale difformità è imputabile alle forze di attrito agenti all'interfaccia pistone-cilindro sospensione: nel caso di profili smooth l'attrito comporta il bloccaggio dell'attuatore, impedendo la dissipazione di energia e quindi l'azione di filtraggio delle vibrazioni trasmesse al conducente.

Nel caso dei profili deterministici le prestazioni delle soluzioni di controllo sono coerenti con la trattazione teorica. Gli indici di performance confermano una riduzione dell'accelerazione del corpo sospeso per le strategie Skyhook, mentre la strategia Groundhook propone una riduzione dell'accelerazione del corpo assale. Come atteso le strategie Hybrid offrono una soluzione di compromesso tra gli algoritmi Skyhook e Groundhook.

Ai fini riassuntivi, Tabella 1 mostra il potenziale di miglioramento delle performance (espresso come riduzione percentuale degli indici di performance) ottenibile per mezzo delle strategie semi-attive per i differenti profili stradali.

<sup>8</sup> Per maggiori informazioni consultare gli articoli in allegato.

MAX RMS PERFORMANCE INDEX REDUCTION				
RMS INDEX	ISO poor	ISO average	Ramp	Step
Body acc.	-1%	-2%	-5%	-12%
Tire acc.	+13%	+5%	-4%	-15%
Tire force	-57%	-62%	-3%	-18%
Tire displ.	-58%	-63%	-5%	-16%
Susp. elong.	-85%	-36%	-4%	-12%

Tabella 1

Riduzione percentuale degli indici di performance per i differenti profili stradali in caso di sistemi semi-attivi.

### 3.4 Modellazione, identificazione sperimentale e controllo mediante banco prova sospensioni Gen.2

Il progetto del sistema di sospensione richiede un appropriato prototipo in grado di riprodurre la dinamica reale del mezzo. In un'ottica di sviluppo prodotto l'impiego del mezzo agricolo risulta non efficiente, sia in termini economici che dei tempi di sviluppo. Non garantisce la riproducibilità delle condizioni di test (sollecitazioni esterne, profilo stradale, condizioni di carico), né standard di sicurezza accettabili (richiede un manovratore). È stato quindi sviluppato un nuovo banco prova per sospensioni (Gen. 2, Fig. 33). Rispetto al banco di prima generazione si intende riprodurre un differente sistema dinamico. Il banco è sollecitato non attraverso lo spostamento del corpo assale, ma imponendo il profilo stradale agente all'interfaccia pneumatico-suolo<sup>9</sup>. Tale prototipo permette di eseguire una selezione delle soluzioni progettuali, riducendo i test mediante mezzo agricolo strumentato alle soluzioni potenzialmente valide (Biral et al. [2]).

Il sistema meccanico è costituito da una traversa sospesa opportunamente zavorrata (massa sospesa, elementi 1,2,3), le articolazioni della sospensione (4,5), la massa non sospesa costituita da assale anteriore (6) e pneumatici (7), il cilindro idraulico della sospensione (8) ed una coppia di attuatori idraulici (9), controllati in posizione al fine di generare i differenti profili stradali all'anteriore destro e sinistro del mezzo. Le misure di test consistono in accelerazioni ( $A_1$ ,  $A_2$ ) e spostamenti ( $R_1$ ,  $D_1$ ) dei due corpi,

<sup>9</sup> Il sistema meccanico, opportunamente linearizzato, è riconducibile al modello QCM.

l'elongazione della sospensione (sensore angolare  $R_2$ ), le forze espresse dai due attuatori idraulici (celle di carico) e la pressione dell'accumulatore del sistema di sospensione<sup>10</sup>.

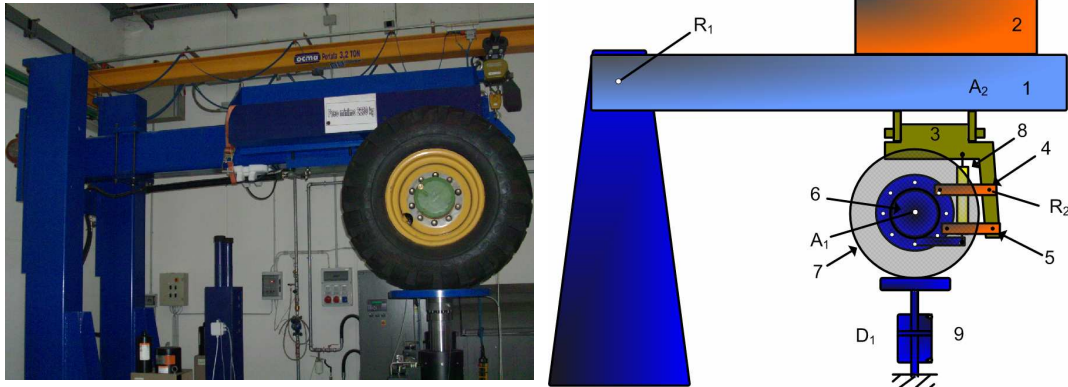


Fig. 33: Banco prova per sospensioni Gen. 2.

### 3.4.1 Modello multibody numerico del banco prova

Lo studio sperimentale di sistemi semi-attivi richiede componenti specifici non prontamente reperibili sul mercato, quali prototipi di valvole proporzionali. Nell'ambito off-highway lo sviluppo di prototipi di componentistica idraulica risulta spesso economicamente non conveniente a causa dei volumi di produzione ridotti e della particolarità dell'applicazione (in termini di portate e pressioni di esercizio). Non vi è quindi disponibilità da parte dei fornitori nello sviluppo di nuovi prototipi, a meno della sottoscrizione di vincoli commerciali ed un'evidente convenienza in termini prestazionali ed industriali. Al fine di contrarre i tempi di sviluppo del sistema e rendere il processo meno sensibile a tali aspetti di natura commerciale, è stato sviluppato un modello multibody numerico (MSC.ADAMS, Fig. 34) del banco prova per sospensioni, calibrato attraverso attività sperimentale. Il sistema idraulico è modellato mediante il toolbox Adams Hydraulic, servendosi delle caratteristiche geometriche e dei dati sperimentali messi a disposizione dal fornitore del sistema di sospensione. Il modello include le non

<sup>10</sup> Per maggiori informazioni consultare l'allegato informatico "MTS\_bench\_documentation.zip".

linearità dovute sia alla cinematica del sistema che alla sospensione idro-pneumatica, tra cui i fenomeni di attrito e termici.

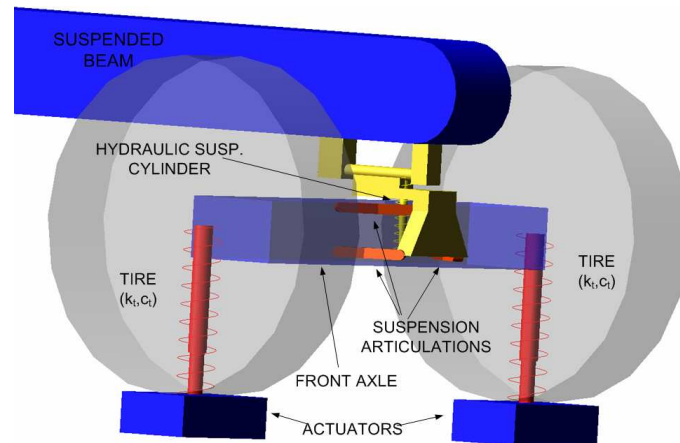


Fig. 34: Particolare del modello multicorpo numerico descritto in ambiente MSC.ADAMS.

### 3.4.2 Identificazione sperimentale della Risposta in Frequenza e calibrazione del modello numerico

In primo luogo sono state stimati i parametri di rigidità e smorzamento verticali degli pneumatici. Le caratteristiche di deformabilità ed aderenza del pneumatico sono dovute alla sua struttura fortemente composita, fatta di una carcassa di fibre intrecciate, flessibili ma molto rigide estensionalmente, immersa in una matrice di gomma (mescole elastomeriche) molto deformabile e con elevate caratteristiche di aderenza con il suolo. Altro componente essenziale, come è noto, è l'aria che conferisce stabilità e rigidità strutturale all'insieme. Nel caso in esame, gli pneumatici vengono riempiti con schiume poliuretaniche per garantire un certo grado di sicurezza per gli operatori al banco. In letteratura sono riportati molti esempi di studio dello pneumatico, ma di scarsa riproducibilità a livello industriale per cui si è optato per una soluzione meno accurata ma molto più pratica ai fini della stima dei parametri di interesse. Il cilindro sospensione è stato bloccato allo scopo di ridurre il sistema meccanico originale (Fig. 34) al classico sistema del secondo ordine, assunto come modello lineare di identificazione parametrica.

L'elaborazione mediante il pacchetto "identification toolbox" di Matlab ha fornito stime di rigidezza e smorzamento rispettivamente pari a  $1.1410e+006$  N/m e  $3.4735e+003$  Ns/m.

L'attività svolta prosegue con l'identificazione sperimentale delle funzioni di trasferimento tra profilo stradale (variabile di ingresso) ed accelerazioni delle masse sospese e non sospese e l'elongazione del cilindro sospensione (variabili di uscita). A tale scopo il banco prova sospensioni è stato pilotato secondo profili stradali sweep, distinti in termini di ampiezze di spostamento. La Risposta in Frequenza (Fig. 35) propone una risonanza del corpo non sospeso (wheel resonant frequency) pari a 7.3 Hz. Il bloccaggio della sospensione dovuto agli attriti rende non visibile il picco di risonanza della massa sospesa (body resonant frequency), stimata nell'intorno di 1.7 Hz. Tale effetto di non linearità è chiaramente osservabile dall'elongazione della sospensione, per valori esigui dell'ampiezza del profilo stradale l'effetto filtrante della sospensione è inibito. All'aumentare dell'ampiezza del profilo sweep il cilindro sospensione vince le resistenze di attrito manifestando un comportamento oscillatorio per frequenze minori.

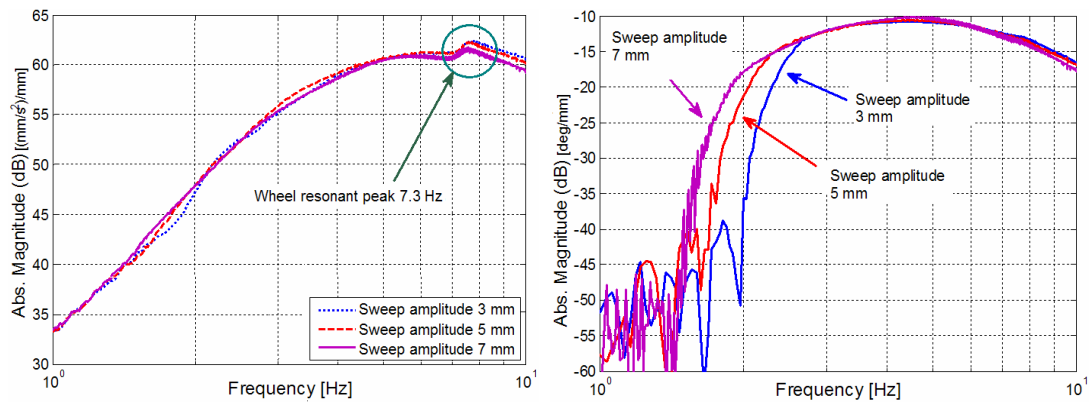


Fig. 35: Risposte in Frequenza sperimentali tra profilo stradale e accelerazione della massa sospesa (sinistra) ed elongazione della sospensione (destra).

L'analisi sperimentale degli attriti<sup>11</sup> è stata eseguita sottoponendo il cilindro sospensione a spostamenti aventi frequenza ed ampiezza variabile, al fine di vagliare diversi differenziali di pressione e velocità del cilindro. I risultati (Fig. 36) confermano quanto ottenuto durante le prove a banco Gen.1, a giustificazione del comportamento altamente non lineare del sistema. Si nota una dipendenza dell'entità degli attriti dall'ampiezza dello

<sup>11</sup> Il banco prova monta un assale sospeso di taglia maggiore rispetto al banco Gen.1.



spostamento del cilindro sospensione, ovvero dal valore assoluto delle pressioni raggiunte dall'accumulatore.

Segue la calibrazione del modello numerico per mezzo dei risultati sperimentali. In fase di simulazione sono state riprodotte le medesime condizioni di prova servendosi della tecnica di co-simulazione Matlab-Adams (Fig. 37). Le differenze tra risultati del modello numerico e sperimentali sono imputabili all'approssimazione del fenomeno di attrito per le basse frequenze, oltre alle non linearità dei sensori di misura ed effetti di surriscaldamento del fluido al termine della prova sweep, ovvero per frequenze di eccitazione elevate.

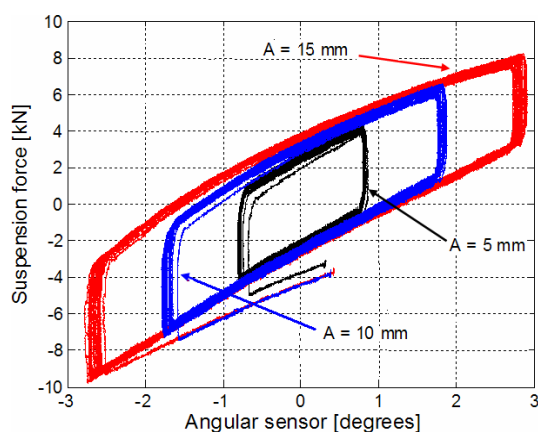


Fig. 36: Curve di isteresi per differenti spostamenti (profilo triangolare) del cilindro idraulico.

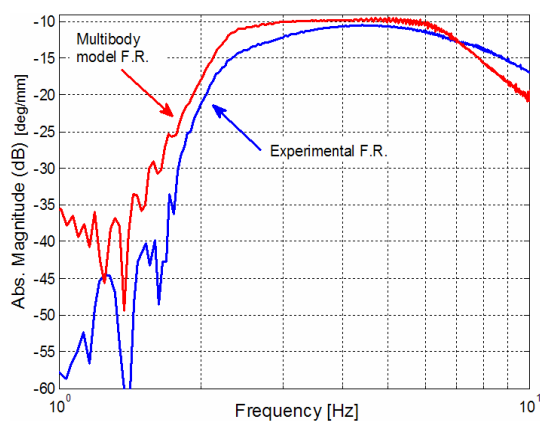


Fig. 37: Confronto tra Risposta in Frequenza sperimentale e numerica (profilo stradale - elongazione della sospensione).

### 3.4.3 Controllo semi-attivo del damping mediante co-simulazione Matlab/Adams

L'analisi comparativa tra la soluzione passiva caratterizzata sperimentalmente e le strategie semi-attive di controllo del damping è svolta attraverso co-simulazione in ambienti Matlab/Adams. Tale tecnica permette di simulare il sistema di controllo (Simulink) accoppiato al modello meccanico ed idraulico del prototipo di test (Adams). Architettura del controllo, quindi segnali di misura e i filtri di stima dei segnali di controllo sono i medesimi di quanto esposto nel paragrafo 3.3.3. A differenza della precedente analisi non viene impiegato il modello QCM, ma il modello numerico multi-fisico del banco prova sospensioni, testato ed identificato per via sperimentale. Il modello di circuito

idraulico della sospensione passiva è integrato con una valvola proporzionale, ovvero un orifizio a sezione variabile interposto tra le due camere del cilindro. Il coefficiente di smorzamento desiderato è imposto in via indiretta attraverso l'area equivalente dell'orifizio  $A_{eq}(I)$ , funzione della corrente di comando inviata alla bobina della valvola. Data la mancanza di dati realistici per applicazioni agricole, il modello di damper adotta dati disponibili a catalogo per valvole proporzionali impiegate in applicazioni off-highway. La risposta dinamica della valvola è descritta attraverso un sistema composto dalla serie di un ritardo temporale (time delay) ed un filtro passa basso.

In Tabella 2 sono proposti gli indici di performance del sistema sospensioni quando il modello virtuale del banco, dotato di soluzione semi-attiva, è sottoposto a differenti profili stradali. In modo coerente con la precedente analisi gli attriti inibiscono l'azione filtrante della sospensione nel caso di ingressi smooth, quali i profili stocastici. Nel caso del profilo deterministico tipo rampa i gravosi effetti dovuti agli attriti risultano parzialmente ridotti. Per quanto riguarda le prove di step i risultati sono parzialmente affetti dalla rigorosa descrizione del profilo in ingresso: in realtà il rotolamento dello pneumatico produce una considerevole azione filtrante del profilo stradale.

MAX RMS PERFORMANCE INDEX REDUCTION					
RMS INDEX	ISO poor	ISO average	Ramp	Step	Sweep
Body acc.	-2%	-2%	-6%	9%	-11%
Tire force	-2%	-3%	-5%	4%	-1%
Tire displ.	-2%	-3%	-5%	4%	-2%
Susp. elong.	-4%	-2%	-15%	-3%	-27%

Tabella 2

*Riduzione percentuale degli indici di performance per i differenti profili stradali in caso di sistemi semi-attivi.*

I profili finora descritti sono caratterizzati da un contenuto frequenziale limitato, tale da non eccitare il sistema nell'intero range frequenziale di interesse. È stato quindi deciso di impiegare un profilo sweep, in grado di eccitare l'intera dinamica del mezzo. In tal caso le simulazioni propongono una riduzione di tutti gli indici di performance, nonostante la presenza dei gravosi fenomeni di attrito.

Secondo le simulazioni svolte, affinché le prestazioni del sistema non siano influenzate in modo significativo dalla dinamica del damper è necessario adottare valvole

aventi tempi di risposta al gradino  $\Delta t_{0-90} \leq 20-30$  ms. A meno dello sviluppo di nuovi prototipi, il mercato off-highway non offre valvole per il controllo del damping aventi una tale caratteristica dinamica.

In conclusione le simulazioni confermano l'efficacia degli algoritmi, in particolar modo la soluzione Hybrid, al fine di migliorare le specifiche di manovrabilità e di spazio di lavoro della sospensione. Dati i gravosi fenomeni di attrito il soddisfacimento della specifica di comfort è vincolata alla presenza di un sistema secondario di sospensione.

### 3.5 Analisi sperimentale degli attriti in funzione della pressione statica di lavoro

Le prove di caratterizzazione degli attriti descritte nei precedenti paragrafi conducono ad un modello Coulombiano. In realtà l'entità degli stessi è funzione sia della velocità del cilindro che delle pressioni agenti sulle facce del pistone, a causa della deformazione degli elementi di tenuta. Al fine di ottenere un modello di più aderente al fenomeno reale è stata eseguita un'indagine sperimentale volta allo studio della dipendenza degli attriti dalla pressione di lavoro. Le curve di isteresi di Fig. 38 sono state ottenute precaricando la sospensione idraulica secondo differenti pressioni. All'aumentare della pressione statica di lavoro l'entità della forza di attrito aumenta in modo pressoché lineare. È inoltre osservabile una variazione di pendenza dovuta all'accumulatore idraulico, il quale opera come una molla non lineare con rigidità dipendente dalla pressione statica. È stata quindi introdotta una dipendenza del modello di attrito Coulombiano dal valore statico della pressione (Eq. (24)).

$$F_{att} = F_{mod}(p) \tanh\left(\frac{2v_{rel}}{v_{th}}\right) \quad (24)$$

Dove  $F_{mod}(p)$  rappresenta l'ampiezza della componente d'attrito modulata secondo la pressione dell'accumulatore e  $v_{th}$  la velocità di soglia, superata la quale la forza d'attrito risulta completamente sviluppata.

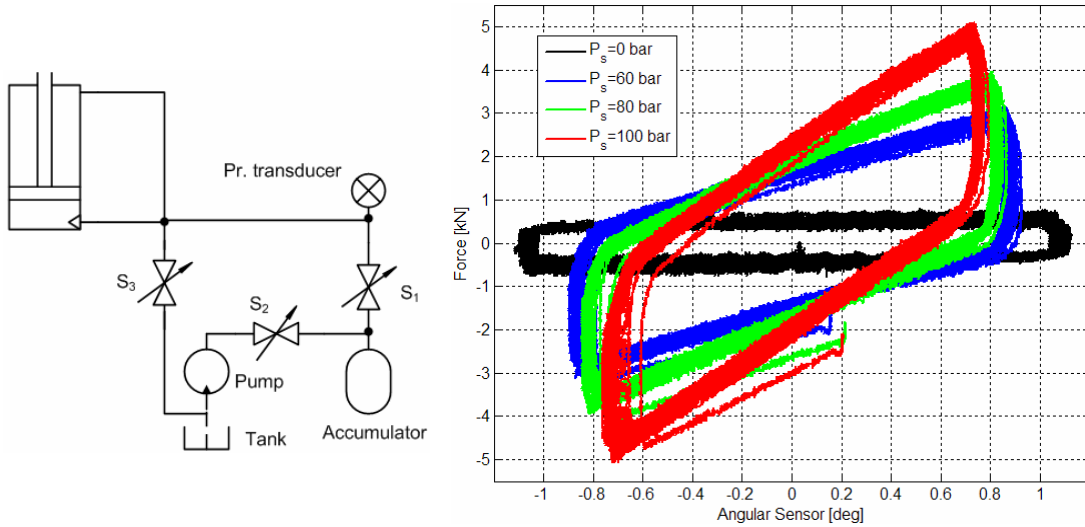


Fig. 38: Schema idraulico della configurazione di test e diagramma di isteresi per le differenti pressioni statiche.

### 3.6 Analisi sperimentale comparativa delle soluzioni Regen e Double Acting mediante prove a banco

Viene proposto il confronto sperimentale delle soluzioni Regen e Double Acting, impiegate per mezzi aventi la medesima taglia di potenza. Il sistema Regen è caratterizzato da:

- Cilindro idraulico 80/70/97;
- Accumulatore avente capacità pari ad 1.4 l e precarica di 24 bar (T=20°C).

Il sistema Double Acting è composto da:

- Cilindro idraulico 85/70/97;
- Accumulatore lato pistone: capacità pari a 2 l e precarica di 38 bar (T=20°C).
- Accumulatore lato stelo: capacità pari a 1 l e precarica di 70 bar (T=20°C).

Per la particolare configurazione di prova la pressione lato pistone è pari a 85 bar, mentre è stata impostata una contropressione (lato stelo) pari a 110 bar.

È stata eseguita l'identificazione sperimentale delle Risposte in Frequenza mediante una serie di prove con ingresso stradale tipo sweep. Entrambi i sistemi mostrano le problematiche inerenti alla presenza dei fenomeni di attrito. La soluzione Double Acting è

caratterizzata da un minor damping equivalente<sup>12</sup>, infatti propone una minor trasmissibilità in termini di accelerazione della massa sospesa per frequenze elevate (comfort objective, Fig. 39) a discapito della specifica di elongazione della sospensione (Fig. 40). Il minor effetto di damping rende inoltre visibile la prima risonanza (sprung mass resonant frequency).

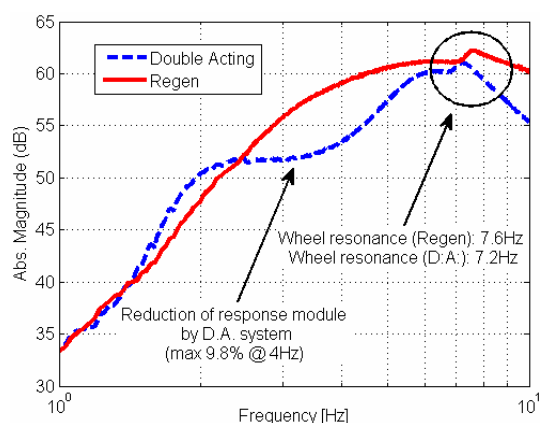


Fig. 39: Risposta in Frequenza sperimentale per i sistemi Regen e D.A. (profilo stradale – accelerazione della massa sospesa - traversa).

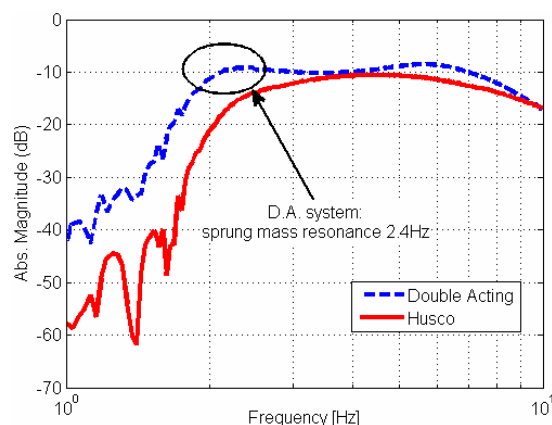


Fig. 40 : Risposta in Frequenza sperimentale per i sistemi Regen e D.A. (profilo stradale – apertura della sospensione).

### 3.7 Analisi sperimentale comparativa delle soluzioni Regen e Double Acting mediante mezzo agricolo strumentato

Nell'ambito della collaborazione Dana-UniTn è stata svolta in una campagna sperimentale presso un produttore di mezzi agricoli. La macchina agricola di test (Fig. 41), opportunamente strumentata, è stata allestita con prototipi di assali sospesi provvisti di sospensioni Regen e Double Acting (Tabella 3)<sup>13</sup>.

Tale attività è da considerarsi propedeutica ai fini dello sviluppo di un nuovo prototipo di sospensione. A tale scopo è stato appositamente richiesto al fornitore l'impiego di un sistema Regen con due valvole proporzionali poste in serie ai due gruppi di damping (elementi 3 e 4 di Fig. 57), al fine di valutarne l'effetto di damping in funzione delle

<sup>12</sup> Il sistema non è provvisto dei gruppi di damping, presenti invece nel sistema Regen.

<sup>13</sup> Per maggiori informazioni consultare l'allegato informatico "Test\_mezzo\_strumentato.pdf".

correnti di comando. I segnali di misura consistono nelle accelerazioni del corpo assale e del telaio, l'elongazione della sospensione, le pressioni dei differenti nodi dei circuiti idraulici e la velocità del mezzo. La forza di contatto pneumatico-suolo è stata stimata per mezzo di appositi estensimetri installati sul corpo assale. Nel caso del sistema Double Acting, sono stati inoltre acquisiti il segnale di comando del freno e di cambiata (up/down), in quanto utilizzati dalla centralina di controllo per la gestione del beccheggio: qualora presenti il sistema sospensione viene disabilitato, ovvero entra in condizioni di lock al fine di ridurre il moto di beccheggio dovuto al trasferimento di carico.



Fig. 41: Mezzo agricolo di test (modello Pronar P6 – 180 hp) attrezzato con aratro e front ballast.

	Regen	Double Acting	
		Rod side	Piston side
Accumulator precharge [bar]	24	55	45
Accumulator capacity [l]	1.4	0.75	1.4
Rod/piston diameters [mm]	70/85	45/65	
Stroke [mm]	97	97	
Susp. opening interval [deg]	15.6	16.3	

Tabella 3:

Caratteristiche dei sistemi idraulici di sospensione Regen e Double Acting.

Lo studio è finalizzato all'analisi delle specifiche di comfort, manovrabilità ed elongazione della sospensione per differenti configurazioni di carico (Fig. 42) e tipologie di ingresso stradale/manovre:

- Bump test : secondo quanto definito dagli standard DLG il mezzo affronta a differenti velocità di crociera (5, 10 e 15 km/h) un ostacolo trasversale di

dimensioni 180x100x3000 mm. Per tale tipologia di test la soluzione Regen offre le migliori performance in termini di comfort, manovrabilità ed elongazione della sospensione (Fig. 43), ad eccezione delle prove con mezzo attrezzato con aratro e ballast e velocità di crociera sostenuta (10 - 15 km/h).

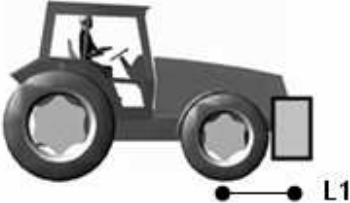
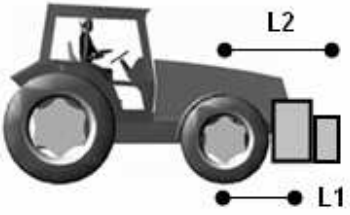
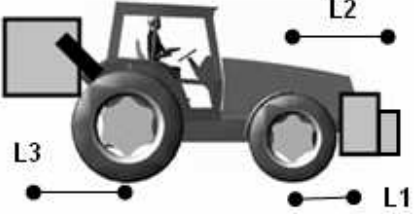
<b>1. Tractor Without Implements</b>			
Front Wheels Weight [Kg]	4280	52%	
Rear Wheels Weight [Kg]	3900	48%	
Tractor Mass [Kg]	8180		
L1 [mm]	850		
Ballast L1 [Kg]	720		
<b>2. Maximum Front Load</b>			
Front Wheels Weight [Kg]	5290	61%	
Rear Wheels Weight [Kg]	3430	39%	
Tractor Mass [Kg]	8720		
L1 [mm]	850		
L2 [mm]	1400		
Ballast L1 [Kg]	720		
Ballast L2 [Kg]	540		
<b>3. Tractor with maximum ballast and plow</b>			
Front Wheels Weight [Kg]	2800	26%	
Rear Wheels Weight [Kg]	7810	74%	
Tractor Mass [Kg]	10610		
L1 [mm]	850		
L2 [mm]	1400		
L3 [mm]	2500		
Ballast L1 [Kg]	720		
Ballast L2 [Kg]	540		
Plow L3 [Kg]	1890		

Fig. 42: Schematizzazione delle differenti configurazioni di carico impiegate durante i test.

- Percorso su strada sterrata: il mezzo affronta uno sterrato a differenti velocità di crociera (8, 16 e 24 km/h). Per quanto riguarda le specifiche di comfort, maneggevolezza ed apertura della sospensione la soluzione rigenerativa risulta essere la più performante nel caso in cui il mezzo sia in condizioni nominali di carico o attrezzato con un ballast anteriore. Nel caso di mezzo attrezzato con aratro e ballast la soluzione Double Acting offre un minor valore RMS dell'apertura della sospensione, le prestazioni di comfort e maneggevolezza sono invece tra loro paragonabili.

- Manovra di Forward-Reverse: tale test di inversione del moto esalta il trasferimento di carico tra anteriore e posteriore del mezzo, portando in condizioni di finecorsa il cilindro sospensione. In tal caso è stata impiegata la condizione di carico più critica, il mezzo è stato quindi attrezzato con aratro e ballast anteriore. La soluzione Double Acting offre le prestazioni migliori. Tale risultato non è dovuto al particolare sistema idraulico, ma alla centralina di controllo la quale in risposta al segnale di cambiata disabilita temporaneamente il sistema sospensioni (condizione di lock).
- Frenata di panico: il mezzo è portato alla velocità massima di regime, raggiunta la quale il pilota esegue una manovra di frenata di panico (Fig. 44). Durante tale test è stata impiegata la medesima condizione di carico della manovra di Forward-Reverse. La soluzione Double Acting offre le prestazioni migliori, grazie alla centralina di controllo la quale in risposta al segnale di frenata disabilita temporaneamente il sistema sospensioni (condizione di lock).
- Manovra di cornering: il mezzo, in condizioni nominali di carico, compie una traiettoria circolare sino al raggiungimento della massima velocità sostenibile (Fig. 45). Per tale tipologia di test la soluzione Double Acting offre le prestazioni migliori, grazie alla centralina di controllo la quale in risposta al segnale di cambiata disabilita temporaneamente il sistema sospensione.

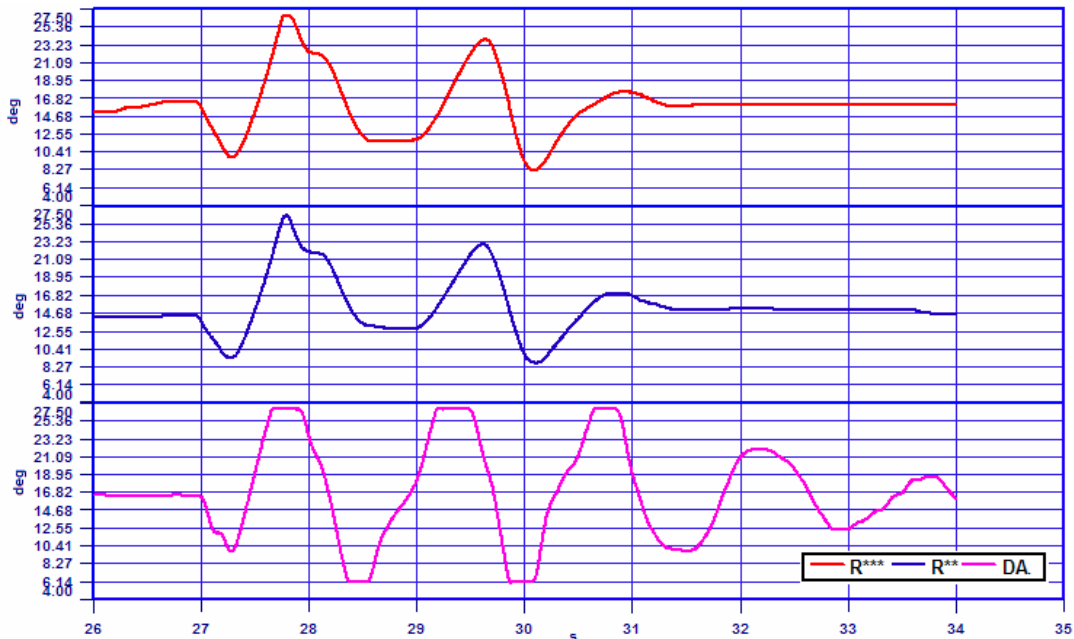


Fig. 43: Apertura della sospensione – bump test ( $v=5$  km/h, mezzo con aratro e ballast).



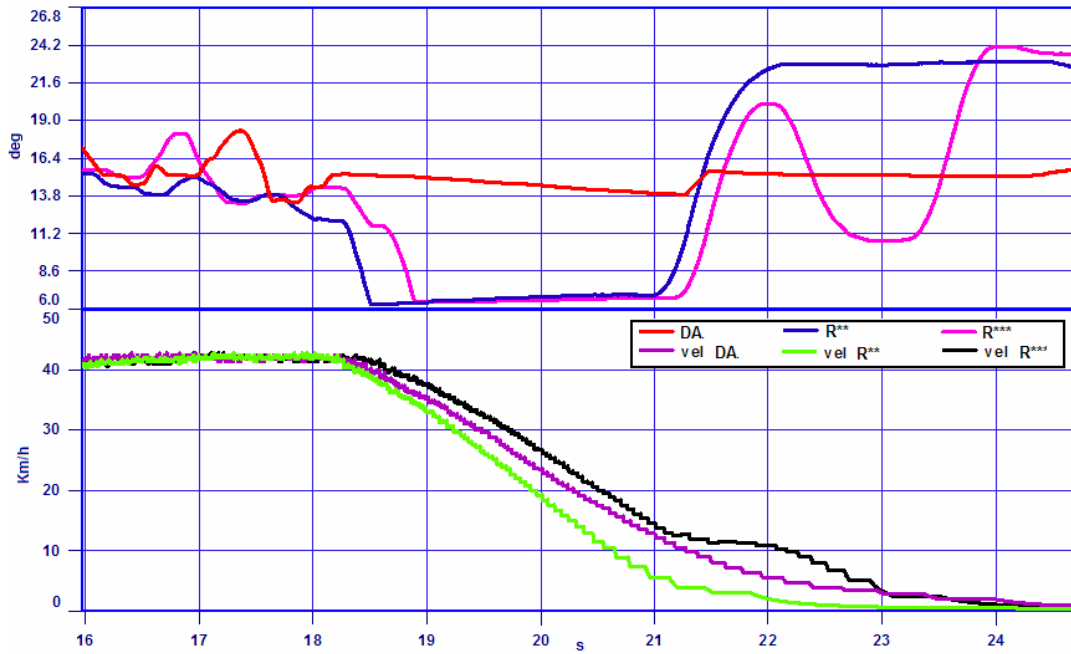


Fig. 44: Apertura della sospensione sistema Regen – Panic stop test (mezzo con aratro e ballast).

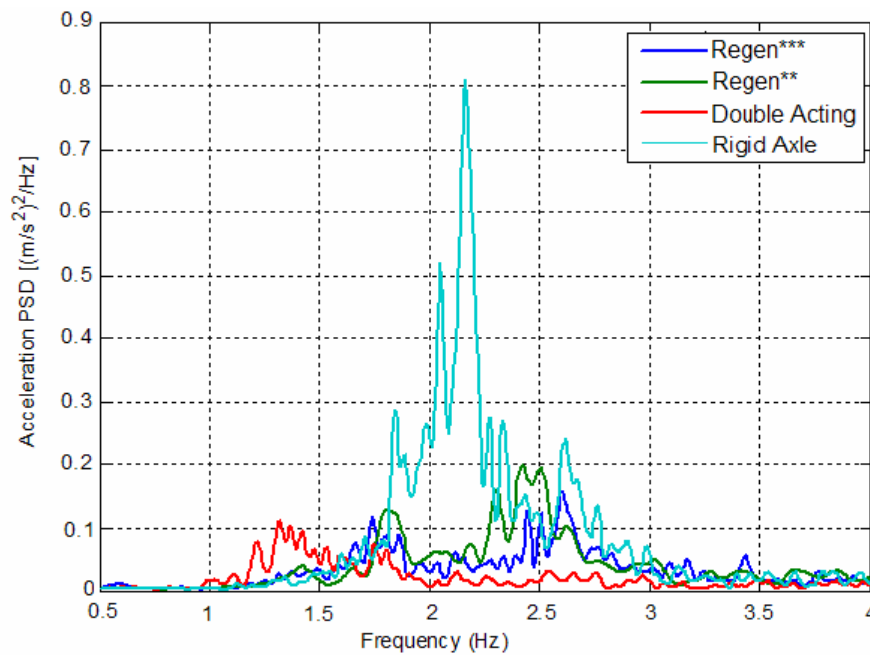


Fig. 45: Power Spectrum Density dell'accelerazione verticale del telaio durante la manovra di cornering (mezzo con aratro e ballast).

La soluzione rigenerativa garantisce in linea generale un miglior soddisfacimento delle specifiche di progetto per le prove di bump e su strada. La centralina di controllo del sistema Double Acting garantisce migliori prestazioni per i test di Forward- Reverse, frenata di panico e cornering. Considerando la possibilità di integrare la soluzione Regen con tali funzionalità di controllo e focalizzando l'analisi sulle potenzialità dei due sistemi idraulici vince una significativa superiorità del sistema rigenerativo.

I test mediante macchina agricola strumentata evidenziano un minor effetto dei fenomeni di attrito agenti all'interfaccia pistone-cilindro sospensione. Ciò è imputabile alle vibrazioni meccaniche dovute al motore, le quali inducono un effetto di dithering a discapito i fenomeni di adesione meccanica tra i corpi in movimento relativo.

### **3.8 Analisi sperimentale del sistema Regen secondo differenti correnti di pilotaggio delle valvole proporzionali**

Il presente studio prevede lo sviluppo di una sospensione controllata in grado di adattare le caratteristiche del sistema di sospensione alle differenti condizioni operative del mezzo. A causa delle problematiche inerenti allo sviluppo di nuovi prototipi idraulici, è stato condotto un primo studio di fattibilità servendosi della componentistica proporzionale attualmente disponibile sul mercato. È stato deciso di adottare un'architettura idraulica di tipo rigenerativo, dotata di tecnologia proporzionale. Tale scelta è motivata da:

- Risultati delle sessioni di test sperimentale comparativo (Par. 3.7);
- La soluzione rigenerativa garantisce minori ingombri e costi di impianto grazie alla presenza di un unico accumulatore idraulico;
- A fronte della validazione sperimentale di un primo prototipo di sospensione di concezione Dana-UniTN (unità idraulica e controllo), il fornitore del sistema Regen offre la propria disponibilità allo sviluppo di ulteriori prototipi di componentistica idraulica e tecnologie proporzionali.

Mediante test a banco sono state indicizzate le prestazioni della sospensione secondo differenti valori della corrente di pilotaggio delle valvole (1475, 650 e 575 mA),

condizioni di carico e setup (rigidezza equivalente) della sospensione. Di seguito è proposta una sintesi dei risultati delle differenti prove<sup>14</sup>:

- Sweep in frequenza: il comando con corrente pari a 1475 mA (valvola completamente aperta) propone la minima trasmissibilità tra profilo ed accelerazione del corpo sospeso (Fig. 46). La particolare configurazione di carico minimo e rigidezza ridotta comportano un aumento della frequenza naturale di risonanza del corpo sospeso (body frequency) la quale risulta visibile nonostante la presenza degli attriti. Un valore esiguo della corrente di comando riduce l'elongazione della sospensione e stabilizza la massa non sospesa per frequenze al di sopra della prima risonanza.
- Profilo stradale sinusoidale di ampiezza elevata e frequenza ridotta: il fornitore ha proposto tale prova allo scopo di simulare le condizioni di scuotimento della sospensione dovute al moto di beccheggio. Un valore esiguo della corrente di comando (ovvero un valore elevato del rate di damping) comporta benefici in termini di accelerazione della massa sospesa ed apertura della sospensione.
- Profilo deterministico step: una diminuzione della corrente comporta una riduzione dell'elongazione della sospensione, a fronte di un aumento della componente dinamica della forza pneumatico-suolo e dell'accelerazione della massa sospesa.

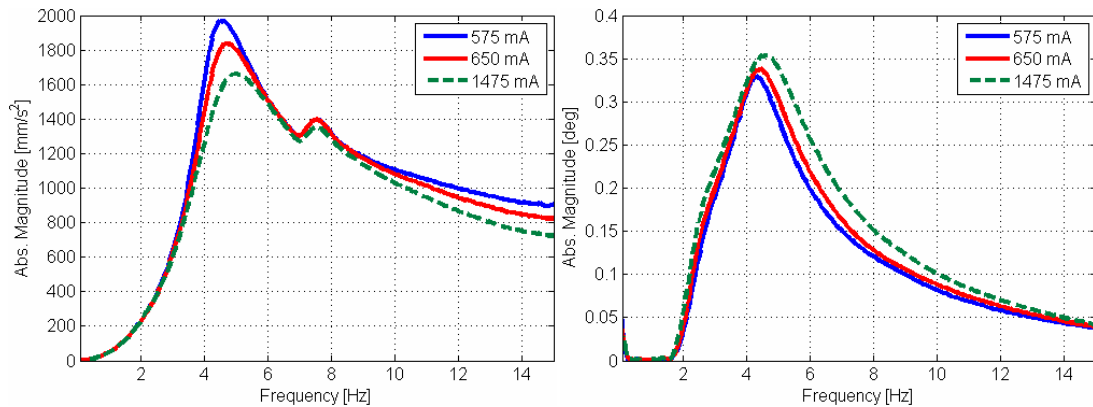


Fig. 46: Risposta in Frequenza tra profilo stradale ed accelerazione della massa sospesa (sinistra) ed elongazione del cilindro sospensione (destra) - carico minimo, precarica accumulatore 18 bar.

<sup>14</sup> Per maggiori informazioni consultare l'allegato informatico "Test\_regen\_ldrive.pdf"

### **3.9 Revisione dei requisiti di progetto per sospensioni idro-pneumatiche per mezzi agricoli**

Le competenze acquisite permettono di aggiornare l'insieme dei requisiti funzionali di progetto necessari allo sviluppo di un prototipo di sospensione. In particolare, oltre a quanto esposto nell'introduzione (Par. 1.2) , è necessario prevedere:

- Il bloccaggio della sospensione in differenti configurazioni (estesa, semi-estesa, chiusa);
- Un sistema di livellamento della sospensione, per sfruttare l'intera corsa del cilindro idraulico indipendentemente dal carico applicato;
- La regolazione dell'altezza dell'assale anteriore, in modalità automatica o manuale;
- Una gestione delle transizioni dalla modalità di sospensione bloccata ed abilitata e viceversa, dolce e sicura;
- Garantire la massima sicurezza e l'integrità dell'impianto, limitando le pressioni del circuito idraulico;
- Gestire lo smorzamento del sistema in modo automatico, ovvero secondo la scelta dell'operatore (assetto di comfort o di manovrabilità);
- Prevedere la possibilità di scaricare le pressioni manualmente per servizio e/o manutenzione;
- Un interfaccia tra sistema e conducente in cabina, tramite comandi semplici ed intuitivi, gestiti dalla centralina di controllo;
- Prevedere procedure di calibrazione del sistema e della sensoristica per servizio e/o manutenzione;
- Contenere i costi di sviluppo, di impianto e di esercizio.

In riferimento al caso del mezzo agricolo è necessario garantire i seguenti requisiti di carattere generale:

- Miglior sensibilità di guida su terreni accidentati;
- Maggiore sicurezza alle alte velocità (50-60 km/h) su strada;
- Mantenimento della luce a terra;
- Incremento della motricità e direzionalità su strada e nelle fasi di lavorazione su terra;
- Minori sollecitazioni della struttura e dei vari organi di trasmissione e di sterzo.

Il cinematismo dell'assale sospeso è stato assegnato a priori, il presente studio non considera quindi aspetti di progettazione puramente meccanici, concentrandosi sulla progettazione dell'apparato idraulico e del controllo. Tuttavia verranno proposte alcune modifiche delle soluzioni cinematiche dell'assale sospeso Dana.



## 4 MODELLO MULTIFISICO DI MACCHINA AGRICOLA

Secondo l'approccio del Model Based Design (Fig. 6) il passo successivo alla definizione dei requisiti di progetto e delle specifiche ingegneristiche consiste nella modellazione del sistema fisico che si intende controllare. La sintesi del controllo e delle differenti funzionalità<sup>15</sup> dello stesso richiede un modello sufficientemente rappresentativo della dinamica del mezzo, tale da garantire flessibilità nonché la possibilità di concentrare lo sforzo intellettuale sull'analisi degli algoritmi. Il presente capitolo descrive l'attività di sviluppo del modello multi fisico non lineare di macchina agricola, opportunamente integrato in un unico ambiente di simulazione virtuale adatto alla progettazione del controllo<sup>16</sup> (Biral et al. [4]).

---

<sup>15</sup> Il sistema di controllo descritto nei prossimi paragrafi sarà caratterizzato da differenti funzionalità allo scopo di soddisfare i requisiti di progetto.

<sup>16</sup> Per maggiori informazioni consultare l'allegato informatico "Multiphysics\_model.pdf".

#### 4.1 Modellazione preliminare del sistema di attuazione idro-pneumatico di una sospensione semi-attiva

In primo luogo, assumendo un prototipo di sospensione Regen dotata di valvola proporzionale, è stato determinato il dominio operativo del damper controllato. Tale regione è definita dai limiti di potenza trasferibile dalla valvola proporzionale e dalle condizioni di cavitazione (Fig. 47). Lo studio considera differenti condizioni di carico e di estensione del cilindro sospensione.

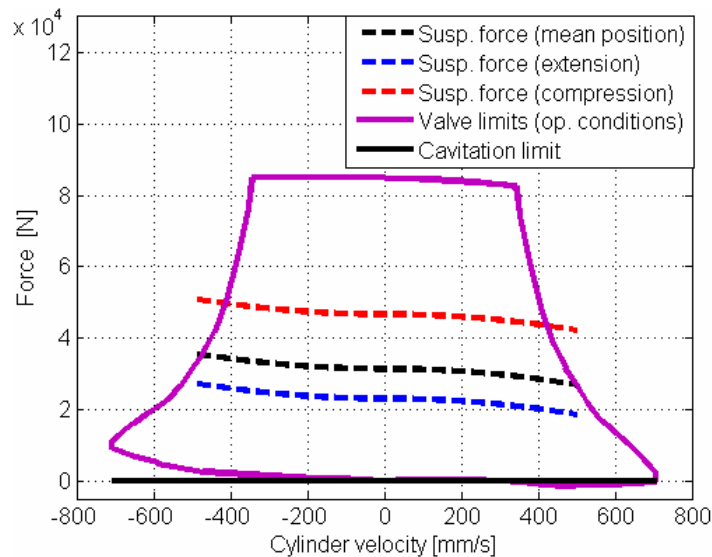


Fig. 47: Campo operativo della sospensione (carico statico massimo, corrente valvola 60%  $I_{max}$ ).

Nel progetto di sistemi intelligenti-meccatronici è necessario considerare l'interazione tra sistemi di controllo e modelli di impianti meccanici, idraulici, elettronici, ... ovvero sistemi multifisici. Nel presente lavoro i modelli realizzati in ambiente Matlab sono validati servendosi di modelli di calibrazione sviluppati mediante il software di modellazione idraulica AMESim. Tale attività permette la riduzione dell'insieme sistema di controllo e modello multi fisico (control+plant) ad un unico ambiente di sviluppo.

In primo luogo è stata validata l'ipotesi semplificativa secondo la quale la dinamica idraulica del sistema è trascurabile, in quanto interessa range frequenziali maggiori rispetto alla dinamica meccanica. L'analisi frequenziale del sistema (secondo i parametri nominali di progetto) propone la prima frequenza propria del sistema idraulico



pari a 274 Hz, ben al di sopra delle frequenze meccaniche del sistema. L'analisi di sensibilità mostra una forte dipendenza della dinamica idraulica dall'elasticità delle tubazioni e dall'inerzia del fluido: l'impiego di tubazioni aventi lunghezza elevata ed uno scarso modulo di Young potrebbe far decadere la validità dell'ipotesi secondo la quale la dinamica idraulica è trascurabile (Fig. 48).

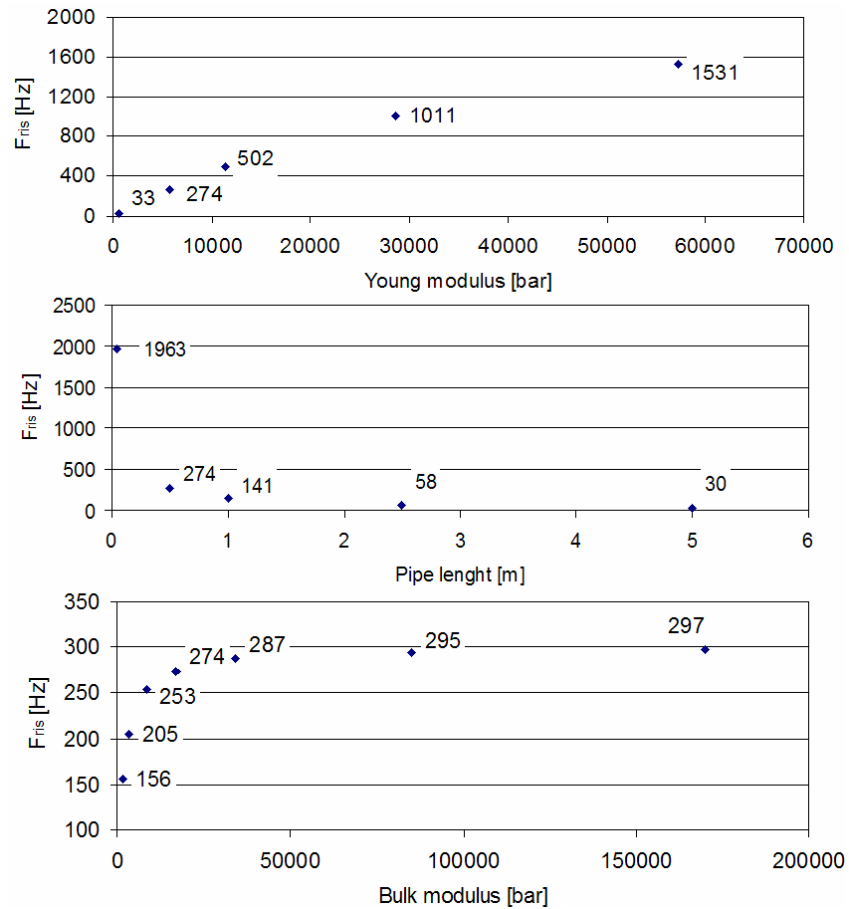


Fig. 48: Analisi di sensibilità al variare di rigidezza, lunghezza delle tubazioni e del modulo di Bulk del fluido.

Allo scopo di analizzare le non linearità idrauliche ed individuare i parametri idraulici fondamentali per la descrizione della dinamica del mezzo, è stato condotto un confronto tra i modelli QCM sviluppati in ambiente Amesim ed un modello di stato descritto in Matlab (Fig. 49). Tale descrizione considera l'inerzia del fluido nelle tubazioni di lunghezza considerevole (ovvero i flessibili di connessione alle camere del pistone). Gli

elementi “ADS” rappresentano “assorbitori idraulici” impiegati allo scopo di descrivere la comprimibilità del fluido e l’elasticità delle tubazioni.

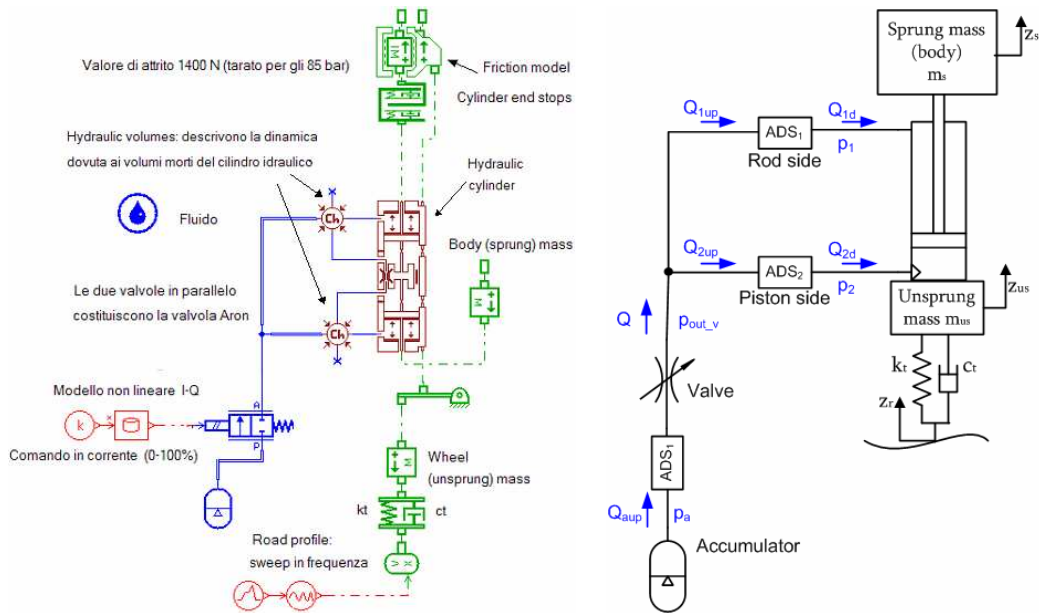


Fig. 49: Modello QCM comprensivo della dinamica idraulica sviluppato in ambiente Amesim (destra) e modello di stato sviluppato in ambiente Matlab (sinistra).

Vengono ora descritte le principali equazioni del sistema:

- Equazioni della dinamica delle due masse e dell’attuatore idraulico:

$$\begin{cases} m_{us} \ddot{z}_{us} = k_t (z_r - z_{us}) + c_t (\dot{z}_r - \dot{z}_{us}) - F_{act} \\ m_s \ddot{z}_s = F_{act} \\ F_s = p_2 A_p - p_1 (A_p - A_{rod}) \end{cases} \quad (25)$$

- Comprimibilità del fluido ed elasticità della tubazioni. La differenza di portata è composta da due termini legati alla comprimibilità del fluido (modulo di Bulk B) ed all’elasticità delle tubazioni (coefficienti  $K_1$  e  $K_2$  e lunghezze delle tubazioni  $L_1$  ed  $L_2$ ).

$$\begin{cases} Q_{1up} - Q_{1d} = \left[ \frac{V_{ADS1}}{B} + K_1 L_1 \right] \frac{dp_1}{dt} \\ Q_{2up} - Q_{2d} = \left[ \frac{V_{ADS2}}{B} + K_2 L_2 \right] \frac{dp_2}{dt} \end{cases} \quad (26)$$

I coefficienti di assorbimento  $K_1$  e  $K_2$  dipendono da modulo di Young e geometria della tubazione (lunghezza, sezione e spessore della tubazione). Il volume assorbito dalla tubazione, a causa dell'elasticità della stessa, può essere descritto secondo la legge  $V_{ADS}=k(p) L p^{17}$ .

- Inerzia del fluido: in tal caso vengono considerate le tubazioni flessibili (la lunghezza delle restanti tubazioni è trascurabile):

$$\begin{cases} p_{out,v} - p_1 = \frac{\rho L_1}{A_1} \frac{dQ_{1up}}{dt} \\ p_{out,v} - p_2 = \frac{\rho L_2}{A_2} \frac{dQ_{2up}}{dt} \end{cases} \quad (27)$$

- Conservazione della portata:

$$Q_{1up} + Q_{2up} = Q \quad (28)$$

- Equazione della valvola proporzionale (equazione dell'orifizio linearizzata in funzione della caduta di pressione). In tal caso  $const$  è funzione della coppia caduta di pressione e corrente di comando della valvola.

$$\begin{cases} Q = const(p_a - p_{out,v}) \\ const = c_{p,eq}(I) \sqrt{\frac{2}{\Delta p \rho}} \end{cases} \quad (29)$$

<sup>17</sup> Per maggiori informazioni consultare l'allegato informatico "Report\_SAVAG.pdf".

- Equazione dell'accumulatore<sup>18</sup> (ottenuta tramite linearizzazione della legge adiabatica del gas):

$$Q_{aup} = -\frac{\dot{p}_a V_{gstat}}{p_{gstat} n} \quad (30)$$

- Equazione dell'assorbimento dell'accumulatore. In tal caso viene trascurata l'elasticità della tubazione (rigida), l'assorbimento dipende quindi dalla sola comprimibilità del fluido<sup>19</sup>.

$$Q_{aup} - Q_{ad} = -\frac{(V_0 - V_{gstat}) \dot{p}_a}{B} \quad (31)$$

- Equazioni delle portate al cilindro:

$$\begin{cases} Q_{1d} = (A_p - A_{rod})(\dot{z}_{us} - \dot{z}_s) \\ Q_{2d} = A_p(\dot{z}_s - \dot{z}_{us}) \end{cases} \quad (32)$$

Il sistema descritto può essere ridotto, attraverso semplici sostituzioni, ad un set di nove equazioni espresse nelle variabili di stato del sistema.

$$[z_{us} = X_1, \dot{z}_{us} = X_2, z_s = X_3, \dot{z}_{us} = X_4, p_1 = X_5, p_2 = X_6, Q_{1up} = X_7, Q_{2up} = X_8, p_a = X_9] \quad (33)$$

Il profilo stradale e la derivata prima dello stesso rappresentano le variabili di ingresso:

$$[z_r = u_1, \dot{z}_r = u_2] \quad (34)$$

Di tale sistema sono state dedotte le matrici della rappresentazione di stato<sup>20</sup>.

---

<sup>18</sup>  $V_{gstat}$  e  $p_{gstat}$  rappresentano pressione e volume del gas in condizioni statiche.

<sup>19</sup>  $V_0$  rappresenta la capacità dell'accumulatore.

<sup>20</sup> Per maggiori informazioni consultare l'allegato informatico Report\_SAVAG.pdf.

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax + Bu \\ y = Cx + Du \end{cases} \quad (35)$$

Servendosi di tale modello è stata condotta un'analisi parametrica delle frequenze naturali "meccaniche" del sistema (frequenze proprie del modello meccanico - wheel hop frequency e body frequency) e delle differenti Risposte in Frequenza al variare di:

- Pressione differenziale di linearizzazione (ai capi della valvola) per differenti correnti di pilotaggio;
- Modulo di Bulk (B) del fluido: l'incremento di tale parametro comporta un aumento della rigidità equivalente del sistema, quindi delle frequenze di risonanza;
- Modulo di Young delle tubazioni del sistema: una diminuzione di tale parametro (ovvero della rigidità equivalente del sistema) comporta un decremento delle frequenze di risonanza;
- Sezioni delle tubazioni flessibili. L'incremento di tali parametri equivale ad una diminuzione dell'inerzia del fluido ( $I_{eq}=\rho L/A$ ) e quindi un aumento delle frequenze di risonanza.

Secondo l'analisi delle risposte frequenziali di Fig. 50 l'approssimazione<sup>21</sup> del modello di stato risulta migliore tanto più le cadute di pressione di linearizzazione sono limitate ( $\Delta p=2\div 5$  bar), ovvero la corrente di comando della valvola è elevata.

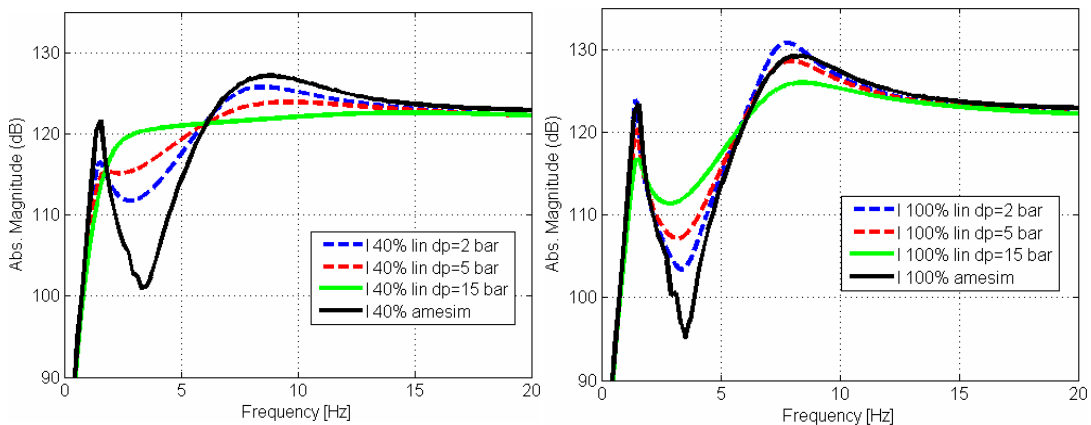


Fig. 50: Confronto tra R.F. del modello di stato e modello Amesim secondo differenti correnti e cadute di pressione di linearizzazione.

<sup>21</sup> Confronto con il modello Amesim (profilo di tipo sweep frequenziale con ampiezza pari a 5mm).

L'osservazione dei risultati finora esposti porta alle seguenti conclusioni ai fini della semplificazione dei modelli dell'impianto:

- La dinamica idraulica non influenza le prestazioni del sistema sospensioni nel range frequenziale di interesse (0÷20 Hz);
- Le frequenze meccaniche del sistema risultano poco sensibili ai parametri idraulici.

#### 4.2 Analisi del sistema QCM tramite co-simulazione Matlab-Amesim

L'analisi delle modalità di pilotaggio del damper controllato richiede una descrizione fedele del sistema idraulico. Risulta conveniente approssimare la dinamica meccanica mediante un modello QCM, mantenendo una rigida descrizione del sistema idro-pneumatico attraverso co-simulazioni tra gli ambienti Amesim e Simulink. Il pilotaggio del coefficiente di damping è eseguito in via indiretta controllando la valvola proporzionale in corrente. Infatti il coefficiente di perdita equivalente della valvola è legato in modo non lineare alla corrente di comando della stessa. Definito il coefficiente di damping obiettivo  $c_{ob}(t)$  è possibile ottenere, secondo la relazione caratteristica della valvola, il coefficiente di perdita corrispondente  $c_{p,eq,ob}(I)$  in funzione della velocità di estensione del cilindro  $v_{cil}$ . In particolare per la configurazione idraulica di Fig. 49:

$$Q = \frac{A_{rod} v_{cil}}{2} = c_{p,eq,ob}^*(I) \sqrt{\frac{2\Delta p_{opt}}{\rho}} \quad (36)$$

$$c_{p,eq,ob}^*(I) = \frac{A_{rod}}{2} \sqrt{\frac{\rho A_{rod}}{2}} \sqrt{\frac{v_{cil}}{c_{ob}}}$$

L'analisi considera differenti strategie di attuazione per il controllo del damper:

- Damper passivo con caratteristica regressiva ottimizzata per la particolare condizione di carico (Fig. 51).
- Damper pilotato mediante feedback della caduta di pressione – inseguimento della caratteristica regressiva ottimizzata (Fig. 51): data l'asimmetria della variabile di controllo (corrente di pilotaggio della valvola) e le non linearità del sistema, vengono impiegati due distinti controllori PID, rispettivamente per le fasi

di estensione e ritrazione del cilindro sospensione. I controllori sono di tipo adattativo: i coefficienti vengono definiti in funzione della velocità di elongazione del cilindro.

- Controllo del damping mediante inseguimento della forza di damping obiettivo (caratteristica regressiva ottimizzata di Fig. 51): è possibile definire il coefficiente di smorzamento obiettivo come rapporto  $c_{ob} = F_{damp} / v_{cil}$ . Agendo per mezzo della valvola è possibile imporre tale coefficiente secondo il legame non lineare corrente - coefficiente di damping.

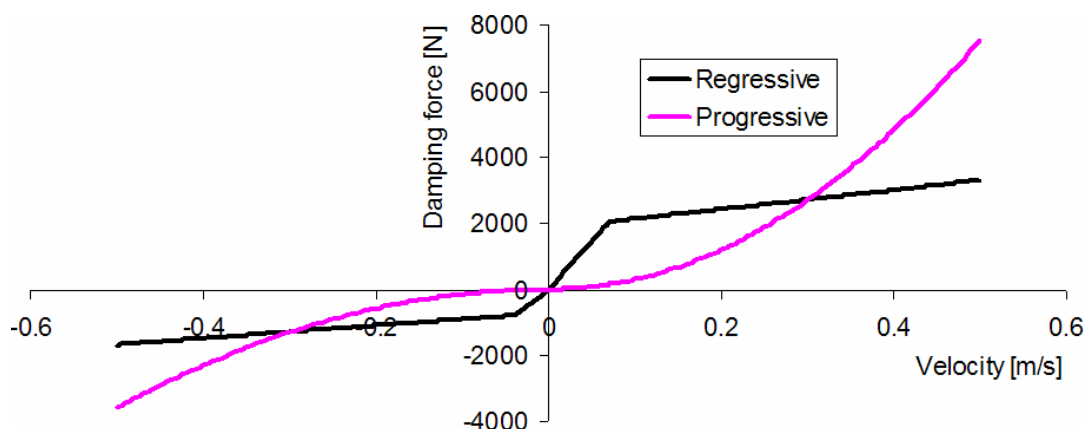


Fig. 51: Caratteristiche regressiva e progressiva dell'ammortizzatore.

Non linearità, saturazioni e dinamica della valvola (time delay e banda passante) rendono il pilotaggio mediante feedback in pressione poco performante (Fig. 52). L'inseguimento del coefficiente di damping obiettivo sembra offrire prestazioni piuttosto aderenti alla soluzione ottimizzata. Purtroppo tale soluzione prevede un controllo in catena aperta, propone quindi una scarsa reiezione a disturbi e variazioni dei parametri del processo (es: densità del fluido, caratteristica della valvola,...).

Dall'analisi consegue la presente considerazione: attraverso due sensori di pressione è possibile identificare la condizione di carico e, da questa, una curva di damping ottimizzata. Questa può costituire il riferimento del sistema di controllo in catena aperta (inseguimento del  $c_{obb}$ ) accoppiato ad un sistema in feedback di pressione, al fine di aumentare la reiezione di disturbi e variazioni parametriche.

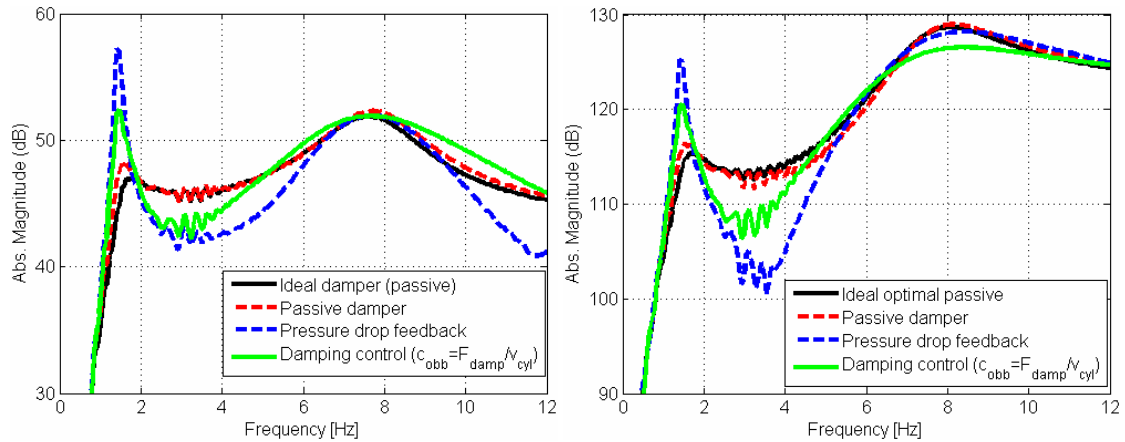


Fig. 52: R.F. del modello QCM tra profilo stradale ed accelerazione massa sospesa (sinistra) e forza dinamica di contatto pneumatico-suolo (destra) secondo differenti strategie di attuazione.

Servendosi di un generatore ideale di forza, lo studio prosegue con un'analisi comparativa delle differenti strategie di approssimazione del controllo Skyhook, Groundhook ed Hybrid. L'approssimazione CVD della strategia Skyhook mostra la propria efficacia in termini di accelerazione della massa sospesa, mentre l'elongazione della sospensione e la forza dinamica pneumatico-suolo risultano meno performanti del sistema passivo al di sopra dei 4 Hz. Al contrario le approssimazioni TSD ed ADD offrono performance comparabili alla soluzione passiva in termini di comfort, le prestazioni di manovrabilità e spazio di lavoro della sospensione risultano invece migliori. L'adozione della strategia Groundhook comporta un aumento dell'accelerazione della massa sospesa, stabilizza invece la massa non sospesa garantendo migliori performance di manovrabilità ed elongazione della sospensione per frequenze maggiori di 3 Hz. Come atteso le strategie Hybrid offrono un compromesso tra le logiche Skyhook e Groundhook. Vengono inoltre analizzate le due differenti modalità di pilotaggio del damper per l'implementazione delle logiche semi-attive impiegate in letteratura: il pilotaggio del coefficiente di smorzamento desiderato  $[c_{min}, c_{max}]$  ed il controllo indiretto attraverso il comando della valvola in corrente  $[I_{min}, I_{max}]$ .

L'analisi termina con un confronto tra le prestazioni ottenute per mezzo di ammortizzatori passivi con caratteristiche progressiva e regressiva di Fig. 51. La soluzione regressiva soddisfa in modo migliore le specifiche per range frequenziali limitati (frequenze minori di 2 Hz, body frequency), garantendo comunque una miglior soluzione di compromesso (Fig. 53).



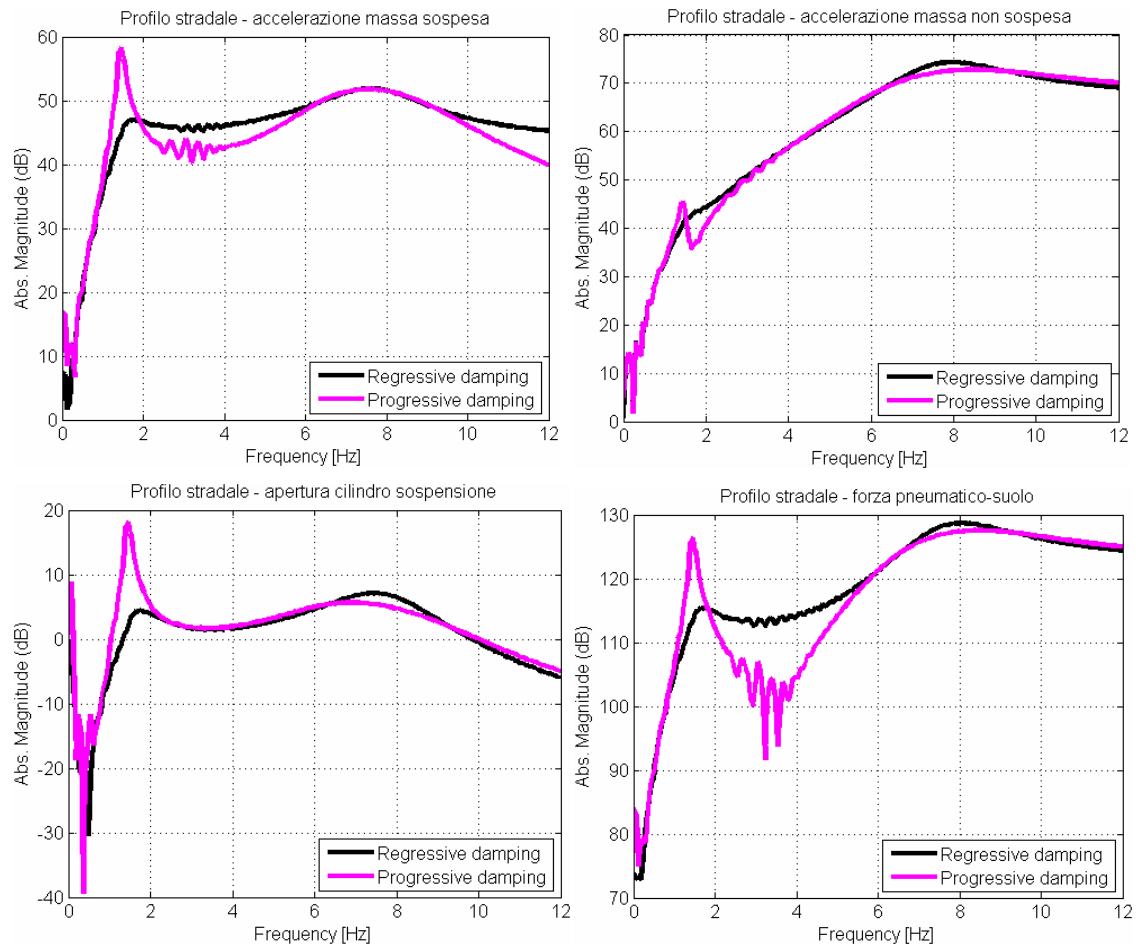


Fig. 53: Prestazioni del sistema passivo (ideale) con caratteristica di damping regressiva e progressiva.

### 4.3 Modello multi fisico della macchina agricola

Un mezzo agricolo presenta una marcata asimmetria dovuta alla distribuzione di massa, agli equipaggiamenti, alle caratteristiche degli pneumatici ed all'eventuale presenza di un unico sistema di sospensione primario, applicato al solo assale anteriore del mezzo. Durante il moto su strada il modo di beccheggio del mezzo risulta quindi fortemente enfatizzato. La necessità di una descrizione realistica della dinamica del mezzo ha condotto allo sviluppo del modello multicorpo di macchina agricola comprensivo della dinamica di beccheggio, dei trasferimenti di carico in manovre di frenata-accelerazione e

delle non linearità del sistema. Il sistema meccanico (Fig. 54) è composto dal corpo sospeso della trattrice di massa  $m_s$  ed inerzia  $J_{sy}$ , a cui sono associati i moti di scuotimento verticale  $z_s(t)$  e di beccheggio  $\alpha(t)$ . Il corpo non sospeso ( $m_{us}$ ), costituito dagli pneumatici e l'assale anteriore, è caratterizzato dal solo moto di scuotimento verticale. Il modello non considera l'inerzia del corpo ruota inoltre non ne prevede il moto longitudinale (dovuto al moto relativo tra telaio e sospensione), in quanto assunto trascurabile rispetto ai restanti g.d.l. La sospensione del mezzo consiste in un assale rigido connesso alla trave carro del mezzo attraverso un quadrilatero articolato unico e centrale (Fig. 27). Il cinematismo della sospensione è modellato attraverso una biella fittizia disposta tra il centro di massa del corpo sospeso ed il centro di istantanea rotazione dello stesso (Instantaneous Center of Rotation – ICR).

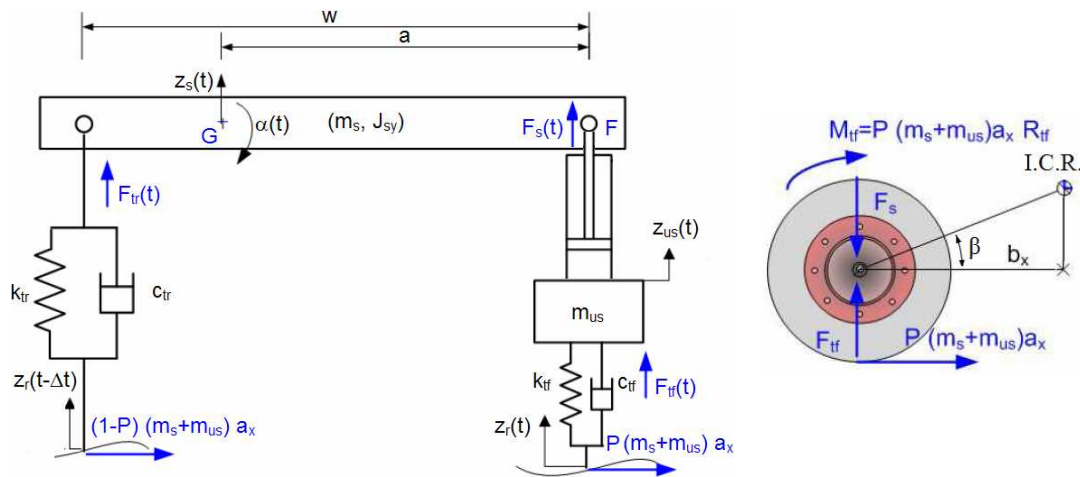


Fig. 54: Schematizzazione del modello multicorpo della macchina agricola e diagramma di corpo libero del corpo non sospeso.

Le proprietà inerziali e geometriche del corpo sospeso sono state desunte dalle caratteristiche tecniche del mezzo disponibili a catalogo. Parametri di rigidità, smorzamento, massa degli pneumatici anteriori e posteriori sono desunti da prove sperimentali e dati disponibili in letteratura (Ahmed & Goupillon [1], Panizzi [23], Previati [26]). La riservatezza di alcune informazioni ha reso necessarie alcune ipotesi semplificative, tra le quali la distribuzione della massa lungo la trave carro del mezzo (Fig. 55), necessaria alla stima dell'inerzia del corpo sospeso<sup>22</sup>.

<sup>22</sup> I parametri caratteristici della distribuzione ( $a, b$ ), la posizione del baricentro e l'inerzia del sistema sono calcolati a partire dalle equazioni di equilibrio statico.

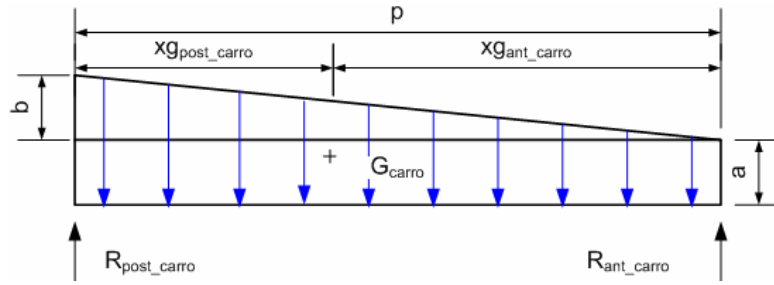


Fig. 55: Modello di distribuzione longitudinale della massa lungo la trave carro.

Consideriamo il diagramma di corpo libero di Fig. 54, la sospensione agisce nel centro di massa del corpo non sospeso.  $M_{tf}$  rappresenta il momento di trazione e/o frenata,  $R_x$  ed  $R_y$  le azioni agenti sulla biella fittizia e scaricate sul telaio,  $F_s$  ed  $F_{tf}$  le forze trasmesse dal cilindro idraulico e dallo pneumatico.  $b_x$  e  $b_y$  rappresentano le distanze della cerniera superiore della biella dal centro di massa del corpo non sospeso. Per la particolare configurazione del sistema oggetto di studio è lecito assumere  $b_x \approx 0$  e  $b_y \approx \infty$ <sup>23</sup>.

Definita l'accelerazione orizzontale del mezzo  $a_x$  come l'ingresso del nostro modello, è possibile definire le seguenti equazioni del moto:

$$\begin{cases} m_{us} a_x = P(m_s + m_{us}) a_x + R_x & \Rightarrow R_x = m_{us} a_x - P(m_s + m_{us}) a_x \\ m_{us} \ddot{z}_{us} = -F_s + F_{tf} + R_y & \text{dove } R_y = R_x \frac{b_y}{b_x} = R_x \operatorname{tg}(\beta) \end{cases} \quad (37)$$

Dove  $P$  rappresenta il rapporto tra la trazione all'anteriore e la trazione totale. Consideriamo il diagramma di corpo libero della massa sospesa di Fig. 56, dove  $h_g$  rappresenta l'altezza del baricentro, definita come la somma tra il raggio della ruota posteriore e l'altezza del baricentro rispetto alla trave carro ( $h_g = R_{tr} + \Delta_G$ ). Le dimensioni  $d_x$  e  $d_y$  rappresentano le distanze della cerniera della biella fittizia rispetto al centro di massa  $G$ . In particolare valgono le relazioni:

$$\begin{cases} d_y = h_g - R_{tr} - b_y \\ d_x = a + b_x \end{cases} \quad (38)$$

<sup>23</sup> Il quadrilatero articolato della sospensione presenta un centro di istantanea rotazione tendente ad infinito.

Dove  $R_{rf}$  rappresenta il raggio di rotolamento degli pneumatici anteriori.

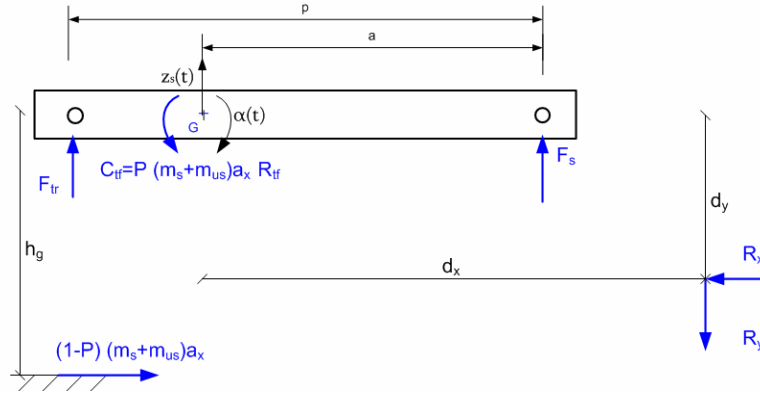


Fig. 56: Diagramma di corpo libero - corpo sospeso.

Nel modello in esame il corpo assale-ruote posteriore appartiene alla massa sospesa, non vi sono quindi coppie di frenata-trazione scaricate dall'assale posteriore sulla massa sospesa (si tratta di un'azione interna). È invece necessario inserire la coppia di frenata-trazione  $C_{ff}$  trasmessa dal corpo sospeso (assale anteriore) al telaio. Seguono le equazioni del moto del sistema:

$$\begin{cases} m_s a_x = -R_x + (1-P)(m_{us} + m_s) a_x \\ m_s \ddot{z}_s = F_{tr} + F_s - R_y \\ J_y \ddot{\alpha} = -C_{ff} - F_s a + F_{tr}(p-a) + R_y d_x + R_x d_y - (1-P)(m_{us} + m_s) a_x h_g \end{cases} \quad (39)$$

Servendosi delle relazioni descritte sono state desunte le seguenti equazioni del moto:

$$\begin{cases} m_{us} \ddot{z}_{us} = [m_{us} - P(m_s + m_{us})] a_x \operatorname{tg}(\beta) - F_s + F_{ff} \\ m_s \ddot{z}_s = -[m_{us} - P(m_s + m_{us})] a_x \operatorname{tg}(\beta) + F_s + F_{tr} \\ \frac{J_y \ddot{\alpha}}{a_x} = [m_{us} - P(m_s + m_{us})] a_x \operatorname{tg}(\beta) (b_x + a) \\ \quad - m_s h_g - m_{us} R_{rf} + \frac{F_{tr}(w-a) - F_s a}{a_x} \end{cases} \quad (40)$$

Una macchina agricola svolge spesso compiti che comportano la variazione delle proprietà inerziali, quali operazioni di carico e scarico, applicazioni di equipaggiamenti

agricoli, etc. Ne consegue la necessità di modellare un sistema tempo-variante. Il modello multicorpo provvede quindi all'aggiornamento dei parametri e delle variabili (inerzie, masse, posizione del baricentro della massa sospesa, rigidezza sospensione, pressione statica,...) in modo coerente con le leggi di applicazione dei carichi e la configurazione degli stessi.

#### 4.3.1 Descrizione dell'unità idraulica della sospensione

Allo scopo di introdurre il modello termo-idraulico della sospensione, viene brevemente anticipata la configurazione del prototipo presentato nella sezione 7.1. Le interfacce del sistema idraulico della sospensione con l'unità idraulica del mezzo agricolo (Fig. 57) consistono in:

- Bocca - Porta (**P**): connette l'impianto alla mandata della pompa.
- Bocca - Porta (**T**): connette l'impianto al serbatoio (Tank).
- Bocca - Porta (**LS**): connette l'impianto ad un sensore di pressione (Load Sense).

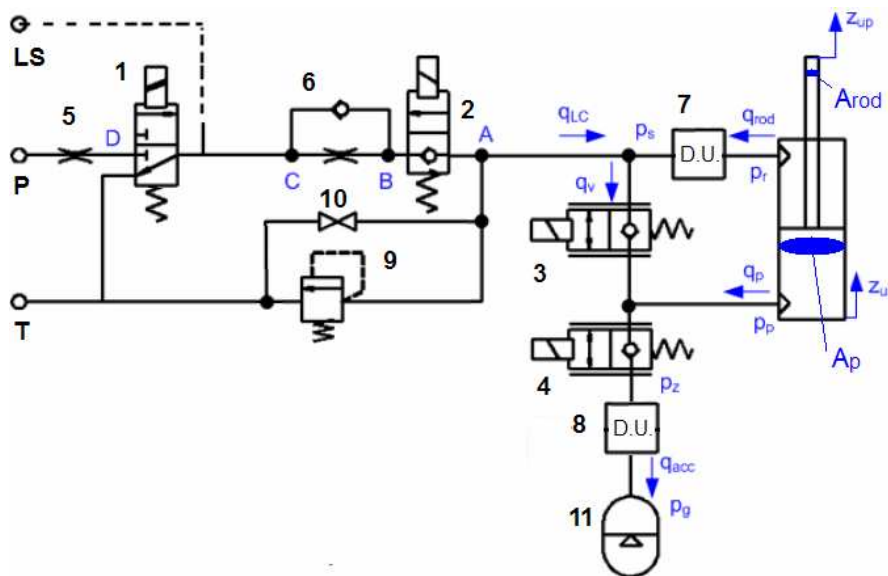


Fig. 57: Schema idraulico del sistema di sospensione. 1-Raise solenoid valve (3-way, 2-position), 2-Lowering solenoid valve (2-way, normally closed), 3-4-Lockout (proportional) solenoid valves (2-way, normally closed), 5-Raise orifice, 6-Lowering orifice and check valve, 7-Rebound damping unit, 8-Compression damping unit, 9-High pressure relief valve, 10-Manual override, 11-Hydraulic accumulator.

In modalità di sospensione attiva (valvole proporzionali 3 e 4 energizzate) la pressione del sistema bilancia il carico esterno applicato al cilindro idraulico. Il sistema può inoltre essere provvisto di due gruppi di damping (7 e 8) agenti rispettivamente in fase di elongazione e compressione del cilindro idraulico. Il sistema di levelling (valvole 1, 2, 5, 6 e porte pompa P, serbatoio T e Load Sense LS) compensa le deflessioni statiche della sospensione indotte dalle variazioni del carico esterno. In tal modo il cilindro sospensione dispone della medesima corsa meccanica nelle fasi di compressione ed estensione, evitando possibili condizioni critiche di impatto. La variabile controllata consiste nel segnale del trasduttore di elongazione del cilindro sospensione, il quale viene esteso o ritratto agendo rispettivamente tramite le valvole solenoidali di "raise" (1) e di "lowering" (2). Il bloccaggio della sospensione avviene agendo attraverso le valvole proporzionali 3 e 4. Attraverso il pilotaggio in corrente delle due valvole proporzionali (Pulse Width Modulation - PWM control) il sistema di controllo proposto gestirà il damping del sistema, oltre ad alcune funzionalità aggiuntive quali il controllo di beccheggio, controllo anti-impatto dell'attuatore idraulico, controllo adattativo del damping, etc.

#### 4.3.2 Modello termo-idraulico del sistema sospensione

La dinamica termica del sistema idro-pneumatico di Fig. 57 può essere inizialmente descritta attraverso il modello dell'accumulatore idraulico. Consideriamo la prima legge della termodinamica, espressa in termini di calore  $Q$ , lavoro  $L$  e variazione di energia interna  $U$ :

$$Q - L = \Delta U \quad \text{ovvero} \quad K_{acc}(T_{env} - T_g)dt - p_g dV_g = dU \quad (41)$$

Dove:

- $K_{acc}$  = costante globale di scambio;
- $T_{env}$  = temperatura dell'ambiente esterno;
- $T_g, V_g, p_g$  = temperatura, volume e pressione del gas dell'accumulatore.

Nel caso di un gas l'energia interna può essere espressa come:

$$dU = (\Omega_V - p_g)dV_g + c_V dT_g \quad (42)$$

Dove:

- $\Omega_V$  = calore latente rispetto al volume (per un gas perfetto  $\Omega_V=p$ );
- $c_V$  = capacità termica a volume costante (per un gas perfetto  $R n/(\gamma-1)$ );
- $\gamma = c_p/c_V$  rapporto tra i calori specifici;
- $R$  = costante universale dei gas;
- $n$  = numero di moli.

Quindi, nel caso di un gas perfetto Eq. (42) può essere riscritta come:

$$\frac{Rn}{\gamma-1} \frac{dT_g}{dt} - K_{acc}(T_{env} - T_g) + p_g \frac{dV_g}{dt} = 0 \quad (43)$$

Avvalendosi dell'equazione di stato dei gas perfetti e dell'equazione di conservazione delle portate al nodo dell'accumulatore il modello termo-idraulico è dato dal set di equazioni:

$$\left\{ \begin{array}{l} V_g(t) = V_g(0) - \int_0^t q_{acc}(t)dt = V_g(0) - \int_0^t q_{L.C.}(t)dt - A_{rod}(z_{up} - z_{us}) \\ \frac{dT_g}{dt} = \frac{K_{acc}(\gamma-1)}{Rn}(T_{env} - T_g) - \frac{T_g}{V_g}(\gamma-1) \frac{dV_g}{dt} \\ p_g(t) = \frac{nRT_g}{V_g(t)} \end{array} \right. \quad (44)$$

In Fig. 58 è proposta la riposta del modello termoidraulico di accumulatore a fronte di una compressione del cilindro sospensione. Si nota il transitorio termico secondo il quale pressione e temperatura del gas subiscono un'evoluzione descritta dapprima attraverso una trasformazione adiabatica (adatta a descrivere trasformazioni con dinamica veloce). Il comportamento a regime è descritto da un processo isoterma.

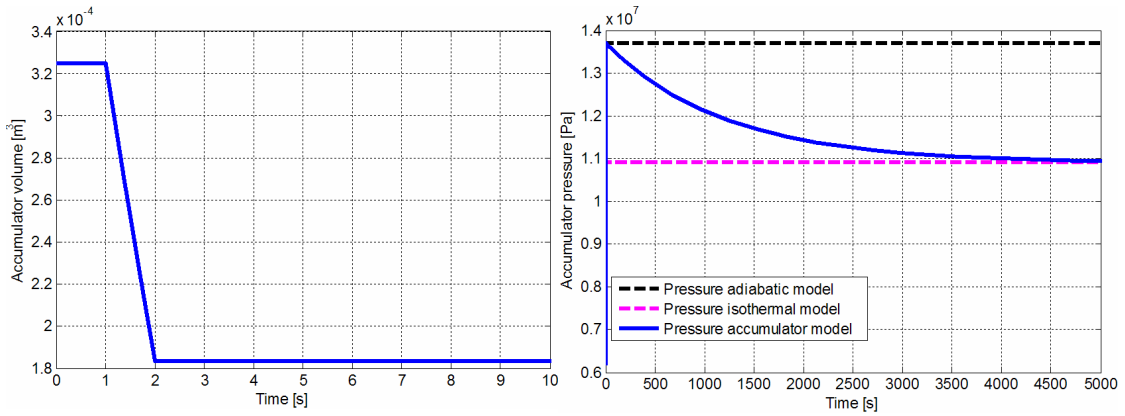


Fig. 58: Evoluzione temporale delle grandezze caratteristiche del modello termo-idraulico di accumulatore.

Il modello termoidraulico è stato ulteriormente perfezionato descrivendo il sistema tramite la temperatura del gas dell'accumulatore e la temperatura dell'unità idraulica (olio, circuito idraulico, cilindro sospensione, valvole,...). Operando in modo analogo a quanto descritto per il modello del solo accumulatore è possibile ottenere la seguente rappresentazione:

$$\left\{ \begin{array}{l} C_{idr} \frac{dT_{idr}}{dt} = K_{acc-idr} (T_g - T_{idr}) + K_{idr-env} (T_{env} - T_{idr}) + \sum_i W_{diss,i} \\ C_{acc} \frac{dT_g}{dt} = K_{acc-idr} (T_{idr} - T_g) + K_{acc-env} (T_{env} - T_g) - p_g \frac{dV_g}{dt} \\ V_g(t) = V_g(0) - \int_0^t q_{L.C.}(t) dt - A_{rod} (z_{up} - z_{us}) \\ p_g(t) = \frac{nRT_g}{V_g(t)} \end{array} \right. \quad (45)$$

Dove  $T_{idr}$  rappresenta la temperatura dell'unità idraulica,  $K_{i-j}$  i coefficienti di scambio termico all'interfaccia  $i/j$ ,  $W_{diss,i}$  la potenza dissipata dal componente  $i$ -esimo (resistenze idrauliche delle valvole, attrito dell'assieme cilindro sospensione, etc.), mentre  $C_{idr}$  e  $C_{acc}$  sono rispettivamente le capacità termiche dell'unità idraulica e dell'accumulatore.

Il modello dei fincorsa meccanici del cilindro sospensione prevede una variazione dei coefficienti di rigidità e smorzamento in funzione della deformazione di penetrazione dei corpi. Per quanto riguarda il bloccaggio (lock) della sospensione, a



fronte dell'applicazione di un carico esterno il modello reagisce con una variazione di pressione dettata dal modello di comprimibilità del fluido<sup>24</sup>.

Nel presente lavoro, il modello complessivo del sistema idraulico è definito in ambiente Matlab/Simulink per mezzo di una struttura modulare. Il modello di Eq.(45), integrato con i differenti elementi costituenti il circuito idraulico (unità di levelling, valvole proporzionali,...), costituisce il modello di sospensione idraulica di Fig. 57<sup>25</sup>. Tale sistema idraulico, inserito nel modello meccanico di beccheggio ed opportunamente interfacciato al sistema di controllo, da luogo al modello multi fisico di macchina agricola.

Il modello presentato comprende gli effetti dissipativi, ovvero le resistenze idrauliche (dovute alla presenza di valvole, orifizi, ...) ed i fenomeni di attrito agenti all'interfaccia pistone-cilindro (Fig. 59), definiti in funzione della pressione statica di esercizio secondo il modello di attrito sperimentale di Par. 3.5.

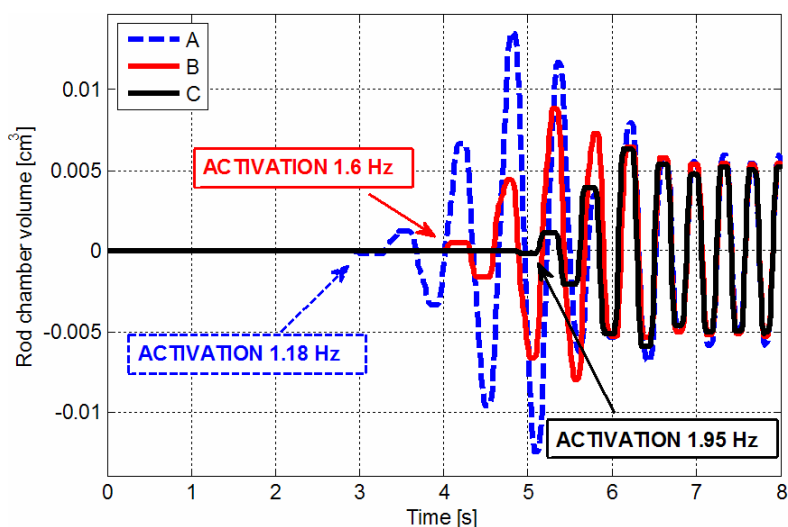


Fig. 59: Volume della camera lato stelo del cilindro idraulico per tre differenti valori di attrito (A - limitato, B - nominale, C - elevato) - modello di beccheggio sottoposto ad un ingresso tipo sweep. Si nota come l'attrito provochi il bloccaggio del moto relativo della sospensione per range di frequenza limitati.

<sup>24</sup> Secondo la definizione di modulo di Bulk B, la variazione di pressione  $\Delta p$  è funzione della variazione di volume  $\Delta V/V$ :

$$\Delta p = -\frac{B}{V} \Delta V$$

<sup>25</sup> Per motivi di sintesi la descrizione del modello idraulico è presentata in Appendice A.

4.3.3 Modello multi-fisico: controllo semi-attivo del damping

L'azione di un classico isolatore passivo è funzione di variabili locali quali posizioni, velocità ed accelerazioni. Un damper controllato può essere pilotato affinché reagisca a variabili remote rispetto alla posizione del damper stesso: è possibile impiegare sensori inerziali per misurare le accelerazioni di scuotimento e beccheggio e comandare il damper al fine di smorzare i relativi moti del corpo sospeso. Nel caso di mezzi dotati di sospensioni sia all'avantreno che al retrotreno è possibile gestire in modo indipendente i rapporti di smorzamento e le risonanze relative ai modi di scuotimento verticale e beccheggio. Per il particolare caso di studio<sup>26</sup> è necessario eseguire il controllo sia del moto di beccheggio che di scuotimento verticale della massa sospesa tramite la sola sospensione anteriore (Fig. 60), al fine di ottenere un compromesso tra i due obiettivi.

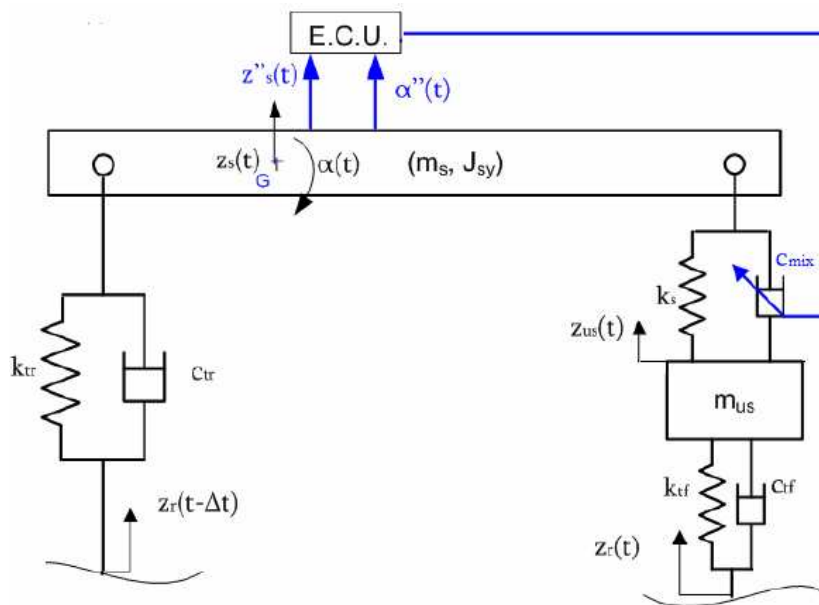


Fig. 60: Schematizzazione del modello di beccheggio ai fini del controllo di scuotimento verticale e beccheggio del corpo sospeso.

La strategia semiattiva proposta, denominata "Mix strategy", è descritta in Eq. (46), in accordo con il vincolo di passività del damper. I fattori  $b_1$  e  $b_2$  rappresentano i coefficienti

<sup>26</sup> Il modello, caratterizzato da 3 gradi di libertà, presenta un solo attuatore per il controllo di due differenti variabili. L'impianto differisce in modo sostanziale da quanto proposto da Karnopp et al. [19].

di smorzamento relativi ai moti di scuotimento verticale e beccheggio della massa sospesa, definiscono quanto la strategia sia votata ai due obiettivi di controllo. La misurazione in linea delle velocità verticale e di beccheggio del corpo sospeso viene eseguita attraverso i segnali di due accelerometri opportunamente integrati.

$$\begin{cases} F_{damp}(t) = b_1 \dot{z}_s - b_2 \dot{\alpha} \\ c_{mix}(t) = \frac{F_{damp}(t)}{v_{cil}} \quad \text{if } F_{damp}(t)v_{cil} \geq 0 \\ c_{mix}(t) = c_{min} \quad \text{if } F_{damp}(t)v_{cil} < 0 \end{cases} \quad (46)$$

Per quanto riguarda le leggi di controllo tipo Skyhook ed Hybrid è stato affrontato il problema del posizionamento della sensoristica di controllo: è possibile assumere come accelerazione di feedback quella relativa al baricentro del corpo sospeso (punto G di Fig. 54) oppure alla cerniera superiore del cilindro sospensione (punto F di Fig. 54). Fig. 61 propone un confronto delle due differenti modalità nel caso di sospensione controllata attraverso la strategia CVD (Continuously Variable Damper).

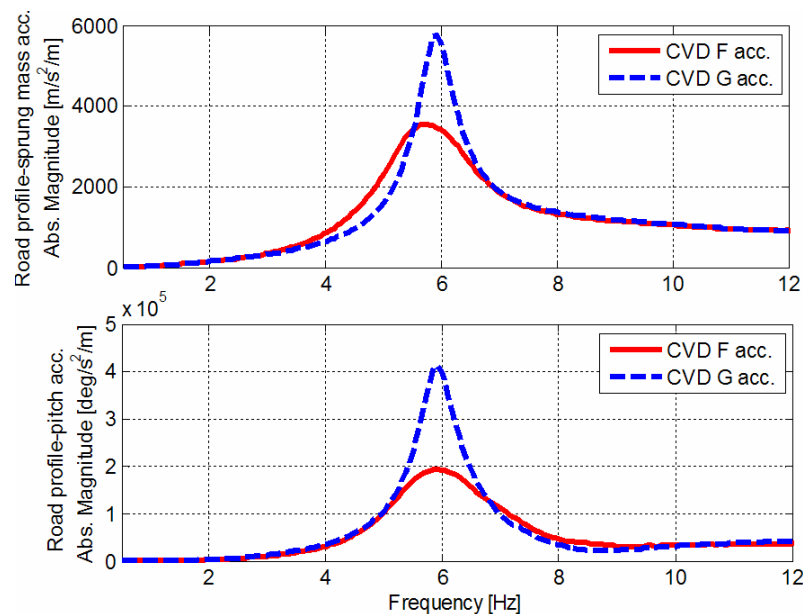


Fig. 61: Risposta in Frequenza del modello di macchina agricola (sospensione anteriore con controllo CVD per due differenti locazioni dell'accelerometro).

Come atteso il feedback dell'accelerazione rilevata alla cerniera del cilindro sospensione offre il miglior compromesso in termini di comfort ed elongazione della sospensione.

È stata eseguita un'intensa analisi comparativa delle leggi di controllo semi-attivo del damping, al fine di selezionare la strategia più promettente. Secondo tale sessione preliminare di test, gli algoritmi CVD e Mix offrono il miglior compromesso in termini di comfort di viaggio, manovrabilità ed elongazione delle sospensioni. Le performance delle soluzioni di controllo sono valutate secondo i criteri esposti nel Par. 2.2. Architettura del controllo, quindi segnali di misura e i filtri di stima dei segnali di controllo sono i medesimi di quanto esposto nel paragrafo 3.3.3, a meno della presenza di un secondo accelerometro applicato alla corpo sospeso, necessario per la stima della velocità di beccheggio. Fig. 62 propone le Risposte in Frequenza del modello di beccheggio (profilo stradale – accelerazione verticale e di beccheggio del corpo sospeso). L'ingresso al posteriore è soggetto ad un ritardo temporale dato dal rapporto  $w/v$  (passo/velocità di marcia, Fig. 54), dando luogo al fenomeno di "filtraggio dovuto al passo", il quale induce modifiche sostanziali delle risposte frequenziali del sistema<sup>27</sup>.

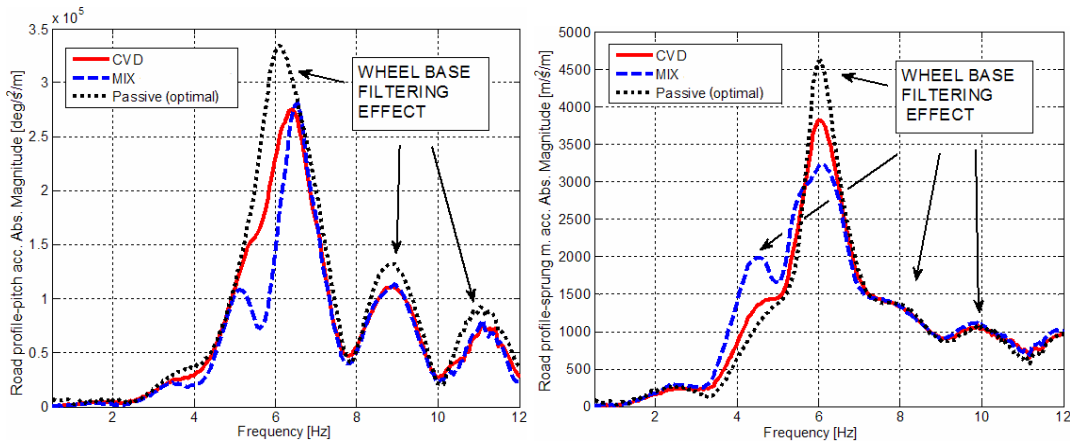


Fig. 62: Risposte frequenziali delle soluzioni CVD, Mix e passiva (regressiva) (profilo sweep con semiampiezza 5 mm, velocità di marcia = 20 km/h).

Lo studio considera differenti profili stradali e condizioni di carico del mezzo. La dinamica del damper è descritta dalla serie di un ritardo temporale ed un filtro passa basso del secondo ordine. Affinché la dinamica del damper risulti non influente per le differenti

<sup>27</sup> Lo studio svolto presenta un'intensa analisi di tale fenomeno secondo differenti profili stradali, velocità di marcia e condizioni di carico. Per maggiori informazioni il lettore può consultare l'allegato informatico "Wheelbase\_filtering\_effect.pdf".

condizioni di carico è necessario impiegare valvole proporzionali con time delay di 3-4 ms e banda passante pari a 25-30 Hz. Secondo l'analisi condotta, all'aumentare dell'inerzia del corpo sospeso (es: trattore attrezzato con aratro e ballast) la dinamica del sistema veicolo diviene più lenta (la frequenza di risonanza del beccheggio diminuisce), rendendo le prestazioni dinamiche della valvola meno influenti ai fini del controllo di beccheggio.

Nel caso di ingresso stradale di tipo stocastico, l'approssimazione lineare della strategia Skyhook offre il miglior compromesso per le differenti condizioni di carico (Fig. 62, Tabella 4 e Tabella 5).

	$\ddot{z}_s$	$\ddot{\alpha}_s$	<i>cyl.el.</i>	$F_{ff}$	$F_{tr}$
INDEX	RMSF		RMS		
	[m/s <sup>2</sup> ]	[deg/s <sup>2</sup> ]	[mm]	[N]	[N]
Passive	0.0120	0.0958	0.0588	70.9	97.2
Mix	0.0113	0.0623	0.0779	76.7	83.3
CVD	0.0112	0.0744	0.0698	69.1	87.1

Tabella 4

Indici di performance delle soluzioni CVD, Mix e passiva (ottimizzata per la particolare condizione di carico) – Profilo ISO average – mezzo in condizioni nominali di carico.

	$\ddot{z}_s$	$\ddot{\alpha}_s$	<i>cyl.el.</i>	$F_{ff}$	$F_{tr}$
INDEX	RMSF		RMS		
	[m/s <sup>2</sup> ]	[deg/s <sup>2</sup> ]	[mm]	[N]	[N]
Passive	0.0063	0.0168	0.1271	62.8	103.9
Mix	0.0093	0.0077	0.2099	66.0	161.0
CVD	0.0066	0.0095	0.1605	60.6	110.7

Tabella 5

Indici di performance delle soluzioni CVD, Mix e passiva (ottimizzata per la particolare condizione di carico) – Profilo ISO average – mezzo attrezzato con aratro e ballast.

Ingressi stradali assimilabili ad eventi impulsivi quali gradini, buche, etc. forniscono degli utili indicatori delle performance del sistema sospensioni. È stata quindi simulata la prova “bump test” secondo differenti condizioni di carico e velocità di guida, considerando l'effetto di filtraggio dovuto al moto di rotolamento della ruota (Fig. 63).

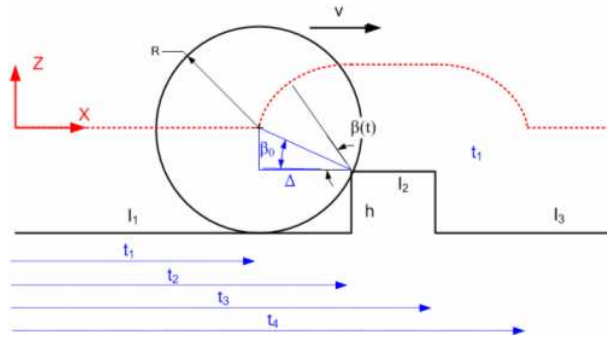


Fig. 63: Profilo stradale in caso di ingresso tipo "Bump" ed effetto di filtraggio dello pneumatico.

Nel caso di trattoria equipaggiata con aratro e ballast anteriore la strategia Mix mantiene oscillazioni persistenti, come dimostrato dallo scuotimento verticale e l'angolo di beccheggio del corpo sospeso, nonché dalle relative accelerazioni (Fig. 65). Tale effetto è visibile anche in termini di apertura del cilindro sospensione (Fig. 64) e della forza di contatto pneumatico-suolo al retrotreno (Fig. 66).

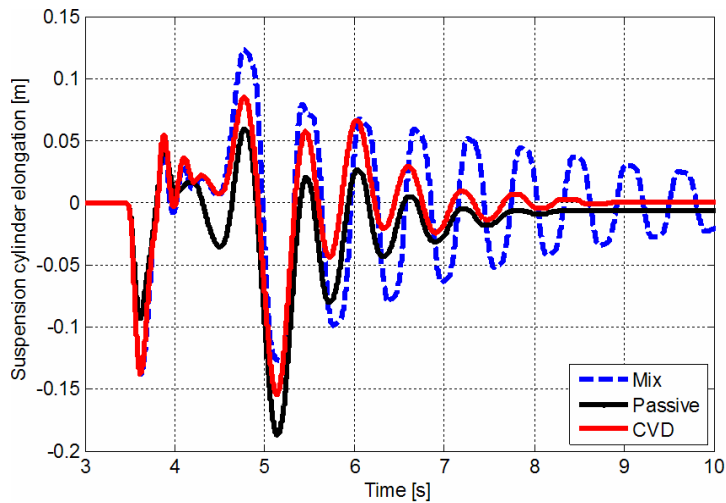


Fig. 64: Apertura del cilindro sospensione- prova di bump,  $v=10\text{km/h}$ .

L'accelerazione della massa non sospesa e la corrispondente forza di contatto (anteriore) mostrano oscillazioni con frequenza nell'intorno dei 4-5 Hz (frequenza naturale – modo di beccheggio). La soluzione CVD mostra prestazioni superiori alla strategia Mix, riducendo i tempi di assestamento dei transitori oltre ai valori di picco delle accelerazioni verticali e di beccheggio del corpo sospeso, dell'elongazione della sospensione e delle forze

dinamiche di contatto. Rispetto alla soluzione passiva<sup>28</sup> l'approssimazione CVD migliora leggermente le performance del sistema, soprattutto durante i primi istanti del transitorio, ovvero nel lasso temporale in cui l'ingresso bump è applicato all'avantreno.

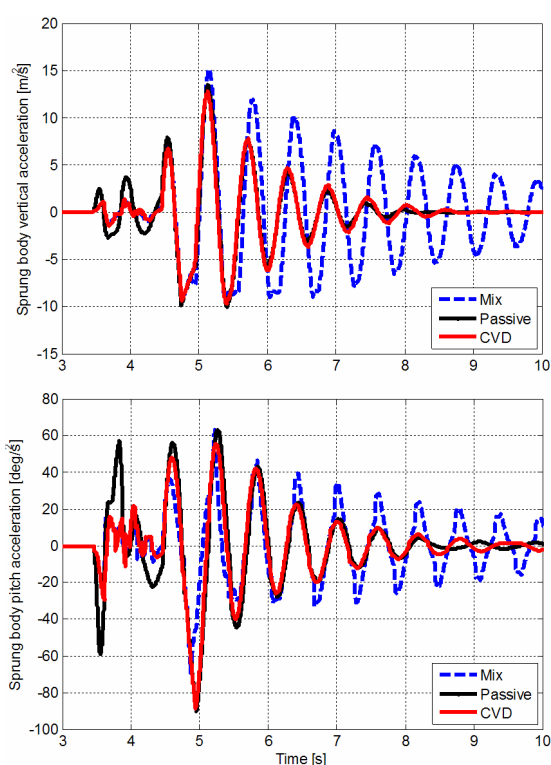


Fig. 65: Accelerazione verticale e di beccheggio del corpo sospeso - prova di bump  $v=10\text{km/h}$ .

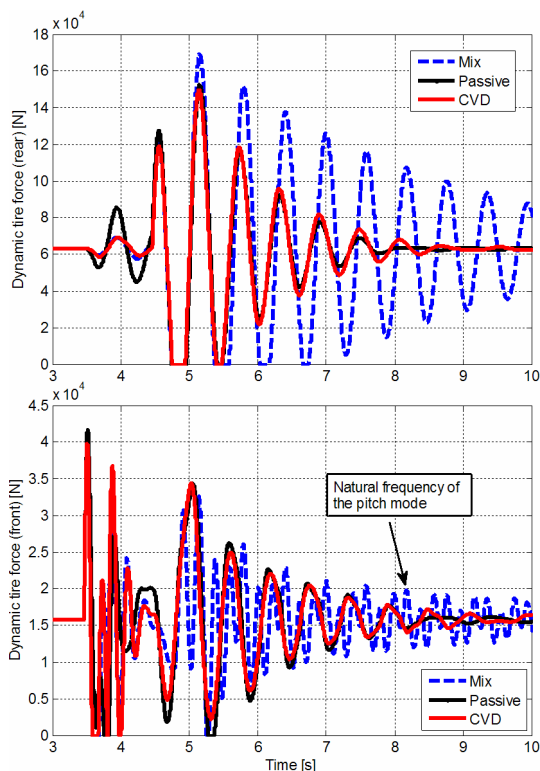


Fig. 66: Forze dinamiche di contatto pneumatico-suolo degli pneumatici anteriori e posteriori (si nota il distacco pneumatico-suolo) - prova di bump  $v=10\text{km/h}$ .

Le limitate prestazioni della strategia Mix sono dovute alla particolare legge di controllo, la quale rappresenta una soluzione di compromesso tra controllo di scuotimento e di beccheggio. Nel caso in cui le velocità di scuotimento e beccheggio siano concordi la forza di controllo  $F_{\text{damp}}$  e quindi l'azione di damping potrebbero essere drasticamente ridotte (Eq. (46)), con il conseguente degrado delle performance. Tale condizione si presenta quando l'ingresso bump agisce al retrotreno del mezzo.

Gli impatti del sistema sospensione durante la prova di bump mette alla luce la necessità di un controllo anti-impatto, realizzabile per mezzo di una valvola

<sup>28</sup> In caso di prova bump la soluzione passiva ottimizzata rappresenta il target di riferimento.

proporzionale. In tale ottica l'impiego di una sospensione passiva affiancata al controllo anti-bang (con valvola proporzionale) perde di significato a favore di un controllo del damping di tipo semi-attivo o adattativo, dettato dall'inevitabile presenza di componenti oleodinamici proporzionali.

In conclusione di questa fase preliminare di selezione di strategie di controllo del damping evince la superiorità della soluzione CVD. L'approssimazione lineare del concetto Skyhook offre una migliore prestazione di compromesso nella totalità dei casi analizzati, per differenti tipologie di profilo stradale (stocastico, deterministico,...), velocità di guida e condizioni operative di carico.

#### 4.3.4 Modello multi fisico: soluzioni cinematiche anti-dive ed anti-lift

Durante manovre di trazione e decelerazione si verifica un trasferimento di carico tra avantreno e retrotreno del mezzo, quindi una rotazione di beccheggio che alza la parte anteriore (cabrata, lift in inglese) o la abbassa (picchiata, dive) - Fig. 67. Tuttavia, le forze longitudinali dovute alle ruote in trazione o frenata possono produrre un momento di beccheggio: mediante un'opportuna geometria delle sospensioni è quindi possibile ridurre l'effetto del trasferimento di carico (Genta [12], Morelli [22]). È possibile definire la percentuale di azione "antidive" (Fig. 68, Eq. (47)), ovvero la percentuale di carico dinamico trasmesso alla sospensione, esprime quindi quanto la sollecitazione sia trasferita alla molla idraulica e quanto agli elementi strutturali. In riferimento a Fig. 68 nel caso in cui il centro di istantanea rotazione della biella (I.C.R.) stia al di sotto della cerniera biella-corpo non sospeso la forza longitudinale produce un momento di chiusura della sospensione, opposto all'effetto di apertura dovuto al trasferimento di carico a fronte di un'accelerazione positiva. In modo analogo si ottiene una simile compensazione in caso di manovra di frenata. Normalmente le variazioni di assetto di beccheggio in frenatura-accelerazione non vengono compensate completamente per ragioni psicologiche (una frenata senza variazioni di assetto non è desiderabile) ed oggettive (una completa compensazione in frenatura può comportare un'eccessiva compensazione in accelerazione e geometrie insoddisfacenti sia per il comfort che per le prestazioni dinamiche del mezzo).



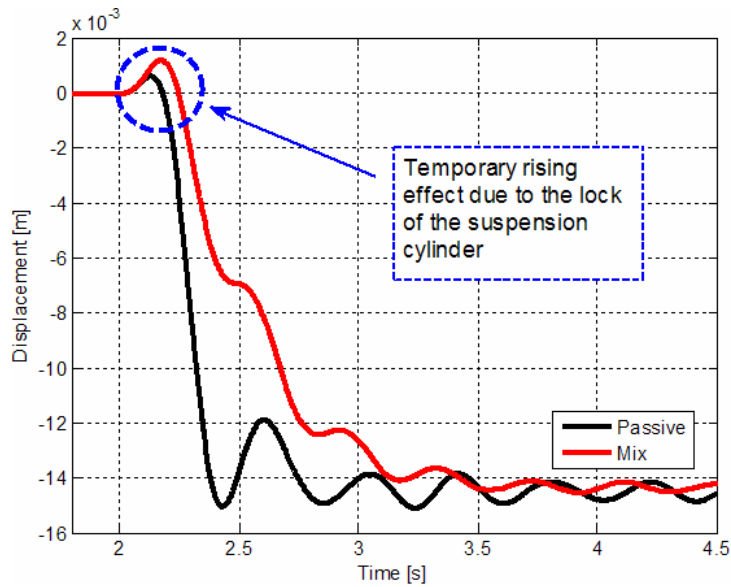
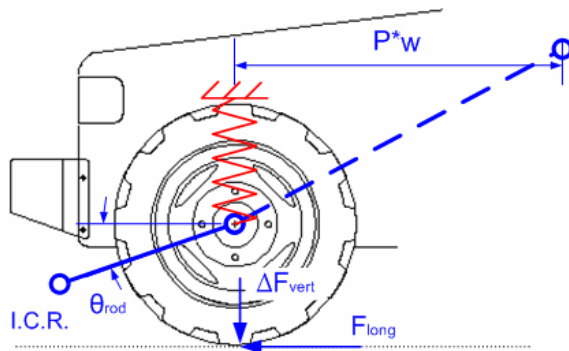


Fig. 67: Transitorio durante una manovra di frenata – spostamento verticale del centro di massa del corpo sospeso (mezzo in condizioni nominali di carico). Il temporaneo bloccaggio della sospensione, dovuto ai fenomeni di attrito, vincola l'anteriore della trave carro del mezzo in modo simile ad una cerniera. L'effetto inerziale provoca un momento di beccheggio e quindi una rotazione con il conseguente innalzamento temporaneo del corpo sospeso.



$$AD\% = 100 \frac{Pw}{h_g} \tan(\theta_{rod}) \quad (47)$$

Fig. 68: Concetto di anti-dive (caso di accelerazione) per il caso della sospensione anteriore del mezzo agricolo e freni integrati nella trasmissione.  $P$ = percentuale di ripartizione di frenata-accelerazione all'avantreno,  $w$ = passo del veicolo,  $h_g$ = altezza del baricentro del corpo sospeso.

Lo studio espone i miglioramenti indotti da una revisione del progetto meccanico della sospensione. Il modello è sottoposto a manovre di accelerazione, frenata ed inversione

del moto secondo differenti configurazioni della sospensione tali da offrire una certa azione antidive-antilift (Fig. 69 e Fig. 70). L'impiego della configurazione anti-dive comporta una riduzione degli spostamenti verticali e di beccheggio del corpo sospeso, dello spazio di lavoro e della forza esercitata dalla sospensione. Produce inoltre una lieve riduzione della componente oscillatoria delle forze dinamiche di contatto. L'impiego di tale soluzione comporta quindi benefici per l'intero set di requisiti funzionali, in particolare nel caso di condizioni di carico estreme.

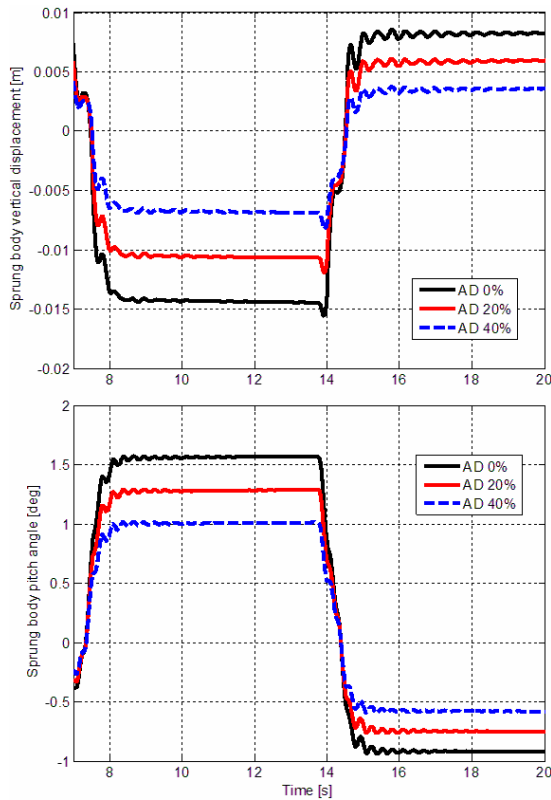


Fig. 69: Transitorio durante una manovra di inversione secondo differenti configurazioni anti-dive. Spostamento verticale del centro di massa ed angolo di beccheggio del corpo sospeso (mezzo in condizioni nominali di carico – CVD control).

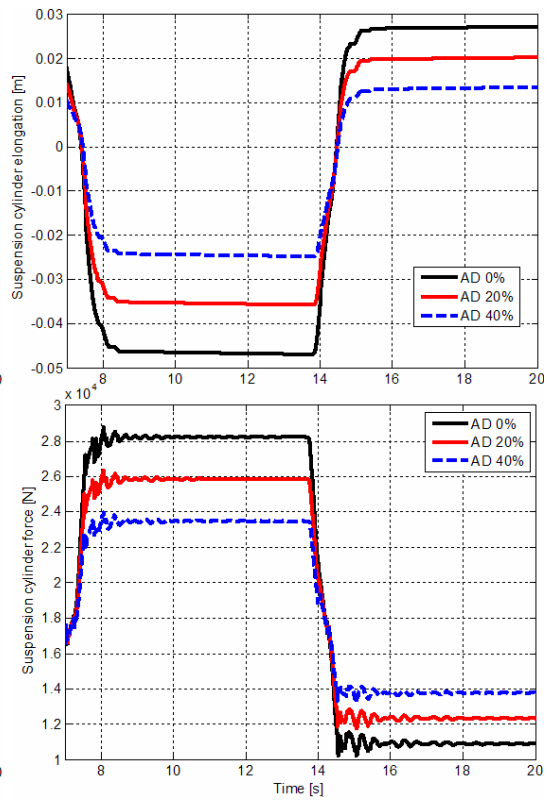


Fig. 70: Transitorio durante una manovra di inversione secondo differenti configurazioni anti-dive. Elongazione e forza espressa dal cilindro sospensione (mezzo in condizioni nominali di carico – CVD control).

## **5 FUNZIONALITÀ ADDIZIONALI DEL SISTEMA DI CONTROLLO**

Le strategie di controllo del damping garantiscono i requisiti di comfort di guida e manovrabilità del veicolo. Nel caso dei mezzi off-highway è necessario affrontare problematiche relative alle gravose condizioni di impiego, oltre alla variabilità delle stesse, in termini di condizioni di carico, profili stradali (campo aperto, sterrato,...), equipaggiamenti agricoli ed accessori (pala, caricatore, sollevatori, aratri,...) ed applicazioni (aratura, semina, erpicatura, ...). La piena funzionalità del sistema primario di sospensione del mezzo richiede quindi un'opportuna integrazione del sistema di controllo del damping. La presente sezione descrive lo sviluppo di tali funzioni integrative, progettate e validate mediante simulazioni al calcolatore (Biral et al. [4]).

### 5.1 Schema adattativo del rate di damping della sospensione

La variabilità delle condizioni operative del mezzo rende conveniente l'impiego di uno strumento di sintonizzazione automatica di alcuni parametri di controllo. Il controllo del damping è quindi completato per mezzo di uno schema adattativo in grado di preservare il rate di damping ottimale a fronte di variazioni delle condizioni di carico del mezzo.

Nel caso di una sospensione passiva il coefficiente di damping ottimale  $c_{opt}(t)$  può essere determinato in via analitica (Genta [12]). Per quanto riguarda le approssimazioni semi-attive del concetto Skyhook, esse richiedono un coefficiente di smorzamento massimo  $c_{max,opt}$  pari al coefficiente di smorzamento critico. Secondo le simulazioni del controllo del damping applicate al modello QCM del mezzo agricolo, tale condizione rappresenta il miglior compromesso tra manovrabilità ed isolamento delle vibrazioni (ovvero riduzione dei picchi di risonanza della massa sospesa e della trasmissibilità per frequenze elevate).

$$c_{max,opt} = 2\sqrt{k_{susp} m_s} \quad (48)$$

Tali coefficienti possono essere stimati noti i parametri di rigidità equivalente della sospensione ( $k_{susp}$ ) e la massa sospesa gravante sul cilindro ( $m_s$ ). La ricostruzione in linea di tali variabili può essere eseguita a partire dal segnale di pressione di una camera dell'attuatore idraulico. L'impiego di un filtro passa-basso fornisce una stima della pressione statica del circuito ( $P_{c,flt}$ ), proporzionale alla massa sospesa anteriore<sup>29</sup>. Il modello linearizzato del sistema Regen permette il calcolo della rigidità equivalente della sospensione secondo la seguente espressione:

$$\begin{cases} \hat{m}_s = \frac{P_{c,flt} A_{rod}}{g} \\ \hat{k}_{susp} = \frac{(P_{c,flt} A_{rod})^2 \gamma}{P_0 V_0} \end{cases} \quad (49)$$

---

<sup>29</sup> Le forze inerziali indotte dal profilo stradale inducono effetti dinamici, nocivi ai fini della stima della massa statica. Il segnale di pressione oscilla quindi attorno al valore statico, deducibile mediante filtraggio.

## 5.2 Controllo di beccheggio e frenata “Pitch and Brake Control”

Tra gli obiettivi più significativi dell'attività di progettazione di sistemi di sospensione compare il controllo di beccheggio. Nel caso dei mezzi agricoli la marcata asimmetria del mezzo e la mancanza di sistemi di sospensione enfatizzano il modo di beccheggio durante il moto su strada. Tale condizione diviene ulteriormente più critica in condizioni di carico estreme, a causa dei trasferimenti di carico. Attualmente il controllo di beccheggio proposto da alcuni produttori consiste nella momentanea disabilitazione (bloccaggio) della sospensione in risposta al cambio di stato dei comandi del freno e/o di cambio marcia. Tale soluzione garantisce elongazioni limitate del cilindro sospensione, ma risulta non ottimale ai fini del comfort e della manovrabilità del mezzo.

La soluzione proposta dal presente studio consiste nel modulare il damping equivalente della sospensione in modo proporzionale alle sollecitazioni esterne, ovvero ai trasferimenti di carico indotti da manovre quali accelerazione, frenata, cambio ed inversione di marcia. Il controllo di beccheggio è attivato da differenti eventi di trigger, quali segnali di cambio marcia, segnali provenienti dal pedale del freno o dalla linea di pressione del circuito di frenatura, dal pedale dell'acceleratore, dalla frizione a comando idrostatico,... Il controllo modula opportunamente il livello di damping agendo attraverso le valvole proporzionali 3 e 4 di Fig. 57. Il coefficiente di damping nominale  $c_{nom}(t)$  viene amplificato secondo un fattore moltiplicativo, costante in risposta ad eventi digitali quali frenata, cambio ed inversione di marcia. Nel caso di manovre di accelerazione il coefficiente di amplificazione dipende in modo lineare dalla variazione della posizione del pedale dell'acceleratore riferita ad un determinato lasso temporale. Tale scelta permette di rendere il sistema reattivo alle sole variazioni della posizione dell'acceleratore, in quanto indicatori di possibili trasferimenti di carico. In modo equivalente, il segnale dell'acceleratore è trattato per mezzo di un filtro passa alto ( $a_{filt}$ ).

$$gain_{pitch} = 1 + \underset{sat[0,1]}{\left| \frac{a_{filt}}{a_{lim}} \right|} \eta \quad (50)$$

Dove  $a_{lim}$  rappresenta il valore di fondo scala del segnale dell'acceleratore ed  $\eta$  un coefficiente di tuning  $\geq 1$ .

Viene proposto un confronto delle prestazioni del sistema CVD, integrato o meno con il controllo di beccheggio/frenata durante una simulazione di manovra di inversione di

marcia (Forward-Reverse). La funzionalità aggiuntiva garantisce riduzioni consistenti dei moti di scuotimento verticale e di beccheggio del corpo sospeso (Fig. 71), nonché dell'elongazione della sospensione (Fig. 73). Le accelerazioni del corpo mostrano inoltre transitori i più veloci, migliorando la specifica di comfort. La riduzione delle sovra-elongazioni e dei tempi di assestamento delle forze dinamiche di contatto di Fig. 72 confermano una maggior trazione durante le manovre di inversione.

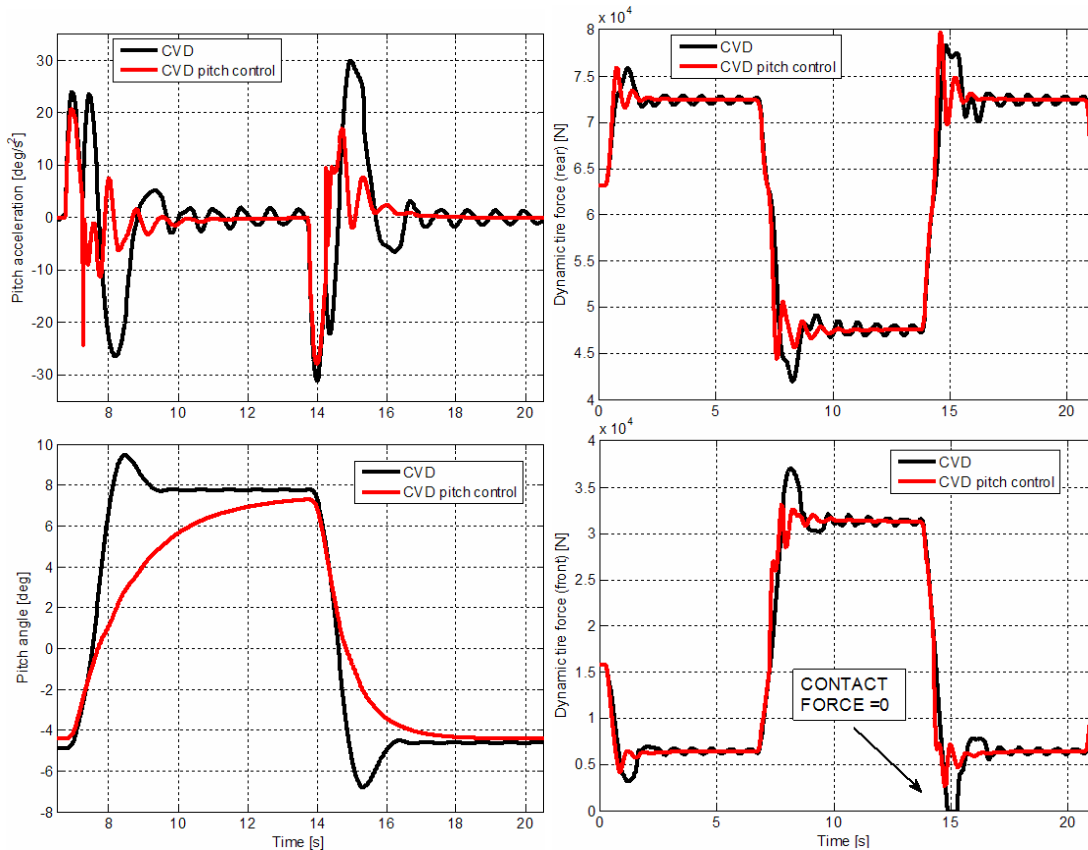


Fig. 71: Pitch control – prova di inversione del moto: accelerazione ed angolo di beccheggio del corpo sospeso (trattore equipaggiato con aratro e ballast anteriore).

Fig. 72: Pitch control – prova di inversione del moto: forze dinamiche di contatto degli pneumatici anteriori e posteriori (trattore equipaggiato con aratro e ballast anteriore).

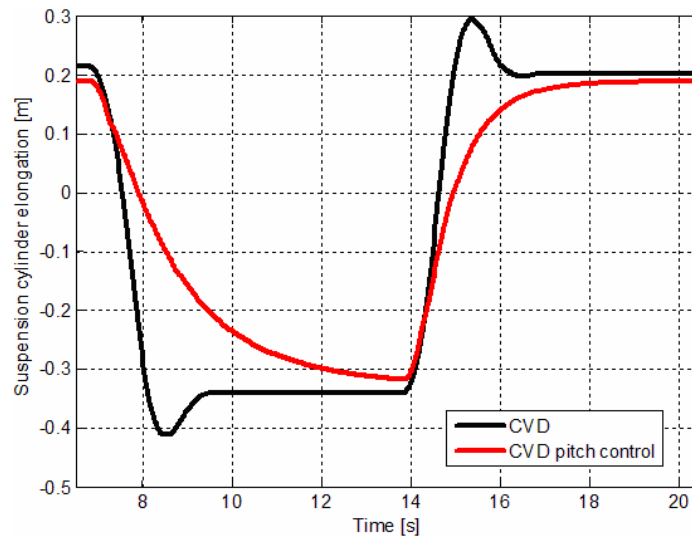


Fig. 73: Pitch control – prova di inversione del moto: elongazione del cilindro sospensione (trattore equipaggiato con aratro e ballast anteriore).

### 5.3 Controllo di livellamento “Self-leveling control”

Le condizioni di impiego delle trattrici agricole comportano una consistente variabilità delle condizioni di carico dell’assale anteriore a fronte di una corsa limitata del cilindro sospensione. La conseguente deflessione statica della sospensione può portare la stessa ad operare in prossimità delle condizioni di finecorsa, pregiudicando la funzionalità del sistema. Il mercato off-highway propone sospensioni idrauliche auto-livellanti (Par. 2.3.1): in funzione del segnale di elongazione della sospensione il controllo compensa le deflessioni statiche garantendo la piena corsa del cilindro sospensione in ogni condizione di carico. Per il particolare caso di studio<sup>30</sup> il segnale di feedback è provvisto da un sensore angolare posto in corrispondenza della cerniera dell’articolazione superiore della sospensione. I requisiti del controllo di levelling possono essere così riassunti:

- L’elongazione del cilindro non deve essere corretta in modo continuo, al fine di limitare i consumi energetici e preservare l’azione filtrante della sospensione;

<sup>30</sup> La funzione di livellamento è attiva qualora il mezzo stia viaggiando al di sopra di una velocità di soglia, al fine di garantire standard di sicurezza qualora il manovratore dovesse operare in prossimità del mezzo.

- Il controllo non deve reagire in caso di scuotimenti della sospensione ad ampiezza elevata e con valore medio prossimo alla condizione di semi-estensione;
- Il controllo non deve reagire ad ingressi impulsivi, quali buche, ingressi tipo bump e scalino;
- Il controllo deve rilevare il più velocemente possibile uno spostamento del cilindro sospensione tale da portare il sistema in prossimità del finecorsa meccanico.

Una soluzione comunemente impiegata consiste nell'abilitare tale funzione qualora l'elongazione del cilindro ecceda un valore predefinito (No Active Window, NAW) in modo continuativo per un certo intervallo temporale (Tempo di latenza, Fig. 74). In modo del tutto analogo è possibile filtrare il segnale di elongazione della sospensione attraverso un filtro passa basso. Il sistema di levelling viene attivato qualora il segnale filtrato ecceda la banda di inattività.

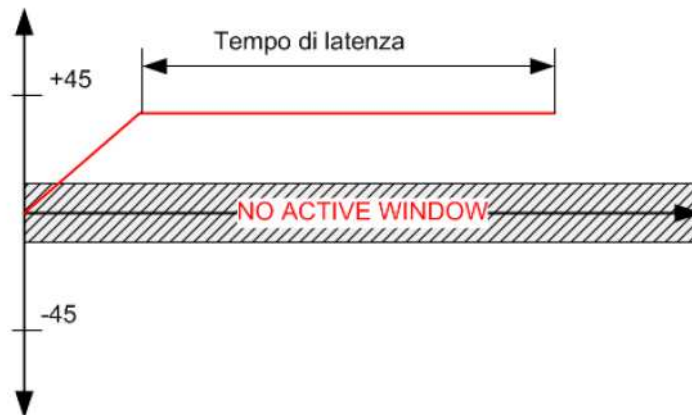


Fig. 74: Schematizzazione del controllo di levelling.

I coefficienti del filtro sono stati desunti attraverso opportune specifiche di progetto, definite in modo coerente con i requisiti funzionali:

- Servendosi di un segnale sinusoidale avente ampiezza prossima alle condizioni di finecorsa (90% della semicorsa dell'attuatore) e frequenza pari a 0.25 Hz, il segnale filtrato non deve eccedere la banda di inattività. Tale specifica garantisce l'inattività del sistema di levelling in caso di scuotimenti a bassa frequenza ed



ampiezza elevata, ma con valor medio prossimo alla semiestensione della sospensione.

- Servendosi di un segnale step avente ampiezza di poco superiore alla banda di attivazione-disattivazione del controllo di levelling (NAW), il segnale filtrato deve eccedere la banda di inattività entro 12 sec. Tale specifica garantisce tempi di risposta del controllo di livello accettabili.
- Servendosi di un segnale step avente ampiezza prossima alla condizione di finecorsa (90% della semicorsa dell'attuatore), il segnale filtrato deve eccedere la banda di inattività entro 3 sec. Tale specifica garantisce tempi di risposta del controllo di livello accettabili.

Le specifiche di progetto risultano tra loro in antitesi, risulta quindi evidente che la banda passante del filtro rappresenta una soluzione di compromesso. Un tale controllo presenta problematiche dovute al ritardo introdotto dal filtraggio del segnale di elongazione del cilindro sospensione: il segnale filtrato oscilla tra limite inferiore e superiore della banda di inattività, con conseguenti attivazioni e disattivazioni del controllo di levelling (Fig. 75).

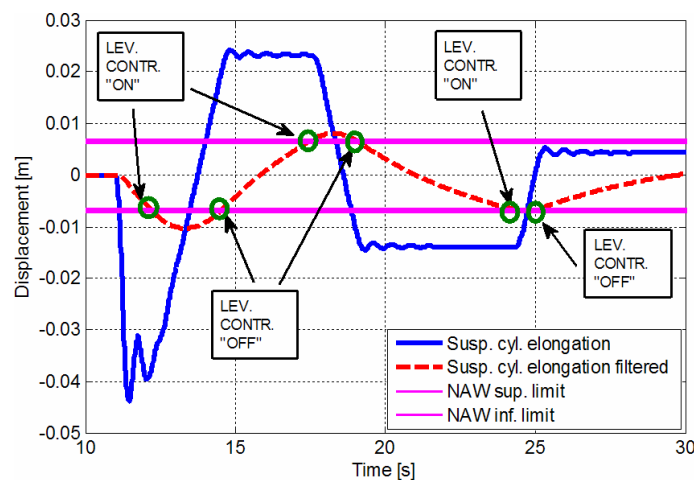


Fig. 75: Self leveling control – soluzione classica: azione del controllo di livello a seguito dell'applicazione di un carico anteriore (1200 kg).

L'azione del controllo non è quindi dovuta alla sola azione del carico esterno, bensì al fatto che sebbene la sospensione si trovi all'interno della banda di inattività il controllo continua ad agire in quanto il segnale di feedback (segnale di elongazione filtrato) si trova

all'esterno di tale banda. Un tale comportamento è frequente soprattutto per variazioni di carico consistenti e successive operazioni di carico e scarico del mezzo.

Allo scopo di soddisfare l'insieme delle specifiche garantendo la stabilità del controllo è stata proposta una soluzione di controllo alternativa. L'azione di levelling viene abilitata qualora due distinti segnali eccedano la banda di inattività, segnali calcolati impiegando due differenti filtri:

- Un filtro passa basso avente banda passante limitata (LBF - low bandwidth filter): evita l'azione del controllo in caso di ingressi impulsivi o scuotimenti della sospensione ad ampiezza elevata, ma con valor medio all'interno della banda di inattività.
- Un filtro passa basso avente banda passante elevata (HBF - high bandwidth filter): evita l'instabilità del controllo in quanto il levelling viene disattivato qualora il segnale filtrato tramite HBF torni all'interno della banda di inattività.

Il controllo di livello opera secondo le specifiche previste (Fig. 76 e Fig. 79). Nel caso dell'applicazione di un carico pressoché impulsivo il sistema di levelling non entra in azione, a conferma della scarsa sensibilità del controllo ad ingressi impulsivi. Le prestazioni del sistema di levelling risultano più che accettabili alla luce del fatto che l'applicazione di un carico anteriore pari a 1200 kg corrisponde al limite superiore di impiego del sistema di sospensione oggetto di studio.

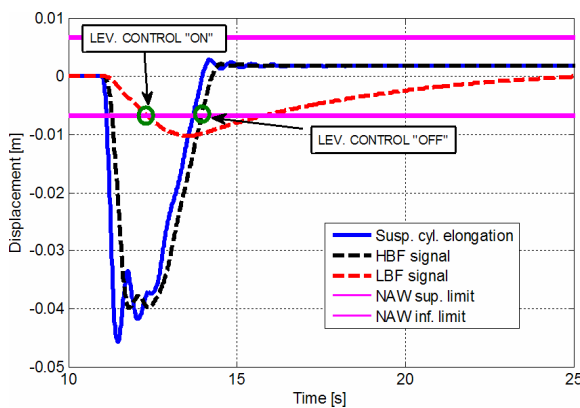


Fig. 76: Self leveling control – soluzione HBF-LBF: azione del controllo di livello a seguito dell'applicazione di un carico all'anteriore (1200 kg).

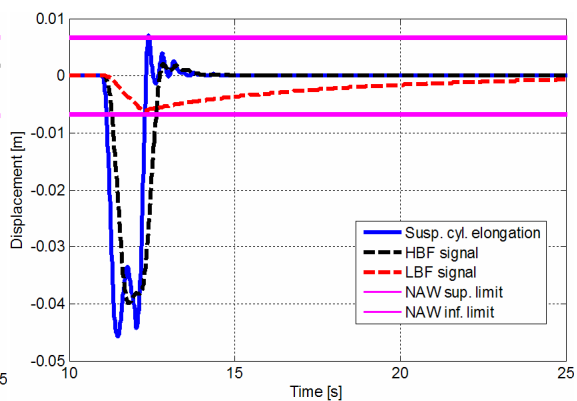


Fig. 77: Self leveling control – soluzione HBF-LBF: azione del controllo di livello a seguito dell'applicazione di un carico all'anteriore pressoché impulsivo (1200 kg,  $\Delta t=1$ sec).

La scarsa sensibilità ad ingressi stradali ad ampiezza elevata è stata testata sottoponendo il sistema ad un ingresso sweep con frequenza variabile tra 0.1 e 12 Hz. La semiampiezza limite dell'ingresso stradale tale da attivare il controllo di levelling porta il cilindro sospensione in condizioni di finecorsa. Secondo tale scenario il sistema di levelling è disabilitato a favore del sistema anti-impatto.

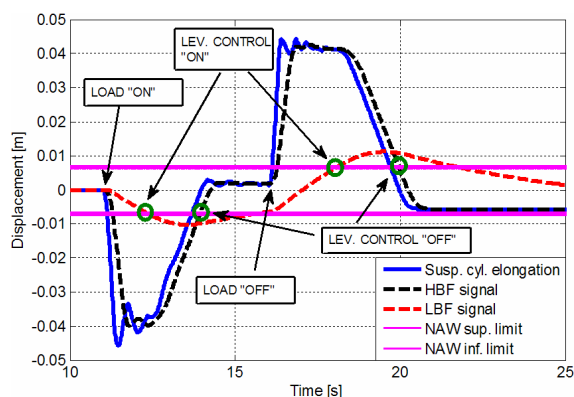


Fig. 78: Self leveling control – soluzione HBF-LBF: azione del controllo di livello a seguito dell'applicazione di un carico all'anteriore secondo modalità di carico e successivo scarico (1200 kg).

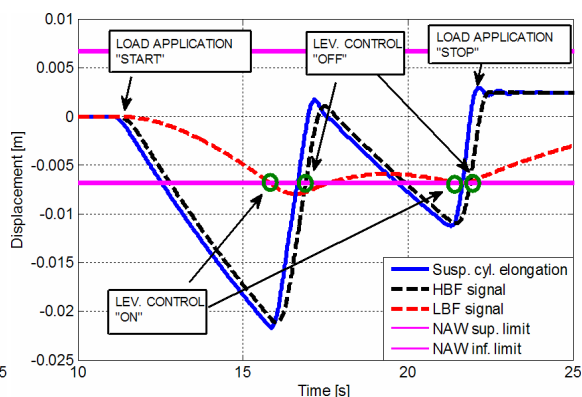


Fig. 79: Self leveling control – soluzione HBF-LBF: azione del controllo di livello a seguito dell'applicazione di un carico all'anteriore secondo una rampa lineare di durata pari a 10 sec (1200 kg).

#### 5.4 Controllo anti-impatto (Anti-bang control)

Durante il ciclo di vita di un mezzo off-highway sono frequenti eventi di urto dei finecorsa meccanici delle sospensioni. L'impatto meccanico comporta un degrado del comfort di guida, oltre a possibili danneggiamenti strutturali. Tale circostanza può aver luogo in molteplici condizioni quali repentine variazioni di carico del mezzo, ingressi stradali impulsivi (bump, step,...) e trasferimenti di carico dovuti a manovre di frenata, trazione ed inversione, specie se affrontati a velocità sostenute ed in condizioni di carico considerevoli<sup>31</sup>. Alcuni produttori riducono parzialmente gli effetti di tali impatti meccanici

<sup>31</sup> Ovvero velocità maggiori di 10 km/h e con mezzo attrezzato con aratro e ballast. In tale condizione operativa il carico statico gravante all'anteriore del mezzo e quindi la rigidità del sistema idraulico risultano ridotti, con il conseguente aumento dell'elongazione della sospensione.

per mezzo di elementi passivi (bump stop), in grado di assorbire solo parte dell'energia di impatto nella sola corsa di compressione del cilindro sospensione.

Nel presente lavoro il sistema di controllo è stato integrato con una funzionalità anti-impatto, in grado di prevenire gli eventi di impatto o comunque ridurre l'energia associata. Il concetto della soluzione proposta consiste nell'aumento repentino del damping qualora il sistema sia in condizioni potenziali di impatto. Il controllo prevede una finestra di attivazione (Anti Impact Window – AIW). Il comando alle valvole è modulato in via indiretta a seconda dell'energia e della probabilità di impatto. Il maggior limite di tale funzionalità è dovuto alle prestazioni dinamiche delle valvole proporzionali<sup>32</sup>: allo scopo di compensarne la dinamica i limiti della finestra di attivazione sono funzioni monotone decrescenti della velocità assoluta del cilindro (Fig. 80).

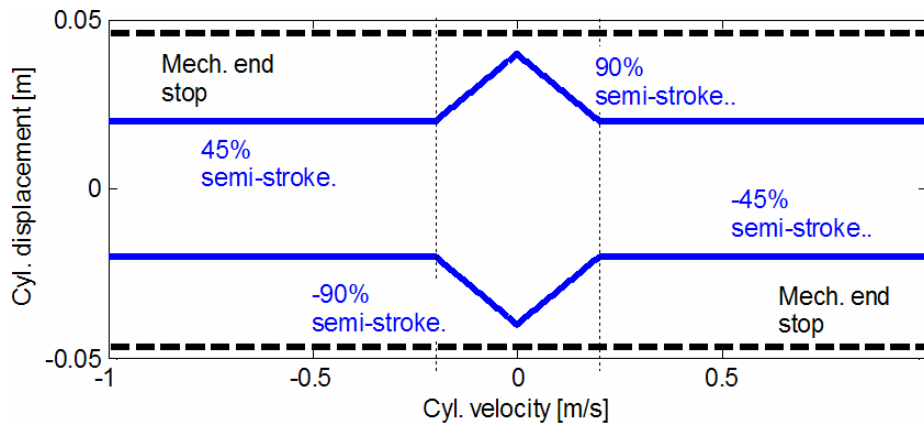


Fig. 80: Controllo anti-impatto: finestra di attivazione AIW – elongazione limite del cilindro sospensione per l'attivazione della funzionalità di anti-impatto. Al di sopra di una velocità di soglia l'evento di impatto è considerato iso-critico.

Il dominio di inattività del controllo anti-impatto viene ulteriormente modulato secondo un fattore  $k_{drive} \leq 1$ , funzione della velocità di guida del mezzo agricolo (Fig. 81). La violazione dei limiti della finestra AIW comporta un repentino aumento del damping attraverso il pilotaggio delle valvole. Il coefficiente nominale di damping  $c_{nom}(t)$  è amplificato tramite un fattore  $\beta$  (Fig. 81) dipendente dalla velocità assoluta del cilindro, stimata attraverso pseudo-derivazione del segnale di elongazione dello stesso.

<sup>32</sup> Una dinamica scadente delle valvole comporta un'eccessiva riduzione dei limiti di attivazione del controllo anti-bang. Ciò può implicare una banda di lavoro della sospensione ridotta: la sospensione potrebbe non operare correttamente in condizioni nominali (con il relativo effetto di filtraggio) su strada normale o dissestata, a causa della continua attivazione del controllo anti-bang.

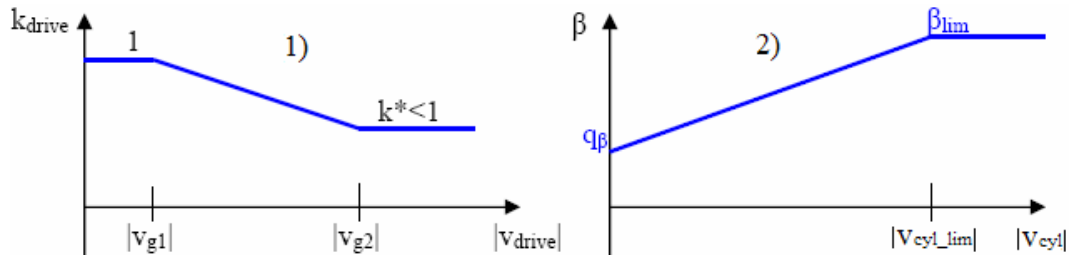


Fig. 81: Controllo anti-impatto: 1) Fattore di modulazione  $k_{drive}$  della finestra AIW: la modulazione è inattiva per velocità di guida inferiori a  $v_{g1}$  (es: 5km/h). Al di sopra del valore limite di velocità  $v_{g2}$ , (es: 40 km/h) le velocità di guida sono considerate iso-critiche ai fini dell'evento di impatto. 2) Fattore  $\beta$  di amplificazione del coefficiente di damping, funzione della velocità assoluta del cilindro sospensione. Per velocità maggiori di  $v_{cyl\_lim}$  il coefficiente è limitato superiormente al fine di evitare possibili saturazioni delle valvole proporzionali.

Il controllo è stato testato secondo differenti leggi di applicazione del carico, profili stradali, velocità di guida e condizioni di carico del mezzo. Fig. 82 e Fig. 83 mostrano le performance del controllo anti-impatto per una simulazione di bump test secondo le condizioni operative più proibitive. La funzionalità aggiuntiva riduce in modo significativo l'energia associata all'evento di impatto: il rapporto delle energie cinetiche in prossimità dell'urto è compreso tra 1/25 ed 1/20. Le risposte temporali del sistema mostrano tempi di assestamento ridotti, con conseguenti benefici in termini di comfort, manovrabilità ed elongazione della sospensione (Fig. 84 e Fig. 85).

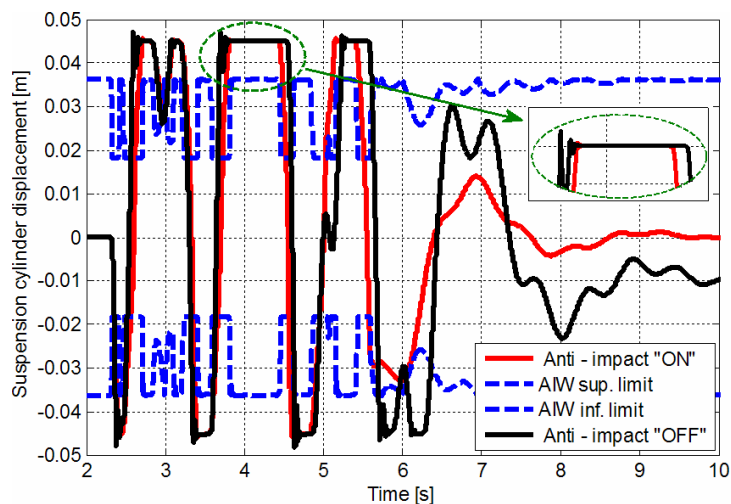


Fig. 82: Controllo anti-impatto – bump test (vehicle speed 15 km/h, trattore attrezzato con aratro e ballast): elongazione del cilindro sospensione, finestra AIW e particolare dell'evento di impatto.

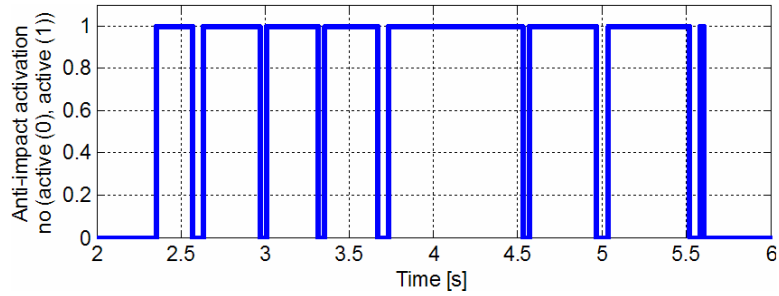


Fig. 83: Controllo anti-impatto – bump test (vehicle speed 15 km/h, trattore attrezzato con aratro e ballast): stato del controllo anti-impatto durante l'evento di bump.

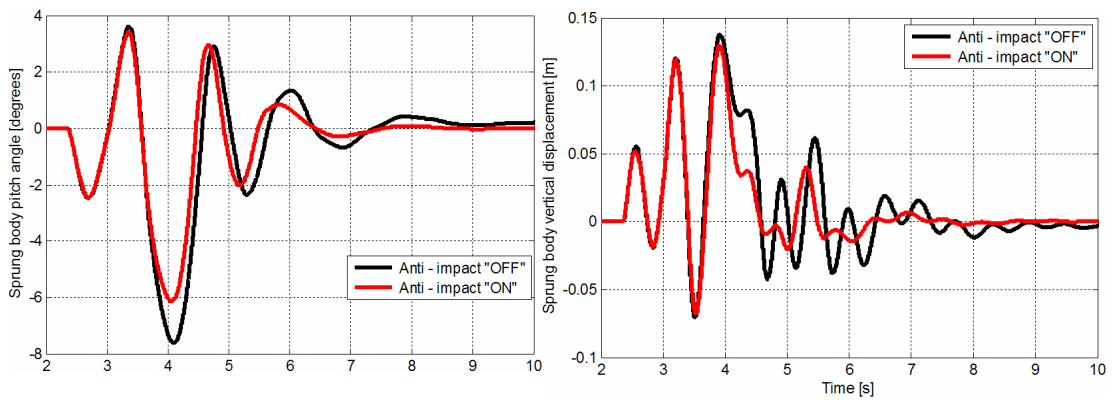


Fig. 84: Controllo anti-impatto – bump test (vehicle speed 15 km/h, trattore attrezzato con aratro e ballast): angolo di beccheggio e scuotimento verticale del corpo sospeso.

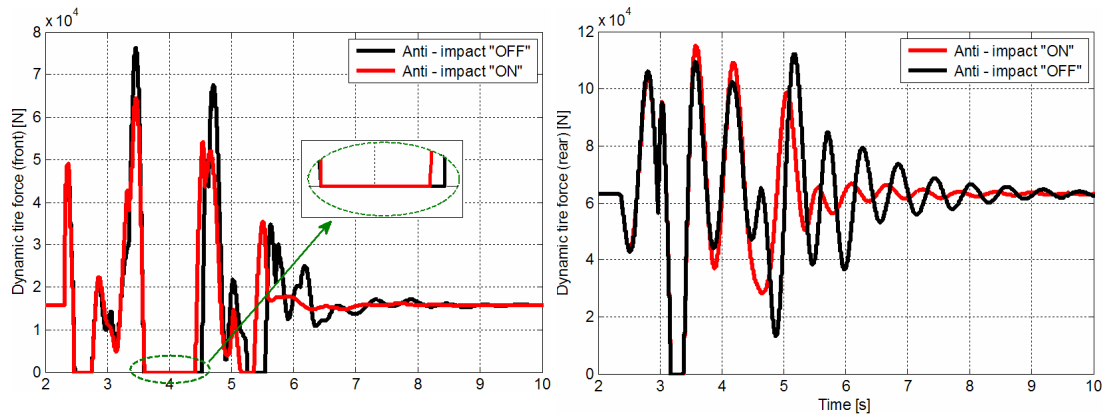


Fig. 85: Controllo anti-impatto – bump test (vehicle speed 15 km/h, trattore attrezzato con aratro e ballast): forze dinamiche di contatto pneumatico suolo.

Le differenti funzionalità aggiuntive del controllo sono state testate in un'unica simulazione (Fig. 86), allo scopo di verificare possibili conflitti. Il mezzo, inizialmente in condizioni nominali di carico, è soggetto a:

- Step di carico: applicazione di un carico anteriore pari a 1200 kg a  $t=5$  sec (condizione limite di carico dell'assale anteriore tale da indurre la massima pressione statica del circuito idraulico).
- Rampa di velocità da 0 a 10 km/h agente durante il periodo temporale [8, 11] sec.
- Giunto a velocità di regime, il mezzo affronta il bump test.

È possibile notare gli effetti dovuti alle sollecitazioni esterne ed al trasferimento di carico durante la manovra di trazione, nonché l'azione dei controlli di levelling ed anti-impatto. A seguito dell'evento bump il cilindro assume una differente deflessione statica, a causa di attriti meccanici ed effetti termici. Come da specifica, la funzionalità di levelling non reagisce all'evento impulsivo di bump.

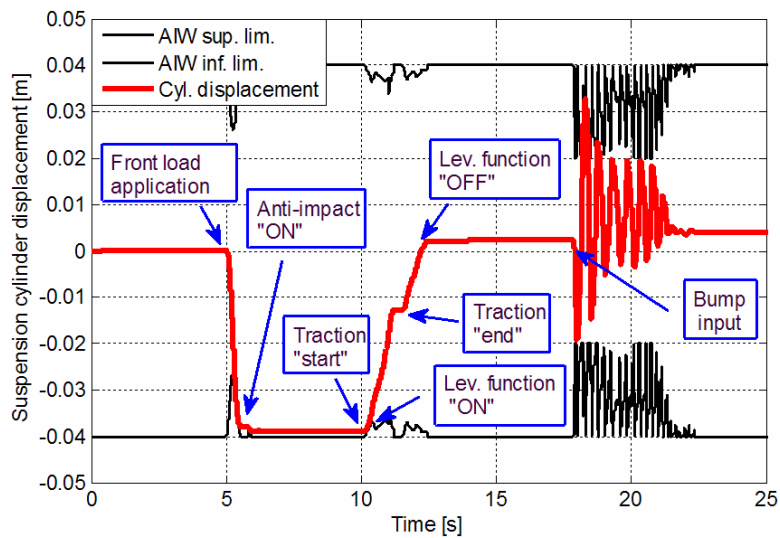


Fig. 86: Test delle differenti funzionalità di controllo: carico all'anteriore, manovra di trazione ed ingresso bump – segnale di elongazione del cilindro sospensione.





## 6      **CONVERSIONE DEL CONTROLLO IN UNA MACCHINA A STATI FINITI**

In un'ottica di industrializzazione del prodotto il controllo è stato tradotto in una Macchina a Stati Finiti (Finite State Machine FSM). L'impiego del toolbox Stateflow di Matlab permette di modellare e simulare sistemi *event-driven* o *reactive-system*, ovvero le cui transizioni tra differenti modi operativi avvengono in risposta a particolari eventi e condizioni. Permette inoltre la modellazione di sistemi a tempo discreto in cui la velocità (rate) dei campioni di informazione può variare da punto a punto. L'utilizzo di differenti frequenze di campionamento all'interno dello stesso sistema offre numerosi vantaggi, quali la minore complessità di calcolo, la riduzione del rate di trasmissione e dei requisiti in termini di memoria necessaria. Tale forma è comunemente impiegata per modellare le logiche di controllo di sistemi dinamici. In particolare risulta utile ai fini delle successive fasi di Rapid Prototyping e quindi di generazione del codice per la centralina di controllo sperimentale. Permette inoltre di standardizzare l'architettura del controllo, rendendo gli algoritmi leggibili ed aumentandone la portabilità. Tale aspetto è fondamentale in quanto la produzione in serie dei sistemi di sospensione prevede un partner industriale per la fornitura e la programmazione delle centraline elettroniche di controllo.

### 6.1 Il controllo del damping mediante valvole proporzionali

L'esposizione del funzionamento della macchina stati richiede dapprima una minima descrizione delle tecniche adottate per il pilotaggio del damping, definite in funzione della particolare architettura idraulica della sospensione, ovvero dei componenti proporzionali della stessa.

L'impiego di un sistema di tipo rigenerativo è motivato dalle considerazioni tecniche ed economiche esposte nei Par. 3.6 e 3.7. Il controllo del damping tramite le valvole proporzionali 3 e 4 di Fig. 57 (valvole a cartuccia a due vie normalmente chiuse) evita possibili problemi di cavitazione. Infatti, quando de-energizzate permettono il bloccaggio (lock) della sospensione, grazie alla posizione di tenuta della valvola. L'effetto di laminazione, controllato attraverso il pilotaggio in modalità PWM, ha luogo in una sola direzione del flusso, nel verso opposto la valvola agisce come una check-valve, indipendentemente dalla corrente di pilotaggio. Quindi le valvole 3 e 4, interessate da portate differenti, provvedono rispettivamente all'azione di damping nella fase di estensione e compressione del cilindro sospensione. Definita la forza di damping obiettivo  $F_{damp\_ob}$ , è possibile determinare i relativi valori di comando delle cadute di pressione ai capi delle due valvole (Tabella 6).

In altre parole, i contributi al damping delle due valvole sono mutuamente esclusivi nelle fasi di compressione ed estensione, a meno di effetti idrodinamici secondari. È pertanto possibile pilotare contemporaneamente le due valvole in modo indipendente, secondo le leggi (51) e (54) di Tabella 6.

	Extension	Compression
<b>Valve 3</b>	$\Delta p_3(I_3) = \frac{F_{damp\_ob}}{(A_p - A_{rod})} \quad (51)$	$\Delta p_3(I_3) \cong 0 \quad \forall I_3 \quad (52)$
<b>Valve 4</b>	$\Delta p_4(I_4) \cong 0 \quad \forall I_4 \quad (53)$	$\Delta p_4(I_4) = \frac{F_{damp\_ob}}{A_{rod}} \quad (54)$

Tabella 6

*Cadute di pressione di riferimento per valvole proporzionali ai fini del controllo del damping.*

Nota la caratteristica stazionaria delle valvole<sup>33</sup> e la velocità di estensione del cilindro sospensione, per mezzo di apposite look-up table il controllo invia alle bobine le correnti di comando  $I_3$  ed  $I_4$  tali da generare le cadute di pressione e quindi la forza di damping desiderate (Fig. 87).

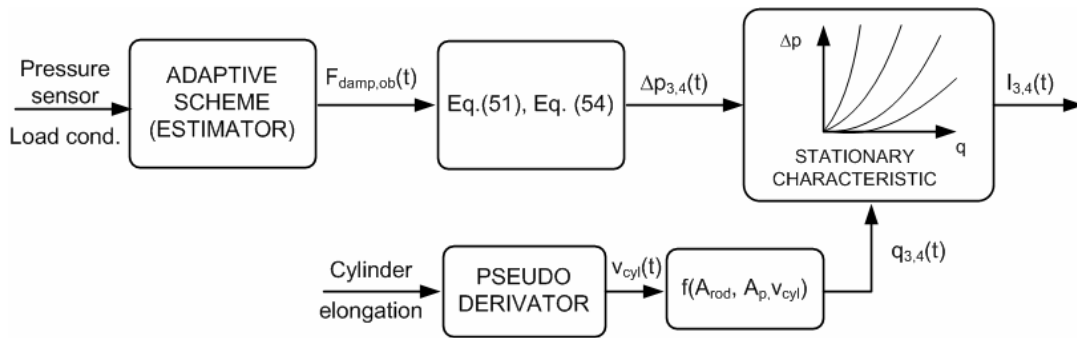


Fig. 87: Schema di pilotaggio del coefficiente di damping secondo la caratteristica stazionaria delle valvole.

Nel presente lavoro le valvole proporzionali (pilotate secondo lo schema di Fig. 87) seguono un valore di damping obiettivo  $c_{ob}(t)$  modulato secondo le differenti funzionalità integrative del controllo (anti-impatto, schema adattativo del damping,...). In particolare vengono trattate due differenti modalità:

- Definizione del coefficiente di damping obiettivo  $c_{ob}(t)$  mediante inseguimento di una caratteristica di riferimento (Fig. 88), modulata opportunamente secondo gli schemi adattativi del damping ed i controlli di beccheggio ed anti-impatto.
- Definizione del coefficiente di damping obiettivo  $c_{ob}(t)$  secondo le strategie semi-attive (Skyhook, Groundhook ed Hybrid), modulato opportunamente secondo gli schemi adattativi del damping ed i controlli di beccheggio ed anti-impatto.

Il sistema Regen, qualora il carico statico gravante all'anteriore sia esiguo, presenta una rigidità del sistema idraulico ridotta, con il conseguente aumento dell'elongazione della sospensione, quindi possibili eventi di impatto dei fincorsa meccanici. In modo coerente con l'analisi di Par. 3.8, il coefficiente di damping viene

<sup>33</sup> Superficie definita nello spazio tridimensionale di corrente, portata e differenziale di pressione. Definisce la caduta di pressione in funzione della portata che attraversa la valvola e della corrente di comando:  $\Delta p=f(I,q)$ . Tale caratteristica è determinata sperimentalmente, come esposto nelle sezioni a seguire.

opportunamente amplificato al di sotto di un valore di soglia del carico statico, stimato secondo quanto esposto in Par. 5.1.

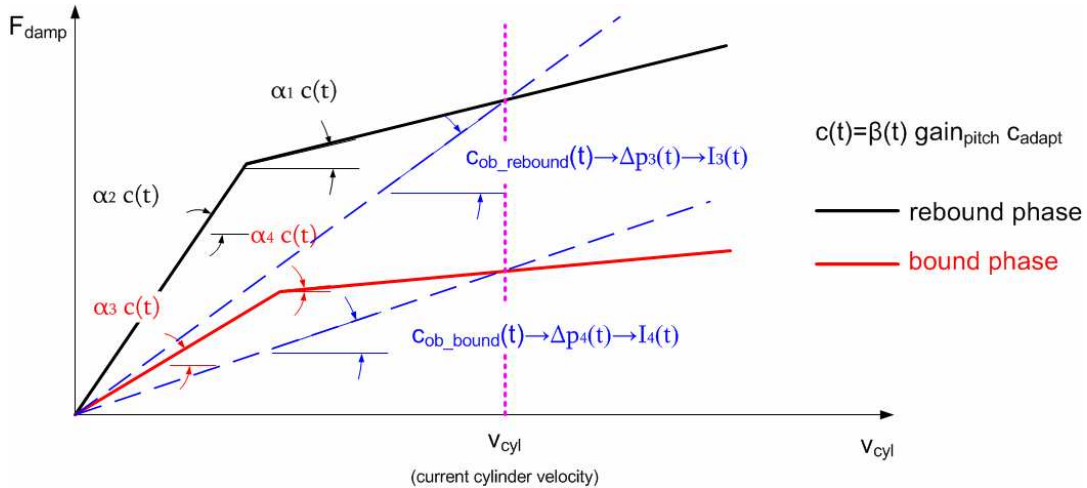


Fig. 88: Caratteristica regressiva di riferimento per il pilotaggio delle valvole secondo il valore obiettivo del damping.

## 6.2 Integrazione delle funzionalità di controllo, definizione del dominio di esistenza ed algoritmi di debouncing

Servendosi del linguaggio di programmazione Stateflow il sistema di controllo è stato completato con alcune funzionalità. In primo luogo una procedura di calibrazione per la taratura in linea dei set-point della sospensione ai fini di operazioni di servizio e manutenzione del sistema. Viene inoltre introdotta la funzionalità di bloccaggio della sospensione, allo scopo di consentire la disabilitazione della stessa in differenti configurazioni: estesa, semi-estesa, chiusa e posizione arbitraria, ovvero la regolazione dell'altezza dell'assale anteriore, in modalità automatica o manuale. La Macchina a Stati prevede inoltre apposite procedure di key-off/on, per l'abilitazione e la disabilitazione del sistema all'avviamento ed arresto del mezzo.

L'impiego di una Macchina a Stati permette una facile gestione delle differenti modalità operative allo scopo di assicurare standard di sicurezza accettabili. Le differenti funzionalità di controllo sono abilitate a seconda della velocità di marcia del veicolo (Fig. 89):

- La funzione di levelling è disabilitata per velocità inferiori ad 1.5 km/h, al fine di garantire eventuali operazioni di attrezzaggio del mezzo in condizioni di sicurezza. Per motivi di stabilità dinamica il livellamento automatico viene escluso per velocità superiori a 35 km/h.
- Al manovratore è permesso di inserire il lock della sospensione per velocità inferiori ad 1.5 km/h. Il lock viene automaticamente escluso al di sopra dei 15 km/h, il sistema entra quindi in modalità sospensione.
- Allo scopo di garantire la funzionalità di calibrazione la stessa è abilitata per velocità inferiori ad 1.5 km/h. Tale vincolo è inoltre dovuto a ragioni di sicurezza e di integrità dell'impianto<sup>34</sup>. La funzionalità di livellamento manuale è soggetta ai medesimi vincoli.

35 km/h	OFF	OFF	OFF	OFF	ON
15 km/h	OFF	OFF	OFF	ON	ON
1.5 km/h	OFF	OFF	ON (ACT. NOT ALLOWED)	ON	ON
0 km/h	ON	ON	ON	OFF	ON
	CALIBRATION	MANUAL LEVELLING	LOCK MID - DOWN - ANY POSITION	AUTOMATIC LEVELLING	DAMPING CONTROL, ADAPTIVE DAMPING, ANTI-IMPACT

Fig. 89: Dominio di esistenza delle differenti funzionalità di controllo.

La Macchina a Stati non reagisce istantaneamente alle transizioni tra i differenti regimi di velocità. Infatti, allo scopo di garantire standard di comfort e sicurezza è necessario

<sup>34</sup> Un ingresso accidentale durante la calibrazione del sistema potrebbe comportare danneggiamenti al sistema idraulico e meccanico.

evitare possibili fenomeni di chattering del controllo qualora il segnale di velocità oscilli nell'intorno dei valori di soglia di Fig. 89. La necessità di un tale accorgimento può essere motivata con il semplice esempio del continuo passaggio dalla modalità di lock a sospensione abilitata nell'intorno dei 15 km/h. La soluzione proposta consiste nell'abilitare il cambio di stato qualora il segnale di velocità permanga in modo continuativo, per un intervallo temporale di 1,5 sec, all'interno della regione adiacente. Il controllo viene quindi integrato con algoritmi di debouncing, ovvero filtri software anti-rimbalzo (anti-bounce filter) realizzati attraverso appositi contatori (multirate system).

### 6.3 Gestione delle transizioni tra gli stati del controllo

Il progetto della Macchina a Stati deve garantire delle transizioni dolci e sicure tra le differenti modalità di funzionamento. In particolare all'accensione del mezzo e durante il passaggio dalla modalità di sospensione bloccata ed abilitata e viceversa, soprattutto in condizioni di marcia sostenuta (Fig. 89). Infatti in modalità di sospensione bloccata le pressioni a lato stelo e pistone del cilindro possono differire in modo sostanziale, in quanto le due camere risultano tra loro isolate<sup>35</sup>. Una transizione veloce della corrente di pilotaggio potrebbe comportare sobbalzi del mezzo, eventi di impatto quindi discomfort, oltre condizioni di pericolo e possibili danneggiamenti del sistema.

La Macchina a Stati gestisce tali transizioni secondo apposite modulazioni della corrente di pilotaggio (PWM). La modulazione di Fig. 90 gestisce la transizione in corrente  $I_{trans}$  all'accensione del mezzo ed all'uscita dallo stato di lock. Il controllo mantiene la corrente di regime  $I_{reg}$  qualora il sistema non entri in modalità di sospensione attiva, ovvero durante l'azione di levelling automatico e manuale e di calibrazione. Il valori di  $I_{low}$  ed  $I_{reg}$  sono tali da garantire una transizione soft ed un valore minimo di damping del sistema. Come mostrato in Fig. 91, una seconda transizione allo stato di sospensione attiva avviene impostando i valori di corrente  $I_{adapt3,4}(t)$ , corrispondenti ai coefficienti di damping obiettivo  $c_{ob}(t)$  di Fig. 88<sup>36</sup>, attraverso una funzione di modulazione G.

---

<sup>35</sup> Durante operazioni pesanti di carico e scarico, o lavorazioni mediante pala, la sospensione viene bloccata allo scopo di garantire l'integrità dell'impianto idraulico. Un cambiamento delle condizioni di carico del mezzo può comportare un elevato differenziale di pressione tra le camere del cilindro.

<sup>36</sup> I valori di corrente associati sono calcolati in linea mediante look-up table delle caratteristiche stazionarie delle valvole.

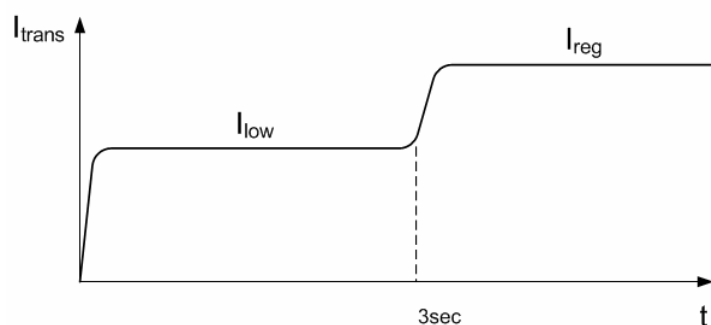


Fig. 90: Funzione di modulazione della corrente all'accensione del mezzo e durante le transizioni dallo stato di lock.

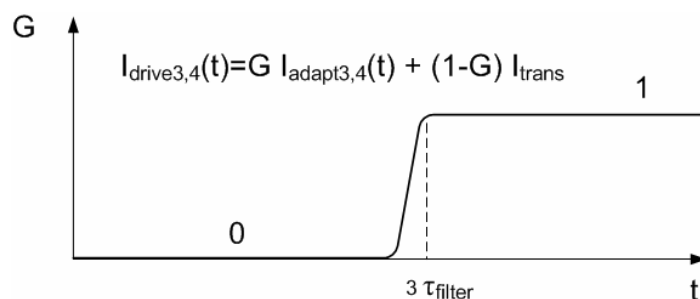


Fig. 91: Seconda funzione di modulazione della corrente per l'abilitazione della modalità di sospensione attiva.

Lo schema adattativo del damping imposta il coefficiente di smorzamento obiettivo secondo il segnale di pressione opportunamente filtrato ( $\tau_{\text{filter}} \approx 6 \text{ sec}$ ). Durante il progressivo stato di lock il segnale di pressione (rilevato a lato pistone) non è rappresentativo della reale condizione di carico, in quanto tra le due camere può persistere un differenziale di pressione considerevole. Quindi la stima del coefficiente di smorzamento adattativo e delle correnti ad esso associate non è attendibile. La seconda transizione (Fig. 91) regola quindi il passaggio da  $I_{\text{reg}}$  ad  $I_{\text{adapt3,4}}(t)$  attendendo un periodo temporale tale da poter considerare la stima adattativa rappresentativa delle condizioni di carico reali. Nel caso in cui il controllo passi dallo stato di sospensione attiva a quello di levelling o calibrazione viene impostato il valore  $I_{\text{reg}}$ . Tale transizione viene eseguita ponendo a zero il fattore di modulazione  $G$  attraverso un filtro passo basso.

Il sistema di controllo incrementa istantaneamente il valore di damping obiettivo in risposta alle funzionalità di anti-impatto e di controllo del beccheggio, rispondendo nel modo più rapido possibile. Quando disabilitate, una repentina riduzione del damping al valore nominale potrebbe comportare una sensazione di discomfort. La Macchina a Stati

prevede appositi stati discreti (filtri discreti) per la gestione dell'uscita da tali modalità operative.

#### 6.4 Esposizione del controllo mediante Macchina a Stati Finiti

Per ovvi motivi di sintesi al lettore viene proposta una breve descrizione dell'architettura del controllo mediante Macchina a Stati. Il controllo è costituito da tre distinte unità. La prima ("Signal Conditioning" - Fig. 92) provvede al condizionamento dei segnali di feedback, quindi al calcolo dei segnali e dei parametri utili ai fini del controllo, ovvero:

- La velocità di marcia del mezzo;
- La velocità di escursione del cilindro;
- I segnali HBF ed LBF per il controllo di levelling;
- I limiti AIW modulati secondo la strategia anti-impatto ed il fattore moltiplicativo  $\beta$  del fattore di damping;
- Il coefficiente di smorzamento obiettivo, desunto secondo le modalità esposte in Par. 6.1, servendosi di uno schema adattativo in funzione delle condizioni di carico;
- Il fattore di amplificazione del damping dovuto all'ingresso del pedale dell'acceleratore (pitch control);
- Il segnale in Volt del sensore angolare necessario per la funzionalità di calibrazione.

La terza unità ("Transition and PWM current control" - Fig. 92) provvede alla modulazione del coefficiente di damping obiettivo a seconda delle funzionalità abilitate dalla Macchina a Stati (pitch control, anti-impact,...): in funzione della velocità del cilindro idraulico e servendosi delle look-up table delle caratteristiche stazionarie delle valvole vengono determinate le due correnti di comando  $I_{adapt3,4}(t)$ . A seconda di appositi comandi di abilitazione provenienti dalla Macchina a Stati vengono attivate le transizioni discusse nel paragrafo precedente.

La Macchina a Stati Finiti presenta una struttura complessa (Fig. 93). Tralasciando gli ingressi e le uscite del sistema, interfacciati ai due macro-blocchi sopra descritti, essa è costituita da quattro unità principali: i contatori per gli algoritmi di debouncing, il supervisore e le funzioni di lock e di sospensione attiva.



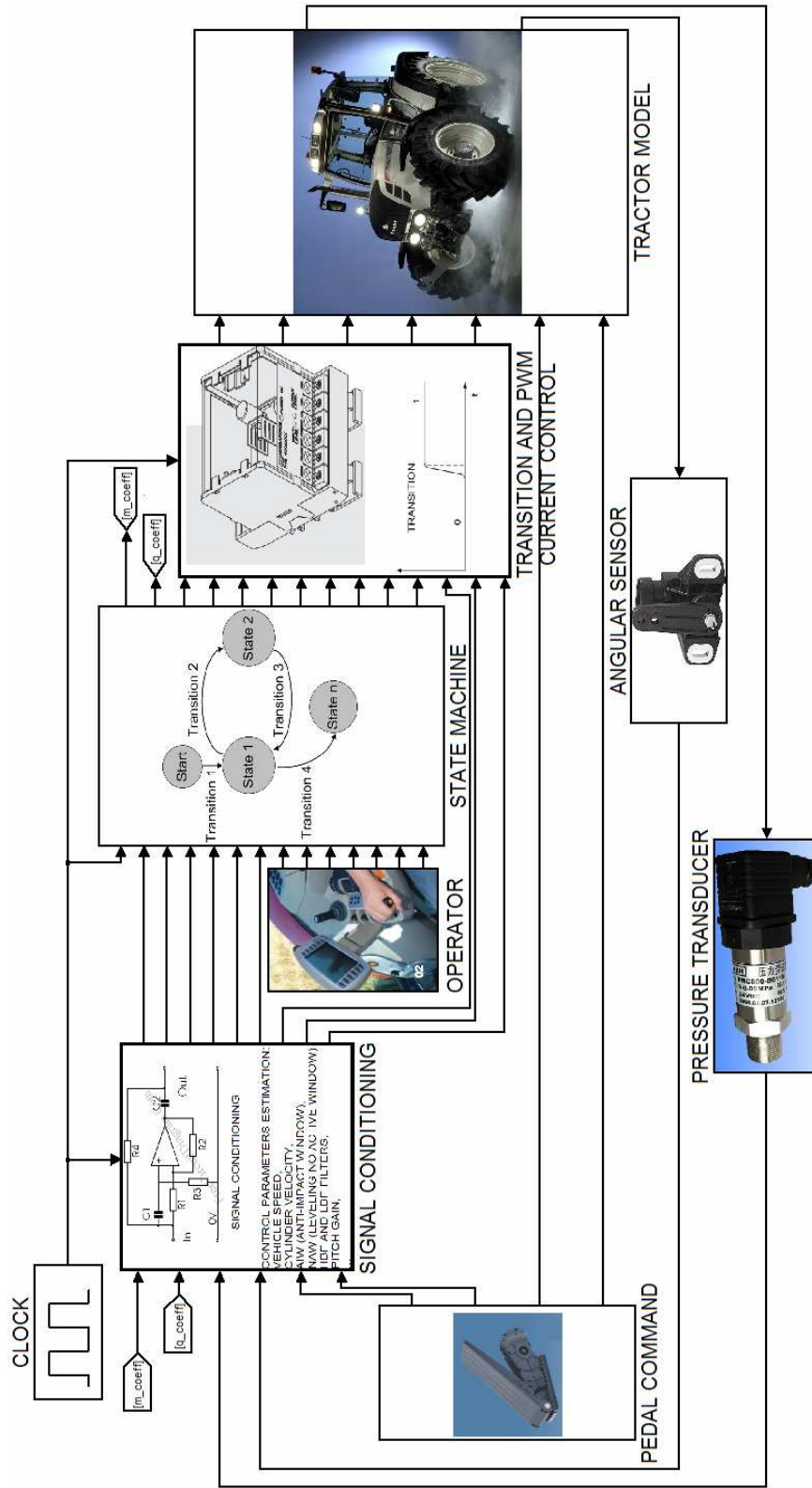


Fig. 92: Controllo mediante Macchina a Stati Finiti (Stateflow): è possibile distinguere gli ingressi del controllo e del modello (pannello operatore e pedale acceleratore). Il controllo è composto da tre sottogruppi: condizionamento dei segnali e calcolo dei parametri di controllo ("Signal conditioning"), Macchina a Stati Finiti ("State machine") ed unità di gestione delle transizioni e di pilotaggio in corrente ("Transition and PWM current control"). Il modello multi lato pistone è pilotato secondo le correnti di comando delle valvole proporzionali e di levelling. L'elongazione del cilindro, la pressione lato pistone, la velocità di marcia ed il segnale del pedale dell'acceleratore rappresentano i segnali di misura.

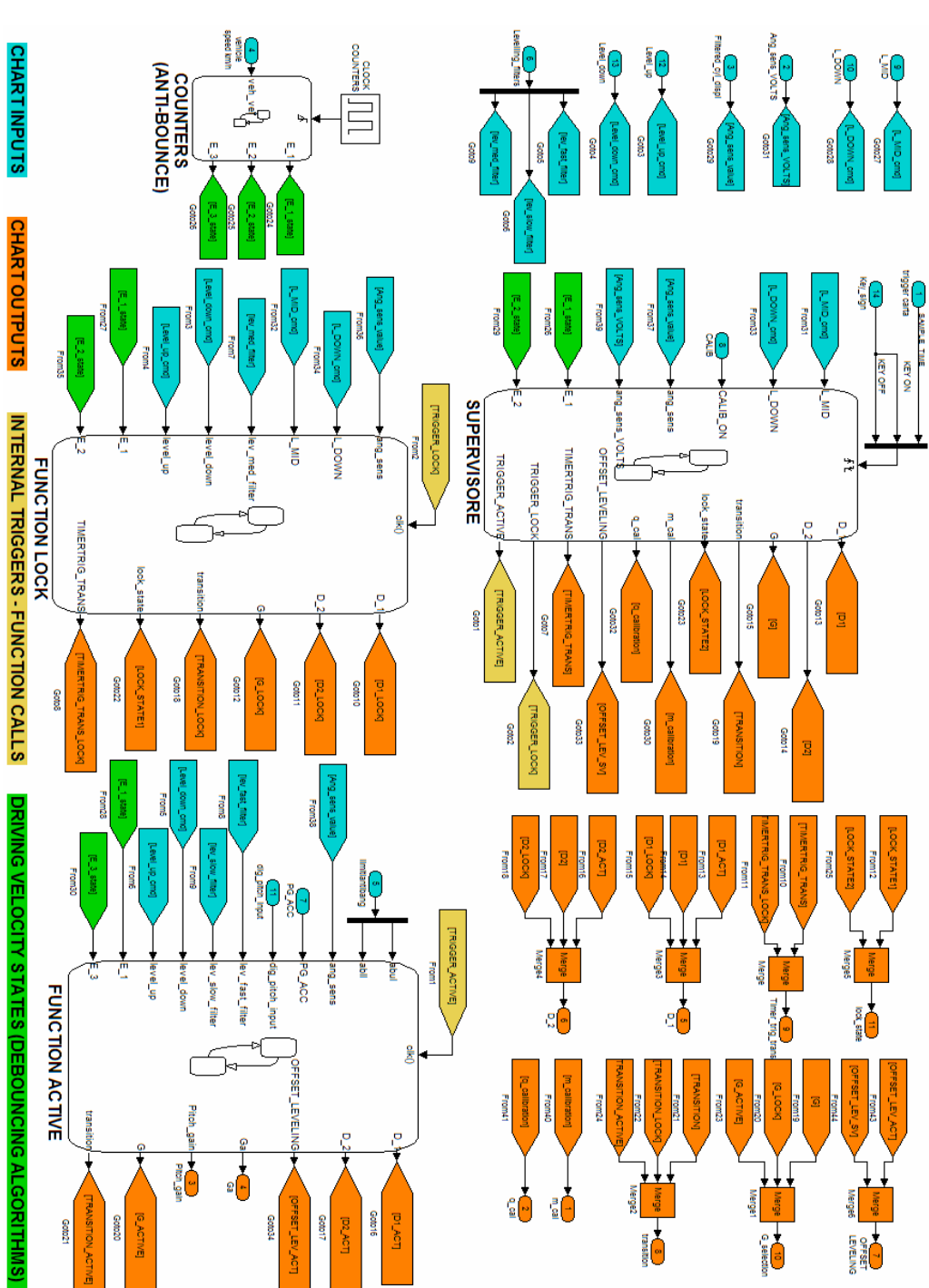


Fig. 93: Macchina a Stati Finiti sviluppata in ambiente Simulink-Statelwof. È possibile notare le Macchine a Stati supervisore, counters, funzione di lock e funzione di sospensione attiva.

### 6.4.1 Algoritmi di debouncing

Gli algoritmi di debouncing sono implementati attraverso appositi contatori descritti per mezzo di una Macchina a Stati Finiti. In riferimento a Fig. 94 la variabile E\_1 descrive lo stato della velocità di marcia rispetto alla soglia di 1,5 km/h.

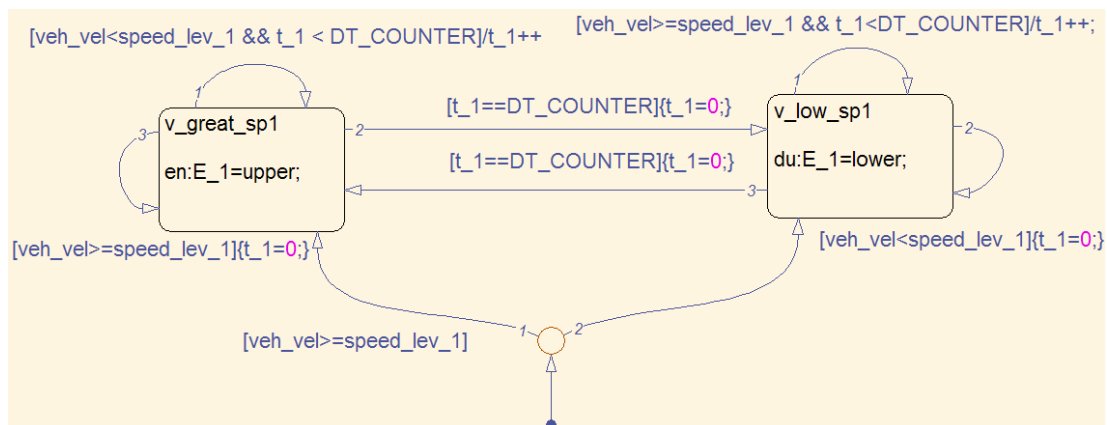


Fig. 94: Macchina a Stati Finiti per l'implementazione degli algoritmi di debouncing.

### 6.4.2 Supervisore

Il supervisore esegue il coordinamento delle differenti funzionalità operative della Macchina a Stati. In riferimento a Fig. 95 il sistema, qualora disattivato, si trova in condizioni di standby (STANDBY). La transizione a modalità di sospensione attiva (ACTIVE\_CMD) è subordinata all'evento di trigger, ovvero il segnale di chiave dell'operatore. In modalità attiva il supervisore esegue delle chiamate a funzione, genera cioè eventi di trigger della funzione di sospensione attiva, presentata nei paragrafi a seguire. Qualora l'operatore arresti il mezzo il sistema entra nello stato di standby, portando la sospensione in condizioni di finecorsa. Sempre dallo stato di sospensione attiva, in seguito al comando dell'operatore, il sistema può portarsi in stato di lock (LOCK\_CMD), qualora il regime di velocità del mezzo lo consenta. All'interno di tale macro-stato, a seconda del regime di velocità, la Macchina a Stati esegue delle transizioni tra modalità di lock (LOCK) e di sospensione attiva (ACTIVE\_ENABLED).

Ciascuna di queste due modalità viene eseguita attraverso delle chiamate a funzione. Ciascuna transizione tra gli stati prevede apposite abilitazioni delle funzioni di modulazione presentate in Par.6.3. L'impiego di chiamate a funzione permette di eseguire le medesime funzionalità in parti differenti della Macchina a Stati migliorando la leggibilità del codice. Garantiscono inoltre un minor sforzo computazionale, infatti la funzione viene attivata solo su chiamata, attraverso un evento di trigger. La soluzione alternativa, ovvero l'impiego di un normale macro-stato, comporterebbe la necessità da parte della carta della verifica delle transizioni associate ad ogni evento di clock.

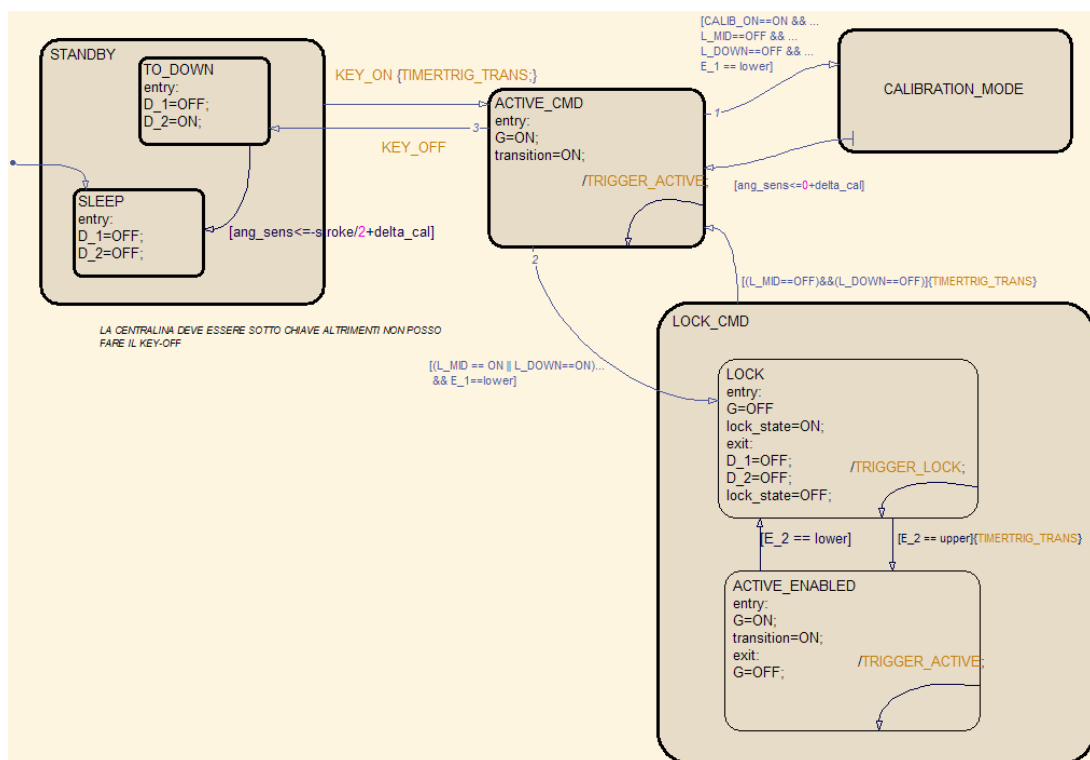


Fig. 95: Macchina a Stati Finiti – supervisore e chiamate a funzione.

Lo stato di calibrazione (CALIBRATION\_MODE) esegue la taratura in linea del set-point della sospensione, ai fini di operazioni di manutenzione e/o servizio. Qualora il regime di velocità lo consenta, la calibrazione è attivata in risposta al comando dell'operatore, ovvero secondo opportune modalità sequenziali di selezione dei pulsanti presenti sul pannello di controllo. In riferimento a Fig. 96 la Macchina a Stati porta dapprima la sospensione in condizioni di finecorsa inferiore (LOWER\_PHASE), la concretizzazione di suddetta condizione è verificata mediante più confronti consecutivi del segnale del

senore angolare. Memorizzato il valore del segnale corrispondente, la sospensione viene estesa fino al punto morto superiore (UPPER\_PHASE), tale condizione è verificata in modo analogo al caso del finecorsa inferiore. Vengono quindi calcolati i nuovi valori di calibrazione del sensore angolare. Successivamente il sistema viene livellato fino al raggiungimento del set-point (LOWERING), per poi passare allo stato di sospensione attiva (Fig. 95).

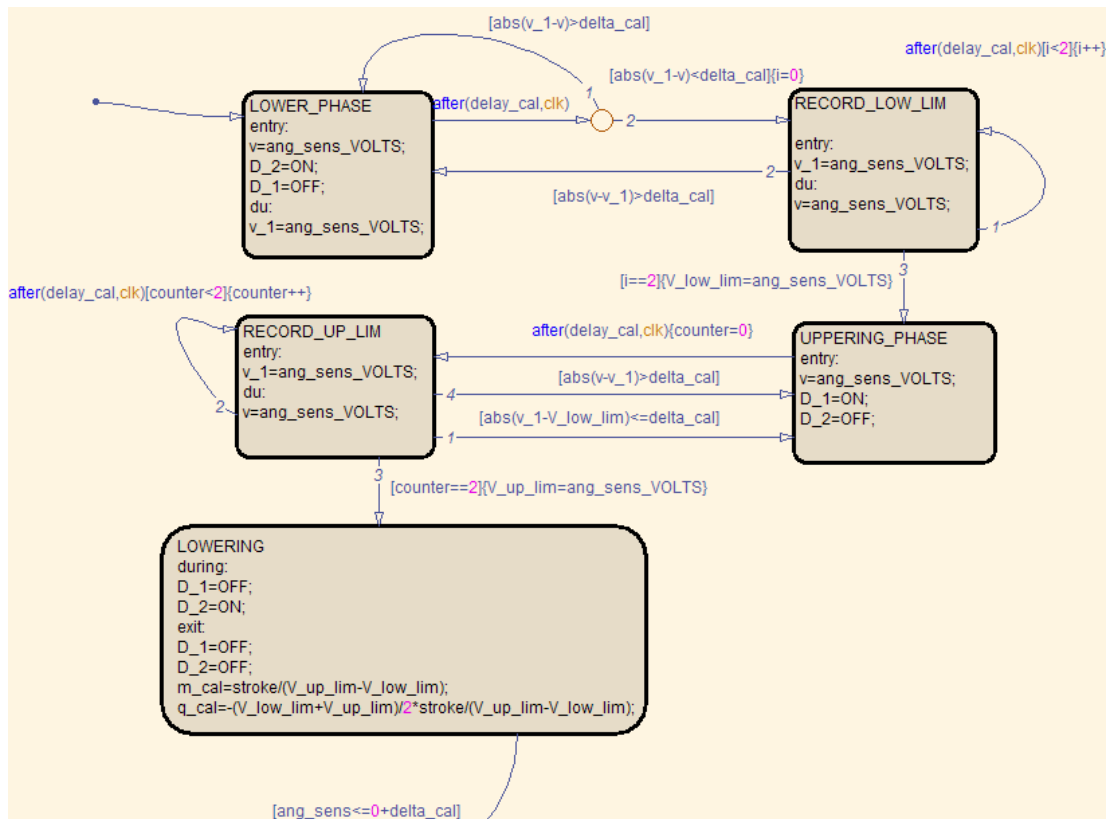


Fig. 96: Macchina a Stati Finiti – stato di calibrazione per la determinazione del set-point della sospensione.

6.4.3 Funzione di lock

Fig. 97 mostra lo stato di lock della sospensione, opportunamente attivato mediante chiamate a funzione. Esponiamo brevemente il funzionamento del sistema, senza entrare nel dettaglio delle transizioni e delle relative condizioni. A seconda del comando dell'operatore opportune transizioni portano il sistema in condizioni di posizione chiusa o semiestesa della sospensione (LOCK\_DOWN\_TRANS, LOCK\_MID\_TRANS). Raggiunta la posizione di riferimento il sistema permane in modalità di bloccaggio (LOCKED). A partire da tale condizione, in risposta al segnale di levelling manuale dell'operatore (level\_up – level\_down), la sospensione può essere bloccata in qualsiasi posizione arbitraria (stato LOCK\_ANY\_POSITION, vedi Fig. 98). Le transizioni avvengono nel rispetto dei vincoli di velocità di Fig. 89 e secondo le funzioni di modulazione delle correnti di pilotaggio delle valvole proporzionali.

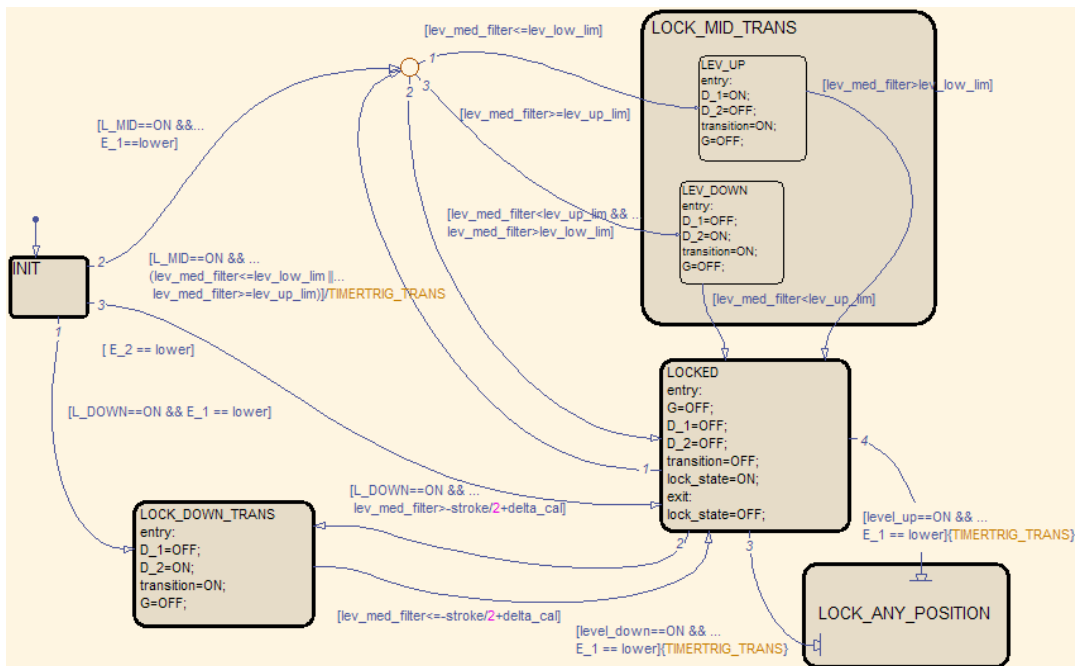


Fig. 97: Macchina a Stati Finiti – funzione di lock della sospensione.

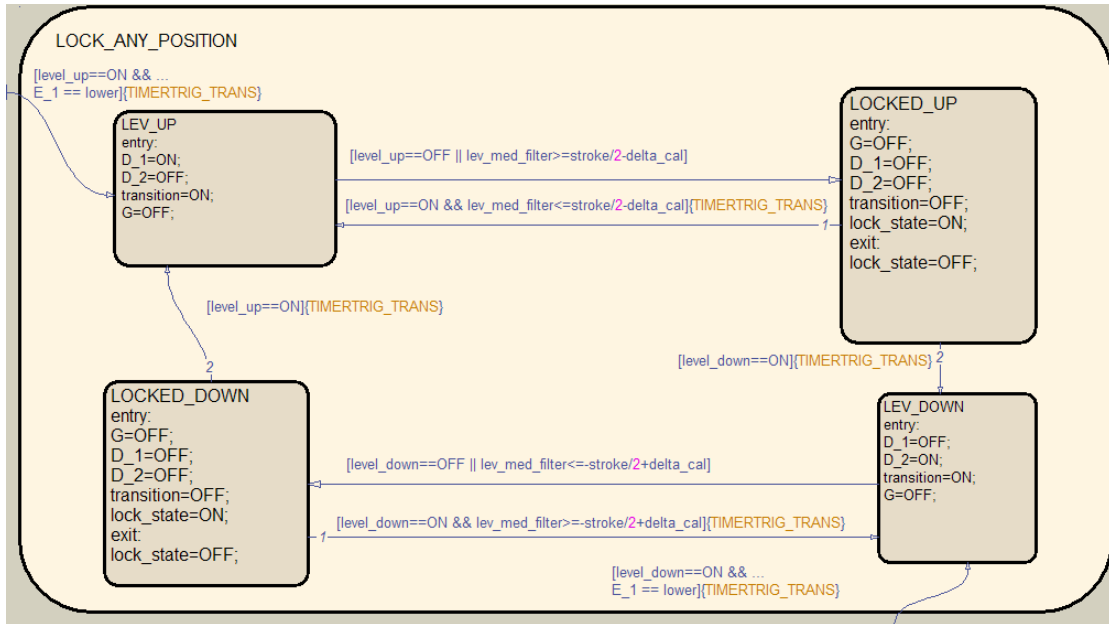


Fig. 98: Macchina a Stati Finiti – funzione di lock della sospensione- particolare dello stato di “Lock in any position”.

#### 6.4.4 Funzione di sospensione attiva

Fig. 99 mostra la funzione di sospensione attiva, composta da tre modi operativi indipendenti che possono essere contemporaneamente attivi al medesimo livello gerarchico. In modalità di levelling il sistema, qualora sia inizialmente in modalità standby (STANDBY), esegue un livellamento della sospensione (LEV\_UP, LEV\_DOWN) in risposta al comando manuale dell'operatore, oppure in modalità automatica secondo i segnali di levelling (filtri HBF, LBF). Il livellamento entra in azione con un preciso ritardo temporale (LEV\_UP\_DELAY), per permettere la completa apertura delle valvole proporzionali, secondo una corrente tale da evitare brusche variazioni di velocità del cilindro durante l'azione di livellamento. Raggiunta la posizione desiderata, oppure il set-point della sospensione nel caso di levelling automatico, la funzione di levelling torna alla modalità di standby. Il livellamento di ritrazione avviene in modo del tutto analogo, a meno della mancanza dell'isteresi temporale. Infatti durante tale fase le due valvole proporzionali agiscono come check-valve (Fig. 57), permettendo il passaggio di portata senza effetti di laminazione significativi.

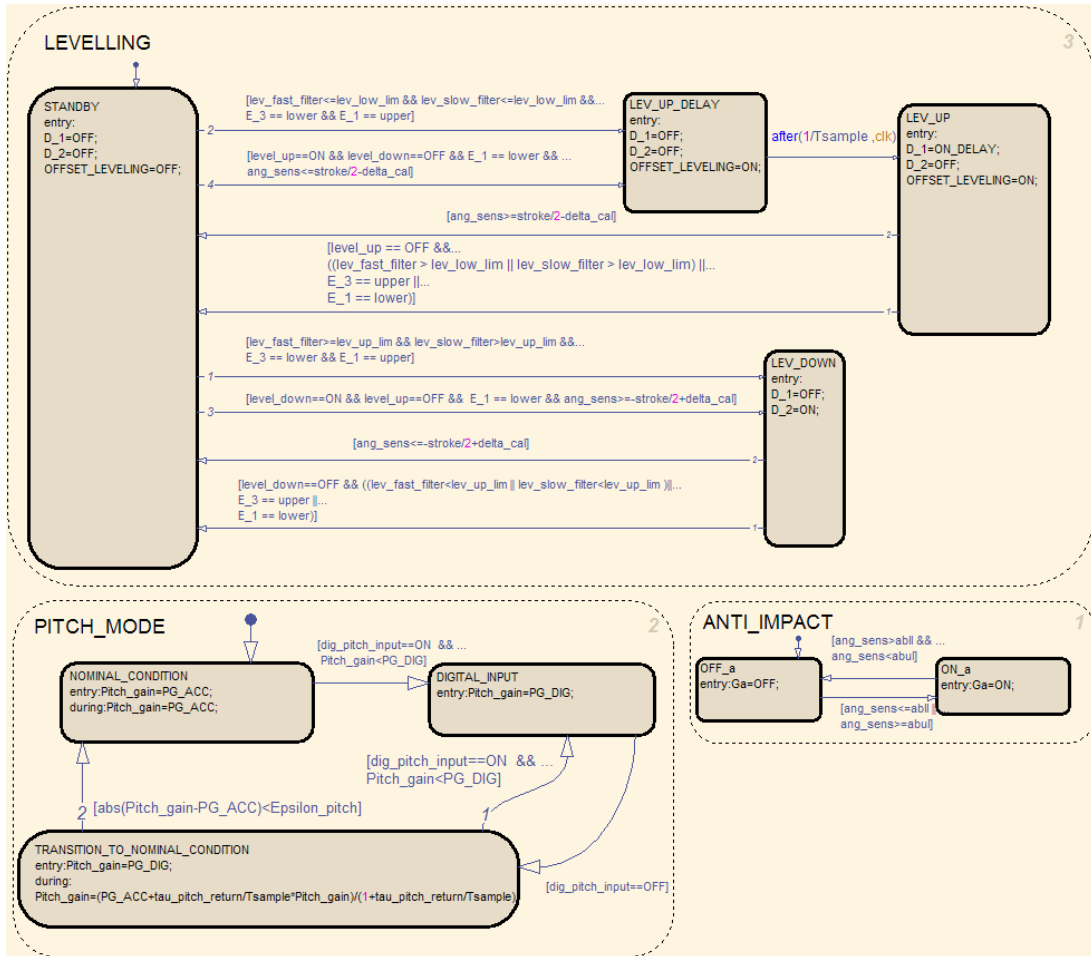


Fig. 99: Macchina a Stati Finiti – funzione di sospensione attiva con modi operativi (non mutuamente esclusivi) di levelling, controllo del beccheggio e controllo anti-impatto.

Le transizioni della modalità di levelling sono abilitate qualora sussistano le condizioni di Fig. 89 e comunque opportunamente interdette nel caso in cui il cilindro sospensione giunga in condizioni di finecorsa meccanico.

Qualora il segnale del sensore angolare ecceda i limiti della finestra AIW la funzione anti-impatto diviene attiva (ANTI\_IMPACT). Per mezzo della variabile di controllo  $G_a$ , inviata all'unità di controllo che gestisce modulazione del coefficiente di damping, le valvole vengono opportunamente pilotate in corrente.

La modalità di pitch (PITCH\_MODE) modula il coefficiente di damping attraverso la variabile di controllo  $Pitch\_gain$ , definita dal segnale del pedale dell'acceleratore in condizioni nominali (segnale  $PG\_ACC$ ). In caso di evento digitale (frenata, cambio marcia, ...) assume il valore associato  $PG\_DIG$  (qualora maggiore di  $PG\_ACC$ ). Il rientro



al valore nominale è gestito attraverso un filtro rappresentato da uno stato discreto di transizione.

### 6.5 Test della Macchina a Stati Finiti attraverso simulazioni virtuali

Vengono proposti alcuni test della Macchina a Stati eseguiti attraverso simulazioni in ambiente Matlab (vedi modello di Fig. 92). Le seguenti figure (Fig. 100 - Fig. 104) commentate in didascalia, descrivono i singoli test del controllo ed il funzionamento dei differenti modi operativi della Macchina a Stati.

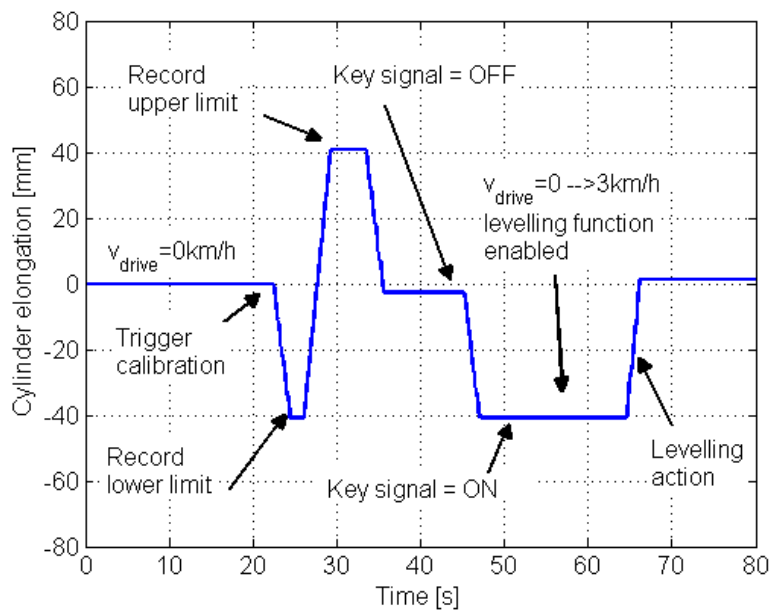


Fig. 100: Test della Macchina a Stati Finiti – in accordo con i vincoli di velocità il sistema viene eseguita la calibrazione del set-point. All'arresto del mezzo la sospensione si porta in posizione chiusa. All'avviamento l'azione di levelling è abilitata al superamento della velocità di soglia di 1,5 km/h.

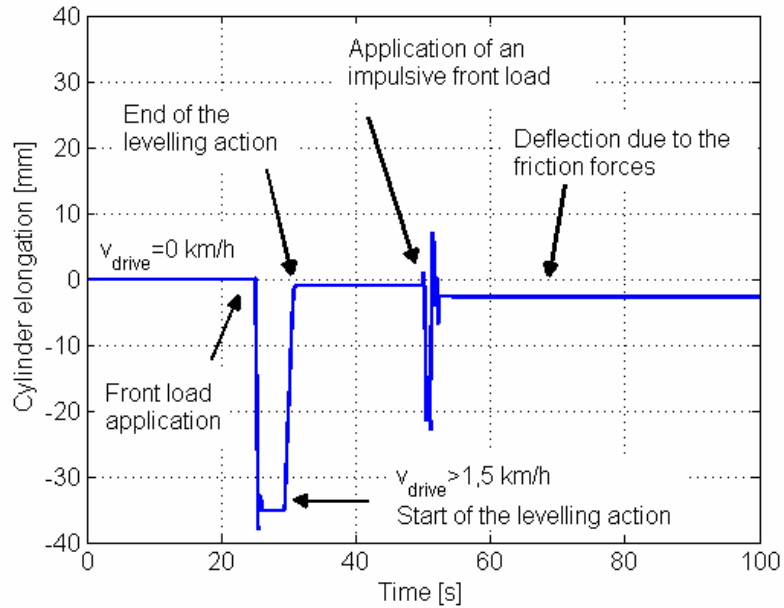


Fig. 101: Test della Macchina a Stati Finiti – applicazione di un carico frontale (1200 kg) – il controllo reagisce attraverso la funzionalità di levelling. Come da specifica il levelling è inattivo per ingressi impulsivi.

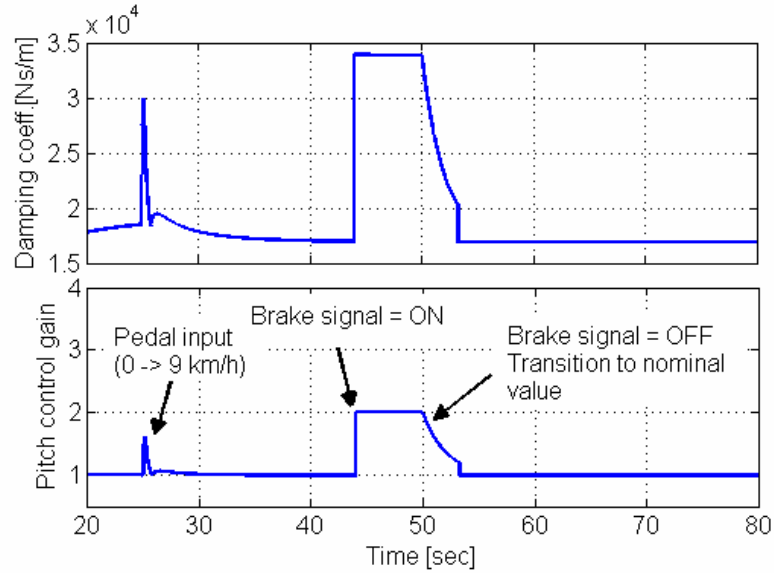


Fig. 102: Test della Macchina a Stati Finiti – modalità operativa di controllo del beccheggio (macro-stato di sospensione attiva) – coefficiente di damping e fattore di amplificazione dovuto al controllo di beccheggio. Si nota l'effetto dovuto alla variazione del segnale dell'acceleratore e ad un evento digitale di frenata.

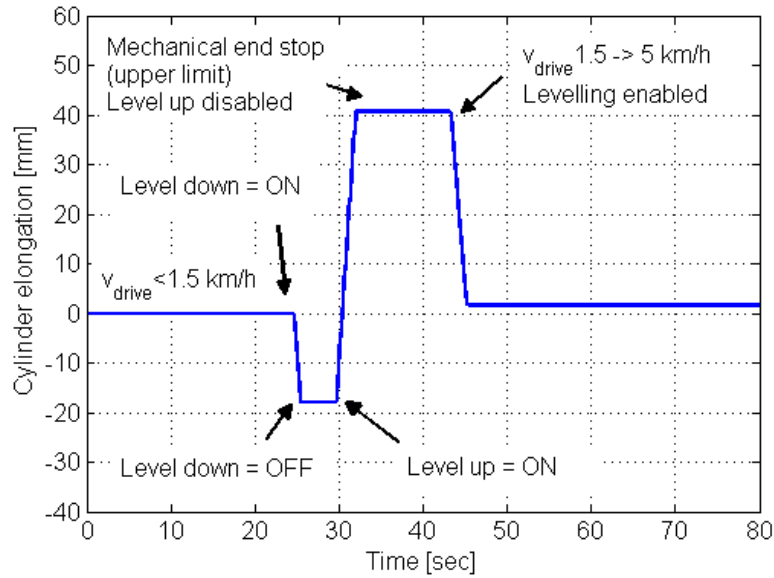


Fig. 103: Test della Macchina a Stati Finiti – levelling manuale del sistema sospensioni - superata la velocità di soglia la funzione automatica di levelling porta il sistema in posizione di set-point.

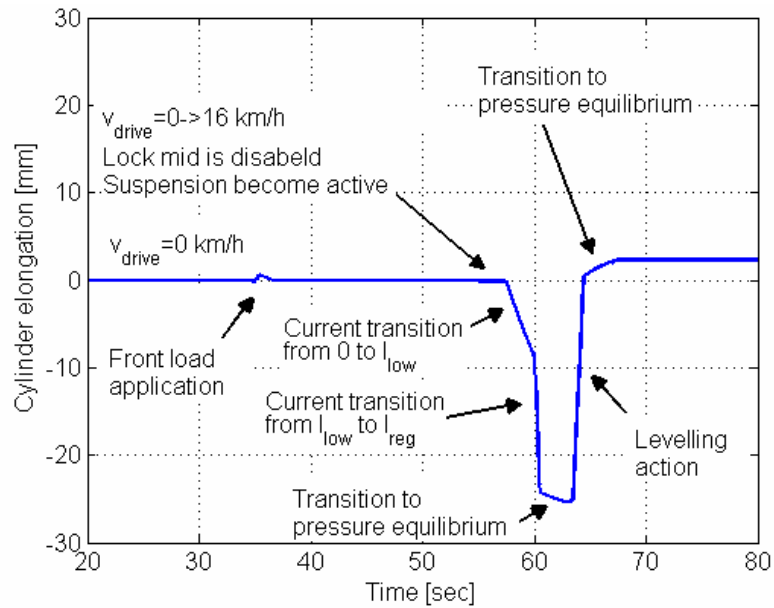


Fig. 104: Test della Macchina a Stati Finiti –modalità di lock (mid position) con applicazione di un carico anteriore (1200 kg - si nota il ritorno elastico della sospensione) ed abilitazione della sospensione a seguito di una rampa in velocità. Si notano gli effetti dovuti alle transizioni di corrente (garantiscono un'attivazione dolce della sospensione), oltre all'azione di levelling automatico.





## 7.1 Prototipo idraulico del sistema sospensioni

Il presente lavoro costituisce uno studio di fattibilità. Durante lo sviluppo di questo primo prototipo, vincoli di natura commerciale ed economica hanno indotto l'impiego di componentistica proporzionale disponibile sul mercato, nell'attesa di un nuovi prototipi di valvole proporzionali da parte del fornitore. Quindi i componenti impiegati presentano caratteristiche dinamiche ed una caratteristica stazionaria non ottimali per l'applicazione oggetto di studio. Al momento attuale, grazie alla sottoscrizione di un contratto commerciale e di collaborazione industriale, è in fase di sviluppo un secondo sistema idraulico dotato di prototipi di valvole proporzionali recentemente sviluppati dal fornitore.

La restante componentistica del prototipo idraulico è stata scelta a seguito di un confronto con il fornitore del sistema<sup>37</sup>. Per ovvi motivi di riservatezza non è possibile descrivere nel dettaglio le differenti parti del sistema di Fig. 57. Viene quindi proposta una breve sintesi del processo di dimensionamento, senza riportare dati significativi relativi alla componentistica impiegata.

### 7.1.1 Dimensionamento del sistema accumulatore e cilindro idraulico

Nel caso di una sospensione idropneumatica il ruolo principale dell'accumulatore consiste nell'accumulo di energia potenziale elastica, opera cioè in modo analogo ad una molla meccanica. La presente applicazione impiega un accumulatore a diaframma, caratterizzato da una membrana in gomma sintetica ad elevata flessibilità. Esso viene precaricato, in assenza di connessione col circuito dell'olio, con un gas ad una data pressione  $p_0$ , occupando quasi tutto il volume dell'accumulatore. Durante i tempi morti del ciclo, il liquido proveniente dal circuito carica l'accumulatore ad una pressione superiore a quella di lavoro e riduce il volume della sacca. Si ottiene poi, al momento opportuno, la restituzione nel circuito del volume immagazzinato dall'accumulatore. È opportuno usare una carica un gas inerte (Azoto), in quanto la presenza combinata di aria compressa e olio può dare luogo a fenomeni di esplosione.

---

<sup>37</sup> Il fornitore ha messo a disposizione un blocco idraulico di propria produzione, opportunamente adattato alla componentistica idraulica scelta.

Viene esposta la linea guida adottata per il dimensionamento del gruppo accumulatore e cilindro idraulico per la particolare applicazione oggetto di studio:

1. In primo luogo è necessario determinare i valori massimo ( $W_{s,max}=54,4$  kN), minimo ( $W_{s,min}=11,8$  kN) e nominale ( $W_{s,nom}=21,1$  kN) del carico statico agente sul cilindro sospensione<sup>38</sup>.
2. Il cilindro idraulico viene selezionato a catalogo secondo criteri ben precisi. In primo luogo il diametro esterno della camicia deve essere compatibile con i vincoli dimensionali di progetto. Il diametro dello stelo deve garantire la seguente condizione in termini di pressione statica massima ( $p_{s,max}=W_{s,max}/A_{rod}$ ) e massima pressione di esercizio dell'impianto (valvola limitatrice di pressione 9 di Fig. 57  $p_{hydr,max}=210\pm 10$  bar), al fine di garantire l'integrità dei componenti:

$$\frac{p_{s,max}}{p_{hydr,max}} \leq 0.7 \quad (55)$$

La scelta del cilindro idraulico deve assicurare un'escursione minima della sospensione e portate attraverso le valvole proporzionali (3 e 4 di Fig. 57) tali da garantire un minimo effetto di damping. Ovviamente la scelta del cilindro è vincolata alle condizioni operative di carico, tali da assicurare la vita utile richiesta dei diversi componenti. Secondo i criteri esposti per l'applicazione oggetto di studio viene selezionato un cilindro 80/70 x 97<sup>39</sup>.

3. Il dimensionamento di massima dell'accumulatore idraulico considera il gas contenuto nello stesso come ideale. È comunque necessario verificare alcune grandezze fisiche descritte in seguito:
  - $p_0, V_0$ : Pressione e volume di precarica dell'accumulatore.
  - $p_1, V_1$ : Pressione operativa inferiore e relativo volume. Tale pressione deve essere maggiore di  $p_0$  per evitare completi svuotamenti di fluido idraulico contenuto nell'accumulatore (Fig. 105) e quindi contatti della membrana elastica con l'imbocco ( $p_0 \leq 0.9p_1$ ), con la conseguente diminuzione della vita utile dell'accumulatore stesso.

<sup>38</sup> Tale informazione è spesso fornita dal produttore del mezzo, oppure è approssimata mediante confronto con mezzi agricoli simili.

<sup>39</sup> Diametro del pistone [mm]/Diametro stelo [mm] x corsa [mm].

- $p_2, V_2$ : Pressione operativa superiore e relativo volume. Il rapporto di pressioni ammissibile in termini di integrità e vita a fatica del diaframma è dato da  $p_2 \leq (4-8)p_0$ .
- Il dimensionamento dell'accumulatore deve considerare la diminuzione della pressione di precarica dovuta a perdite di gas (fenomeni di permeazione del gas attraverso la membrana), direttamente proporzionali alla pressione operativa ed esponenzialmente alla temperatura di esercizio.

Il dimensionamento<sup>40</sup> propone un accumulatore con capacità di 1,4 l e precarica 20 bar.

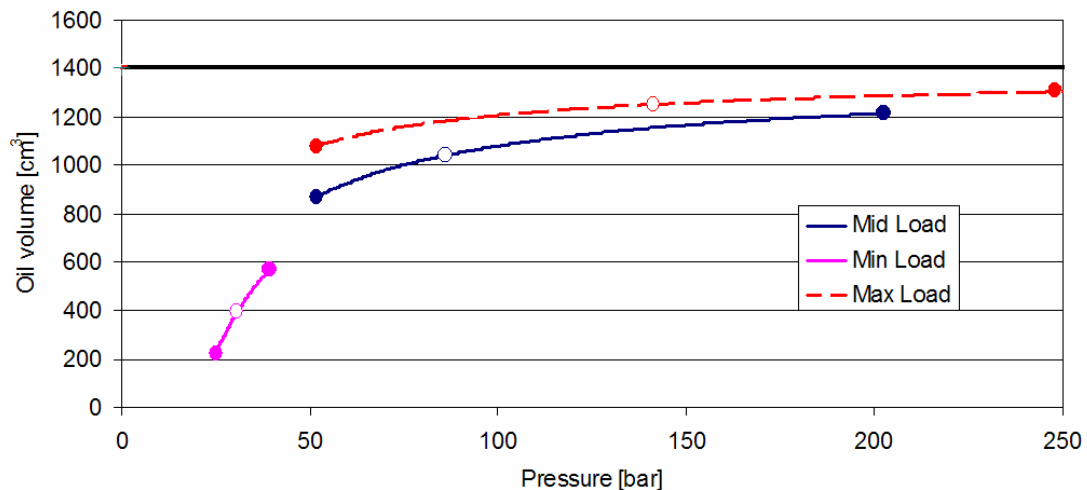


Fig. 105: Volume di fluido idraulico in funzione della pressione dell'accumulatore per le tre condizioni di carico (definite secondo specifica). Ciascuna curva descrive lo stato volume-pressione per l'intera corsa del cilindro sospensione. Come richiesto non avviene lo scarico completo del fluido idraulico contenuto nell'accumulatore.

<sup>40</sup> Per maggiori informazioni consultare l'allegato informatico "Dimensiona\_accumulatore.xls".



7.1.2 Dimensionamento dell'unità di levelling<sup>41</sup>

L'unità di levelling (elementi 1,2,5 e 6 di Fig. 57) è dimensionata secondo le specifiche dei costruttori dei mezzi. In particolare le valvole 1 e 2 vengono scelte a catalogo, la potenza trasferibile dalle stesse è verificata al termine del processo di dimensionamento. L'attività di progetto si concentra quindi sul dimensionamento degli elementi 5 (raise orifice) e 6 (lowering orifice). In primo luogo è definito il riferimento di velocità di elongazione del cilindro  $v_{cil\_lev}$  durante l'azione di levelling, quindi la portata di levelling  $q_{LC}$  ad essa associata. L'orifizio 5 è calibrato allo scopo di garantire tale valore di portata. Il sistema load sensing gestisce l'azione di levelling durante l'estensione del cilindro, ovvero impone la pressione alla porta P al fine di mantenere un differenziale di pressione costante ( $\Delta p_{LS}$ , segnale LS) ai capi degli elementi 1 e 5. Secondo i dati a catalogo viene desunta la caduta di pressione ai capi della valvola 1 ( $\Delta p_{1up}$ ) corrispondente alla portata  $q_{LC}$ . Servendosi dell'equazione dell'orifizio, nell'ipotesi di moto turbolento completamente sviluppato, viene calcolata l'area equivalente  $A_{eq,5}$  dello stesso tale da garantire la portata  $q_{LC}$  a fronte del differenziale di pressione regolato dal sistema load sensing:

$$A_{eq,5} = \frac{q_{LC}}{c_e \sqrt{\frac{2(\Delta p_{LS} - \Delta p_{1up})}{\rho}}} \quad (56)$$

Dove  $c_e$  rappresenta il coefficiente di efflusso dell'orifizio (empirico) e  $\rho$  la densità del fluido idraulico. Ne consegue un diametro dell'orifizio pari a 1,75 mm.

Per quanto riguarda la fase di ritrazione è necessario dimensionare l'orifizio 6. In tal caso, data l'assenza di un sistema load sensing, il dimensionamento considera il sistema secondo una configurazione di carico critica. A tale condizione è associata la pressione statica  $p_{LOAD}$ . L'area equivalente dell'orifizio  $A_{eq,6}$  ( $d_{eq,6}=0.96$  mm) è quindi calcolata considerando il contributo  $\Delta p_{1up}$  e  $\Delta p_{1up}$  (desunto a catalogo) delle valvole 1 e 2.

$$A_{eq,6} = \frac{q_{LC}}{c_e \sqrt{\frac{2(p_{LOAD} - p_T - \Delta p_{1down} - \Delta p_{2down})}{\rho}}} \quad (57)$$

<sup>41</sup> Per maggiori informazioni consultare l'allegato informatico "Levelling\_calculation.xls".

## 7.2 Descrizione del controllore sperimentale

Il sistema descritto in Fig. 106 permette il controllo dell'unità idraulica di sospensione di cui è equipaggiato il banco prova. Parallelamente il profilo stradale al quale è soggetto il banco viene gestito in modo indipendente da un apposito controllore.

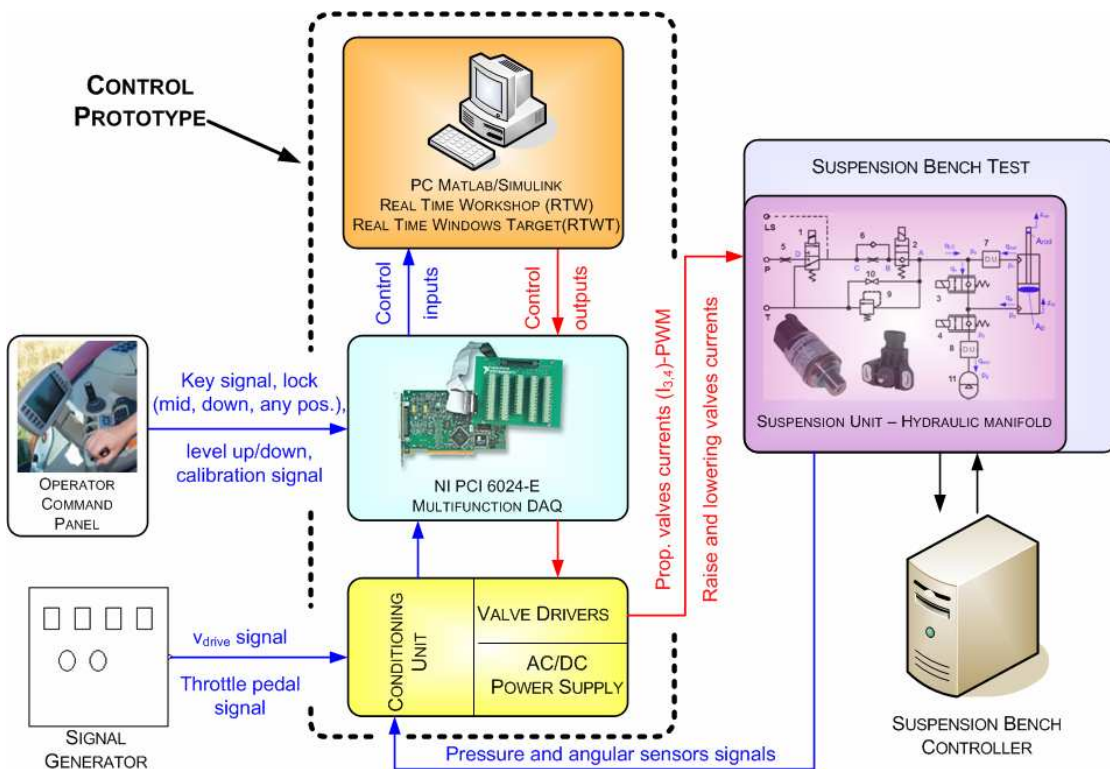


Fig. 106: Schema esemplificativo del controllore sperimentale e delle relative interfacce verso l'operatore e la sospensione idro-pneumatica.

Il controllore sperimentale è composto da tre unità principali. In primo luogo una workstation con sistema operativo Windows, provvisto dell'installazione del software Matlab/Simulink e dei pacchetti Real Time Workshop (RTW) e Real Time Windows Target (RTWT), necessari per l'esecuzione del codice di controllo in tempo reale. Il computer è provvisto di una scheda multifunzione, la quale provvede all'acquisizione dei segnali necessari al controllo, ovvero i comandi dell'operatore e le informazioni provviste dalla sensoristica (trasduttore di pressione, sensore angolare ed accelerometri).

Il calcolatore, secondo gli algoritmi di controllo, elabora in tempo reale tali informazioni (control input) e fornisce, per mezzo della scheda, i relativi segnali di controllo (control output), ovvero le correnti di comando delle valvole proporzionali ( $I_{drive3,4}(t)$ , elementi 3 e 4 di Fig. 57) e lo stato digitale delle due valvole di levelling (componenti 1 e 2 di Fig. 57).

I segnali di input/output del controllo sono trattati da un apposita unità, la quale provvede al condizionamento dei segnali, oltre che all'alimentazione della sensoristica di controllo ed al pilotaggio in corrente delle valvole attraverso convertitori elettronici di potenza.

Il pannello di comando costituisce l'interfaccia tra manovratore ed unità di controllo, consente quindi l'abilitazione del sistema sospensioni mediante il segnale di chiave, la calibrazione del set-point della sospensione oltre alla selezione di differenti modalità operative, ovvero il bloccaggio (lock mid, down and any position) ed il levelling manuale della sospensione. I segnali di velocità del mezzo e di posizione del pedale dell'acceleratore sono generati mediante un generatore di segnali, in alternativa è possibile produrre tali informazioni via software.

### 7.2.1 Condizionamento dei segnali

Il controllore sperimentale è provvisto di unità di condizionamento appositamente progettata, ovvero un sistema di isolamento galvanico e filtraggio a 16 canali (Fig. 107). Dal punto di vista funzionale lo stadio di isolamento consente il funzionamento separato dei circuiti di misura dei segnali da quelli di acquisizione, che possono in tal caso avere riferimenti di tensione indipendenti, allo scopo di evitare la formazione di anelli di massa che possono essere sedi di correnti di disturbo. Dal punto di vista della sicurezza, l'isolamento galvanico protegge circuiti e persone da eventuali differenze di potenziale elevate tra il circuito di ingresso e quello di uscita, che possono essere conseguenza di guasti, o sovratensioni sui circuiti di ingresso<sup>42</sup>. Ciascun canale è completo di filtro antialiasing (filtro di Butterworth del secondo ordine) con fattore di amplificazione e frequenza massima selezionabile per mezzo di apposite resistenze intercambiabili.

---

<sup>42</sup> Nel caso in esame è necessario interfacciare il prototipo sperimentale al controller del banco prova sospensioni, con la conseguente possibilità di creare differenziali di tensione tra i riferimenti dei differenti circuiti.

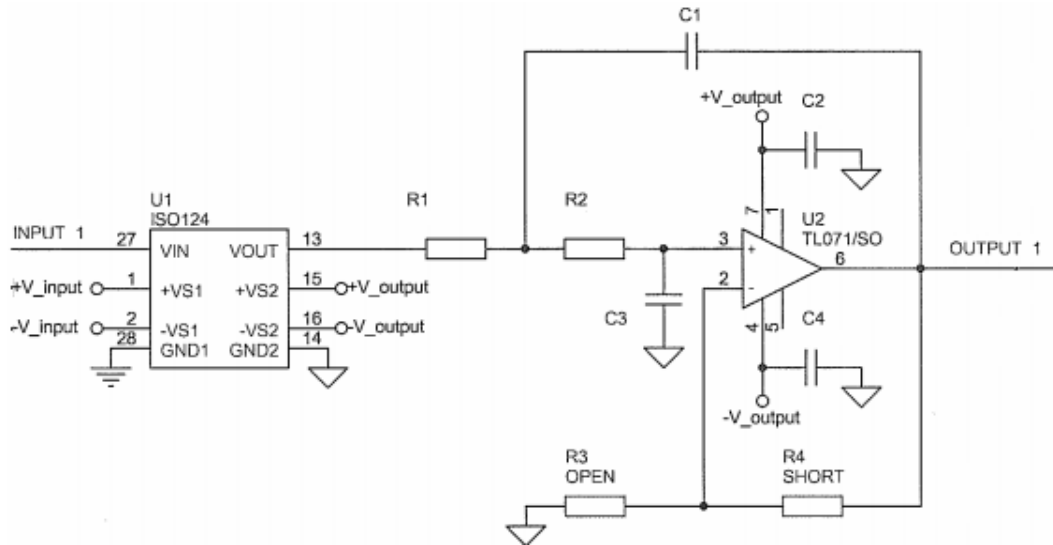


Fig. 107: Singolo canale dell'unità di condizionamento, costituito da stadio di isolamento (ISO 124 U) e di filtraggio.

## 7.2.2 Unità di alimentazione e potenza

L'unità di alimentazione e potenza di Fig. 108 assolve alle seguenti funzioni:

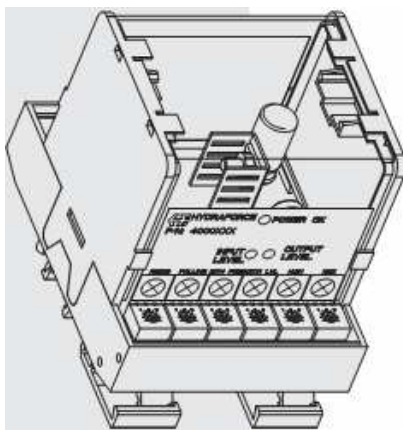
- Alimentazione della sensoristica di controllo per mezzo di convertitori AC/DC (5, 12, 24 Volts).
- Pilotaggio delle valvole digitali dell'unità di levelling (raise – lowering valves, elementi 1 - 2 di Fig. 57) per mezzo di relè allo stato solido<sup>43</sup>, costituiti da due circuiti elettronici separati galvanicamente tra loro tramite un fotoaccoppiatore. La parte operante in serie al carico, è costituita da un triac, attivato e disattivato tramite un segnale a livello logico che pilota il fotoaccoppiatore.
- Pilotaggio in corrente delle valvole proporzionali per il controllo del damping attraverso convertitori elettronici di potenza (Fig. 109). Mediante la modulazione a larghezza di impulso PWM (Pulse Width Modulation) si sovrappone all'onda principale, ad una frequenza di qualche kHz, una modulazione del duty-cycle (dithering) a bassa frequenza (da 50 a 200Hz), per mantenere in leggera vibrazione il nucleo e ridurre così l'isteresi della valvola. Il driver di potenza per

<sup>43</sup> Crydom – series MP – tensione logica a 5,12 e 24 Vdc, opto-isolazione a 4000Vrms.

mezzo di un controllo ad anello chiuso invia alla bobina della valvola una corrente proporzionale al riferimento in tensione.



Fig. 108: Unità di alimentazione e potenza, costituita da convertitori AC/DC per l'alimentazione della sensoristica e dei convertitori elettronici di potenza impiegati per il pilotaggio delle valvole.



**Technical Characteristic:**

- Supply Voltage: 9–32 VDC
- Control Input Signal: 0–10 VDC
- Input Resistance: 250 k $\Omega$
- Output Current: up to 2000 mA (see ordering info.)
- Minimum Current Range: 0–500 mA (adjustable)
- Maximum Current Range: 600–2000 mA (adjustable)
- Ramp Up and/or Down: 0.01–5.0 seconds (independently adjustable)
- Dither Frequency: 70–350 Hz ( $\pm 10\%$ )
- Dither Amplitude: 0–10% of maximum current (adjustable)

Fig. 109: Convertitore elettronico di potenza per il pilotaggio PWM delle valvole proporzionali (Hydraforce Hydraulic Ltd.).

### 7.2.3 Sensoristica di controllo e sistema di acquisizione dati

Viene brevemente descritta la sensoristica impiegata ai fini del controllo. La pressione del circuito idraulico della sospensione è rilevata per mezzo di un trasduttore ad effetto piezoelettrico (Fig. 110).



**Technical Characteristic:**

- Pressure range: 0 ÷ 350 bar
- Overpressure: 1500 bar
- Accuracy ( $\pm$  % FS) < 0.5 bar
- Thermal shift 0 ÷ 70°C: 0.015 bar
- Response time (10 ÷ 90% FS) < 1 ms
- Output signal: 0 ÷ 10 V
- Supply voltage (V DC): 18 ÷ 33 Vdc
- Load resistance  $R_L$  > 10 k $\Omega$
- Load resistance influence < 0.1% FS bar

Fig. 110: Trasduttore di pressione STS ATM 8370 - caratteristiche tecniche.

Il controllo semiattivo della sospensione impiega due servo-accelerometri montati sul corpo assale e sulla traversa del banco prova (Fig. 111).



**Technical Characteristic:**

- Input Range:  $\pm 5.0$  g
- Full Range Output (FRO):  $\pm 5.0$  V
- Nonlinearity (% FRO) 0.10
- Nominal Scale Factor 1.0 V/g
- Bias (maximum): 0.010 g
- Bias Temp. Sensitivity: 100  $\mu\text{g}/^\circ\text{C}$
- Scale Factor Temp Sensitivity (maxi): 200 PPM/ $^\circ\text{C}$
- Bandwidth (-3dB): 100 Hz
- Axis Misalignment (max):  $\pm 1^\circ$
- Resolution threshold: 10  $\mu\text{g}$
- Inp. Voltage:  $\pm 12$  to  $\pm 18$  Vdc
- Inp. Current (nominal) 10.0 mA
- Out. Impedance: 5.0k $\Omega$
- Noise rms (max): 5.0 mV

Fig. 111: Servo-accelerometro LSBC-1 (Jewell Instruments) - caratteristiche tecniche.

L'elongazione del cilindro sospensione è rilevata per mezzo di un sensore angolare (Fig. 112), montato di serie in corrispondenza della cerniera che collega l'articolazione superiore della sospensione all'assale. Il principio di misurazione è senza contatto e si basa sul rilevamento del campo magnetico generato da un magnete rotante tramite un sensore ad effetto Hall.

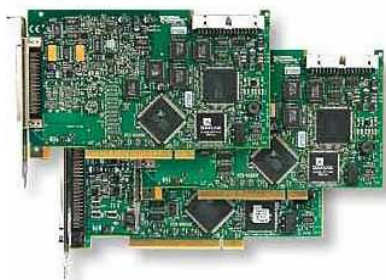


**Technical Characteristic:**

Output signal:  $0,5 \div 4,5$  V  
 Supply voltage:  $10 \div 30$  Vdc  
 Input Current: 10 mA (12 Vdc)  
 Load resistance  $R_L > 20$  k $\Omega$   
 Response time (typical): 3 ms  
 Temperature range:  $-25 \div 85$  °C  
 Non linearity:  $0,4 \div 1^\circ$   
 Thermal shift:  $0,3 \div 0,4$  mV/°C

Fig. 112: Sensore angolare Elobau - caratteristiche tecniche.

Il calcolatore dispone della scheda PCI 6024-e National Instruments (Fig. 113) per lo scambio di informazioni con il sistema fisico da gestire. Questa scheda multifunzione costituisce l'interfaccia diretta per sensori, azionamenti o altri device per eseguire applicazioni in real-time. Vengono brevemente esposte le principali caratteristiche tecniche.



**Analog Input:**

Analog Inputs: 16 SE, 8 DI  
 Resolution: 12 bit  
 Sample Rate: 200 kS/s  
 Max. Voltage Range:  $-10 \div 10$  V  
 Range Accuracy: 16.504 mV  
 Min. Voltage Range:  $-50..50$  mV  
 Range Accuracy: 0.106 mV

**Counter/Timers:**

Number of Counter/Timers: 2  
 Resolution: 24 bits  
 Max. Source Frequency: 20 MHz  
 Min. Inp. Pulse Width: 10 ns  
 Logic Levels: TTL  
 Maximum Range: 0..5 V  
 Pulse Generation: Yes  
 Buffered Operations: Yes

**Analog Output:**

Number of Channels: 2  
 Update Rate: 10 kS/s  
 Resolution: 12 bits  
 Max. Voltage Range:  $-10..10$  V  
 Range Accuracy: 8.127 mV  
 Min. Voltage Range:  $-10..10$  V  
 Range Accuracy: 8.127 mV

**Digital I/O:**

Number of Channels: 8 DIO  
 Timing: Software  
 Logic Levels: TTL  
 Max. Input Range: 0..5 V  
 Max. Output Range: 0..5 V

**Timing/Triggering/**

**Synchronization:**

Synchr. Bus (RTSI): Yes  
 Triggering: Digital

Fig. 113: Scheda multifunzione PCI 6024-e - caratteristiche tecniche.

### 7.3 Banco di caratterizzazione dei componenti idraulici

Nel presente lavoro le caratteristiche stazionarie dei componenti idraulici sono state determinate in via sperimentale servendosi di un banco prova dedicato alla caratterizzazione di componenti idraulici, presente nel Laboratorio Sperimentale di Dana S.p.A. (Fig. 114). La seguente tabella riassume le principali caratteristiche tecniche del banco:

Potenza idraulica	massima	7 + 5	kW
Pressione	minima	0.5	bar
	massima	100	bar
Portata	minima	0,5	l/min
	massima	40 + 30	l/min
Temperatura	minima	Ambiente o 5°C	°C
	nominale	60	°C
Classe di contaminazione ammessa		15/13/10	UNI ISO 4406
Rapporto di filtrazione	minimo	200	
Fluido di lavoro	ATF o equivalente		
Viscosità cinematica	Minima	5	cSt
	Massima	600	cSt

Tabella 7

*Caratteristiche tecniche del banco di caratterizzazione dei componenti idraulici.*

Il banco dispone inoltre della seguente strumentazione:

- 1 misuratore di portata 0.1 ÷ 5 l/min, precisione di  $\pm 0.3\%$  sul valore letto – tipo VSE o FlowTechnology;
- 1 misuratore di portata 1 ÷ 20 l/min, precisione  $\pm 0.3\%$  sul valore letto;
- 1 misuratore di portata 1 ÷ 80 l/min, precisione  $\pm 0.3\%$  sul valore letto;
- 3 manometri 0÷100 bar, precisione  $\pm 1\%$  sul valore letto;
- 3 trasduttori di pressione 0 ÷ 100 bar, precisione  $\pm 0.2\%$  sul valore letto – tipo HBM, WIKA;
- 3 sensori di temperatura (termocoppie) 0 ÷ 100 °C.



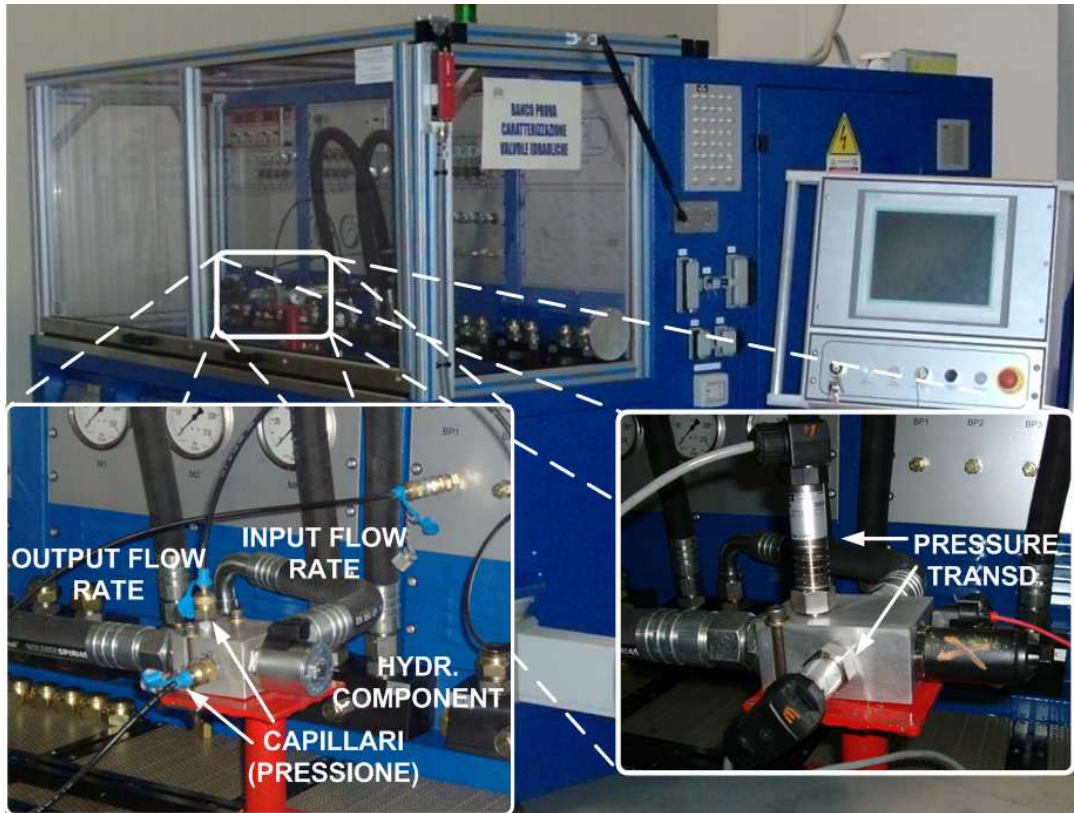


Fig. 114: Banco di caratterizzazione di componenti idraulici, allestito per la determinazione della caratteristica stazionaria e della risposta dinamica di una valvola proporzionale.

#### 7.4 Sistemi real-time e prototipazione rapida del controllo

Un sistema opera in tempo reale quando fornisce risultati attesi entro predefiniti vincoli temporali. Deve garantire diverse proprietà: correttezza, affidabilità, flessibilità, riusabilità, efficienza e prevedibilità. Un sistema operativo real-time (Real-Time Operating System - RTOS) non è necessariamente veloce, ma è fondamentale che sia deterministico, ossia che svolga i compiti assegnati entro tolleranze ben precise e stabilite a priori. La reattività di tali sistemi (intervallo temporale tra un interrupt ed il suo servizio) svolge quindi un ruolo fondamentale. Definita un'applicazione in termini di processi cooperanti, caratterizzati da vincoli di precedenza e specifiche temporali (frequenza massima di esecuzione, tempo massimo di elaborazione per ogni step, ...) e selezionata l'architettura del sistema di elaborazione, è necessario individuare una strategia di esecuzione dei

processi che rispettino i vincoli imposti. Un sistema operativo in tempo reale può quindi essere descritto come un insieme di servizi di sistema messi a disposizione dello sviluppatore congiuntamente ad uno schedatore di task flessibile e non dispendioso sia in termini di memoria che di velocità di esecuzione.

Un processo real-time può essere distinto secondo due sottogruppi:

- Hard: se la relativa deadline (tempo massimo di risposta) deve essere sempre rispettata.
- Soft: nel caso in cui la deadline possa essere disattesa in condizioni di temporaneo sovraccarico.

Si può effettuare un'ulteriore distinzione tra sistemi periodici (con frequenza di esecuzione costante) o aperiodici. Oltre al determinismo e ad un tempo di latenza accettabile un RTOS deve avere altre caratteristiche. Deve essere multithread<sup>44</sup> e deve disporre di un meccanismo che permetta di assegnare una priorità ereditaria ad ogni thread: generalmente la successione dei task da svolgere è dettata da una gerarchia di priorità, lo scheduler fa eseguire il processo a priorità più alta mettendo in coda gli altri. Inoltre, deve essere possibile arrestare e riprendere ciascun thread in qualunque istante, compatibilmente con la risoluzione temporale del sistema. Questa caratteristica detta preemptibility, permette di rispondere in tempo reale agli eventi critici sospendendo i compiti meno importanti, a vantaggio di quelli essenziali per l'applicazione da svolgere.

#### 7.4.1 Prototipazione rapida del controllo: Real Time Windows Target

Nel presente lavoro la prototipazione e l'esecuzione del codice controllo in tempo reale impiegano il pacchetto Matlab "Real Time Windows Target" (RTWT). Si tratta di uno strumento per realizzare prototipi, testare e sviluppare sistemi real-time mediante un unico calcolatore, il quale svolge sia la funzione di host che di target PC<sup>45</sup>. Apposite schede input/output costituiscono un'interfaccia diretta con il sistema reale che si intende controllare, ovvero sensori, attuatori, motori o altri device utili per eseguire processi e controlli in tempo reale. L'applicazione tipica di tale strumento consiste nell'esecuzione di

---

<sup>44</sup> Deve cioè consentire l'esecuzione di più attività concorrenti (thread, dall' inglese "filo logico").

<sup>45</sup> Il primo serve principalmente per creare e sviluppare modelli Simulink descrittivi il codice risolutivo, mentre il secondo permette l'esecuzione dell'applicazione in real-time.

codici di controllo in tempo reale, ovvero simulazioni real-time "Hardware in the loop" (HIL).

Attraverso un kernel real-time il codice viene eseguito in tempo reale. Il kernel intercetta l'interrupt del clock del PC con anticipo rispetto al sistema operativo Windows. L'interrupt scandisce l'azione dello scheduler e quindi del codice eseguibile, generato dal modello Simulink/Stateflow del controllo. In tal modo l'applicazione real-time mantiene la massima priorità di esecuzione. Il codice eseguibile viene generato mediante Real-Time Workshop (RTW) ed un compilatore C/C++. Real Time Windows Target per mezzo di interrupt esegue l'applicazione in tempo reale secondo la frequenza di lavoro selezionata (sample rate). Ad ogni interrupt l'eseguibile calcola le uscite del relativo modello.

Il processo di design attraverso lo strumento RTWT è del tutto in sintonia con l'approccio del Model Based Design. In particolare può essere sintetizzato nei seguenti punti:

- 1 Progettazione del controllo (Matlab environment);
- 2 Creazione dei modelli Simulink del controllo e del plant:
  - Testing mediante simulazioni al calcolatore;
  - Analisi dei risultati ed eventuale iterazione del processo;
- 3 Prototipazione rapida del controllo:
  - Generazione dell'applicazione real-time mediante gli strumenti RTW/RTWT;
  - Esecuzione dell'applicazione in tempo reale ed eventuale testing HIL;
  - Analisi dei risultati ed eventuale iterazione del processo.



## 8 ATTIVITÀ SPERIMENTALE

L'attività sperimentale è composta da tre macro-attività. In primo luogo l'allestimento del sistema sperimentale, ovvero dei prototipi del sistema idraulico e di controllo presentati nel capitolo precedente. Segue la caratterizzazione dei componenti idraulici mediante apposito banco idraulico. Infine il prototipo è testato attraverso attività sperimentale svolta a banco prova sospensioni, servendosi di strumenti di prototipazione rapida del controllo (Rapid Control Prototyping - RPC) per l'esecuzione di codice in tempo reale.

## 8.1 Caratterizzazione sperimentale dei componenti idraulici

Il pilotaggio del coefficiente di damping attraverso valvole proporzionali richiede un controllo provvisto di un modello della valvola il più rappresentativo possibile del componente reale. In particolare il damping viene pilotato per mezzo della caratteristica stazionaria della valvola. Una tale descrizione delle valvole viene inoltre impiegata all'interno del modello multi fisico di macchina agricola, impiegato durante le simulazioni preliminari del controllo presentate nei paragrafi precedenti. È stata quindi eseguita una caratterizzazione sperimentale allo scopo di determinare le caratteristiche dinamiche e stazionarie dell'azionamento costituito da convertitore elettronico di potenza e valvola proporzionale<sup>46</sup>.

### 8.1.1 Dinamica elettrica: sistema driver e bobina

La dinamica elettrica è riconducibile al sistema driver di potenza e bobina della valvola proporzionale. Si considera la risposta dinamica tra tensione di controllo (inviata al driver) e corrente di alimentazione del solenoide (Fig. 115). La stima della banda passante è stata eseguita attraverso due distinte modalità. Il sistema è dapprima pilotato con riferimenti sinusoidali in tensione discretizzati secondo differenti frequenze (Fig. 116). Definiti i valori di ampiezza d'onda del riferimento e tensione di alimentazione tali da non creare effetti di saturazione del driver, il sistema è stato eccitato per mezzo di un riferimento sweep con frequenza variabile in modo lineare tra 0.1 e 150 Hz (Fig. 117). In condizioni nominali<sup>47</sup> la banda passante del sistema si attesta nell'intorno dei 72,5 Hz.

---

<sup>46</sup> Il medesimo studio è stato eseguito per le differenti valvole candidate alla realizzazione del prototipo. I risultati esposti si riferiscono all'elemento impiegato nel prototipo di test finale.

<sup>47</sup> Ovvero driver alimentato con tensione  $V_{ps}=12V$  e mantenendo i medesimi parametri di tuning del driver (tempi di salita e discesa - frequenza ed ampiezza di dither: 100Hz e 2,5%  $I_{max}$ , valori massimi e minimi della corrente  $I_{min} = 250 \text{ mA}$  ed  $I_{max} = 2000 \text{ mA}, \dots$ ).

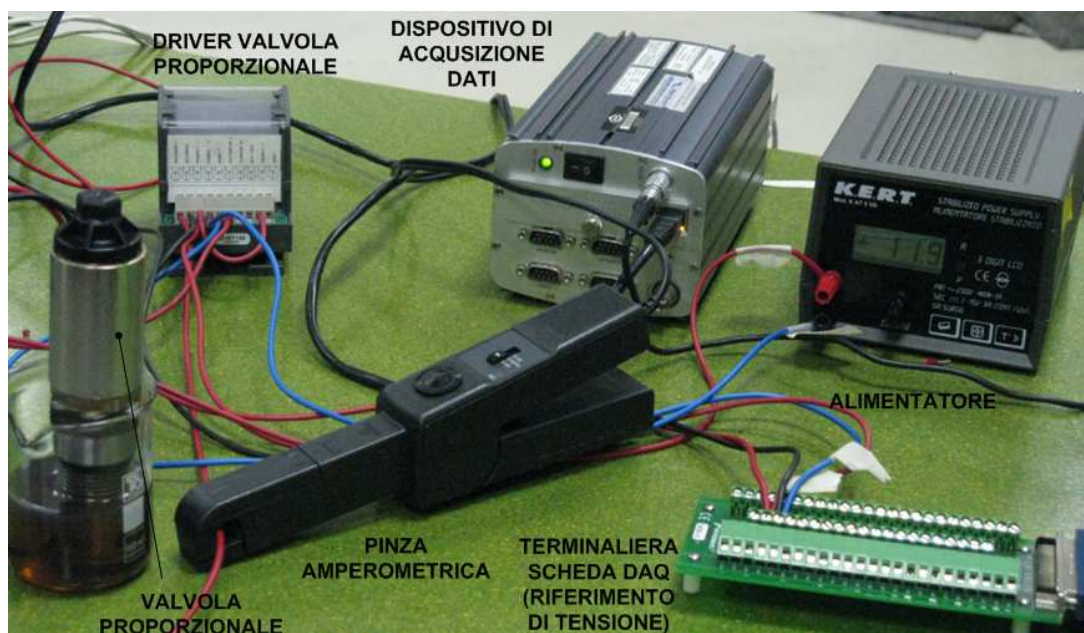


Fig. 115: Analisi sperimentale della dinamica elettrica – apparato sperimentale: alimentatore da laboratorio, driver di potenza della valvola proporzionale, valvola proporzionale con poppet (elemento mobile) a bagno d'olio, pinza amperometrica e dispositivo di acquisizione dati. Il riferimento in tensione è generato per mezzo della scheda multifunzione PCI 6024-e.

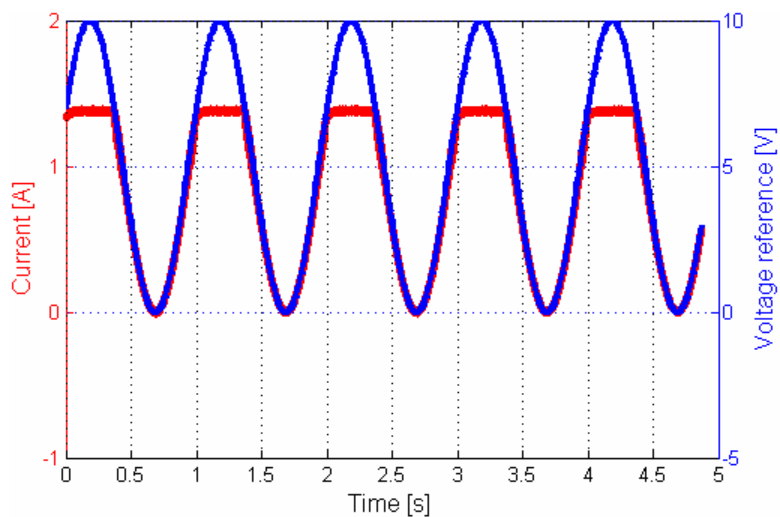
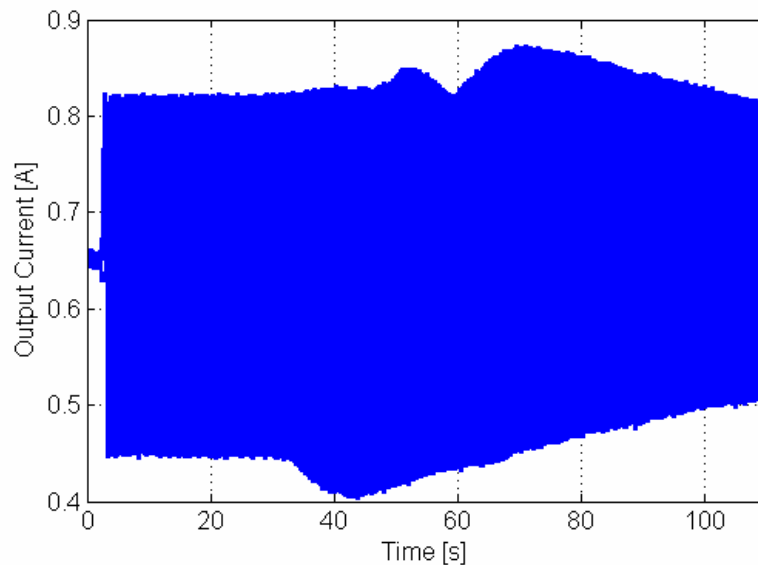


Fig. 116: Tensione sinusoidale di riferimento (-10-10V, 1Hz) e corrente di pilotaggio della valvola proporzionale (tensione di alimentazione  $V_{ps}=12V$ ). È possibile notare il fenomeno di saturazione nell'intorno dei 1500 mA, corrente tale da comportare la completa apertura della valvola proporzionale.



*Fig. 117: Corrente di pilotaggio della valvola proporzionale (tensione di alimentazione  $V_{ps}=12V$ ) in risposta ad una tensione di riferimento del driver di tipo sweep.*

### 8.1.2 Caratteristica stazionaria delle valvole proporzionali

La caratteristica stazionaria della valvola è stata determinata in via sperimentale servendosi del banco prova dedicato alla caratterizzazione di componenti idraulici (Fig. 114). Il banco è stato provvisto del medesimo fluido idraulico<sup>48</sup> del sistema sospensioni. La modalità operativa adottata consiste nell'acquisizione del differenziale di pressione (variabile dipendente) tra ingresso/uscita del componente al variare della portata (variabile indipendente) in ingresso/uscita, secondo differenti correnti di pilotaggio (Fig. 114). Durante questa prova la dinamica del componente o dei componenti del banco che concorrono a realizzare il test non deve influenzare le grandezze misurate. È stata quindi operata una variazione molto lenta della variabile indipendente, cioè un'acquisizione delle grandezze di interesse a transitorio estinto.

Fig. 118 pone le curve sperimentali ottenute mediante le prove a banco. La regolazione della valvola avviene per correnti comprese tra 835 e 1350 mA. Per correnti

<sup>48</sup> Shell Donax TA (ATF fluid).



maggiori si osserva una saturazione della valvola. Come atteso la caratteristica stazionaria non sfrutta l'intero range di corrente, con la conseguente riduzione della sensibilità della variabile di controllo. Tale osservazione rappresenta inoltre una delle indicazioni date al fornitore per lo sviluppo dell'attuale prototipo di valvola proporzionale.

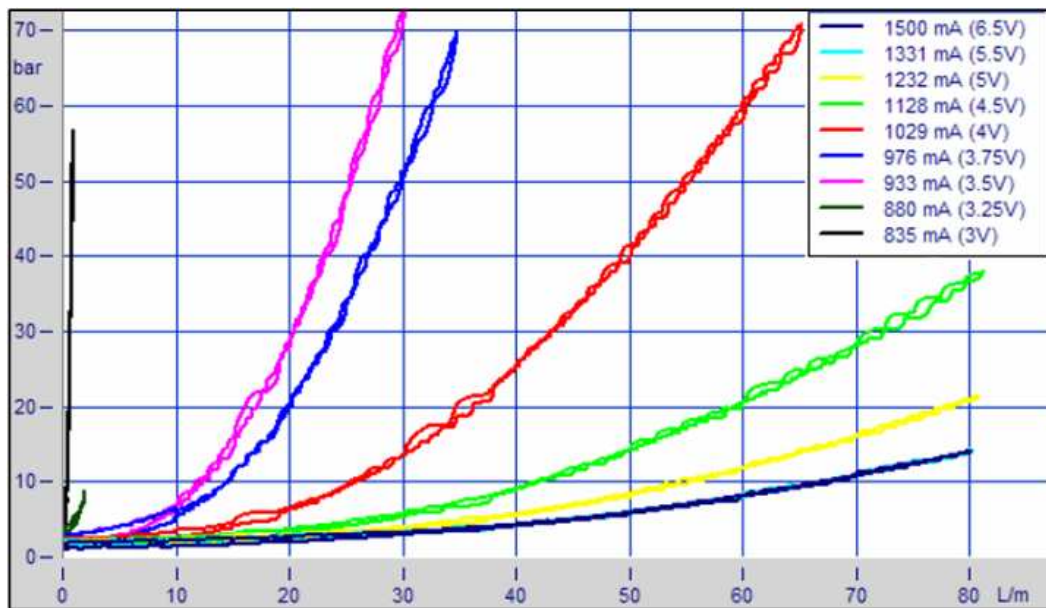


Fig. 118: Caratteristica stazionaria sperimentale della valvola proporzionale per differenti correnti di pilotaggio.

Opportune operazioni di fitting dei dati sperimentali hanno condotto alla costruzione delle look-up table impiegate all'interno del controllo e del modello multi fisico di macchina agricola. Una migliore analisi sperimentale richiederebbe un banco con una maggior potenza installata, al fine di estendere il dominio di caratterizzazione a portate e differenziali di pressione maggiori. È inoltre conveniente provvedere ad un opportuno controllo della temperatura del fluido idraulico, infatti i limiti di saturazione del banco risultano pesantemente influenzati da tale fattore.

Il particolare andamento della curva di isteresi relativa alla corrente di pilotaggio di 880 mA (Fig. 119) è dovuto a forze di natura idrodinamica. Tali forze rendono altamente instabile l'elemento mobile della valvola, pur mantenendo la medesima portata in ingresso. È possibile comprendere il fenomeno considerando il caso dello spool cilindrico di Fig. 120. In condizioni di parziale apertura e/o chiusura della valvola vi è una marcata differenza tra le aperture delle bocche ingresso e di uscita del flusso. In

prossimità della vena contratta a causa dell'aumento della velocità del fluido vi è una diminuzione di pressione, questo provoca una disomogeneità del campo di pressioni rispetto al capo opposto dello spool. Si genera quindi una forza assiale che tende a portare in posizione di chiusura lo spool, quindi un'ulteriore restrizione della vena fluida la quale genera a sua volta un incremento della forza di chiusura, dando così luogo ad un fenomeno di instabilità.

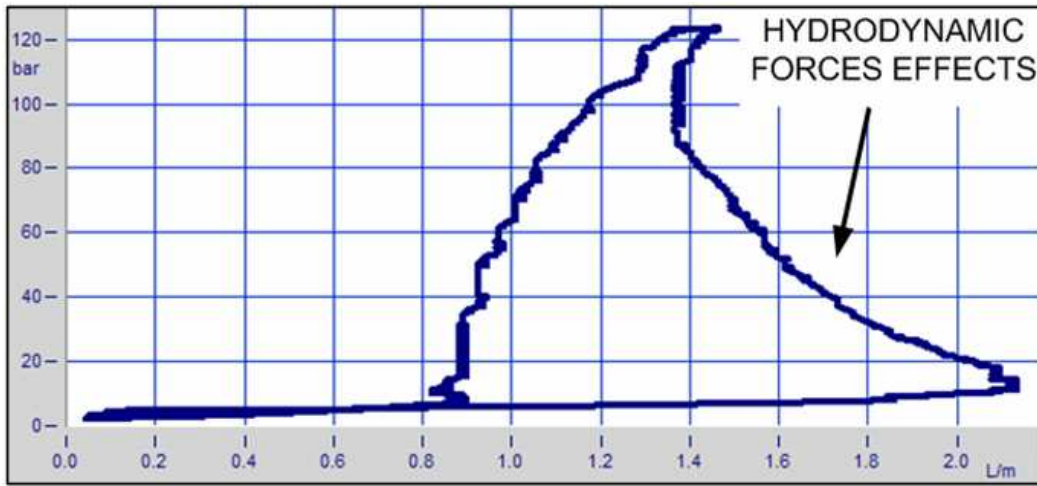


Fig. 119: Caratteristica stazionaria sperimentale della valvola proporzionale per una corrente di pilotaggio di 880 mA. Si osserva l'effetto di inversione dovuto a forze di natura idrodinamica (jet forces).

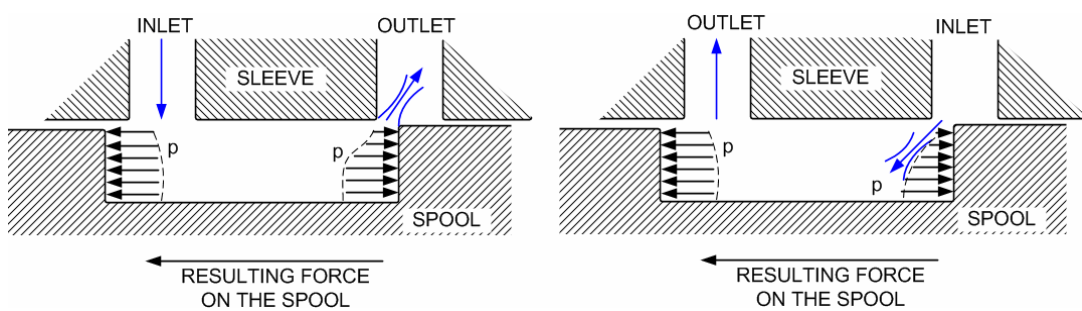


Fig. 120: Rappresentazione schematica del fenomeno dovuto alle jet forces, anche dette forze di reazione idraulica (caso dello spool cilindrico).

### 8.1.3 Risposta dinamica delle valvole proporzionali

La risposta al gradino di comando in corrente permette di determinare le caratteristiche dinamiche della valvola proporzionale. Durante questa prova la dinamica dei componenti del banco non deve influenzare le grandezze di interesse. La risposta dinamica della valvola è descritta attraverso l'intervallo temporale  $\Delta t_{0-90}$  che intercorre tra l'istante in cui il segnale di controllo (corrente di comando) cambia stato ed il tempo necessario a raggiungere il 90% del valore di regime del differenziale di pressione (Fig. 121). Il test è condotto mantenendo una portata costante pari a 25 l/min e sottoponendo la valvola a variazioni in corrente tra 450-1000 mA, 450-1600 mA, 1000-450 mA, 1600-450 mA secondo differenti pressioni massime alla porta di ingresso<sup>49</sup>.

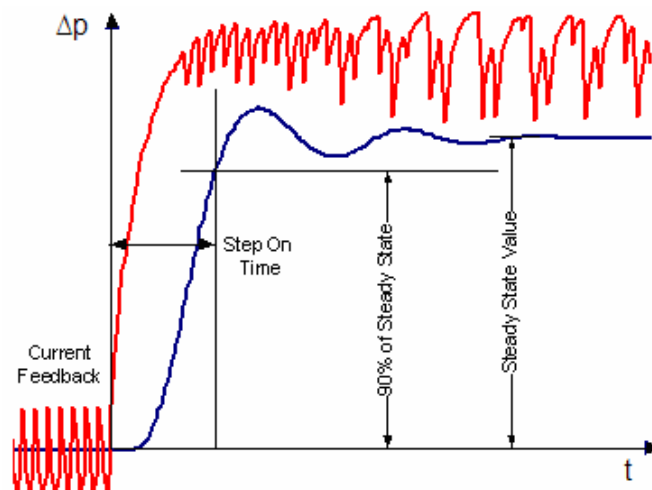


Fig. 121: Schematizzazione della risposta temporale di una valvola proporzionale.

I risultati mostrano una dispersione degli indici di performance (Tabella 6) dovuta sia all'ampiezza del gradino in corrente che alle condizioni di pressione alle porte della valvola, le quali inducono delle forze idrodinamiche agenti sull'elemento mobile. I test confermano le presunte carenze dei componenti proporzionali impiegati. Propongono comunque indicazioni utili per la progettazione di nuovi prototipi idraulici attualmente in fase di sviluppo.

<sup>49</sup> Dati i limiti operativi del banco il presente test è stato eseguito presso il fornitore della componentistica idraulica, i dati sono presentati in forma parziale per motivi di riservatezza.

Step On Time		Step Off Time	
$\Delta t_{0-90\%}$	St. deviation	$\Delta t_{0-90\%}$	St. deviation
79-110 ms	2-20 ms	98-138 ms	4-14 ms

Tabella 8

Indici temporali descrittivi la risposta al gradino in corrente delle valvole proporzionali.

## 8.2 Test sperimentale del controllo mediante prototipazione rapida (Rapid Control Prototyping)

Le prestazioni del prototipo (sistema idraulico e controllore sperimentale) sono analizzate mediante prove sperimentali a banco, servendosi degli strumenti di prototipazione rapida presentati nei paragrafi precedenti<sup>50</sup>. In modo analogo a quanto esposto nel Par. 3.4.2 è stata condotta l'identificazione sperimentale delle funzioni di trasferimento tra profilo stradale ed accelerazioni dei corpi e l'elongazione della sospensione. Il presente test risulta utile per la valutazione delle performance del sistema in termini di comfort di viaggio, manovrabilità e spazio di lavoro delle sospensioni. Il test sperimentale della Macchina a Stati permette di verificare le funzionalità aggiuntive del controllo, appositamente progettate per far fronte ai particolari requisiti del settore off-highway.

### 8.2.1 Verifica sperimentale di modi operativi della Macchina a Stati

Vengono proposti i risultati dei test sperimentali dei modi operativi della Macchina a Stati:

- Accensione del mezzo (Fig. 122): transitorio della stima adattativa del coefficiente di smorzamento. È possibile notare la correzione iniziale indotta dalla lettura di un esiguo valore del carico, per cui il sistema provvede all'aumento del damping al fine di compensare la scarsa rigidità del sistema Regen. Una volta che il segnale del filtro-stimatore giunge al valore critico il coefficiente obiettivo si attesta al valore nominale.

<sup>50</sup> È in fase di programmazione una sessione sperimentale mediante mezzo agricolo strumentato.

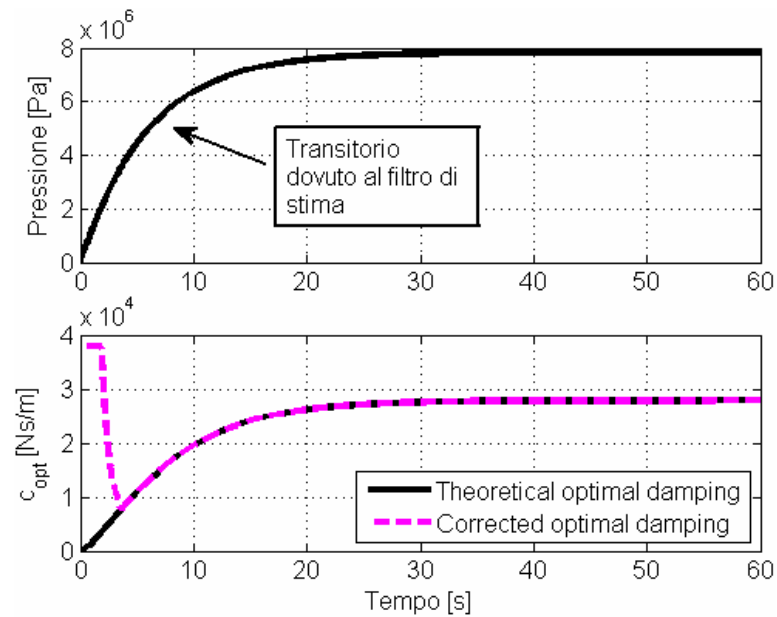


Fig. 122: Accensione del mezzo (key signal ON): transitorio della stima adattativa del coefficiente di smorzamento.

- Accensione del mezzo (Fig. 123): transizione delle correnti di pilotaggio delle valvole. L'andamento è coerente con le transizioni esposte in Par. 6.3.

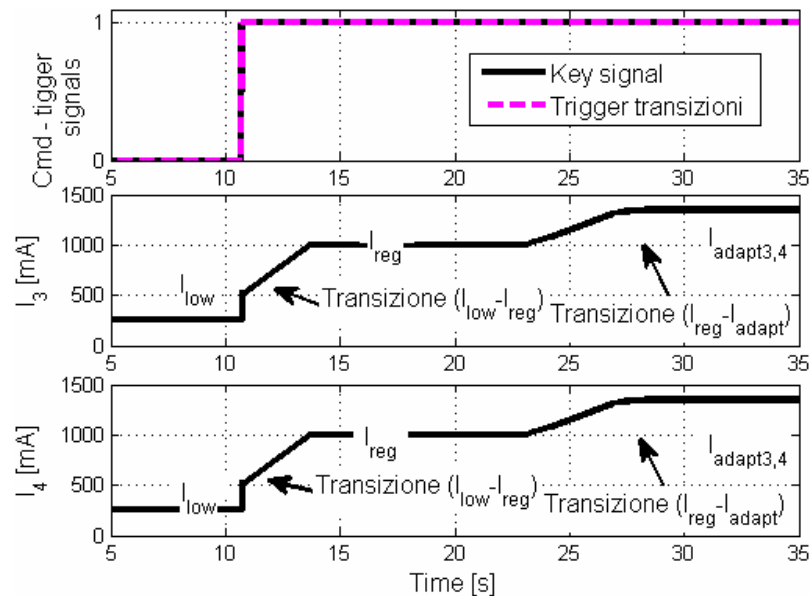


Fig. 123: Accensione del mezzo (key signal ON): transizione delle correnti di pilotaggio delle valvole proporzionali.

- Comando di calibrazione del sistema di sospensione (Fig. 124, Fig. 125 e Fig. 126):

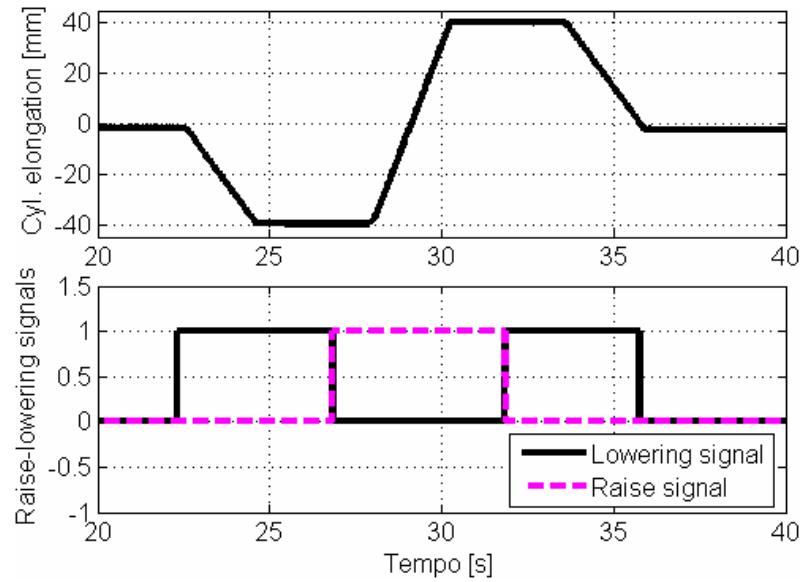


Fig. 124: Calibrazione della sospensione ( $v_{drive} = 0$  km/h): elongazione del cilindro sospensione e comando delle valvole di levelling (raise and lowering valve).

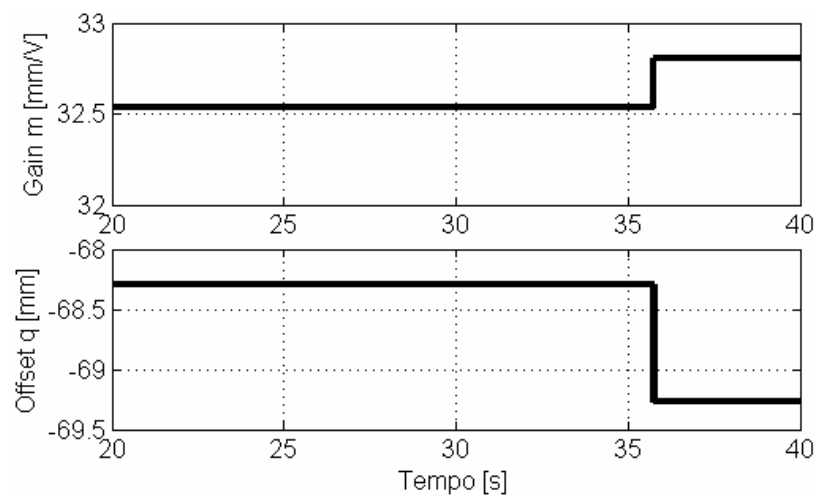


Fig. 125: Calibrazione della sospensione ( $v_{drive} = 0$  km/h): aggiornamento dei parametri del sensore al termine del processo di calibrazione.

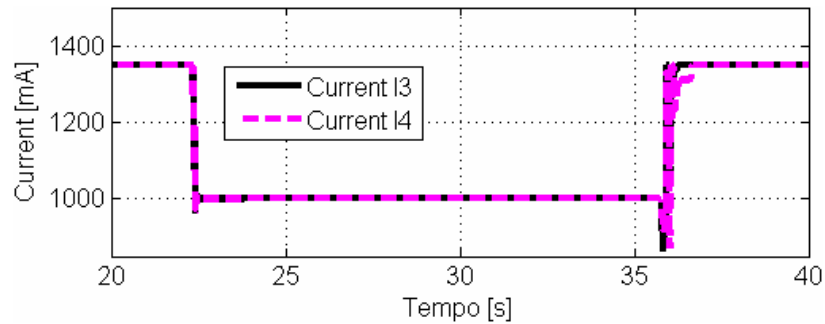


Fig. 126: Calibrazione della sospensione ( $v_{drive} = 0$  km/h): corrente di pilotaggio delle valvole proporzionali. Durante la calibrazione la corrente si attesta ad un valore di compromesso tale da garantire un'apertura minima delle stesse ed un moderato effetto di damping.

- Comando di levelling (up/down) manuale (Fig. 127): qualora il cilindro sospensione raggiunga le condizioni di finecorsa meccanico, la Macchina a Stati disabilita il comando delle valvole di levelling (raise e lowering valve), allo scopo di evitare sovra-pressioni, sovraccarichi della pompa di levelling e garantire l'integrità del sistema idraulico. Durante l'azione di levelling le correnti di pilotaggio delle due valvole proporzionali per il controllo del damping sono poste al valore di  $I_{reg}$ .
- Prova di lock mid (Fig. 128, Fig. 129 e Fig. 130): durante tale test il banco prova è sottoposto ad un profilo sinusoidale avente semi-ampiezza pari a 4 mm e frequenza 3 Hz. Attraverso il pannello dell'operatore è selezionato dapprima il comando di lock mid, il sistema esegue il lock nonostante la perturbazione esterna. Seguono i comandi di level up e level down, secondo la funzionalità di lock in posizione arbitraria (lock in any position). Infine l'operatore disabilita il comando di lock mid per abilitarlo pochi secondi dopo. Come atteso il sistema si porta ancora in condizioni di semi-estensione (prossimità al set-point).

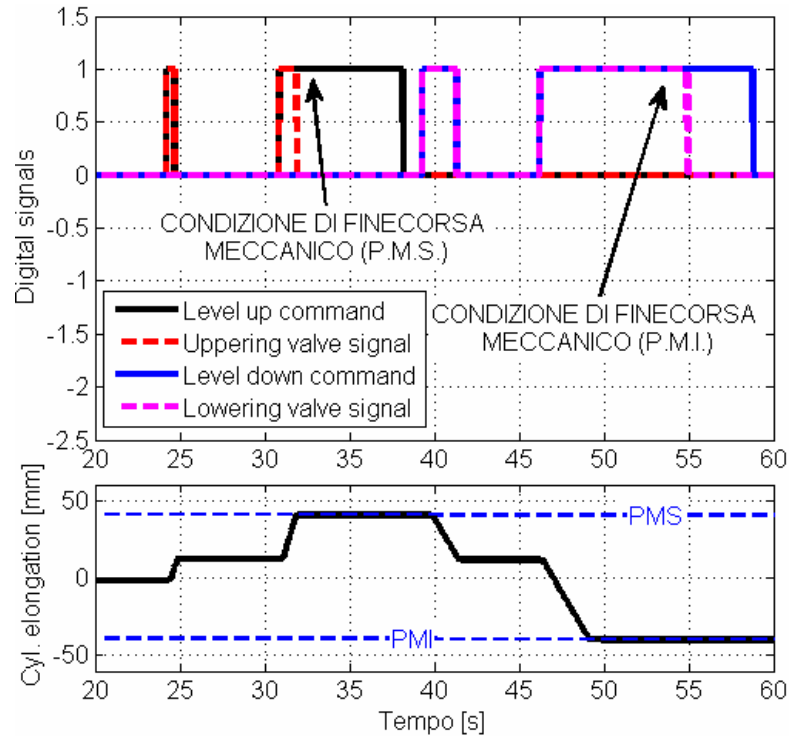


Fig. 127: Comando di levelling (up/down) manuale ( $v_{drive} < 1,5$  km/h): segnali di comando dell'operatore, stato delle valvole digitali (raise e lowering valve) ed elongazione del cilindro sospensione.

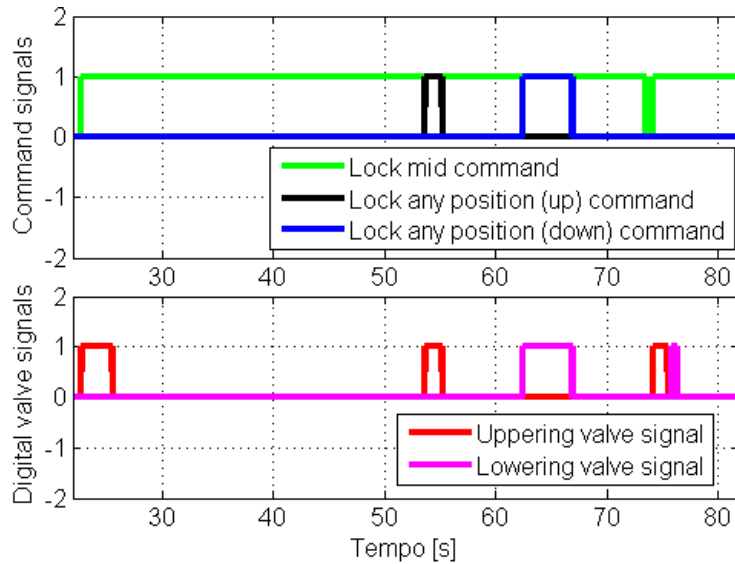


Fig. 128: Prova di lock mid della sospensione (profilo stradale sinusoidale  $A=4$ mm,  $f=3$ Hz): comandi di lock mid, lock any position (up/down) e stato delle valvole di levelling.



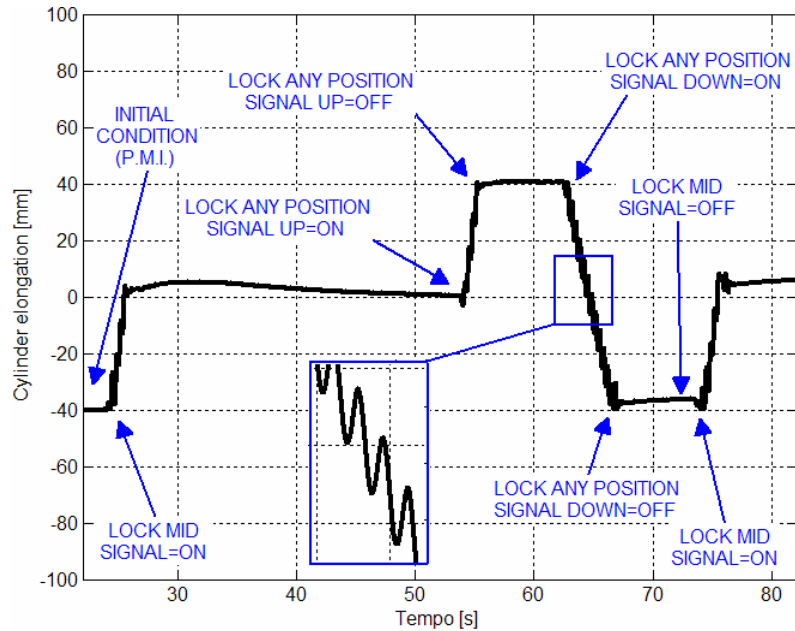


Fig. 129: Prova di lock mid della sospensione (profilo stradale sinusoidale  $A=4\text{mm}$ ,  $f=3\text{Hz}$ ): elongazione del cilindro sospensione.

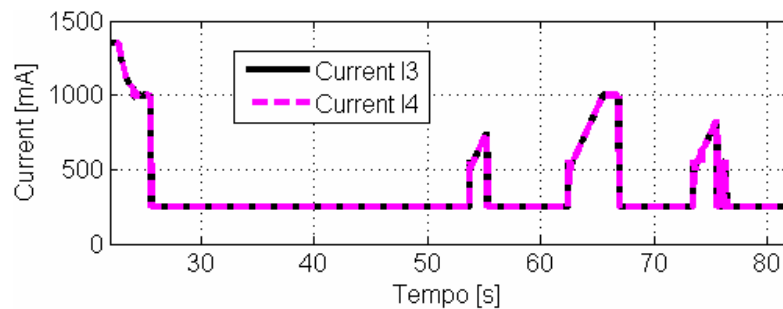


Fig. 130: Prova di lock mid della sospensione (profilo stradale sinusoidale  $A=4\text{mm}$ ,  $f=3\text{Hz}$ ): corrente di pilotaggio delle valvole proporzionali.

- Prova di lock down (Fig. 131 e Fig. 132): durante tale test il banco prova è sottoposto ad un profilo sinusoidale avente semi-ampiezza pari a 4 mm e frequenza 3 Hz. Attraverso il pannello dell'operatore è selezionato dapprima il comando di lock down, il sistema esegue il lock nonostante la perturbazione esterna. Seguono i comandi di level up e level down, secondo la funzionalità di lock in posizione arbitraria (lock in any position). Infine l'operatore disabilita il comando di lock down per selezionarlo pochi secondi dopo. Come atteso il sistema si porta ancora in condizioni di sospensione chiusa.

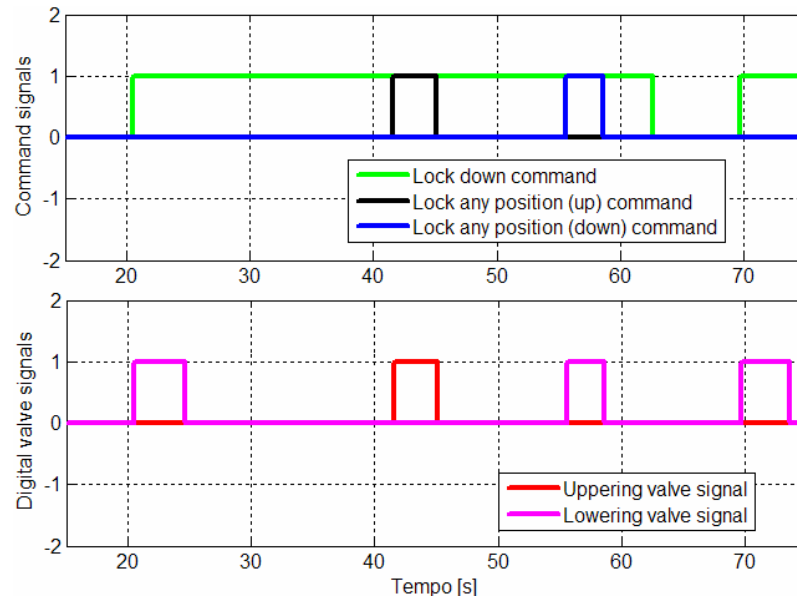


Fig. 131: Prova di lock down della sospensione (profilo stradale sinusoidale  $A=4\text{mm}$ ,  $f=3\text{Hz}$ ): comandi di lock down, lock any position (up/down) e stato delle valvole di levelling.

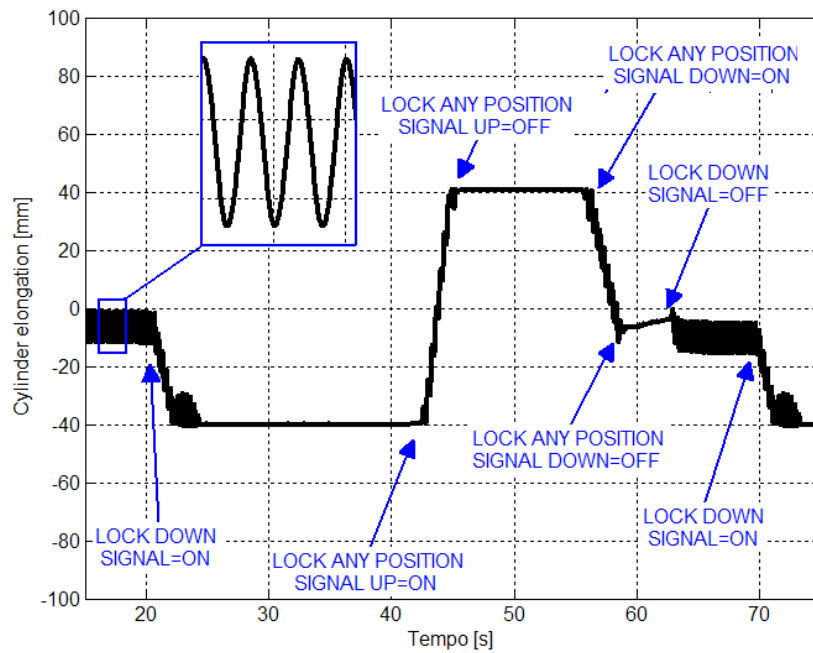


Fig. 132: Prova di lock down della sospensione (profilo stradale sinusoidale  $A=4\text{mm}$ ,  $f=3\text{Hz}$ ): elongazione del cilindro sospensione.

- Modo operativo di levelling (Fig. 133): il mezzo esegue una manovra di trazione partendo da velocità nulla con sospensione parzialmente chiusa. Superata la velocità di soglia, in modo coerente con gli algoritmi di debouncing, la Macchina a Stati provvede all'azione di levelling.

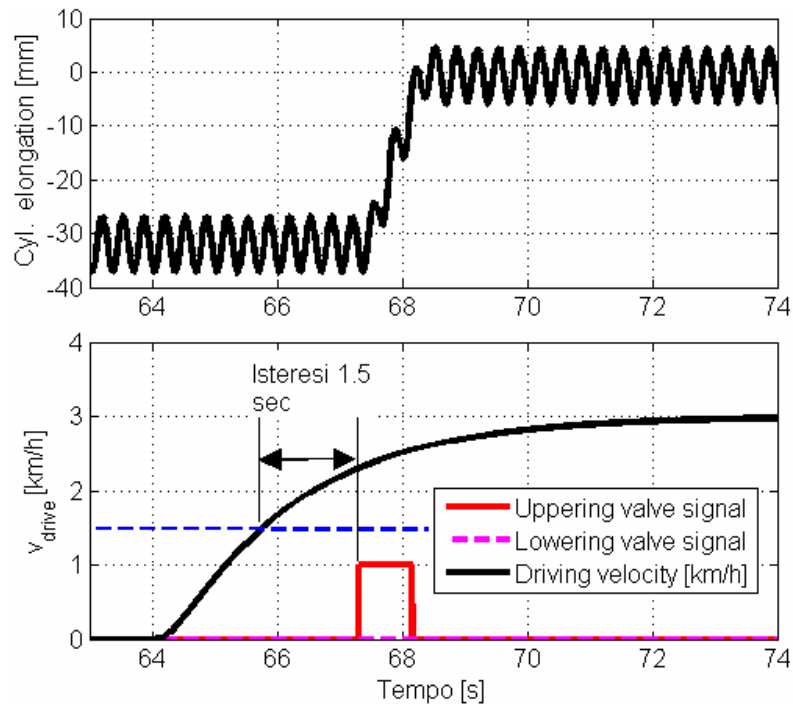


Fig. 133: Test di levelling della sospensione (profilo stradale sinusoidale  $A=4\text{mm}$ ,  $f=3\text{Hz}$ ): elongazione del cilindro sospensione, segnale di velocità del mezzo e stato delle valvole di levelling. Il mezzo, inizialmente fermo, esegue una manovra di trazione tale da abilitare la funzionalità di levelling.

- Come da specifica di progetto, il sistema non reagisce ai comandi di calibrazione, lock e levelling manuale per velocità maggiori di 1,5 km/h.
- Test della funzionalità di anti-impatto: il banco prova per sospensioni non consente di simulare, al pari del mezzo reale, trasferimenti di carico all'anteriore del mezzo. Non risulta quindi possibile valutare le performance degli algoritmi di anti-impatto e controllo del beccheggio. Mediante prove a banco viene quindi testata la funzionalità dell'algoritmo anti-impatto: il sistema sospensione viene istantaneamente connesso a serbatoio per mezzo di una valvola solenoide ausiliaria. Viene quindi visualizzato il segnale del coefficiente di smorzamento

modulato secondo l'algoritmo di anti-impatto (Fig. 134). Come atteso si osserva un'amplificazione del damping qualora l'elongazione del cilindro sospensione ecceda la finestra AIW e mantenga una velocità non nulla.

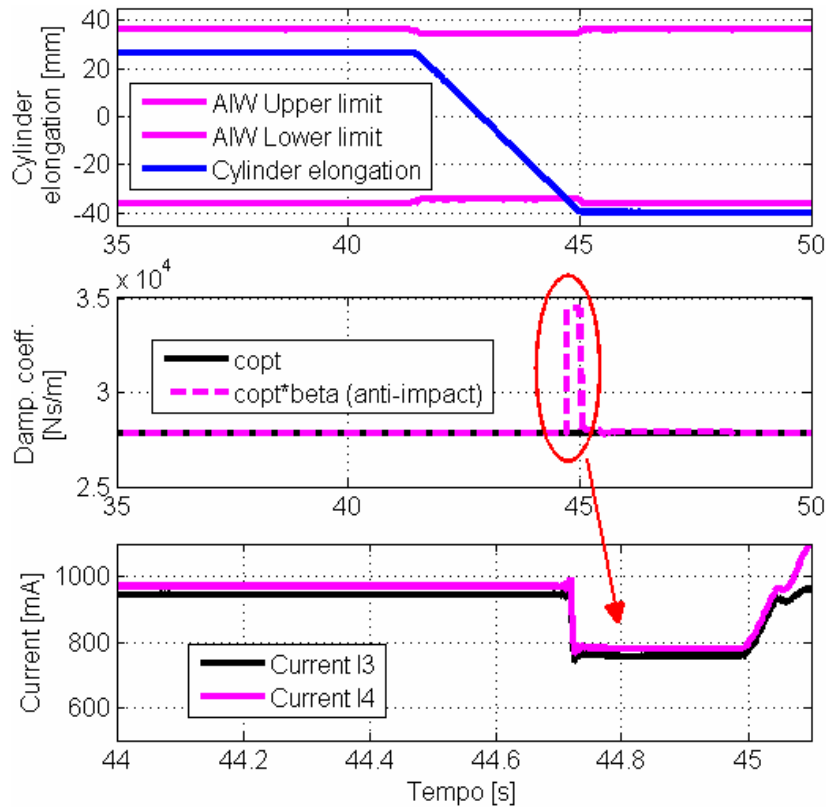


Fig. 134: Test di funzionalità della strategia anti-impatto: elongazione del cilindro sospensione, coefficienti di damping (nominale e modulato secondo l'algoritmo di anti-impatto) e particolare della corrente di pilotaggio delle valvole proporzionali.

- Test della funzionalità di pitch control – durante tale test il banco prova è sottoposto ad un profilo sinusoidale avente semi-ampiezza pari a 4 mm e frequenza 3 Hz. La funzionalità del controllo di beccheggio è testata sollecitando il sistema con un evento (digitale) di frenata da parte dell'operatore<sup>51</sup> (Fig. 135 e Fig. 136). La medesima funzionalità viene inoltre verificata sottoponendo il sistema ad una funzione ad onda quadra descrivente la posizione del pedale dell'acceleratore (Fig. 137).

<sup>51</sup> Il pannello di controllo del sistema sperimentale prevede l'ingresso digitale di frenata.

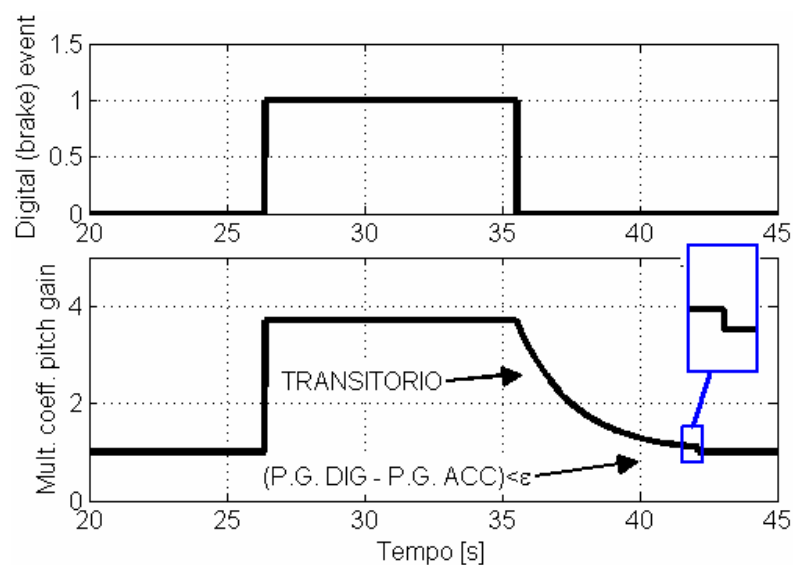


Fig. 135: Test di funzionalità della strategia di controllo del beccheggio – manovra di frenata (profilo stradale sinusoidale  $A=4\text{mm}$ ,  $f=3\text{Hz}$ ): transitorio del coefficiente moltiplicativo del coefficiente di damping.

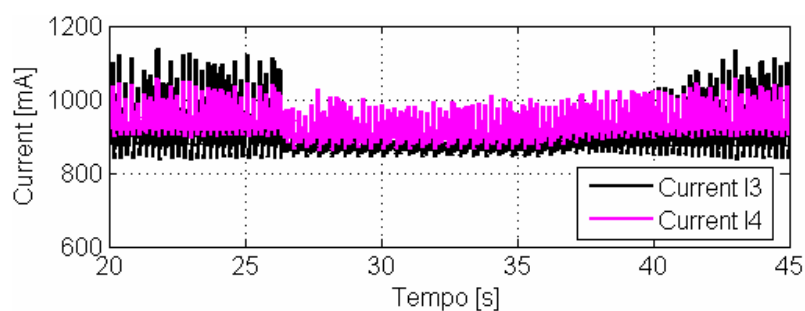


Fig. 136: Test di funzionalità della strategia di controllo del beccheggio – manovra di frenata (profilo stradale sinusoidale  $A=4\text{mm}$ ,  $f=3\text{Hz}$ ): modulazione delle correnti di pilotaggio delle valvole proporzionali.

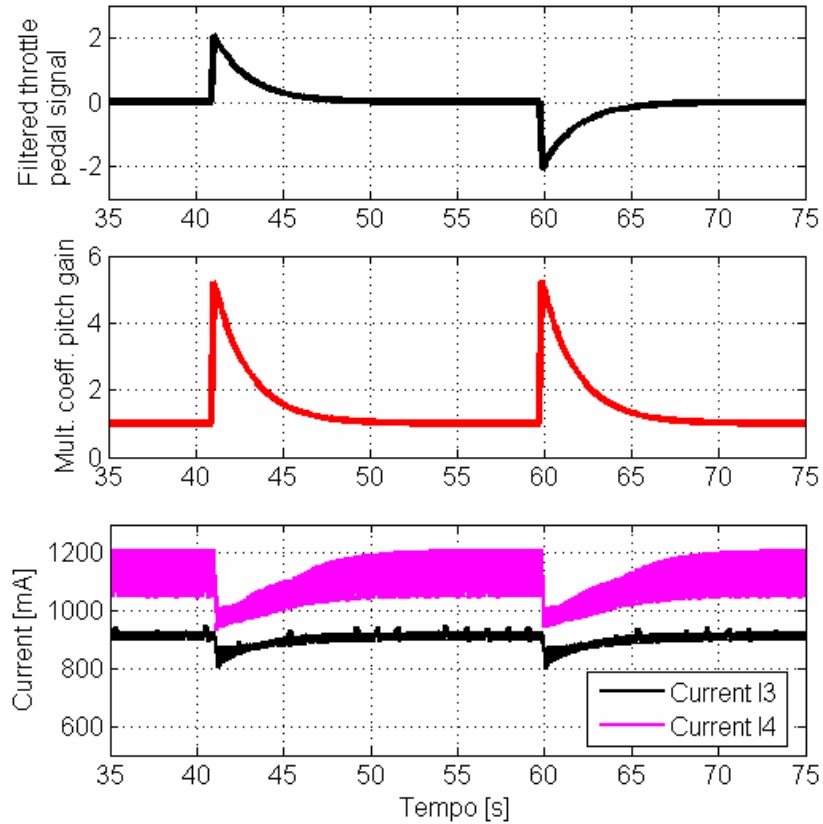


Fig. 137: Test di funzionalità della strategia di controllo del beccheggio – manovra di accelerazione (profilo stradale sinusoidale  $A=4\text{mm}$ ,  $f=3\text{Hz}$ ): segnale filtrato della variazione della posizione del pedale dell'acceleratore (segnale ad onda quadra), coefficiente moltiplicativo del damping associato e modulazione delle correnti di pilotaggio delle valvole proporzionali.

- Abilitazione/disabilitazione del modo operativo di lock in funzione della velocità di guida (Fig. 138) - durante tale test il banco prova è sottoposto ad un profilo sinusoidale avente semi-ampiezza pari a 4 mm e frequenza 3 Hz. L'operatore esegue il comando di lock down, il mezzo accelera sino ad eccedere la velocità di soglia di 15 km/h. Come atteso il lock della sospensione viene disabilitato dalla Macchina a Stati. Il bloccaggio viene reinserito quando la velocità del mezzo scende al di sotto del valore di soglia<sup>52</sup>.

<sup>52</sup> Per motivi di sintesi non vengono mostrate le transizioni in corrente ed i ritardi temporali dell'attivazione/disattivazione del lock dovuti agli algoritmi di anti-bounce.

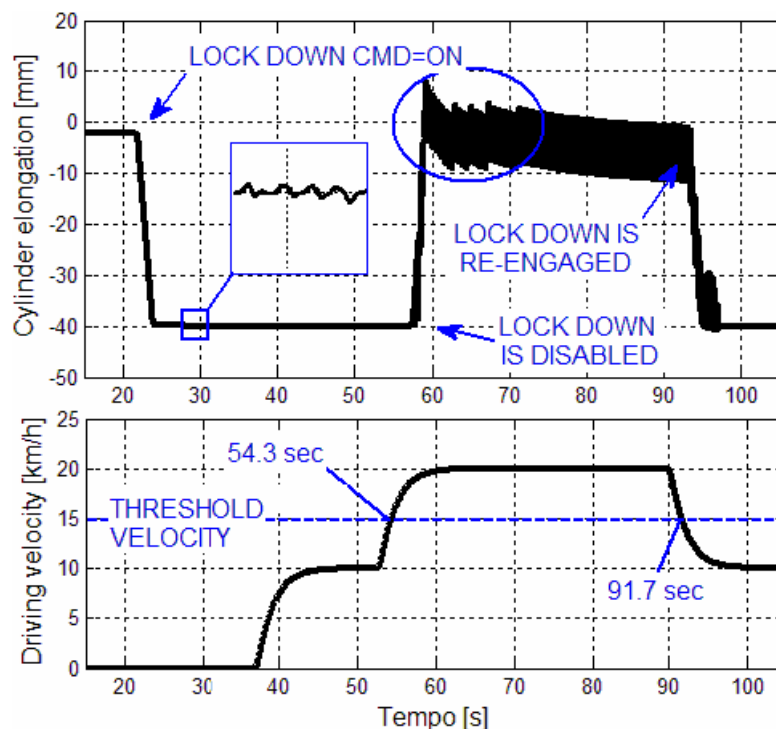


Fig. 138: Test di abilitazione/disabilitazione del lock per la velocità di soglia di 15 km/h (profilo stradale sinusoidale  $A=4\text{mm}$ ,  $f=3\text{Hz}$ ). La disabilitazione del lock comporta l'azione di correzione del levelling (ellisse blu) a causa dello scuotimento della sospensione.

- Abilitazione/disabilitazione del levelling automatico in funzione della velocità di guida (Fig. 139): in modo analogo al caso precedente viene testata l'inattività del levelling per velocità superiori ai 30 km/h. Come da specifica la deflessione della sospensione, sebbene oltre i limiti della finestra di levelling NAW, non viene corretta. Durante l'accelerazione del mezzo è possibile notare una sensibile modulazione delle correnti di pilotaggio delle valvole, dovuta all'azione del controllo di beccheggio.
- Test di disinserimento manuale del lock mid durante lo scuotimento del banco prova con un profilo sinusoidale di ampiezza pari a 4 mm e frequenza 3 Hz (Fig. 140 e Fig. 141).

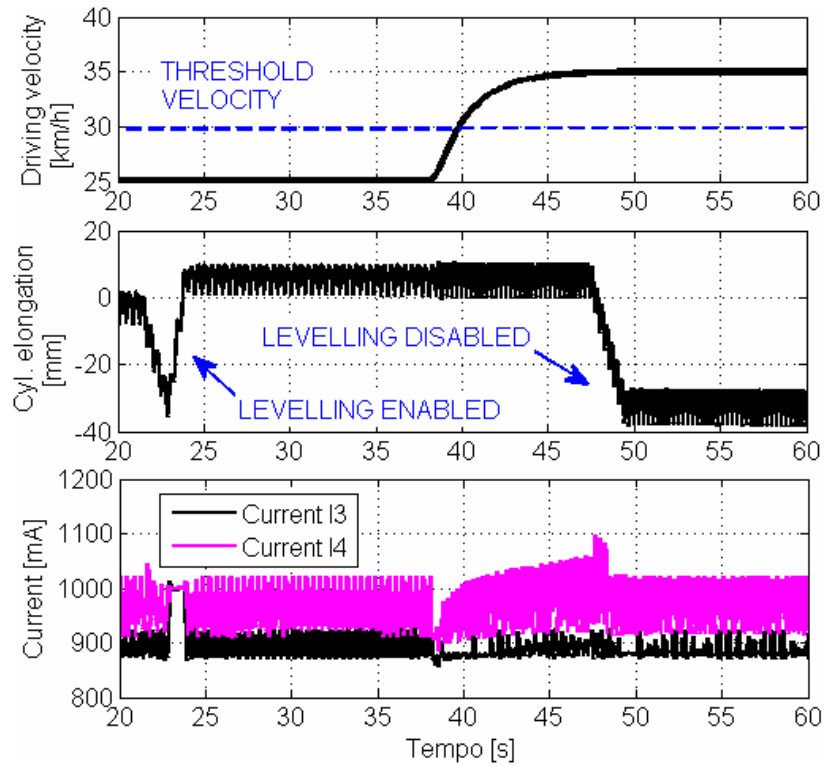


Fig. 139: Test di abilitazione/disabilitazione del levelling automatico per la velocità di soglia di 30 km/h (profilo stradale sinusoidale  $A=4\text{mm}$ ,  $f=3\text{Hz}$ ).

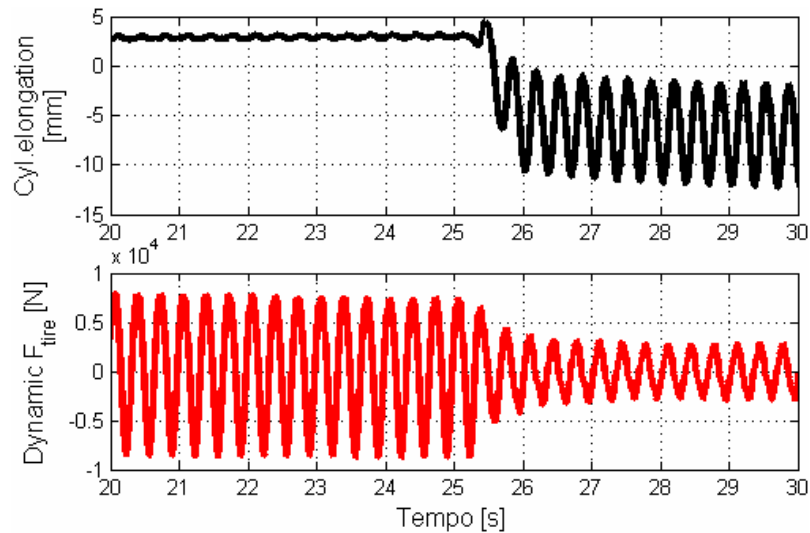


Fig. 140: Test di disinserimento manuale del lock mid (profilo stradale sinusoidale  $A=4\text{mm}$ ,  $f=3\text{Hz}$ ): elongazione del cilindro sospensione e forza dinamica di contatto pneumatico-suolo.



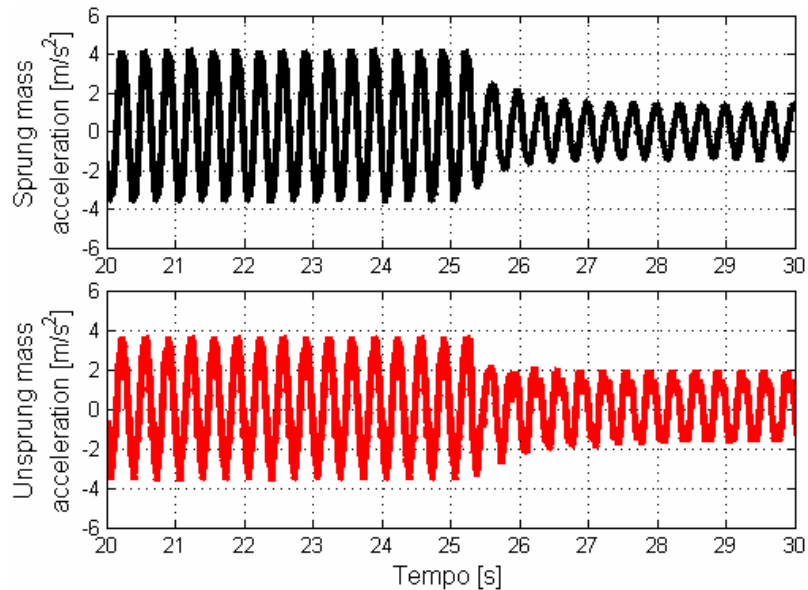


Fig. 141: Test di disinserimento manuale del lock mid (profilo stradale sinusoidale  $A=4\text{mm}$ ,  $f=3\text{Hz}$ ): segnali di accelerazione della massa sospesa e non sospesa.

### 8.2.2 Identificazione sperimentale della Risposta in Frequenza

Viene proposto un confronto delle risposte frequenziali del sistema fra le seguenti soluzioni:

- Sospensione passiva, ovvero con valvole proporzionali pilotate con un valore costante di corrente pari a 850 mA (caratteristica di damping di tipo progressivo). Tale configurazione rappresenta una soluzione di compromesso tra i requisiti di comfort, manovrabilità ed elongazione della sospensione ed è attualmente adottata per un mezzo agricolo dotato del medesimo assale di cui è provvisto il sistema oggetto di studio.
- Sospensione passiva, ovvero con valvole proporzionali pilotate con un valore costante di corrente pari a 550 mA (caratteristica di damping di tipo progressivo). Tale configurazione è proposta dal fornitore del sistema idraulico allo scopo di garantire un maggior damping, utile nel caso di carichi elevati applicati al posteriore del mezzo (es: configurazione con aratro e ballast). L'obiettivo

consiste nell'evitare eventi di impatto dovuti alla maggior elongazione della sospensione a causa della limitata rigidezza della sospensione.

- Sospensione passiva, ovvero con valvole proporzionali pilotate con un valore costante di corrente pari a 1350 mA (caratteristica di damping di tipo progressivo). Tale configurazione, non impiegata per i mezzi in commercio, è analizzata in quanto massimizza la specifica di comfort (Par. 3.8).
- La soluzione di controllo proposta dal presente studio, ovvero l'inseguimento della caratteristica di damping di Fig. 88. Tale riferimento è definito secondo uno schema adattativo del damping allo scopo di mantenere un rate di damping ottimale per la particolare condizione di carico (comfort objective).

Un valore esiguo della corrente di pilotaggio stabilizza la massa non sospesa (Fig. 142). Il controllo oggetto dell'attività di studio offre prestazioni paragonabili alla soluzione di compromesso proposta dal fornitore (850 mA).

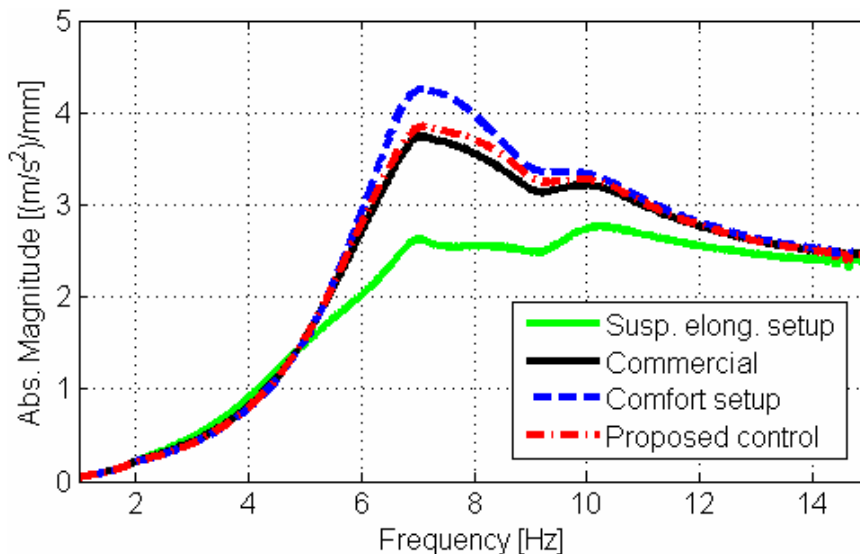


Fig. 142: Risposte in Frequenza del banco prova sospensioni (profilo stradale - accelerazione della massa non sospesa) – Confronto fra il controllo (adattativo) di inseguimento della caratteristica regressiva e le differenti configurazioni di test. Le singolarità delle Risposte in Frequenza nell'intorno dei 10 Hz sono dovute a fenomeni di risonanza dei componenti del banco.

Per quanto riguarda la specifica di comfort la soluzione proposta offre prestazioni paragonabili al pilotaggio con corrente pari a 1350 mA (Fig. 143).

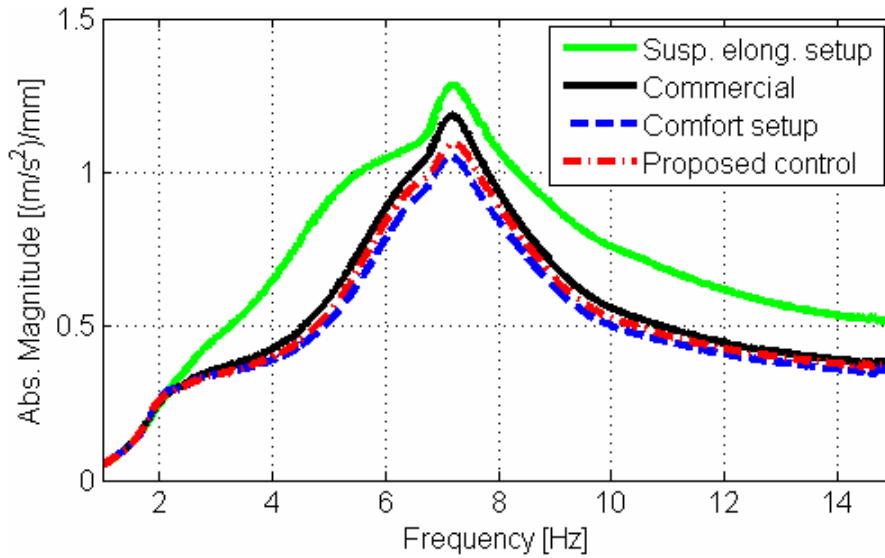


Fig. 143: Risposte in Frequenza del banco prova sospensioni (profilo stradale - accelerazione della massa sospesa) – Confronto fra il controllo (adattativo) di inseguimento della caratteristica regressiva e le differenti configurazioni di test.

Le configurazioni con correnti di pilotaggio minori minimizzano l'elongazione del cilindro idraulico (Fig. 144), con la conseguente inibizione dell'azione filtrante della sospensione, come confermato dalla scarsa isolazione delle vibrazioni trasmesse alla massa sospesa.

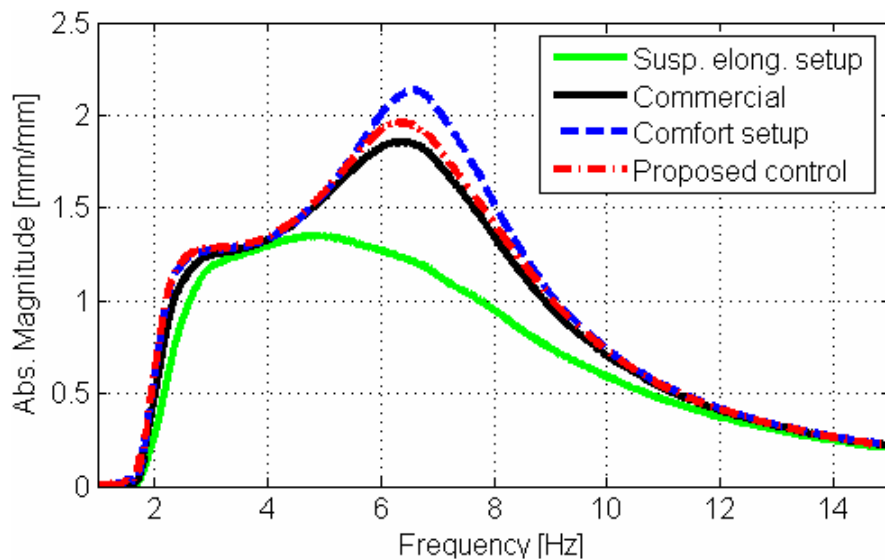


Fig. 144: Risposte in Frequenza del banco prova sospensioni (profilo stradale - elongazione del cilindro sospensione) – Confronto fra il controllo (adattativo) di inseguimento della caratteristica regressiva e le differenti configurazioni di test.

Il controllo adattativo propone un'elongazione della sospensione comparabile alla soluzione con corrente di pilotaggio di 850 mA proposta dal fornitore, garantendo al tempo stesso un buon margine rispetto al pilotaggio con 1350 mA. Le medesime considerazioni valgono in termini della specifica di manovrabilità, espressa dalla forza dinamica pneumatico-suolo (Fig. 145).

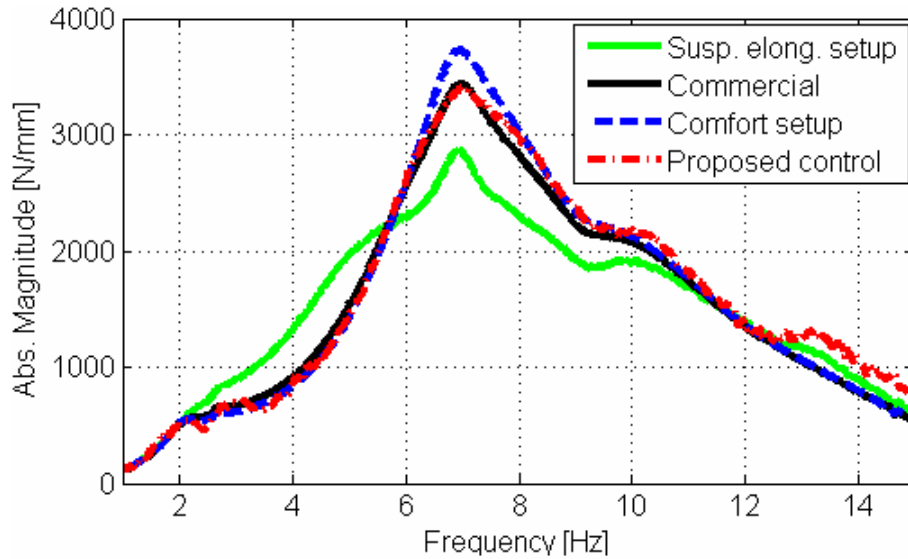


Fig. 145: Risposte in Frequenza del banco prova sospensioni (profilo stradale – forza dinamica pneumatico-suolo) – Confronto fra il controllo (adattativo) di inseguimento della caratteristica regressiva e le differenti configurazioni di test.

L'impiego delle strategie semiattive non risulta conveniente in riferimento alle specifiche di comfort ed elongazione della sospensione<sup>53</sup> (Fig. 146 e Fig. 147). Tale tipologia di controllo risulta infatti maggiormente sensibile alle prestazioni dinamiche delle valvole proporzionali rispetto al controllo proposto<sup>54</sup>.

<sup>53</sup> Le leggi semi-attive sono implementate secondo il coefficiente di smorzamento massimo ottimale, ovvero pari al coefficiente critico di smorzamento. A causa di un guasto della sensoristica non viene proposta la forza dinamica pneumatico-suolo.

<sup>54</sup> Inseguimento della caratteristica di damping modulata secondo uno schema adattativo.

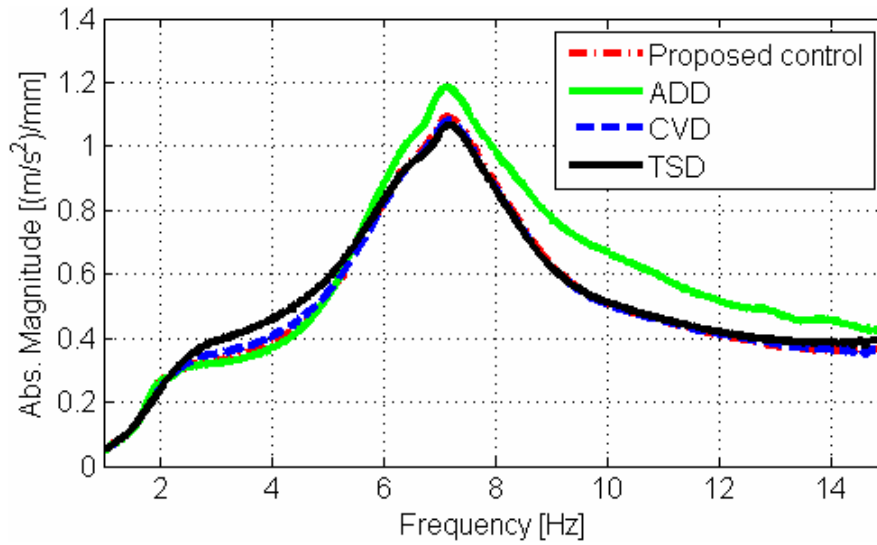


Fig. 146: Risposte in Frequenza del banco prova sospensioni (profilo stradale – accelerazione della massa sospesa) – Confronto fra il controllo (adattativo) di inseguimento della caratteristica regressiva e le approssimazioni semi-attive del concetto Skyhook.

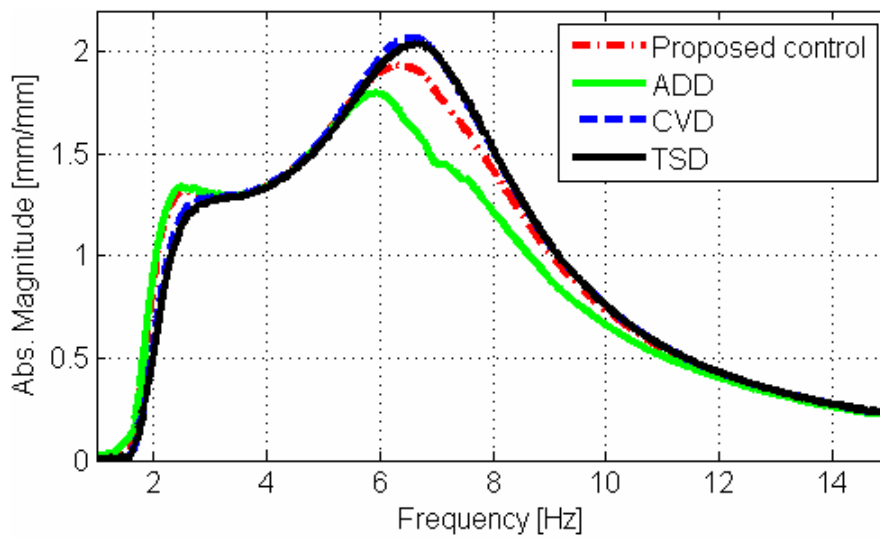


Fig. 147: Risposte in Frequenza del banco prova sospensioni (profilo stradale – elongazione del cilindro sospensione) – Confronto fra il controllo (adattativo) di inseguimento della caratteristica regressiva e le approssimazioni semi-attive del concetto Skyhook.

### 8.3 Considerazioni relative all'attività sperimentale

Le prove sperimentali hanno validato le performance della Macchina a Stati secondo i diversi modi operativi (levelling, lock,...). Le funzionalità integrative al controllo di damping operano in accordo con l'intero set di requisiti e specifiche di progetto. Rispetto alla soluzione attualmente impiegata, il controllo adattativo del damping con inseguimento della caratteristica regressiva di riferimento propone un discreto miglioramento della specifica di comfort, a fronte di un lieve aumento dell'elongazione del cilindro sospensione. Tuttavia il progetto proposto rende meno vincolante la specifica di elongazione per il controllo del damping. Infatti l'integrazione del controllo con funzionalità quali l'anti-impatto ed il controllo di beccheggio minimizzano lo spazio di lavoro delle sospensioni durante le manovre più critiche, che comportano cioè elevati trasferimenti di carico all'anteriore.

Il presente lavoro costituisce uno studio di fattibilità. Durante lo sviluppo del prototipo, vincoli di natura commerciale ed economica hanno indotto l'impiego di componentistica proporzionale disponibile sul mercato<sup>55</sup>, nell'attesa di un nuovi prototipi di valvole proporzionali<sup>56</sup> da parte del fornitore. Le valvole proporzionali presentano caratteristiche dinamiche e stazionarie non ottimali per l'applicazione oggetto di studio. Tale aspetto rappresenta il maggior limite prestazionale ai fini del controllo del damping. In primo luogo non permettono di coprire l'intero dominio di lavoro definito nello spazio  $(q, \Delta p)$ <sup>57</sup>. In particolare è necessario impiegare una valvola di dimensioni minori in posizione 3 di Fig. 57, tale da permette il controllo di portate limitate (minori di 20 l/min). Inoltre, secondo la specifica del costruttore, per un corretto funzionamento è necessario mantenere le valvole proporzionali in posizione verticale, affinché il poppet<sup>58</sup> non risenta della gravità e sia quindi bagnato da un meato di fluido avente spessore costante. Una tale configurazione di lavoro rende l'elemento mobile particolarmente sensibile alle vibrazioni (verticali) trasmesse dal profilo stradale, degradando il controllo in posizione del cassetto e quindi dell'area equivalente dell'orifizio. Tale condizione rende critico sia l'inseguimento della caratteristica regressiva di riferimento che il pilotaggio della valvola

---

<sup>55</sup> Le valvole impiegate sono utilizzate per le applicazioni commerciali per il lock della sospensione. Qualora attivate, sono pilotate con corrente costante allo scopo di introdurre più o meno damping nel sistema.

<sup>56</sup> Attualmente è in fase di sviluppo la nuova componentistica proporzionale per un secondo prototipo di sospensione idro-pneumatica controllata.

<sup>57</sup> (portata, differenziale di pressione).

<sup>58</sup> Cassetto o elemento mobile della valvola.

secondo le strategie semiattive. Al fornitore è stato quindi espressamente richiesto di far fronte a tale problematica durante lo sviluppo del nuovo prototipo di valvola, in particolare tramite l'impiego di materiali a bassa densità, tali da rendere l'elemento mobile meno sensibile agli ingressi verticali e/o alla gravità. Una tale scelta progettuale comporterebbe inoltre un consistente miglioramento delle caratteristiche dinamiche delle valvole, data la riduzione dell'inerzia dei componenti mobili.

I benefici della soluzione di inseguimento della caratteristica regressiva sono stati dimostrati in via sperimentale per frequenze maggiori di 3 Hz circa (Fig. 142 e Fig. 145). Tale limite è dovuto alla presenza di fenomeni di attrito, enfatizzati inoltre dalla mancanza dell'effetto di dither indotto dal motore del mezzo. Data la modesta banda passante, i componenti proporzionali impiegati risultano adatti per il controllo del damping per range frequenziali limitati, ovvero fino a 4 Hz. In tale intervallo gli attriti inibiscono l'effetto filtrante della sospensione, non permettendo quindi di validare in via sperimentale i benefici dovuti all'impiego di una caratteristica regressiva del damping. Infatti un damper regressivo comporta benefici in prossimità della risonanza della massa sospesa (body frequency), ovvero nell'intorno dei 2 Hz, come confermato dalle simulazioni al calcolatore di Fig. 53.

Nel presente lavoro le valvole proporzionali vengono pilotate in modo da riprodurre una caratteristica di damping di tipo regressivo. In altre parole il controllo esegue un inseguimento della caratteristica in funzione della velocità di scuotimento del cilindro. Tale caratteristica viene ulteriormente modulata a seconda delle condizioni di carico del mezzo, secondo uno schema adattativo. Le valvole impiegate, qualora pilotate con un valore costante di corrente presentano una caratteristica di damping (ovvero una caratteristica stazionaria) di tipo progressivo. Nel settore dei veicoli leggeri esistono valvole proporzionali per il controllo adattativo del damping aventi caratteristiche regressive, indicizzate secondo differenti valori della corrente di pilotaggio<sup>59</sup>. Quindi per ciascuna condizione di carico la caratteristica regressiva associata viene impostata mantenendo un valore costante della corrente di pilotaggio. Tale soluzione, oltre a semplificare lo schema di controllo, comporta una notevole riduzione delle sollecitazioni in corrente dei componenti proporzionali.

Vengono esposti alcuni possibili fattori secondari, che tuttavia possono influenzare le performance del sistema:

---

<sup>59</sup> La caratteristica regressiva è assicurata da una valvola limitatrice di pressione, detta di "blow-off".

- Caratteristiche dei sensori, errori di linearità, risoluzione ed errori di calibrazione degli stessi, con particolare riferimento alle approssimazioni introdotte dalla procedura di calibrazione automatica della sospensione. Abbinati al rumore elettromagnetico sovrapposto al segnale del sensore (dovuto alla modulazione PWM delle valvole), possono indurre errori di stima della velocità del cilindro e quindi delle portate impiegate per l'inseguimento della forza di damping.
- Approssimazioni introdotte nel modello di valvola proporzionale, con particolare riferimento alla descrizione della caratteristica stazionaria. È necessario valutare quanto tale caratteristica sia rappresentativa del comportamento reale della valvola al variare dei fattori ambientali (temperatura,..) e dei lotti di produzione, ovvero la variabilità dovuta alla produzione in serie. Nell'ipotesi di moto turbolento la caduta di pressione indotta è funzione della sola densità del fluido. Al contrario della viscosità del fluido, tale parametro risulta poco sensibile al fattore temperatura. Considerando il range di temperatura a cui può essere soggetto il fluido idraulico è lecito prevedere un errore tra differenziale di pressione pilotato e reale nell'ordine di qualche punto percentuale, quindi ingegneristicamente accettabile. Inoltre le valvole proporzionali agiscono idealmente come delle check-valve: in realtà comportano un certo effetto di laminazione anche in caso di flusso inverso. In ogni caso risulta trascurabile se confrontato alle cadute di pressione generate dal controllo in corrente dei componenti proporzionali.
- Il sistema idraulico provvede inoltre un effetto di damping intrinseco, dovuto a:
  - perdite di carico localizzate nei condotti del blocco idraulico (curve a gomito, brusche variazioni di sezione dei condotti,...);
  - perdite di carico dovute alla viscosità del fluido, l'entità delle stesse è fortemente sensibile alla temperatura del fluido stesso.



## CONCLUSIONI

Lo studio proposto consiste nello sviluppo di sistemi di sospensione e dei relativi algoritmi di controllo per mezzi pesanti. L'attività di progettazione segue l'approccio del Model Based Design. Viene dapprima analizzato lo stato dell'arte per sistemi di sospensione per mezzi pesanti. Vengono inoltre presentati diversi modelli di analisi per sospensioni, l'allestimento del sistema di testing e la successiva indagine sperimentale delle soluzioni commercialmente diffuse. Definiti i requisiti di progetto, la seconda parte dell'attività tratta lo sviluppo progettuale di una sospensione idro-pneumatica. Il progetto degli algoritmi di controllo impiega un modello multicorpo del mezzo, comprensivo della dinamica di beccheggio, dei trasferimenti di carico in manovre di frenata-accelerazione e delle non linearità del sistema. Il sistema idro-pneumatico della sospensione è descritto per mezzo di un modello termo-idraulico. Lo studio prosegue con l'indagine delle strategie di controllo del damping, opportunamente integrate con altre funzionalità di controllo, ovvero una strategia di levelling della sospensione, un algoritmo per il controllo della dinamica di beccheggio, un sistema di anti-impatto dell'attuatore idraulico ed uno schema adattativo in grado di preservare un rate di damping ottimale a fronte di consistenti variazioni delle condizioni operative. Il sistema di controllo è inoltre completato con procedure di calibrazione, per la taratura in linea dei set-point della sospensione oltre a schemi di bloccaggio (lock) della sospensione. Infine, secondo il processo di sviluppo industriale del prodotto, il controllo è tradotto in una Macchina a Stati Finiti, ovvero in forma utile per la successiva fase di generazione di codice per la centralina di controllo elettronico.

La parte finale della tesi presenta lo sviluppo di un prototipo di sospensione composto rispettivamente da unità idraulica ed elettronica di controllo. Il prototipo è testato attraverso attività sperimentale svolta a banco prova sospensioni servendosi di strumenti di prototipazione rapida del controllo per l'esecuzione di codice in tempo reale. In particolare viene testata la Macchina a Stati Finiti, la quale rispetta le specifiche di progetto per la totalità dei modi operativi. La soluzione proposta comporta inoltre benefici in termini di controllo del damping. Tuttavia il sistema presenta margini di miglioramento, in quanto vincoli di natura commerciale ed economica hanno indotto all'impiego di componentistica disponibile sul mercato. Il presente lavoro propone quindi indicazioni utili per lo sviluppo di un nuovo prototipo industriale. Con particolare riferimento alla componentistica proporzionale attualmente in fase di progettazione è necessario soddisfare le seguenti specifiche:

- Caratteristiche stazionarie tali da garantire l'impiego del damper nello spazio di lavoro richiesto.
- Caratteristiche stazionarie di tipo regressivo, in quanto adatte alla realizzazione di uno schema adattativo del damping in funzione delle condizioni di carico.
- Caratteristiche dinamiche paragonabili alle prestazioni offerte dai componenti impiegati in ambito automotive ( $\Delta t_{0-90} < 35$  ms), anche attraverso l'ottimizzazione dell'azionamento della valvola (solenoid) e la riduzione delle inerzie degli elementi mobili.
- Ridurre la sensibilità delle performance dei componenti proporzionali rispetto alle pressioni assolute di lavoro, attraverso un progetto oculato della geometria dell'elemento mobile (cassetto) e delle relative aree di influenza (ovvero le aree di spinta delle pressioni alle bocche di ingresso/uscita della valvola).

Risulta inoltre conveniente impiegare cilindri idraulici caratterizzati da un basso livello di attrito, ovvero dotati di appositi elementi di tenuta per applicazioni dinamiche. Per quanto riguarda l'architettura della sospensione, l'introduzione di geometrie a ruote indipendenti renderebbe possibile lo sviluppo di nuovi controlli, quali il controllo del rollio. In riferimento all'attuale configurazione è possibile provvedere ad una rivisitazione del progetto meccanico allo scopo di garantire una certa azione anti-dive, i cui effetti benefici sono stati dimostrati nel presente studio attraverso simulazioni al calcolatore. A livello di sistema veicolo è possibile introdurre un sistema di sospensione primario per l'assale posteriore. Una tale revisione comporterebbe sostanziali miglioramenti sia della specifica

di comfort che di manovrabilità, nonché delle performance del sistema di controllo del beccheggio, grazie al controllo combinato dei sistemi anteriore e posteriore.

Per quanto riguarda gli immediati sviluppi del lavoro presentato, in accordo con l'approccio del Model Based Design è in fase di preparazione il testing delle soluzioni idrauliche e di controllo tramite mezzo agricolo strumentato. Valutate le prestazioni dei prototipi industriali, i concetti qui presentati potrebbero quindi trovare applicazione per la produzione in serie di sistemi di sospensione per mezzi off-highway.



## BIBLIOGRAFIA

- [1] Ahmed O.B. and Goupillon J.F., (1997), *Predicting the ride vibration of an agricultural tractor*, Journal of Terramechanics, Vol. 34, No. 1, pp. 1-11.
- [2] Biral F., Grott M., Oboe R., Cis. A. and Vincenti E., (2009), *Semi-active suspension systems for heavy-duty vehicles: multibody model development, identification and control algorithm evaluation*, Proceedings of the International Mechanical Engineering Congress & Exposition – IMECE 2009, November 13-19, Lake Buena Vista - Florida (USA), edit by ASME.
- [3] Biral F., Grott M., Oboe R., Maffei C. and Vincenti E., (2008), *Modelling, Control and Design of heavy duty suspension systems*, Proceedings of the 10th International Workshop on Advanced Motion Control - AMC 2008, March 26-28, Trento Italy, edit by IEEE , 771-776.
- [4] Biral F., Grott M., Sorniotti A., Oboe R. and Vincenti E., (2009), *Vehicle Simulation for the Development of an Active Suspension System for an Agricultural Tractor*, Proceedings of the Commercial Vehicle Engineering Congress & Exhibition– COMVEC 2009, October 6-8, Rosemont, Illinois (USA), edit by SAE International.
- [5] Bonchis A., Ha Q.P., Corke P.I. and Rye D. C., (1999), *Model-Based Friction Compensation in Hydraulic Servo Systems*, Proceedings of the Australian Conference on Robotics and Automation – ACRA 1999, March 30 - April 1, Brisbane, Australia, pp. 184-189.
- [6] Bonchis A., Ha Q.P., Corke P.I. and Rye D. C., (1999), *Robust Position Tracking in Hydraulic Servo Systems with Asymmetric Cylinders using Sliding Mode Control*, Proceedings of the International Conference on Field and Service Robotics – FSR 1999, August, Pittsburgh (USA), pp. 316-321.
- [7] Campi M.C., Lecchini A. and Savaresi S.M., (2003), *An Application of Virtual Reference Feedback Tuning Method (VRFT) to a benchmark active suspension system*, European Journal of Control, Vol. 9, pp. 66-76.
- [8] Cole D. J., (2001), *Fundamental Issues in Suspension Design for Heavy Road Vehicles*, Vehicle System Dynamics, Vol. 35, Numbers 4-5, pp. 319-360.

- [9] Cebon D., (2000), *Handbook of Vehicle-Road Interaction*, Swets & Zeitlinger, Exton, Pa, (USA).
- [10] Rogala J. A., (2002), *Regenerative suspension for an off-road vehicle*, Husco International Inc. - EP 1 188 587 A3.
- [11] General Mechanical Engineering Standards Committee - British Standard, (1987), *BS6841: Guide to Measurement and evaluation of human exposure to whole-body mechanical vibration and repeated shock*, British Standard.
- [12] Genta G., (1997), *Motor Vehicle Dynamics: Modeling and Simulation*, World Scientific Publishing Co. Pte. Ltd., Toh Tuck Link, Singapore.
- [13] Goncalves F.D. and Ahmadian M., (2003), *A hybrid control policy for semi-active vehicle suspensions*, Shock and Vibration, Vol. 10, No. 1, pp 59-69.
- [14] Grott M., (2006), *Studio teorico e sperimentale di un banco prova per sospensioni*, Università degli Studi di Trento.
- [15] Guarnieri A. and Fabbri A., (2002), *Le ricerche sul comfort e sulla stabilità delle trattrici agricole*, Atti del Convegno Associazione Italiana di Ingegneria Agraria (AIIA) - La sicurezza delle macchine agricole e degli impianti agro-industriali, Settembre 11-15, Alghero, Italy.
- [16] Hayase T., Ishizawa K., Hayashi S. and Iimura I., (2002), *Hydraulic Servo System With Mechanically Adjustable Compliance*, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 124, No. 1, pp. 168-175.
- [17] Hong K.S., Sohn H.C. and Hedrick J.K., (2002), *Modified Skyhook Control of Semi-Active Suspensions: A New Model, Gain Scheduling, and Hardware-in-the-Loop Tuning*, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 124, No. 1, pp. 158-167.
- [18] International Organization for Standardization, (2005), *ISO 2631: Mechanical vibration and shock -- Evaluation of human exposure to whole-body vibration*, International standard.
- [19] Karnopp D., Crosby M. J. and Harwood R. A., (1974), *Vibration Control Using Semi-Active Force generators*, Journal of Engineering for Industry, Vol. 96, No. 2, pp. 619-626.
- [20] Kawabe T., Isobe O., Watanabe Y., Hanba S. and Miyasato Y., (1998), *New semi-active suspension controller design using quasi-linearization and frequency shaping*, Control Engineering Practice, Vol. 6, No. 10, pp. 1183-1191.

- [21] Koo J.-K., Ahmadian M., Setareh M. and Murray T., (2004), *In search of suitable control methods for semi active tuned vibration absorbers*, Journal of Vibration and Control, Vol. 10, No. 2, pp 163–174.
- [22] Morelli A., (1999), *Progetto dell'autoveicolo*, CELID, Torino, Italy.
- [23] Panizzi D., (2001), *Studio analitico e numerico mediante simulazione con Iti-Sim 3 di sospensioni idropneumatiche per trattrici agricole*, Università degli Studi di Modena e Reggio Emilia.
- [24] Pennestrì E., (2001), *Dinamica tecnica e computazionale vol. 1*, Casa Editrice Ambrosiana, Milano, Italy.
- [25] Pennestrì E., (2002), *Dinamica tecnica e computazionale vol. 2*, Casa Editrice Ambrosiana, Milano, Italy.
- [26] Previati G., Gobbi M., Mastinu G. and Ribaldone M., (2005), *Sviluppo di Trattori Innovativi*, Atti del convegno Associazione Italiana per l'Analisi delle Sollecitazioni – AIAS 2005, September 14-17, Milano, Italy.
- [27] Reimpell J., Stoll H. and Betzler J. W., (2001), *The Automotive Chassis: Engineering Principles*, Butterworth-Heinemann, Oxford, UK.
- [28] Opdenbosch P., (2003), *Digital Hydraulic Actuator Control Using an Electro-Hydraulic Poppet Valve (EHPV™)*, Georgia Institute of Technology.
- [29] Savaresi S.M., Silani E. and Bittanti S., (2003), *On Performance Evaluation Methods and Control Strategies for Semi-Active Suspension Systems*, Proceedings of the 42nd IEEE Conference on Decision and Control, December 2003, Maui, Hawaii (USA), edit by IEEE, pp 2264-2269.
- [30] Savaresi S.M., Silani E. and Bittanti S., (2005), *Acceleration-driven-damper (ADD): An Optimal Control Algorithm For Comfort-Oriented Semiactive Suspensions*, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 127, No. 2, pp. 218-229.
- [31] Schrottmaier J. and Nadlinger M., (2000), *Investigation and optimization of the vibration characteristics of tractors with front-axle suspension and cab suspension*, Contribution for the 58th VDI-MEG-Tagung Landtechnik, October 10-11, Münster Germany, available on <http://www.bl.t.bmlf.gv.at>.
- [32] Sirouspour M.R. and Salcudean S.E., (2000), *On the Nonlinear Control of Hydraulic Servo-systems*, Proceedings of the 2000 IEEE International Conference on Robotics and Automation – ICRA 2000, April 24-28, San Francisco, CA, USA., edit by IEEE, pp. 1276-1282.

- [33] Williams R.A., (1997), *Automotive active suspension Part 1: basic principles*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 211, No. 6, pp. 415-426.
- [34] Williams R.A., (1997), *Automotive active suspension Part 2: practical considerations*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 211, No. 6, pp. 427-444.



## APPENDICE A

### MODELLO IDRAULICO DELLA SOSPENSIONE

Il modello del sistema idraulico è definito in ambiente Matlab/Simulink per mezzo di una struttura modulare. In particolare, i differenti elementi costituenti il circuito idraulico sono descritti attraverso singoli moduli i quali, opportunamente interconnessi, costituiscono il modello del sistema idraulico di Fig. 57:

1. Secondo i parametri nominali di progetto<sup>60</sup> la dinamica idraulica può essere omessa, è stata inoltre dimostrata la scarsa influenza dei parametri idraulici in termini della dinamica meccanica. Le portate in gioco possono quindi essere definite a partire dalla velocità di elongazione del cilindro sospensione, trascurando la comprimibilità del fluido e l'elasticità delle tubazioni:

$$\begin{cases} q_{rod} = (A_p - A_{rod})(\dot{z}_{up} - \dot{z}_{us}) \\ q_p = -A_p(\dot{z}_{up} - \dot{z}_{us}) \\ q_{acc} = A_{rod}(\dot{z}_{us} - \dot{z}_{up}) + q_{LC} \\ q_V = q_{rod} + q_{LC} \end{cases} \quad (58)$$

---

<sup>60</sup> Ovvero lunghezza - sezione (inerzia del fluido), elasticità delle tubazioni e comprimibilità del fluido.

2. Modello termo-idraulico del sistema accumulatore ed unità idraulica: la dinamica del sistema è descritta attraverso il modello termo-idraulico di Par. 4.3.2.
3. Gruppo valvole di damping (componenti 7 e 8 di Fig. 57): ciascun gruppo di damping è descritto per mezzo della caratteristica sperimentale stazionaria del componente servendosi di un'apposita look-up table. Nel caso in esame tale componente non viene utilizzato, quindi la look-up table pone a zero la caduta di pressione associata.
4. Valvole proporzionali (componenti 3 e 4 di Fig. 57). In modo analogo ad una valvola di non ritorno tali componenti esercitano un effetto di laminazione unidirezionale, qualora siano soggette ad un flusso opposto la caduta di pressione è minima:

$$\begin{array}{ll}
 \text{if } q_{acc} < 0 & \text{if } q_v < 0 \\
 \quad p_z = p_p & \quad p_s = p_p \\
 \text{else} & \text{else} \\
 \quad p_p = p_z + (q_{acc}/c_{p,eq,4}(l))^2(\rho/2) & \quad p_s = p_p + (q_v/c_{p,eq,3}(l))^2(\rho/2) \\
 \text{end} & \text{end} \\
 W_{diss,4} = |(p_p - p_z) q_{acc}| & W_{d3} = |(p_s - p_p) q_v|
 \end{array}$$

5. Il modello dell'unità di leveling (componenti 1, 2, 6, 9 e 10 di Fig. 57) può essere descritto in funzione del comando di leveling e le condizioni di pressione:

– *Comando di leveling "DOWN"*

- Condizione di pressione:  $0 < (p_s - p_T) < 210$  bar.

$$\left\{ \begin{array}{l}
 q_{LC} = c_{DA} \sqrt{\frac{2 |p_s - p_T|}{\rho}} \text{sign}(p_T - p_s) \\
 c_{DA} = \sqrt{\left( \frac{1}{c_{1D}^2} + \frac{1}{c_{6D}^2} + \frac{1}{c_{2D}^2} \right)^{-1}} \\
 W_{DLC} = |q_{LC} (p_s - p_T)|
 \end{array} \right. \quad (59)$$

Dove  $c_{DA}$  è il coefficiente di efflusso equivalente, funzione del percorso del fluido verso il serbatoio (porta T, fase di scarico), dato quindi dalla serie delle valvole 1, 2 e 6. Tale coefficiente è calcolato a partire dalle curve sperimentali (valvole 1 e 2) e da dati geometrici (orifizio 6).

- Condizione di pressione  $(p_S - p_T) \leq 0$  bar: in tal caso il flusso è in direzione serbatoio - punto S ( $T \rightarrow S$ ).

$$\begin{cases} q_{LC} = c_{DB} \sqrt{\frac{2 |p_S - p_T|}{\rho}} \text{sign}(p_T - p_S) \\ c_{DB} = \sqrt{\left( \frac{1}{c_{1D}^2} + \frac{1}{c_{2D}^2} \right)^{-1}} \\ W_{DLC} = |q_{LC} (p_S - p_T)| \end{cases} \quad (60)$$

Dove  $c_{DB}$  è il coefficiente di efflusso equivalente, funzione del percorso del fluido dal serbatoio T verso il punto S, dato quindi dalla serie delle valvole 1 e 2. Tale coefficiente è calcolato a partire dalle curve sperimentali delle valvole 1 e 2.

- Condizione di pressione  $(p_S - p_T) \geq 210$  bar: in tal caso la valvola limitatrice di pressione (componente 9 di Fig. 57), scarica il fluido idraulico a serbatoio al fine di preservare l'integrità dei componenti del sistema. Quando la pressione dell'impianto scende al di sotto del valore di taratura la valvola assume la posizione di riposo normalmente chiusa. In tale condizione il circuito di levelling può essere rappresentato come in Fig. 148.

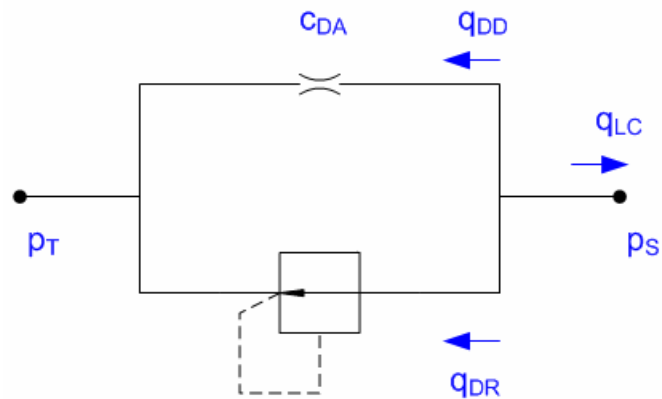


Fig. 148: Schema equivalente del circuito nella condizione  $(p_s - p_T) \geq 210 \text{ bar}$  – comando di leveling “DOWN”.

La valvola di laminazione rappresenta la serie delle valvole 1, 2 e 6. Ad essa è associato il coefficiente di efflusso  $c_{DA}$ .

La curva di intervento della valvola limitatrice può essere descritta secondo una relazione lineare (Fig. 149).

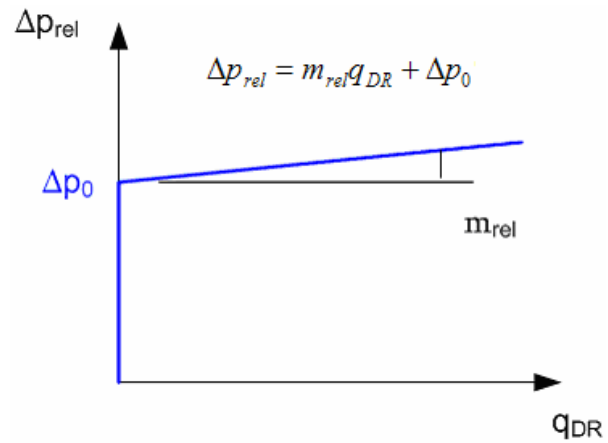


Fig. 149: Curva di intervento della valvola limitatrice di pressione.

Le portate attraverso i due rami sono definite dalle seguenti equazioni:

$$\begin{cases} q_{DD} = c_{DA} \sqrt{\frac{2 |p_S - p_T|}{\rho}} \text{sign}(p_S - p_T) \\ q_{DR} = \frac{1}{m_{rel}} (p_S - p_T - \Delta p_0) \end{cases} \quad (61)$$

La portata di levelling è quindi così definita:

$$\begin{cases} q_{LC} = -q_{DD} - q_{DR} \\ W_{DLC} = |q_{LC} (p_S - p_T)| \end{cases} \quad (62)$$

– *Comando di leveling "UP"*

- Condizione di pressione:  $(p_S - p_T) < 210$  bar.

La portata del sistema di levelling è costante, grazie all'azione del sistema Load Sensing. È possibile calcolare la pressione all'interfaccia con la pompa ( $p_{pump}$ ) servendosi del coefficiente di efflusso equivalente dato dalla serie delle valvole 1, 2 e 5. Tale coefficiente è calcolato a partire dalle curve sperimentali (valvole 1 e 2) e da dati geometrici (orifizio 5).

$$\begin{cases} q_{LC} = q_{pump} = const \\ c_{UA} = \sqrt{\left( \frac{1}{c_{1U}^2} + \frac{1}{c_{5U}^2} + \frac{1}{c_{2U}^2} \right)^{-1}} \\ p_{pump} = \frac{q_{pump}^2}{c_{UA}^2} \frac{\rho}{2} + p_S \\ W_{ULC} = |q_{LC} (p_S - p_{pump})| \end{cases} \quad (63)$$

- Condizione di pressione  $(p_S - p_T) \geq 210$  bar

In tal caso la valvola limitatrice di scarica il fluido idraulico al serbatoio al fine di preservare l'integrità dei componenti del sistema idraulico. Quando la pressione dell'impianto scende al di sotto del valore di

taratura la valvola assume la posizione di riposo normalmente chiusa. In tale condizione il circuito di levelling può essere così rappresentato:

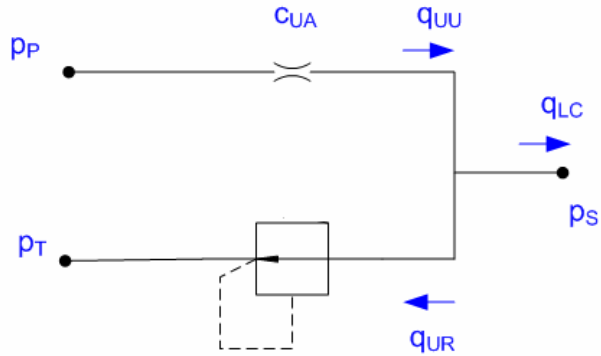


Fig. 150: Schema equivalente del circuito nella condizione  $(p_S - p_T) \geq 210 \text{ bar}$  – comando di leveling “UP”.

La valvola di laminazione rappresenta la serie delle valvole 1, 2 e 5. Ad essa è associato il coefficiente di efflusso  $c_{UA}$ . La curva di intervento della valvola limitatrice può essere descritta secondo una relazione lineare (Fig. 149).

Le portate attraverso i due rami sono definite dalle seguenti equazioni:

$$\begin{cases} q_{UU} = q_{pump} = const \\ q_{UR} = \frac{1}{m_{rel}} (p_S - p_T - \Delta p_0) \end{cases} \quad (64)$$

La portata di levelling è quindi così definita:

$$\begin{cases} q_{LC} = q_{UU} - q_{UR} \\ p_{pump} = \frac{q_{pump}^2}{c_{UA}^2} \frac{\rho}{2} + p_S \\ W_{ULC} = |q_{pump} (p_S - p_{pump})| + |q_{UR} (p_S - p_T)| \end{cases} \quad (65)$$

La pressione all'interfaccia con la pompa ( $p_{pump}$ ) è calcolata servendosi del coefficiente di efflusso equivalente  $c_{UA}$ .

– Comando di leveling “OFF”

- Condizione di pressione:  $(p_S - p_T) < 210$  bar

La portata del sistema di levelling è nulla. La pressione all’interfaccia con la pompa ( $p_{pump}$ ) dipende dal particolare sistema Load Sensing.

$$\begin{cases} q_{LC} = 0 \\ p_{pump} = const \\ W_{LC} = 0 \end{cases} \quad (66)$$

- Condizione di pressione:  $(p_S - p_T) \geq 210$  bar

In tal caso la valvola limitatrice scarica il fluido idraulico a serbatoio al fine di preservare l’integrità dei componenti del sistema. Quando la pressione dell’impianto scende al di sotto del valore di taratura la valvola assume la posizione di riposo normalmente chiusa.

La portata di levelling è quindi definita dall’azione della relief valve:

$$\begin{cases} q_{LC} = -\frac{1}{m_{rel}}(p_S - p_T - \Delta p_0) \\ W_{LC} = |q_{LC}(p_S - p_T)| \end{cases} \quad (67)$$