

# POLITECNICO DI MILANO

Facoltà di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea Specialistica in  
Ingegneria Meccanica



ANALISI ACCELEROMETRICHE SU MOTOCICLO CON SOSPENSIONI SEMI-  
ATTIVE, RIVOLTE ALL'OGGETTIVAZIONE E AL MIGLIORAMENTO DELLE  
SENSAZIONI DI GUIDA.

Relatore: Prof. Federico CHELI

Co-relatore: Prof. Antonio PIETROSANTO

Tesi di Laurea di:

Valerio VITIELLO Matr. 755533

Anno Accademico 2011 - 2012

*A CLAUDIO.*

## **Ringraziamenti**

Desidero ringraziare il Prof. Cheli ed il Prof. Pietrosanto per la loro immensa disponibilità e per la dedizione con cui hanno accompagnato lo svolgimento di questo lavoro.

Ringrazio l'Ing. Paciello, l'Ing. Attianese e la Prof.ssa Liguori per aver messo a mia disposizione la loro esperienza e competenza tecnica.

Ringrazio Dino per aver creduto in me, offrendomi un'importante opportunità di carriera.

Ringrazio i miei genitori e le mie splendide sorelle per aver supportato con grande affetto i miei anni di studio.

Ringrazio di cuore Stefania che, con immenso amore e con grande intelligenza, ha saputo sopportare la nostra distanza, credendo in me e nel nostro futuro insieme.

Ringrazio tutti gli amici che hanno alleviato il peso dello studio e tutti quelli che, invece, con me l'hanno condiviso. In particolare Francesco e Luca, senza i quali l'esperienza milanese sarebbe stata di certo più difficile.

# Indice

1. Sospensioni elettroniche: introduzione e stato dell'arte .....	15
1.1 Introduzione sui sistemi di sospensione per moto.....	15
1.2 Indici di prestazione di una sospensione passiva: Comfort e RH .....	17
1.3 Le sospensioni attive e semi-attive .....	25
1.4 Cosa c'è oggi sulle moto .....	29
1.5 Stato dell'arte sull'analisi del comfort di un motoveicolo .....	33
1.6 Stato dell'arte sulla stima del movimento di una sospensione.....	36
2. Prove sperimentali .....	44
2.1 Motoveicolo analizzato .....	44
2.2 Strumenti di acquisizione dei dati .....	45
2.3 Disposizione degli strumenti di misura.....	49
2.4 Prove su strada .....	52
3. Oggettivazione delle percezioni soggettive di guida .....	58
3.1 Sincronizzazione dati .....	58
3.2 Analisi in frequenze: autospettri medi combinati .....	61
3.2.1 Calcolo dell'autospettro .....	61
3.3 Indici di comfort: r.m.s. ponderati ISO su manubrio e sella.....	74
3.4 Analisi ostacoli concentrati: <i>VDV</i> e <i>PRD</i> .....	80
3.5 Indice soggettivo ed analisi globale .....	86
4. Ricostruzione delle velocità di escursione.....	90
4.1 Rete neurale integrativa.....	90
4.2 Metodo Filter based.....	98
Conclusioni e possibili sviluppi futuri .....	108
Allegato 1: Schede di valutazione prove.....	111



## **Elenco delle Figure**

Figura 1 Schema di lavoro .....	XII
Figura 1.1 Schemi classici di forcella telescopica. (tratto da [1]).....	16
Figura 1.2 Schemi di sospensioni posteriori con braccio oscillante e leveraggio a quadrilatero. (tratto da [1]).....	17
Figura 1.3 Modello 1/4 di veicolo.....	18
Figura 1.4 Classificazione profili stradali secondo la norma ISO8608. ....	19
Figura 1.5 deviazione std adimensionale delle accelerazioni verticali di cassa in funzione dei parametri di progetto della sospensione (tratto da [4]). ....	22
Figura 1.6 deviazione std adimensionale della forza verticale di contatto in funzione dei parametri di progetto della sospensione (tratto da [4]). ....	23
Figura 1.7 Set Pareto-ottimale nello spazio degli obiettivi: Road Holding vs. Discomfort. Grafico adimensionale (tratto da [4]).....	24
Figura 1.8 Set Pareto-ottimale nello spazio delle variabili di progetto della sospensione. Grafico adimensionale (tratto da [4]).....	25
Figura 1.9 Modello 1/4 di veicolo con sospensione attiva.....	26
Figura 1.10 Modello 1/4 di veicolo con sospensione semi-attiva .....	27
Figura 1.11 Smorzatori idraulici semi-attivi ad orifizio regolabile (serie “CDC” Continuously Damping Control della casa tedesca ZF Sachs) .....	29
Figura 1.12 BMW ESA, Electroni Suspension Adjustment. Comandi al manubrio e visualizzazione su cruscotto.....	30
Figura 1.13 Unità Shock Adaptive con controllo del precarico della Marzocchi...	30
Figura 1.14 Schema rappresentativo del sistema BMW Motorrad Dynamic Damping Control (tratto da [6]). ....	31

Figura 1.15 Ammortizzatori a fluido magneto-reologico e centralina di controllo SPIDER sviluppati da SpringOff s.r.l. ....	32
Figura 1.16 Modello multi-body usato per simulare il comportamento del motoveicolo [10] .....	34
Figura 1.17 Schema logico delle metodologie applicate in [12].....	35
Figura 1.18. Vista laterale di un potenziometro resistivo lineare AIM <sup>®</sup> per sospensioni. ....	37
Figura 1.19. Confronto tra un segnale misurato da un potenziometro lineare regolarmente funzionante (a) ed uno in fase di incipiente danneggiamento (b). ....	38
Figura 1.20 Layout osservatore di stato del lavoro [13]. ....	40
Figura 1.21 Risultati sperimentali lavoro [13]. Confronti tra le velocità di escursione misurate e stimate attraverso filtro di Kalman: (a) 2 sensori, (b) 1 sensore.....	41
Figura 1.22 Modello e banco prova utilizzati nel lavoro [15].....	42
Figura 1.23 Risultati della comparativa eseguita nello studio [15] tra i metodi di stima 3KF, EKF e FB.....	43
Figura 2.1 Suzuki GSX-R 1000 K5. ....	44
Figura 2.2 Accelerometro piezoelettrico triassiale disassemblato. ....	46
Figura 2.3 SpringOff MDLog (Motorbike Data Logger).....	47
Figura 2.4 Cavo adattatore " <i>self-made</i> " per l'alimentazione simultanea dei dispositivi di acquisizione.....	47
Figura 2.5 Layout di lettura delle accelerazioni misurate. ....	49
Figura 2.6 Schema di collegamento degli accelerometri triassiali.....	50
Figura 2.7 Disposizione strumenti di acquisizione dati. ....	51
Figura 2.8 Tracciato GPS del percorso di prova suddiviso in sezioni con diverso profilo stradale. ....	53

Figura 2.9 Tarature F-v sospensione anteriore. Morbida (blu). Media (verde). Dura (rossa). Semi-attiva (celeste).....	54
Figura 2.10 Tarature F-v della sospensione posteriore. Morbida (blu). Media (verde). Dura (rossa). Semi-attiva (celeste). .....	54
Figura 2.11 Storia temporale acquisita durante un test: a) accelerazione verticale A1 su tappo forcella; b) profilo di velocità del motociclo. Riquadro arancione: Pavè (ingrandimento in Figura 2.13). Riquadro rosso: Dissuasori (ingrandimento in Figura 2.12). Riquadro azzurro: Strada extra-urbana. Riquadro verde: Strada urbana.....	55
Figura 2.12 Dettaglio dell'impatto con due distrattori alla velocità costante di 50 km/h.....	56
Figura 2.13 Dettaglio dell'attraversamento della zona di strada pavimentata (Pavè). .....	56
Figura 3.1 Sfasamento temporale tra i diversi dispositivi di acquisizione dati.....	59
Figura 3.2 Schema a blocchi sintetico della routine di sincronizzazione dati. In rosso si evidenziano i segnali <i>Time System</i> , utilizzati per il calcolo degli sfasamenti temporali. In verde si evidenziano tutti gli altri segnali registrati su ciascun dispositivo di acquisizione dati. ....	60
Figura 3.3 Risultato della procedura di sincronizzazione sui segnali <i>Time System</i> . .....	61
Figura 3.4 Effetto della lunghezza della finestra di osservazione sull'Autospettro dell'accelerazione verticale Manubrio. In blu $t=5s$ . In rosso $t=10s$ . In verde $t=15 s$ . .....	63
Figura 3.5 Andamento nel tempo delle funzioni finestra impiegate.....	64
Figura 3.6 Caratteristiche della finestra nel dominio delle frequenze (tratto da [19]).....	64
Figura 3.7 Effetto del tipo di finestra sull'Autospettro dell'accelerazione verticale Manubrio. In blu Rettangolare. In rosso Hanning. In verde Flat Top. Ingrandimento intorno ai 50 Hz.....	66

Figura 3.8 Effetto della percentuale di overlap sull'Autospettro dell'accelerazione verticale Manubrio. In blu overlap al 20%. In rosso overlap al 50%. In verde overlap al 75%.....	67
Figura 3.9 Autospettri medi combinati Manubrio nelle quattro configurazioni delle sospensioni. In blu MORBIDA. In verde MEDIA. In rosso DURA. In azzurro SEMI-ATTIVA.....	68
Figura 3.10 Autospettri medi combinati Sella nelle quattro configurazioni delle sospensioni. ....	69
Figura 3.11 Dettaglio degli autospettri medi combinati Manubrio tra 0 e 30 Hz. In blu: moti di cassa. In rosso: moti masse non-sospese. In verde: moti deformabili telaio.....	70
Figura 3.12 Dettaglio degli autospettri medi combinati Sella tra 0 e 30 Hz. In blu: moti di cassa. In rosso: moti masse non-sospese. ....	71
Figura 3.13 Autospettri medi combinati Manubrio in [dB]. ....	72
Figura 3.14 Integrale dell'autospettro medio combinato delle accelerazioni sul Manubrio.....	73
Figura 3.15 Integrale dell'autospettro medio combinato delle accelerazioni sulla Sella.....	73
Figura 3.16 Indice oggettivo degli autospettri Globale.....	74
Figura 3.17 Direzioni di misura normative ISO. a) ISO5349; b) ISO2631-1.....	75
Figura 3.18 Curve di ponderazione secondo normative ISO. ....	76
Figura 3.19 Autospettro combinato Sella. Effetto delle curve di ponderazione. ....	77
Figura 3.20 RMS ponderato ISO2631 Sella. ....	78
Figura 3.21 Figura 3.20 RMS ponderato ISO5349 Manubrio. ....	79
Figura 3.22 RMS ponderato Globale. ....	79
Figura 3.23 Accelerazioni verticali Manubrio nel superamento di un ostacolo concentrato. ....	81

Figura 3.24 Vibration Dose Value - Manubrio. ....	82
Figura 3.25 Vibration Dose Value - Sella. ....	82
Figura 3.26 Vibration Dose Value - Globale. ....	83
Figura 3.27 Pitch rate misurato nel passaggio su ostacolo concentrato. ....	84
Figura 3.28 Pitch Rate Deviation. ....	85
Figura 3.29 Pitch Rate Deviation normalizzato. ....	85
Figura 3.30 Indice soggettivo globale proveniente dalle schede di valutazione. ....	87
Figura 3.31 Indice soggettivo complementare normalizzato. ....	88
Figura 3.32 Grafico radar per il confronto degli indici di valutazione. ....	89
Figura 4.1 Modello di un neurone (tratto da [21]). ....	91
Figura 4.2 Schema di una rete completamente interconnessa. ....	92
Figura 4.3 Schema di una rete feed forward. ....	93
Figura 4.4 Schema logico dell'addestramento in Matlab <sup>®</sup> della rete neurale integrativa. ....	95
Figura 4.5 Simulazione della Rete 7-5-3 nella prova di scuotimento da fermo. In rosso: velocità misurata. In verde: velocità stimata. ....	97
Figura 4.6 Simulazione della rete nella prova su percorso random. ....	97
Figura 4.7 Autospettro dell'accelerazione verticale Manubrio. ....	98
Figura 4.8 Effetto della componente continua sull'integrale delle accelerazioni. ....	99
Figura 4.9 Risposta in frequenza dei filtri di Butterworth. ....	102
Figura 4.10 Schema riassuntivo della Soluzione di filtraggio 1. ....	103

Figura 4.11 Velocità di escursione stimate con due diversi layout di filtraggio ed integrazione. In blu: velocità di riferimento. In rosso: soluzione 1. In verde: soluzione 2. ....	104
Figura 4.12 Velocità stimate nel passaggio su dossi. (Ingrandimento di figura 4.11). ....	105
Figura 4.13 Velocità stimate nel passaggio su Pavè. (Ingrandimento di figura 4.11). ....	106
Figura 4.14 Confronto tra implementazione diretta e bi-direzionale del filtro. ....	106
Figura 4.15 Metodo di integrazione ibrida.....	107

## **Elenco delle Tabelle**

Tabella 1.1 Dati del veicolo di riferimento (tratto da [4]).....	21
Tabella 2.1 Caratteristiche tecniche Suzuki GSX-R 1000 K5. ....	45
Tabella 3.1 Confronto parametri caratteristici delle finestre (tratto da [19]). ....	65
Tabella 3.2 Fattori di normalizzazione delle finestre (tratto da [20]). ....	66
Tabella 3.3 Range di frequenze misurati su accelerometri Manubrio e Sella.....	69
Tabella 3.4 Scheda di valutazione Collaudatore A - Configurazione SEMI-ATTIVA.....	86
Tabella 4.1 Caratteristiche della migliore rete neurale addestrata. ....	96
Tabella 4.2 Primo otto polinomi di Butterworth fattorizzati.....	101

## Premessa

Il presente lavoro di Tesi è stato sviluppato nel periodo Settembre 2011-Settembre 2012 presso l'azienda *SpringOff* s.r.l., sotto la guida del Professore Antonio Pietrosanto del Dipartimento di Ingegneria elettrica e dell'informazione dell'Università degli studi di Salerno.

Hanno inoltre collaborato l'Ing. Vincenzo Paciello, Responsabile Ricerca e Sviluppo presso *SpringOff*, l'Ing. Alfonso Attianese e la Prof.ssa Liguori.

*SpringOff* è uno spin-off accademico dell'Università degli Studi di Salerno che progetta e realizza dispositivi elettronici per la misura e il controllo di sistemi e processi in diversi campi: dal settore motociclistico alle applicazioni di reti di sensori wireless, dal *biosensing* all'automazione industriale.

SPIDER<sup>®</sup> (*SPring-off Intelligent DampER*) è un sistema di sospensioni per moto a controllo elettronico prodotto da *SpringOff*, testato nel corso del lavoro di Tesi.



## Sommario

Il presente lavoro di Tesi si svolge nell'ambito del progetto SPIDER<sup>®</sup> (*SPringOff Intelligent DampER*), un sistema di sospensioni semi-attive a fluido magneto-reologico dedicato al settore motociclistico. Il sistema è stato testato e valutato positivamente da diversi collaudatori e testate giornalistiche del settore; tuttavia non è stato presentato alcun indice oggettivo che ne rispecchi la bontà percepita. Inoltre, il costo e l'affidabilità del sistema sono negativamente influenzati dall'uso di sensori a contatto strisciante, per la misura del movimento delle sospensioni. Il lavoro è stato quindi incentrato sull'oggettivazione dei vantaggi ottenuti in termini di percezioni di guida e sul miglioramento della sensoristica a basso costo. Entrambi gli obiettivi sono stati conseguiti attraverso l'esecuzione di prove sperimentali su strada, con un motoveicolo laboratorio, corredato di sensori di accelerazione. Per quanto riguarda l'oggettivazione delle percezioni di guida, una serie di indici numerici sono stati ricavati dalle misure, in modo da eseguire un confronto oggettivo tra diverse configurazioni delle sospensioni. In merito al miglioramento della sensoristica, due differenti approcci sono stati simulati in ambiente Matlab<sup>®</sup>, per la ricostruzione dei segnali di velocità delle sospensioni, dalle misure di accelerazione provenienti da sensori a non-contatto.

**Parole chiave:** sospensioni semi-attive, comfort di marcia, ISO2631, reti neurali, filtri digitali.

## Abstract

This Thesis work was developed within a project called SPIDER<sup>®</sup> (*SPringOff Intelligent DampER*), a semi-active magneto-rheological suspension system for motorbikes. This system was tested and positively evaluated by different tester and motorbike's magazines; however any objective index wasn't found to represent the goodness of the suspension. Moreover the costs and reliability are negatively conditioned by the presence of creeping contact sensor used to measure the movement of the suspension. Therefore the work was focused on the objective evaluation of the improvements carried out by the system and the reduction of the cost of sensors. Both the goals was achieved by road experimental tests, on a test motorbike equipped with acceleration sensors. Regarding the first goal, several indexes was extracted by the measures, in way to match different suspension's setups. In the matter of sensor improving, two different methods to estimate the suspension speed signals, by the acceleration measures, was simulated in Matlab<sup>®</sup>.

**Keywords:** semi-active suspension, ride comfort, ISO2631, neural networks, digital filters.

## Introduzione

L'elettronica è diventata uno dei principali criteri di differenziazione nel mercato *automotive*, che sta vedendo i profitti contrarsi, le vendite e la produzione diminuire e la competizione farsi più aspra soprattutto nei Paesi Occidentali. Un fattore di traino importante per il segmento dell'elettronica *automotive* è anche dato dalle normative che mirano ad aumentare il grado di sicurezza.

In tale contesto le sospensioni “semi-attive” hanno avuto, nell’ultimo decennio, un forte sviluppo nel settore dei veicoli a quattro ruote, equipaggiando diversi prodotti di serie. In campo motociclistico, viste le maggiori difficoltà di modellazione dei veicoli, la ricerca è, invece, in rapida evoluzione e coinvolge tutti gli attori del mercato di moto e scooter, dalle case costruttrici ai fornitori di sistemi applicativi.

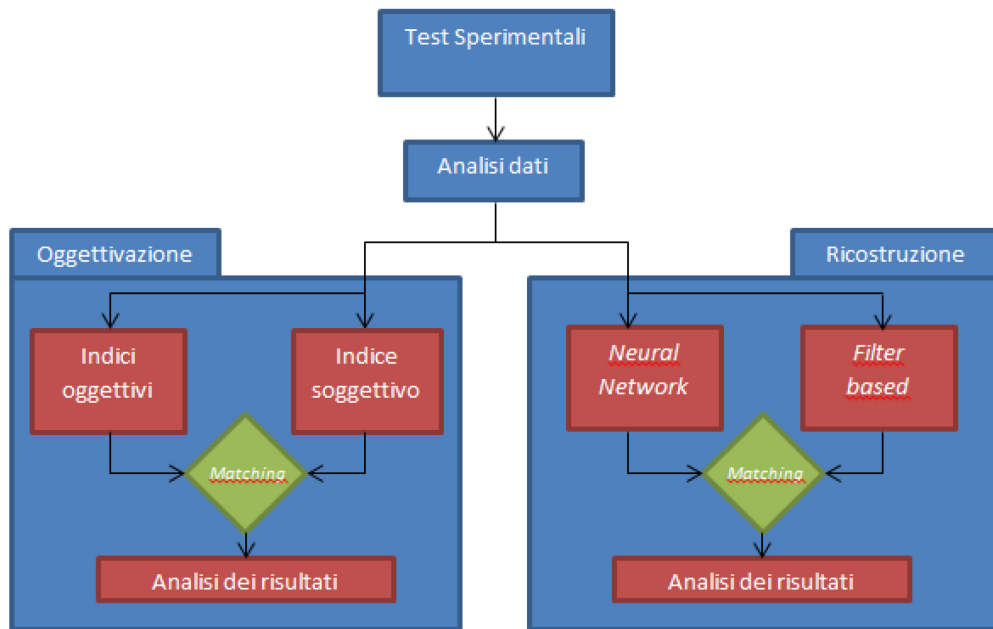
L’obiettivo è presentare ai propri clienti, in un mercato altamente concorrenziale, un’offerta sempre più ampia di sistemi prestanti e automatizzati, volti ad aumentare la sicurezza del veicolo e il *comfort* di guida. Le sospensioni elettroniche già in commercio su moto di serie si limitano a fornire una scelta tra diverse configurazioni, sostituendo l’intervento manuale sui registri idraulici con una semplice azione su un pulsante. Si tratta quindi di sistemi “passivi” assistiti elettronicamente. Questi dispositivi per ora non possono modificare la risposta della sospensione in tempo reale, perché rispondono più lentamente del fenomeno che devono controllare. Soltanto negli ultimissimi mesi case costruttrici come BMW ed Aprilia stanno tentando di superare questo limite.

Le sospensioni SPIDER<sup>®</sup> (*Spring off Intelligent DampER*) si propongono come kit *plug & play*, direttamente in grado di fornire una risposta in tempo reale, grazie alla tecnologia magneto-reologica. Il sistema si compone di un kit di cartucce idrauliche che sostituiscono quelle originali, lasciando invariata la struttura esterna delle sospensioni, e di una centralina di controllo in grado di adattare le caratteristiche degli ammortizzatori in funzione delle condizioni di marcia del veicolo, rilevate da alcuni sensori installati a bordo. Questi ultimi rappresentano una componente critica del sistema in termini di affidabilità e di costo di installazione. Il sistema, è stato inoltre testato e valutato positivamente dai collaudatori di diverse case costruttrici e testate giornalistiche del settore; tuttavia non è stato presentato alcun indice oggettivo che rispecchi i vantaggi offerti dalla strategia di controllo implementata.

Il presente lavoro s’inserisce in quest’ambito ed ha come principali obiettivi:

- la valutazione oggettiva delle percezioni di guida offerte dalle sospensioni SPIDER;
- il miglioramento della sensoristica a basso costo installata a bordo veicolo.

In Figura 1 si riporta uno schema esemplificativo del lavoro svolto.



**Figura 1: Schema di lavoro.**

La prima fase di *Test Sperimentali* riguarda l’acquisizione dei dati di accelerazione in quattro punti di misura sul “motoveicolo laboratorio”, attraverso prove sperimentali su strada.

La fase di *Analisi Dati* prevede l’impostazione dei parametri necessari all’elaborazione dei dati necessaria per le successive fasi di analisi.

*Oggettivazione* è la sezione che comprende la fase di elaborazione dei dati per ottenere gli indici di comfort oggettivi e confrontarli con le percezioni soggettive dei collaudatori. La fase di *Matching* è in questo caso rivolta al confronto tra quattro diverse configurazioni delle sospensioni SPIDER, in modo da evidenziare, nella fase di *Analisi dei risultati*, i vantaggi offerti dalla strategia di controllo semi-attiva.

*Ricostruzione* è, invece, la sezione dedicata alle elaborazioni eseguite sui segnali di accelerazione, rivolte appunto alla ricostruzione dei segnali di velocità di escursione delle sospensioni. L’obiettivo è la sostituzione dei sensori a contatto strisciante, attualmente in uso, con sensori a non contatto di tipo MEMS, a vantaggio del costo e dell’affidabilità. In tale sezione si sono confrontati i risultati ottenuti, in termini di errore di stima rispetto ad un segnale di riferimento, con due diversi metodi: *Neural Nertwork* e *Filter based*. In questo caso la fase di *Matching*

è rivolta al confronto tra i due metodi, nella ricerca del miglior compromesso tra precisione e costo computazionale.

La Tesi è così strutturata:

Nel Capitolo 1 saranno introdotti i concetti fondamentali relativi al funzionamento di una sospensione elettronica per motocicli. Saranno, in particolare, definiti i concetti di comfort e road holding, intesi come indici generali di prestazione di un sistema di sospensione passivo. Sarà inoltre presentato lo stato dell'arte in due parti: la prima parte raggruppa i lavori scientifici più recenti relativi alle analisi di *comfort*, specifiche per motoveicoli; la seconda parte si riferisce a studi effettuati sulle problematiche di misura relative al funzionamento di sospensioni semi-attive, come quelle utilizzate nel corso del presente lavoro.

Nel Capitolo 2 sarà presentato il veicolo di prova e le sue caratteristiche tecniche. Saranno inoltre presentati gli strumenti utilizzati per l'acquisizione, la disposizione dei sensori e la scelta di un sistema di riferimento comune a tutti gli strumenti. Saranno presentate le quattro differenti tarature utilizzate nel corso delle prove. Infine saranno descritte le diverse tipologie di prove effettuate per ottenere la risposta del motoveicolo in diverse condizioni di marcia.

Nel Capitolo 3 verranno presentate le procedure di elaborazione dei dati acquisiti per l'ottenimento di indici oggettivi globali, rivolti al confronto delle diverse tarature delle sospensioni SPIDER®. Un'analisi quantitativa nel dominio delle frequenze è stata effettuata ricavando dagli spettri l'integrale definito su un intervallo di frequenze di riferimento. Un'analisi quantitativa nel dominio del tempo è stata condotta applicando le normative ISO per la valutazione degli indici di *comfort*. I dati acquisiti sono stati poi osservati durante l'attraversamento di un ostacolo concentrato (dosso), ricavando l'indice sintetico del comfort *VDV* e della stabilità *PRD*. In conclusione del Capitolo si presenterà la procedura di calcolo di un indice soggettivo, legato alle sensazioni di guida dei collaudatori, e si proporrà un confronto globale tra i risultati di tutti gli strumenti di analisi adottati.

Nel Capitolo 4 saranno descritti i metodi di ricostruzione delle velocità di escursione delle sospensioni semi-attive SPIDER®, a partire dalle misure di accelerazione eseguite a bordo del motociclo. In primo luogo verrà presentato un metodo basato su una rete neurale *feed-forward* addestrata su un set di dati proveniente da una delle prove descritte al Cap.2. In secondo luogo si presenterà un metodo basato sul filtraggio e l'integrazione dei segnali di accelerazione. I risultati dei due metodi saranno valutati in termini di errore rispetto ad un segnale di riferimento.

# 1. Sospensioni elettroniche: introduzione e stato dell'arte

*In questo capitolo saranno introdotti i concetti fondamentali relativi al funzionamento di una sospensione elettronica per motocicli.*

*Si partirà da un'introduzione ai sistemi tradizionali di sospensioni motociclistiche. Saranno poi definiti i concetti di comfort e road holding, intesi come indici generali di prestazione di un sistema di sospensione passivo. Si potranno così meglio comprendere i vantaggi offerti dai sistemi elettronici attivi e semi-attivi, presentati nel presente Capitolo.*

*Dopo un breve inquadramento sulle sospensioni elettroniche che il mercato delle due ruote offre attualmente, lo stato dell'arte verrà suddiviso in due parti.*

*La prima parte raggruppa i lavori scientifici più recenti relativi alle analisi di comfort, specifiche per motoveicoli.*

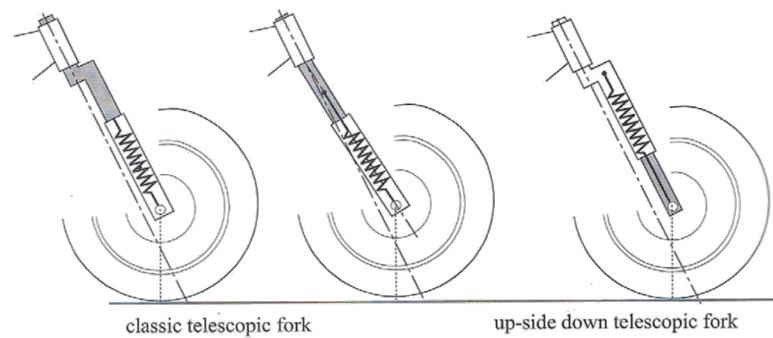
*La seconda parte si riferisce a studi effettuati sulle problematiche di misura che necessariamente nascono per il funzionamento di sospensioni semi-attive, come quelle utilizzate nel corso del presente lavoro.*

## 1.1 Introduzione sui sistemi di sospensione per moto

La sospensione di un veicolo è l'insieme delle parti che collegano le ruote e quanto ad esse connesso, dette *masse non sospese*, al telaio, motore e carrozzeria, dette *masse sospese*. La sospensione è fondamentalmente composta di un elemento elastico ed uno viscoso, in grado di reagire con una forza proporzionale, rispettivamente, allo spostamento e alla velocità di escursione. Questi componenti controllano i movimenti del telaio rispetto alle ruote, consentendo la compressione o l'estensione al variare delle forze in gioco.

L'obiettivo principale dell'impiego delle sospensioni è comunque quello di ottenere, nel complesso e durante i vari percorsi, un'ottimale stabilità del veicolo ed un elevato comfort per i suoi occupanti.

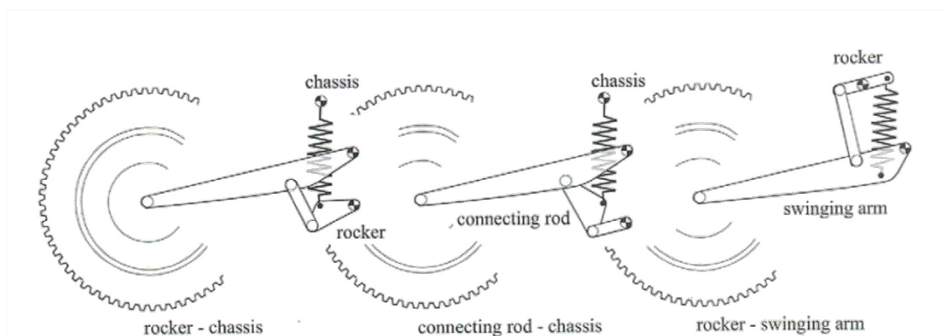
I primi sistemi di sospensione per motocicli furono introdotti negli anni '30 e '40 con numerose soluzioni costruttive e cinematiche. Nel seguito analizzeremo in breve gli schemi di sospensioni anteriori e posteriori in uso sul motociclo utilizzato come laboratorio nel presente lavoro. Per brevità di trattazione si ometteranno gli altri schemi classici, per i quali si rimanda il lettore al testo [1].



**Figura 1.1** Schemi classici di forcella telescopica. (tratto da [1])

La sospensione anteriore più diffusa è senza dubbio, la “forcella telescopica” (Figura 1.1). Essa si compone di due cursori telescopici che corrono all’interno di due tubi, formando un giunto prismatico tra la massa non sospesa della ruota anteriore e la massa sospesa del telaio. La soluzione costruttiva con i due tubi forcella collegati alle piastre di sterzo e i due tubi cursori nella parte bassa, detta *up side down*, è quella montata sulla moto di prova ed è comunemente usata sui motocicli sportivi, grazie alla sua elevata rigidità torsionale e flessionale (vedi Figura 1.1). La forcella telescopica è caratterizzata da un’inerzia limitata attorno all’asse di sterzo. Il suo maggior difetto è rappresentato dalle elevate forze di attrito che si hanno quando si applicano forze normali all’asse lungo il quale corrono i cursori. Inoltre la forcella telescopica è caratterizzata da valori piuttosto elevati della massa non sospesa collegata con la ruota anteriore.

La sospensione posteriore di una moto collega la ruota posteriore, incernierata ad un braccio oscillante, con la parte anteriore del telaio. Quella in uso sul motociclo di prova consiste in un mono-ammortizzatore, ossia una sola unità molla-ammortizzatore, collegata al braccio oscillante mediante leveraggio a quadrilatero (vedi primo schema da sinistra in Figura 1.2). La presenza del leveraggio rende più semplice, rispetto ai sistemi classici o cantilever, l’ottenimento della curva di rigidità desiderata. I leveraggi si distinguono solo per il punto di attacco dell’ammortizzatore, che può essere inserito tra il telaio ed un elemento triangolare detto *rocker* (*Unitrack*, Kawasaki), oppure tra un’asta di collegamento *rod* e il telaio (*Pro-link*, Honda), o ancora tra il forcellone e il *rocker* (*Full Floater*, Suzuki).



**Figura 1.2** Schemi di sospensioni posteriori con braccio oscillante e leveraggio a quadrilatero. (tratto da [1])

La scelta progettuale delle caratteristiche delle sospensioni anteriori e posteriori (rigidezze, precarichi, smorzamenti) dipende da molteplici fattori: il peso della moto e del pilota, la posizione del centro di massa, la distribuzione dei pesi sulle ruote, le caratteristiche di rigidezza degli pneumatici e soprattutto le condizioni di uso del veicolo e la superficie stradale percorsa. Tutti questi fattori sono spesso in contrasto tra loro e il progetto finale delle sospensioni di una moto si trova inevitabilmente in una condizione ottimale di compromesso.

## 1.2 Indici di prestazione di una sospensione passiva: Comfort e Road Holding

Come già accennato nel paragrafo precedente, i parametri di una sospensione sono fissi e scelti dalla casa costruttrice per ottenere un valore di compromesso tra le esigenze di comfort di marcia e quelle associate alla manovrabilità del veicolo (*handling*) e tenuta di strada (*road holding*), anche in funzione dell'impronta più o meno sportiva che si vuole conferire alla guida del mezzo.

Sospensioni morbide migliorano il *comfort* in quanto si deformano molto rapidamente assorbendo (e quindi compensando) le asperità e le brusche variazioni di quota della sede stradale, ma rischiano di ridurre la tenuta di strada a causa delle ampie oscillazioni verticali del veicolo e delle conseguenti ampie fluttuazioni della forza di contatto tra pneumatico e strada. Viceversa una taratura troppo rigida garantisce migliore aderenza, ma provoca un aumento delle sollecitazioni verticali sulla cassa del veicolo (basso *comfort* di marcia).

Il problema del miglioramento del *comfort* di marcia viene valutato in termini di minimizzazione delle accelerazioni verticali della massa. Il problema dell'*handling* viene invece espresso sia con riferimento alla minimizzazione delle fluttuazioni della forza di contatto tra pneumatico e strada sia con l'obiettivo di mantenere

costante la quota rispetto al suolo delle masse sospese, a fronte delle forze, di varia natura (aerodinamica, trasferimenti di carico,...) che agiscono sul veicolo in frenata, in accelerazione e in curva.

A dimostrazione di quanto finora detto, è possibile calcolare degli indici di prestazione, riferendosi al classico modello *quarter-vehicle*, che descrive la dinamica verticale di un quarto dell'intero veicolo, concentrando l'analisi su una singola ruota e sul relativo sistema di sospensioni (vedi Figura 1.3).

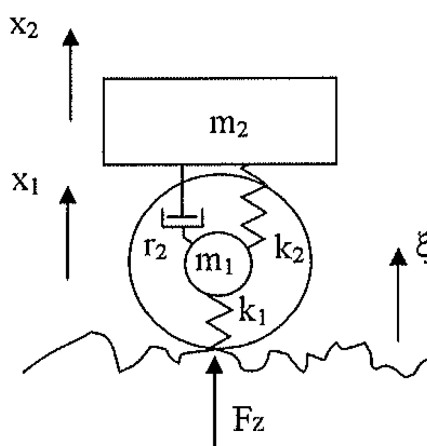


Figura 1.3 Modello 1/4 di veicolo.

La dinamica è descritta dalle equazioni del moto (1.1).

$$\begin{aligned} m_1 \cdot \ddot{x}_1 - r_2 \cdot (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - k_2 \cdot (x_2 - x_1) + k_1 \cdot x_1 &= k_1 \cdot \xi \\ m_2 \cdot \ddot{x}_2 + r_2 \cdot (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_2 \cdot (x_2 - x_1) &= 0 \end{aligned} \quad (1.1)$$

Il forzamento  $F_z$  è legato all'irregolarità stradale  $\xi(t)$  che può essere modellata come una variabile random definita da un processo stazionario ed ergodico, attraverso la sua densità di potenza spettrale (nel seguito PSD, *Power Spectral Density*). La norma ISO8608 classifica la qualità delle strade in funzione della PSD.

La Figura 1.4 mostra l'andamento della PSD dell'irregolarità stradale  $\xi(t)$  in  $[m^3]$ , in funzione della frequenza spaziale, in  $[\text{cicli}/m]$ . In una scala doppio-logaritmica, l'andamento è lineare decrescente, ciò indica che l'irregolarità stradale è caratterizzata da grandi ampiezze alle basse frequenze spaziali ossia alle elevate lunghezze d'onda. A seconda del livello energetico i profili vengono suddivisi in classi: è evidente come le curve più "alte", ad alto livello energetico, vengono classificate in ultima classe (E) e corrispondono a strade sterrate o dissestate;



mentre quelle più basse, con minor livello energetico, si collocano in classe (A) delle strade asfaltate lisce di buona qualità.

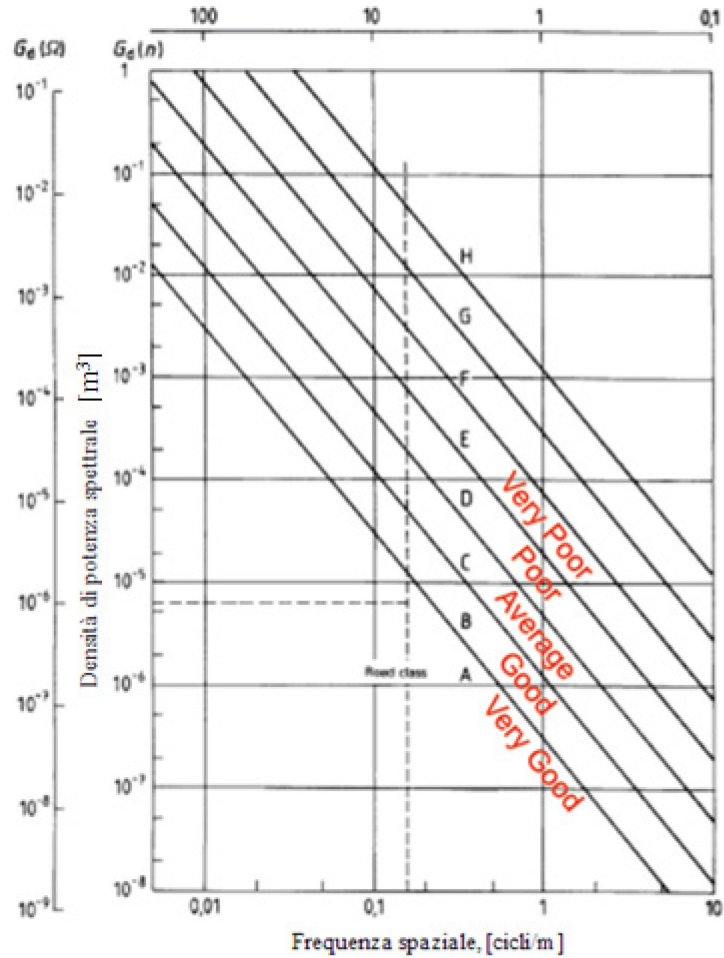


Figura 1.4 Classificazione profili stradali secondo la norma ISO8608.

Le equazioni (1.2) ed (1.3) riportano l'espressione analitica della PSD, così come indicato in [2], dove  $V$  è la velocità del veicolo,  $\omega$  è la pulsazione in [rad/s] ed  $A_b$ ,  $A_v$  e  $s_c$  sono parametri legati all'ampiezza dell'irregolarità:

$$S_{\xi_1} = \frac{A_b \cdot V}{\omega^2} \quad (1.2)$$

$$S_{\xi_2} = \frac{A_v \cdot s_c}{s_c^2 + \omega^2} \quad (1.3)$$

dove i pedici 1 e 2 stanno ad indicare due diversi approcci per il calcolo della PSD.

L'eq. (1.2) rappresenta il modo più semplice per descrivere con sufficiente approssimazione il profilo stradale, di contro la sua ampiezza tende ad infinito per pulsazioni prossime allo zero. Per tale motivo spesso si usa l'espressione (1.3).

Le grandezze d'interesse per lo studio del comportamento del veicolo legato ai moti verticali indotti dal profilo stradale sono:

- le accelerazioni verticali della massa sospesa, indicate con  $\ddot{x}_2$ ;
- la forza verticale di contatto ruota-strada, indicata con  $F_z$ .

Come precedentemente accennato, la prima grandezza è legata al livello di comfort percepito dal conducente, la seconda è correlata alla tenuta di strada e quindi alla guidabilità del veicolo. In particolar modo, ipotizzando con buona approssimazione che l'irregolarità stradale sia distribuita secondo una normale a media nulla, anche le suddette grandezze seguiranno una distribuzione gaussiana. In tale ipotesi quindi:

- la deviazione standard  $\sigma_{\ddot{x}_2}$  delle accelerazioni di cassa è un indice del comfort<sup>1</sup> percepito e viene denominato *Discomfort*
- la deviazione standard  $\sigma_{F_z}$  della forza verticale di contatto è un indice della tenuta di strada, in quanto legato alla probabilità che si verifichi distacco della ruota dal suolo, e viene denominato *Road Holding*.

Allo scopo di ottenere le espressioni analitiche di suddetti indici bisogna calcolare la densità di potenza spettrale delle forze di contatto  $S_{F_z}(\omega)$  e delle accelerazioni di cassa  $S_{\ddot{x}_2}(\omega)$  attraverso le rispettive funzioni di trasferimento, a partire dalla PSD dell'irregolarità stradale, su definita. È dimostrato [3] che le aree sottese ai grafici delle PSD così ottenute sono proporzionali agli indici su elencati. Per brevità di trattazione si omettono i passaggi e si riportano direttamente le espressioni analitiche, ottenute per integrazione delle PSD:

$$\sigma_{\ddot{x}_2}^2 = \frac{1}{2} \cdot A_b \cdot V \cdot \bar{\sigma}_{\ddot{x}_2}^2 \quad \text{con} \quad (1.4)$$

$$\bar{\sigma}_{\ddot{x}_2}^2 = \frac{1}{m_2^2} \left[ \frac{(m_2 - m_1) \cdot k_2^2}{r_2} + k_1 \cdot r_2 \right]$$

---

<sup>1</sup> L'indice di *Discomfort* non è un indice completo ma legato alla modellazione  $\frac{1}{4}$  di veicolo. In seguito sarà mostrato che per la valutazione completa del comfort sono importanti anche le accelerazioni longitudinali e trasversali e soprattutto la loro distribuzione in frequenza.

La (1.4) esprime il *Discomfort* al variare dei parametri del modello.

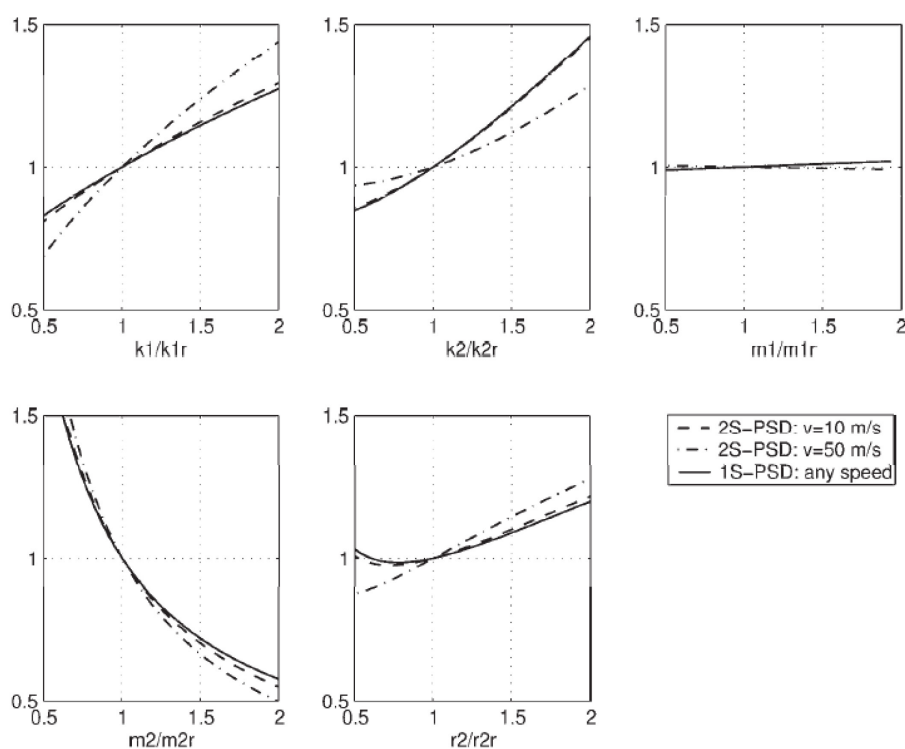
In [4] è stata condotta un'analisi di sensitività rispetto ai parametri del modello, analizzando una piccola auto sportiva, i cui dati sono riportati in Tabella 1.1.

Parameter		Reference value	Lower and upper bound <sup>1</sup>
$m_{2r}$	[kg]	229	114-458
$m_{1r}$	[kg]	31	15-62
$k_{1r}$	[N/m]	120000	60000-240000
$k_{2r}$	[N/m]	20000	10000-40000
$r_{2r}$	[Ns/m]	1200	600-2400

**Tabella 1.1** Dati del veicolo di riferimento (tratto da [4]).

In Figura 1.5 si notano gli andamenti della deviazione standard  $\sigma_{\ddot{x}_2}/\sigma_{\ddot{x}_{2,r}}$ , adimensionalizzata rispetto al veicolo di riferimento. Ciascun diagramma è stato ottenuto variando un singolo parametro per volta, mantenendo gli altri costanti ed uguali a quelli del veicolo di riferimento. I diagrammi riportano tre diverse curve, ognuna delle quali è stata ottenuta ricostruendo l'irregolarità stradale con le differenti espressioni analitiche della PSD, mostrate in precedenza, e con un diverso valore della velocità costante del veicolo. In particolare la curva a tratto continuo è ottenuta partendo dall'eq. approssimata (1.2), indicata con 1S-PSD (*one slope-PSD*) perché rappresentata da una curva a singola pendenza su una scala doppio-logaritmica ( $\log(\text{PSD})$  vs.  $\log(\omega)$ ). Le curve tratteggiate sono invece riferite all'eq. accurata (1.3), indicata con 2S-PSD (*two slope PSD*) poiché rappresentata da una curva a doppia pendenza.

La principale differenza tra le due formulazioni della PSD sta nel fatto che in quella semplificata (1S-PSD) le condizioni operative non sono mai mescolate con i parametri del modello ed il risultato è indipendente dalla velocità del veicolo, al contrario della formulazione accurata (2S-PSD). Per tale motivo con la PSD a singola pendenza vi è una sola curva per ogni diagramma con la dicitura *any speed*, mentre con la PSD a doppia pendenza sono rappresentati due diversi risultati ottenuti con le seguenti velocità:  $V=10$  m/s e  $V=50$  m/s.



**Figura 1.5**  $\sigma_{\ddot{x}_2}/\sigma_{\ddot{x}_{2,r}}$ : deviazione std adimensionale delle accelerazioni verticali di cassa in funzione dei parametri di progetto della sospensione (tratto da [4]).

Dall'analisi di tali risultati appare evidente che, indipendentemente dalla formulazione della PSD stradale, il livello di *comfort* percepito:

- peggiora all'aumentare della rigidità della sospensione  $k_2$  e della rigidità dello pneumatico  $k_1$ ;
- migliora all'aumentare della massa sospesa  $m_2$ ;
- è poco influenzato dalla massa non sospesa  $m_1$
- ha un andamento non-monotono al variare dello smorzamento viscoso della sospensione  $r_2$ , per il quale si può trovare un valore ottimale.

Per quanto riguarda il *Road Holding* l'espressione analitica è:

$$\sigma_{F_z}^2 = \frac{1}{2} \cdot A_b \cdot V \cdot \bar{\sigma}_{F_z}^2 \quad \text{con}$$

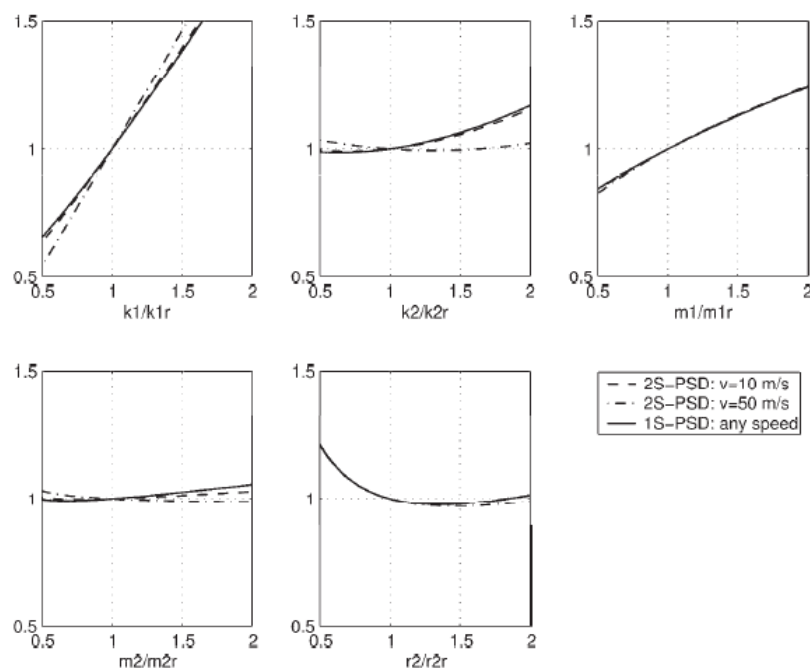
$$\bar{\sigma}_{F_z}^2 = (m_2 + m_1)^2 \cdot P \quad (1.5)$$

$$P = \left[ \frac{(m_2 + m_1)k_2^2}{m_2^2 r_2} - \frac{2 \cdot k_1 k_2 m_1}{m_2 r_2 (m_2 + m_1)} + \frac{k_1^2 m_1}{r_2 (m_1 + m_2)^2} + \frac{k_1 r_2}{m_2^2} \right]$$

In Figura 1.6 si notano gli andamenti della deviazione standard  $\sigma_{F_z}/\sigma_{F_{z,r}}$ , adimensionalizzata rispetto al veicolo di riferimento. Per quanto riguarda la disposizione dei diagrammi valgono le stesse considerazioni fatte per la Figura 1.5.

Dall'analisi dei risultati riportati si evidenzia che l'indice di tenuta di strada:

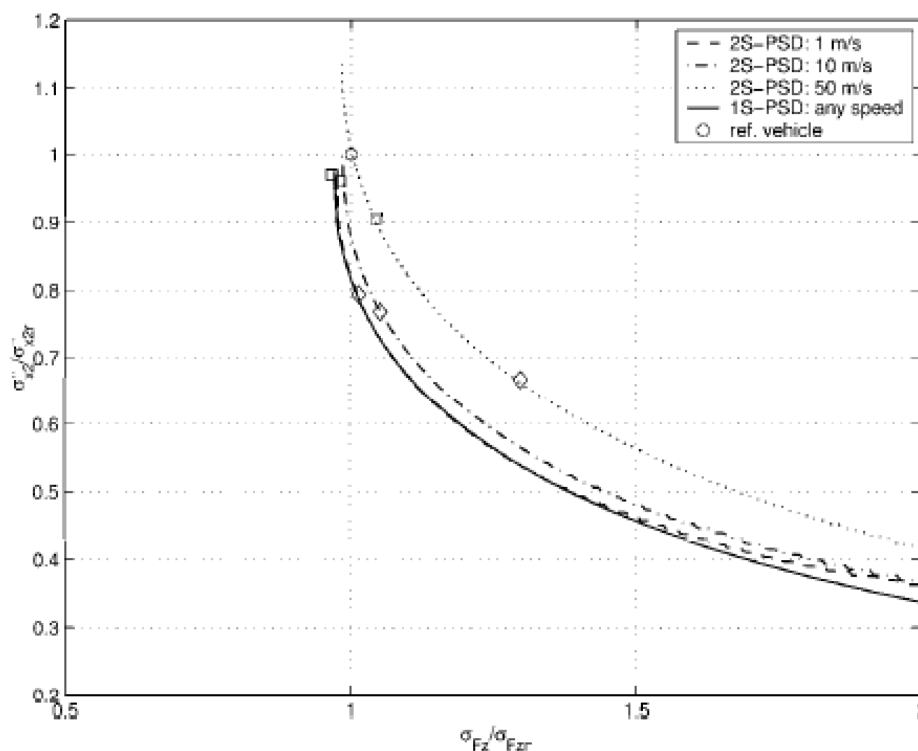
- dipende linearmente dalla rigidezza dello pneumatico  $k_1$ ;
- peggiora all'aumentare della massa non sospesa  $m_1$ ;
- non dipende significativamente dalla massa sospesa  $m_2$ ;
- all'aumentare della rigidezza della sospensione peggiora alle basse velocità e migliora alle alte (vedi grafico tratteggiato)
- ha un andamento non-monotono al variare dello smorzamento viscoso della sospensione  $r_2$ , per il quale si può trovare un valore ottimale.



**Figura 1.6  $\sigma_{F_z}/\sigma_{F_{z,r}}$ : deviazione std adimensionale della forza verticale di contatto in funzione dei parametri di progetto della sospensione (tratto da [4]).**

Appare evidente che gli indici prestazionali su indicati sono in conflitto tra loro, poiché migliorando uno inevitabilmente peggiora l'altro. Normalmente i progettisti cercano il miglior compromesso tra questi indici di prestazione, variando il set di parametri di progetto della sospensione, nel rispetto di determinati vincoli costruttivi. Esistono diversi metodi per la minimizzazione di un vettore di funzioni obiettivo, denominati MOP (*Multi Objective Programming*) [4].

La soluzione di un problema MOP consiste in un set di variabili di progetto, denominato “Pareto-ottimale”. Una soluzione si definisce Pareto-ottima (o non dominata) se non esiste alcuna altra soluzione tale da diminuire ulteriormente almeno una delle funzioni obiettivo. Per brevità di trattazione si trascurano i passaggi e si riportano i risultati delle ottimizzazioni eseguite in [4] sul modello già descritto.



**Figura 1.7 Set Pareto-ottimale nello spazio degli obiettivi: Road Holding vs. Discomfort. Grafico adimensionale (tratto da [4]).**

In Figura 1.7 è rappresentato il set Pareto-ottimo nello spazio delle funzioni obiettivo *Road Holding-Discomfort*, in un problema di ottimizzazione delle sola rigidità e smorzamento della sospensione. È importante notare che il risultato dell’ottimizzazione è un set di coppie  $(k_2, r_2)$  che soddisfano tutte la condizione di Pareto-ottimalità, ma resta sempre compito del progettista scegliere fra queste la soluzione di miglior compromesso. In genere tale soluzione ricade nel gomito della curva Pareto-ottima, ma dipende comunque dalle caratteristiche che si vogliono conferire al veicolo in esame.

La stessa curva Pareto-ottima può essere rappresentata nello spazio delle variabili di progetto  $(k_2, r_2)$ , come mostrato in Figura 1.8. I punti contrassegnati con i diversi simboli corrispondono agli stessi punti di Figura 1.7. Con questi grafici il progettista

riesce a restringere il campo di ricerca alle sole soluzioni Pareto-ottime e ad associare a ciascuna di essa i corrispondenti valori delle funzioni obiettivo.

Si vuole far notare, ad esempio, come un buon compromesso tra comfort e tenuta di strada è stato ottenuto dimezzando all'incirca sia la rigidità che lo smorzamento della sospensione rispetto ai valori del veicolo di riferimento (vedi simbolo  $\diamond$  sulla curva 2S-PSD:50m/s).

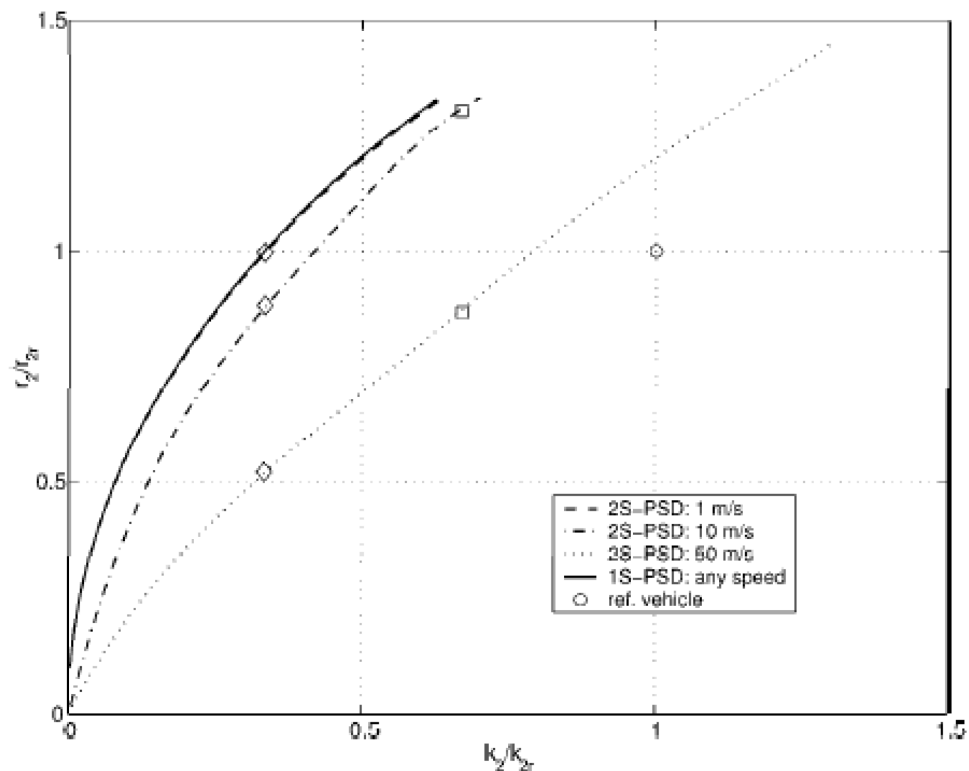


Figura 1.8 Set Pareto-ottimale nello spazio delle variabili di progetto della sospensione. Grafico adimensionale (tratto da [4]).

### 1.3 Le sospensioni attive e semi-attive

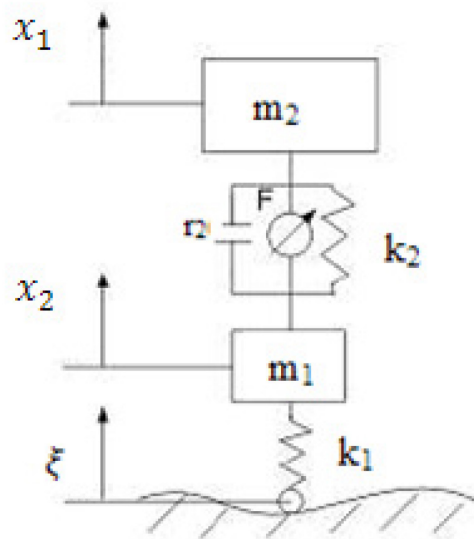
Per quanto illustrato nel precedente Paragrafo, si vorrebbe simultaneamente che le sospensioni fossero morbide verso le asperità del terreno e rigide nei confronti di forze esterne e/o inerziali. È stato infatti spiegato come queste siano due specifiche contrastanti e come le prestazioni ottenibili con sospensioni passive sono limitate dalla semplicità dei dispositivi di attuazione e dall'insufficiente numero di gradi di

libertà progettuali. In contesti “spinti”, come i veicoli sportivi o di alta gamma, le prestazioni fornite da sistemi passivi sono largamente insoddisfacenti, e in tali contesti, si possono utilizzare tipologie alternative di sospensioni:

- sospensioni attive;
- sospensioni semi-attive.

Nelle sospensioni attive, oltre alla molla e allo smorzatore vi è in più un terzo elemento, un attuatore in grado di generare una forza interna  $F(t)$  variabile nel tempo tra la cassa del veicolo e la ruota (vedi Figura 1.9).

Tali sistemi consentono, attraverso un’opportuna “modulazione” della forza, di stabilizzare il movimento e ottenere prestazioni nettamente superiori a quelle di un sistema passivo. Il problema di come “calibrare” tale forza sulla base delle misure disponibili è un tipico problema di controllo che, per le sue peculiarità, si indagherà nel seguito.



**Figura 1.9 Modello 1/4 di veicolo con sospensione attiva.**

Nel caso di sospensioni attive i vantaggi in termini di prestazioni sono notevoli, ma ci sono anche diversi “costi” da pagare, quali:

- necessità di un compressore per il fluido idraulico che aziona gli attuatori, con i relativi accessori (serbatoi di raccolta, servovalvole,...);
- necessità di attuatori di forza che applichino alla massa sospesa le forze “calcolate” dal sistema di controllo della sospensione;
- necessità di sensori (accelerazione, velocità, spostamento, deformazione,..);



- necessità di microprocessori, di hardware e di software per la loro gestione e per l'immagazzinamento dei dati.

Tutto ciò si traduce in un aumento del peso del veicolo, maggior consumo (anche per la necessità di fornire energia al sistema attuatore), maggior costo, minore affidabilità per l'elevato numero di componenti. I sistemi elettronici alloggiati nei veicoli si trovano ad operare in condizioni ambientali non facili e sono soggetti a forti disturbi elettromagnetici sia irradiati che condotti. Le normative internazionali in termini di affidabilità per le elettroniche da alloggiarsi nei sistemi *automotive* commerciali sono inoltre estremamente stringenti. Come dato indicativo si può ipotizzare che un sistema di sospensioni attive richieda un incremento di potenza tra i 5 e i 15 kW/ruota ed un incremento di peso tra i 20 e i 30 kg/ruota [5]

Le sospensioni semi-attive hanno suscitato, negli ultimi vent'anni, particolare interesse di sviluppo nel panorama scientifico internazionale, poiché riescono ad ottenere il miglior compromesso tra prestazioni e spesa energetica. Sono anch'esse composte da un sistema molla-smorzatore in parallelo, ma il dispositivo smorzatore è gestito da un sistema di controllo in grado di variarne opportunamente il parametro  $r_2$  (vedi Figura 1.10).

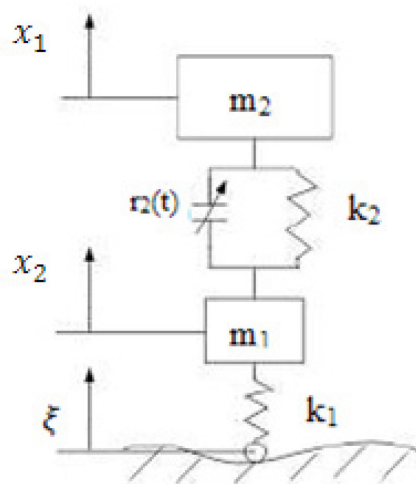


Figura 1.10 Modello 1/4 di veicolo con sospensione semi-attiva.

A seconda della tecnologia costruttiva dello smorzatore semi-attivo, il valore del coefficiente di smorzamento può variare con continuità o in modo discreto (cioè entro un insieme di valori costanti ammissibili). La variazione del coefficiente di smorzamento è asservita alle letture dei sensori (velocità, accelerazione verticale e laterale...) e ad un software di calcolo gestito da un microprocessore che implementa la logica opportuna. La potenza richiesta è modesta (dell'ordine delle poche centinaia di Watt) e pesi e ingombri sono nettamente inferiori. La grossa

limitazione alle prestazioni ottenibili è che lo smorzatore può generare forze solo in regime dinamico, quando cioè esiste una velocità relativa non nulla tra le masse sospese e le masse non sospese.

Per contro, una sospensione semi-attiva in sede di analisi teorica introduce delle equazioni di funzionamento “tempo-varianti” che invalidano i metodi di analisi classici dei modelli matematici LTI (Lineari Tempo-Invarianti). La modellazione costituisce, in effetti, un aspetto critico per la progettazione di sospensioni semi-attive<sup>2</sup>, e stimola particolarmente la ricerca nel panorama scientifico internazionale.

In merito alle soluzioni costruttive, si possono annoverare:

- sospensioni ad orifizio elettro-regolabile;
- sospensioni a fluido ER (elettro-reologico);
- sospensioni a fluido MR (magneto-reologico).

Nel primo caso il coefficiente di smorzamento è modificato variando meccanicamente, con opportuni attuatori tipicamente elettrici (detti “motorini passo-passo”), la luce di efflusso del fluido viscoso tra le due camere dello smorzatore (vedi Figura 1.11).

Le sospensioni ER e MR usano particolari fluidi (fluidi reologici) le cui proprietà fisiche (tra cui la viscosità) si modificano al variare di un campo magnetico o elettrico applicato. È quindi possibile mantenere costante la luce di efflusso tra le due camere e variare il coefficiente di smorzamento dell’ammortizzatore agendo elettro-magneticamente sulla viscosità del fluido. I MR sono maggiormente usati perché la generazione di un campo elettrico sufficiente a variarne in maniera significativa le caratteristiche richiede più energia rispetto alla generazione di un campo magnetico.

In ogni caso i tempi di risposta dei fluidi reologici sono notevolmente inferiori alla dinamica delle valvole servoassistite dei sistemi ad orifizio variabile, il che li rende particolarmente appetibili per lo sviluppo di strategie di controllo a risposta rapida.

---

<sup>2</sup> Una delle peculiarità del sistema di sospensioni semi-attive SPIDER, utilizzato nel corso delle prove sperimentali condotte nel presente lavoro, risiede nell’assenza di un modello matematico della sospensione, il che semplifica e velocizza notevolmente il controllo. Per approfondimenti si rimanda alla fonte bibliografica [26].



**Figura 1.11** Smorzatori idraulici semi-attivi ad orifizio regolabile (serie “CDC” Continuously Damping Control della casa tedesca ZF Sachs)

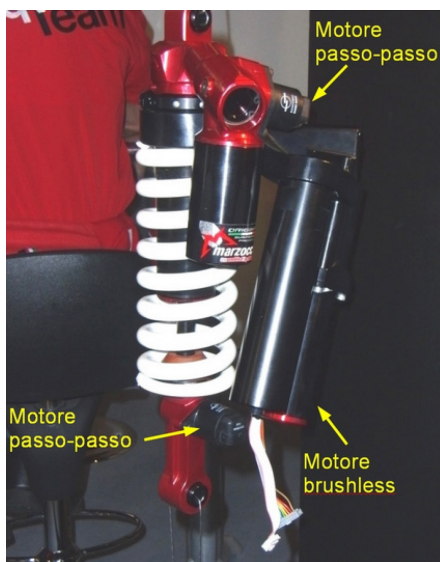
## **1.4 Cosa c'è oggi sulle moto**

La prima casa costruttrice ad investire risorse nel campo delle sospensioni elettroniche è stata BMW con l'ESA (*Electronic Suspension Adjustment*), che equipaggia dal 2004 diversi modelli di punta nel settore delle moto “touring”. ESA è un sistema che permette al pilota di variare la taratura degli ammortizzatori premendo semplicemente un pulsante al manubrio, anche in movimento (vedi Figura 1.12). Questo sistema è stato soggetto ad aggiornamenti, finché nel 2009 è stato introdotto il sistema ESA II con nuove funzioni, pur sempre restando un sistema non auto-adattativo.



**Figura 1.12 BMW ESA, Electroni Suspension Adjustment. Comandi al manubrio e visualizzazione su cruscotto.**

Il sistema ESA è stato più volte “imitato”, seppur con diverse soluzioni costruttive, da altri *competitors*. Tra questi la famosa azienda bolognese Marzocchi, acquisita dal 2008 dal gruppo americano Tenneco, che nel 2010 ha presentato all’EICMA (salone internazionale della moto) l’ammortizzatore *Shock Adaptive*, studiato per la sospensione anteriore Telelever di BMW, la cui regolazione dello smorzamento in estensione e compressione è affidata a due motorini elettrici passo-passo (*stepper motor*). Ne esiste anche una versione con la regolazione elettronica del precarico molla attraverso un motore *brushless*, mostrato in Figura 1.13.

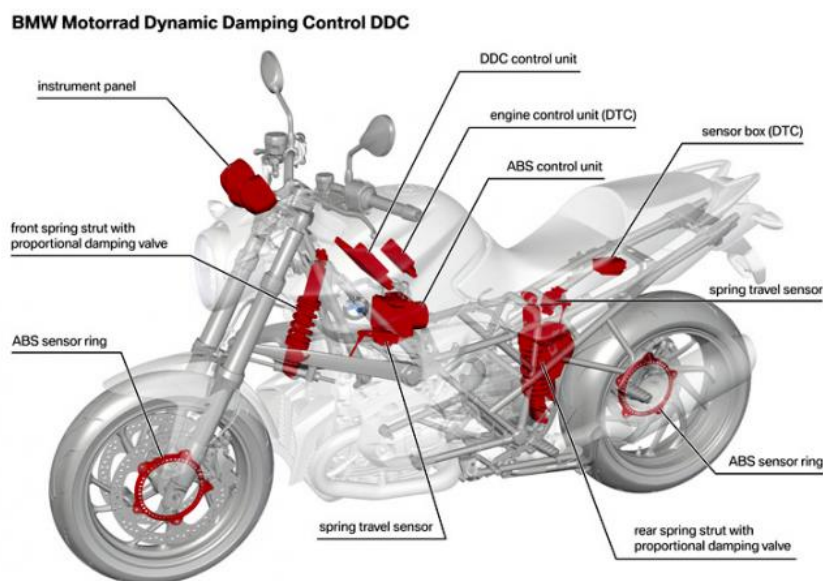


**Figura 1.13 Unità Shock Adaptive con controllo del precarico della Marzocchi.**

Più recentemente la Ducati ha prodotto il DES (*Ducati Electronic Suspension*), equipaggiando il Multistrada 1200S e la recentissima 1099 Panigale, anch'esso in grado di regolare i passaggi dell'olio idraulico attraverso motorini passo-passo in maniera non auto-adattativa. La peculiarità di questo sistema è insita nella possibilità di inserire via software la curva forza-velocità desiderata.

Nel 2011 l'azienda olandese Ohlins ha messo in produzione Mechatronic, un "upgrade" dell'ESA dedicato ad un solo modello BMW. In fase di sviluppo sono invece i sistemi elettronici APRC di Aprilia, ed e-click di ZF-Sachs.

Prima di poter vedere una vera sospensione semi-attiva dedicata alle due ruote, bisogna aspettare ancora una volta l'azienda tedesca BMW Motorrad, che ha messo a punto, ma non ancora commercializzato, il sistema DDC (*Dynamic Damping Control*). Da diversi anni BMW, e non solo, applica con successo tecnologie analoghe nel settore automobilistico, per esempio sulla BMW M3 e sulla BMW M5. Tuttavia la difficoltà consisteva nell'adattare il sistema alle esigenze specifiche della guida di una motocicletta e nell'integrare i relativi sistemi di regolazione.



**Figura 1.14** Schema rappresentativo del sistema BMW Motorrad Dynamic Damping Control (tratto da [6]).

Per quanto dichiarato da BMW [6], il DDC, mostrato in Figura 1.14, è un sistema di sospensioni semi-attivo che reagisce automaticamente a manovre come la frenata, l'accelerazione o la guida in curva da un lato e, dall'altro, alle irregolarità del fondo stradale, adattando la risposta delle sospensioni attraverso delle valvole ammortizzatrici controllate elettricamente in base ai parametri rilevati dai sensori e

tenendo conto della condizione di guida al momento dell'intervento. Esso si collega in rete attraverso il CAN-bus con il controllo della trazione DTC e con l'ABS. Il DDC riconosce gli interventi di regolazione dei vari sistemi e adatta la reazione della sospensione alla situazione attuale e secondo la fase di escursione, in maniera distinta in compressione o in estensione.

I sistemi finora menzionati appartengono tutti alla categoria delle sospensioni elettroniche ad orifizio regolabile (vedi par. 1.3), e ad eccezione del solo DDC sono tutti sistemi non auto-adattativi.

SpringOff s.r.l., spin-off accademico dell'Università degli studi di Salerno, ha invece sviluppato, a partire dal 2009, un sistema di sospensioni semi-attive, puntando sulla tecnologia dei fluidi magneto-reologici. Come già accennato nel precedente paragrafo, questa tecnologia garantisce tempi di risposta decisamente inferiori rispetto a quelli di un motorino passo-passo per la regolazione dei passaggi (5 ms vs. 20 ms circa).

Il sistema SPIDER, mostrato in Figura 1.15, si compone di un kit di cartucce idrauliche che vanno a sostituire quelle originali, lasciando invariata la struttura esterna delle sospensioni, e di una centralina di controllo in grado di adattare le caratteristiche degli ammortizzatori in funzione delle condizioni di marcia del veicolo, rilevate da alcuni sensori installati a bordo (potenziometri resistivi lineari, un sensore di prossimità per il calcolo della velocità veicolo, piattaforma inerziale per la misura dei moti di rollio e beccheggio).



**Figura 1.15 Ammortizzatori a fluido magneto-reologico e centralina di controllo SPIDER sviluppati da SpringOff s.r.l.**

La strategia di controllo eseguita dalla centralina elettronica è sviluppata per rispondere alle esigenze di *comfort* e tenuta di strada.

Il sistema è progettato per consentire l'aggiornamento continuo della strategia, mantenendo sempre invariate le caratteristiche di sicurezza nella guida ed affidabilità del prodotto.

## 1.5 Stato dell'arte sull'analisi del comfort di un motoveicolo

La valutazione delle prestazioni di una sospensione è estremamente soggettiva. Il conducente ne giudica le prestazioni sulla base di sensazioni personali che possono variare da persona a persona. Si possono identificare 3 principali criteri oggettivi per quantificare le prestazioni di una sospensione:

- *Comfort*, legato alle accelerazioni percepite;
- *Handling*, legato alla deformazione dinamica degli pneumatici e quindi alle fluttuazioni della forza di contatto pneumatico-strada;
- Mantenimento dell'assetto, legato alla stabilità dei moti di beccheggio e imbardata nelle varie condizioni di marcia.

In questo paragrafo si porrà l'accento sul primo dei tre criteri elencati.

“Il comfort è una sensazione soggettiva avvertita dall'utente, in diverse condizioni di lavoro o di esercizio, del livello di benessere o comodità percepita” [7].

Lo studio del comfort consiste nell'analisi e nel controllo di tutte le possibili interferenze con il corpo umano che provocano disagio e influiscono negativamente sulle attività e sul benessere di una persona.

Esistono alcune normative internazionali che regolano la valutazione dell'esposizione di un individuo alle diverse fonti di vibrazione. Tali norme non forniscono dei limiti effettivi di esposizione, ma suggeriscono un metodo di valutazione delle vibrazioni. La norma ISO 2631-1 [8] (*International Standard Organization*) offre una guida per la valutazione del comfort nell'ambito del “*whole-body vibration*”, ossia delle vibrazioni trasmesse all'intero corpo. La norma ISO 5349 [9] specifica invece le modalità per valutare l'esposizione a vibrazioni nelle tre direzioni trasmesse agli arti superiori, “*hand transmitted vibration*”.

Da un'analisi bibliografica si è potuto osservare come la maggioranza dei lavori presenti in letteratura sia rivolta al settore auto e ferroviario dove il problema è già stato affrontato da qualche tempo. Solo di recente si è avuto uno sviluppo dell'indagine del *comfort* rivolta ai veicoli a due ruote, dei quali si riportano gli studi più significativi. In ogni caso non è stato possibile riscontrare valutazioni del *comfort* di motocicli dotati di sospensioni controllate.

In [10] si focalizza l'attenzione sullo studio del *comfort* di marcia nel dominio delle frequenze. L'obiettivo è stato quello di ricavare un indice oggettivo per la valutazione del comfort di una motocicletta. E' stato definito un modello multi-body della motocicletta (telaio con pilota rigidamente connessi, sospensione e ruote); le equazioni di moto sono state linearizzate nell'intorno di una posizione di equilibrio. In Figura 1.16 si riporta il modello utilizzato.



**Figura 1.16 Modello multi-body usato per simulare il comportamento del motoveicolo [10]**

Il metodo proposto prevede l'utilizzo di quattro FRF che descrivono la risposta in frequenza in direzione longitudinale e verticale della sella a eccitazioni provenienti dall'irregolarità in corrispondenza delle due ruote. L'eccitazione proveniente dal manto stradale è stata descritta mediante la PSD, (descritta come funzione di densità di probabilità: distribuzione  $\beta$  simmetrica), inoltre entrambe le ruote subiscono la medesima eccitazione, ma sfasate di un certo ritardo temporale. L'indice di *comfort* è stato valutato introducendo il concetto di "missione del veicolo" che rappresenta un percorso tipicamente eseguito dallo scooter, la missione è simulata attraverso un insieme di valori di velocità distribuiti secondo una certa funzione di densità di probabilità.

Il modello permette di definire un indice di *comfort* numerico che dipende dalle caratteristiche delle sospensioni e può essere utilizzato al fine di ottimizzarle. Il modello fornisce una buona indicazione del livello del *comfort* se sono considerate manovre che prevedono piccole escursioni delle sospensioni (ad esempio: strada asfaltata in buone condizioni). Il principale limite del metodo riguarda la simulazione del *comfort* su percorsi accidentati o eventuali impatti con ostacoli concentrati.

In [11] si studia l'effetto dei coefficienti di smorzamento delle sospensioni anteriori e posteriori sul comportamento di uno scooter che passa su un ostacolo concentrato. Per valutare il comportamento del motociclo, dal punto di vista del *comfort*, si propone una tecnica basata sul calcolo della funzione di trasferimento tra sospensioni e sella. Le simulazioni sono svolte con il codice multi-body *FastBike*. L'impatto con l'ostacolo concentrato è stato modellizzato mediante un profilo sinusoidale di lunghezza pari ad 1 metro e altezza pari a 0.05 metri. Passando nel dominio delle frequenze è stata simulata la PSD del dosso che verrà utilizzata come sollecitazione di ingresso nel modello multi - body.

Sono stati valutati quattro indici: il primo indice è il valore massimo di accelerazione (in corrispondenza del picco), il secondo indice è il valore massimo di accelerazione (positiva o negativa), il terzo indice è il valore di r.m.s. e l'ultimo è



la somma dei valori picco-picco. L'obiettivo è quello di ottimizzare le sospensioni durante l'impatto con un ostacolo concentrato, a tal proposito vengono calcolati i quattro indici normalizzati rispetto ai valori degli stessi indici valutati con i parametri di riferimento della sospensione. I rapporti sono stati raffigurati mediante un grafico "radar" e questo ha permesso di valutare il cambiamento del comportamento dinamico delle sospensioni al variare del valore dello smorzamento.

Le differenze tra i risultati di ottimizzazione delle simulazioni di eccitazione dovuta all'urto e di eccitazione dovuta al manto stradale si verificano perché le escursioni delle sospensioni nei due test sono differenti e i fenomeni legati alle non linearità sono molto più importanti per le eccitazioni impulsive. Le simulazioni dimostrano che si tende a configurare le sospensioni per ottimizzare il comportamento durante l'impatto con ostacoli concentrati. Lo studio relega ad ulteriori sviluppi futuri la correlazione dei risultati ottenuti con le percezioni soggettive dello stato di *comfort/discomfort*.

Il lavoro [12] studia il *ride comfort* di veicoli a due ruote. L'obiettivo è lo sviluppo di una metodologia per la valutazione del *comfort* a partire da dati acquisiti durante prove sperimentali su strada. Sono stati proposti alcuni metodi per l'ottenimento di indici oggettivi di comfort, includendo anche le procedure analitiche proposte dagli Standard Internazionali.

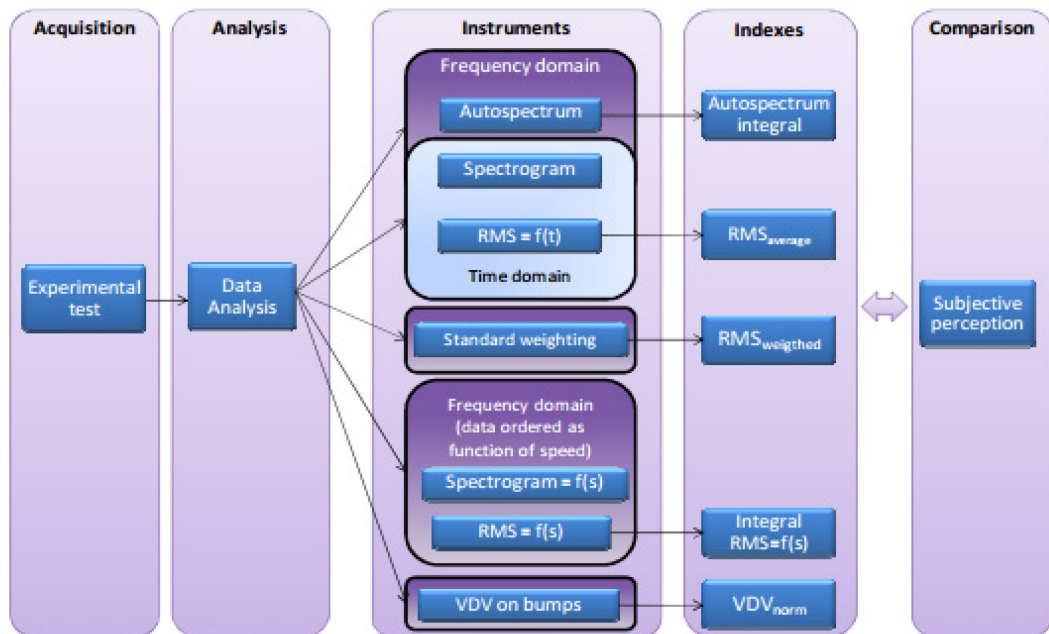


Figura 1.17 Schema logico delle metodologie applicate in [12].

Gli indici oggettivi sono stati confrontati con le percezioni soggettive di una popolazione statistica di collaudatori. In Figura 1.17 è riportato lo schema logico del lavoro. L'obiettivo è l'analisi delle bontà delle diverse tecniche studiate nell'eseguire un confronto numerico affidabile tra diversi modelli di *scooter*.

Definito lo stato dell'arte sul problema del *comfort*, poiché in nessuno dei lavori elencati si è fatto uso di sospensioni elettroniche, si è deciso di impostare uno schema di lavoro per affrontare la problematica del comfort di marcia di un motoveicolo dotato di sospensioni semi-attive. Le metodologie applicate nel lavoro [12] per il confronto tra diversi veicoli saranno quindi applicate ed adattate al confronto tra sospensioni passive e semi-attive. La prima parte della metodologia prevede la definizione di una serie di prove sperimentali per sottoporre il motoveicolo alla più ampia gamma di condizioni di marcia possibili. La seconda prevede l'elaborazione dei dati per ottenere indici oggettivi e, infine, la parte conclusiva descrive il confronto degli indici oggettivi e soggettivi nelle diverse configurazioni delle sospensioni.

Nel Cap.2 si descriveranno le prove sperimentali stabilite per analizzare le prestazioni delle sospensioni SPIDER e nel Cap.3 si presenteranno i risultati ed i confronti con le percezioni soggettive dei collaudatori.

## **1.6 Stato dell'arte sulla stima del movimento di una sospensione**

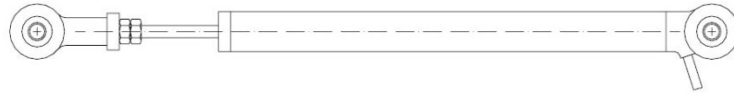
Qualsiasi sistema di sospensione elettronica richiede per il suo funzionamento la presenza di alcuni sensori in grado di misurare informazioni riguardanti la dinamica di marcia. Perché tali sistemi possano, inoltre, rappresentare valide applicazioni industriali, occorre ridurre al minimo il numero e il costo dei sensori utilizzati.

“La maggior parte delle applicazioni realizzate nel settore automobilistico utilizza almeno due tipi di sensori: potenziometri ed accelerometri” [13].

Come ben noto [14], un potenziometro consiste in un elemento resistivo con un contatto mobile. Il movimento del contatto può essere traslazionale, rotazionale o una combinazione dei due, permettendo quindi misure di spostamenti angolari e traslazioni. L'elemento resistivo è alimentato con corrente continua e la tensione di uscita è (idealmente) una funzione lineare dello spostamento in ingresso.

I potenziometri largamente utilizzati in ambito *automotive* per le sospensioni, sono di tipo lineare (vedi Figura 1.18) ossia in grado di misurare la traslazione relativa dei punti ai quali sono fissati. La loro installazione è relativamente semplice (ancoraggio mediante due giunti sferici posti alle estremità del sensore), e

soprattutto non richiedono particolare elaborazione dei segnali, giacché misurano in maniera diretta la deformazione assiale dell'ammortizzatore.



**Figura 1.18. Vista laterale di un potenziometro resistivo lineare AIM® per sospensioni.**

Grazie alla compattezza delle schede di acquisizione a bordo veicolo il segnale d'uscita del potenziometro può essere, infatti, facilmente elaborato numericamente, ottenendo, per derivazione, la misura della velocità relativa tra i punti di interesse.

Per tali motivi il potenziometro resistivo lineare si presta particolarmente alla misura della corsa e della velocità di elongazione di sospensioni automobilistiche; informazioni, come detto, utili al controllo delle stesse.

Tuttavia per applicazioni motociclistiche essi presentano alcuni inconvenienti, elencabili in:

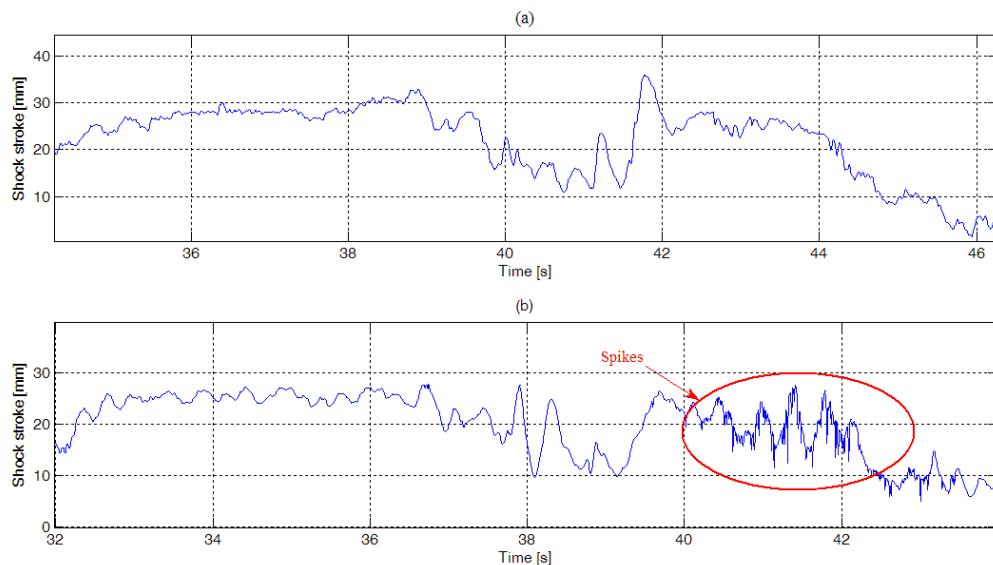
- ingombri;
- affidabilità;
- costi.

In merito agli ingombri, è noto che lo spazio a disposizione di un progettista di motoveicoli per l'alloggiamento di eventuali sistemi aggiuntivi su un progetto originale è molto limitato.

Per quanto riguarda l'affidabilità si deve tener presente che, oltre a dover essere snelli e piuttosto lunghi per misurare corse fino a 150 mm circa, i potenziometri devono essere collegati direttamente tra due corpi in continuo movimento, essendo così soggetti ad eventi impulsivi piuttosto energici, che ne possono causare un danneggiamento critico per il sistema di controllo.

Un sintomo evidente del danneggiamento del sensore è l'insorgere di anomalie sul segnale misurato, comunemente dette *spike*. Lo *spike*, tipico dei potenziometri resistivi, è assimilabile ad un impulso di ampiezza elevata rispetto al segnale normale, che di fatto si traduce in un elevato rumore di misura locale con la conseguente perdita di informazione relativamente alla grandezza misurata. Quest'impulso può essere talmente elevato da risultare impossibile la sua attenuazione mediante l'elaborazione numerica (ad.es. filtri digitali), per cui la sospensione semi-attiva, in virtù di un'errata lettura da parte del sensore, può assumere un comportamento indesiderato e poco sicuro.

In Figura 1.19 si riporta, a titolo esemplificativo, la misura con potenziometro della corsa del mono-ammortizzatore di una moto sportiva durante un test su pista. Il grafico si riferisce ad uno stesso tratto del circuito, percorso in maniera piuttosto ripetitiva, a distanza di poche tornate. Si può chiaramente notare sul grafico più in basso (cerchiato in rosso) l'insorgere del danneggiamento di cui si è appena accennato.



**Figura 1.19. Confronto tra un segnale misurato da un potenziometro lineare regolarmente funzionante (a) ed uno in fase di incipiente danneggiamento (b).**

Un'altra fonte di rumore è costituita dallo sporco e dai residui dell'usura che s'interpongono tra la superficie di contatto e il cursore. In sostanza la scelta dei potenziometri deve considerare diversi fattori ambientali, come le alte o le basse temperature, impatti e vibrazioni, umidità e altezza. La vita dei potenziometri varia quindi molto in funzione dell'ambiente di utilizzo e, nel caso di applicazioni su veicoli, un importante parametro è il cosiddetto *dither life*. Il dither (letteralmente "tremolio") si riferisce a condizioni di utilizzo in cui le vibrazioni dell'involucro, causate dal motore, si sovrappongono alle oscillazioni del cursore, ad alta frequenza e piccola ampiezza, una situazione che porta ad una rapida usura localizzata delle piste di materiale resistivo, sulle quali scorre il cursore.

Un aspetto non meno importante è quello legato ai costi di produzione: i potenziometri lineari, così come gli accelerometri, possono essere di diverse tipologie e qualità; ciò si traduce in diverse fasce di prezzo per singolo sensore. Volendo però semplificare la questione, si ritiene abbastanza realistico il confronto tra il costo industriale di un potenziometro lineare di tipo resistivo (di fascia

medio-bassa) con quello di un accelerometro MEMS (Micro Electrical Mechanical System), che si aggira intorno ad un rapporto di 10/1.

Tuttavia l'uso di accelerometri MEMS su un veicolo a due ruote non è così immediato, soprattutto perché sono tipicamente affetti da rilevanti rumori di misura di diversa provenienza (ad. es. vibrazioni indotte dal motore).

Il lavoro svolto si è quindi orientato alla ricerca di un metodo semplice e robusto per la misura delle informazioni necessarie al controllo delle sospensioni, attraverso il solo utilizzo di sensori accelerometrici a bordo veicolo.

Da un'analisi bibliografica si è potuto apprendere che la maggior parte dei lavori presenti in letteratura, riguardanti la stima e il controllo dei movimenti di una sospensione, sono rivolti al settore automobilistico. Solo di recente, con gli sviluppi delle prime sospensioni elettroniche dedicate ai veicoli a due ruote alcuni autori hanno proposto diverse soluzioni. Tra queste sono di seguito riportate quelle più significative.

Gli autori dello studio [15] propongono un metodo, basato su "Filtro di Kalman", per la stima delle velocità di escursione di una sospensione elettro-idraulica (nel seguito EH), utilizzando una sola coppia di accelerometri a bordo veicolo. Il filtro di Kalman è un particolare osservatore di stato, che minimizza l'errore tra stato stimato e reale, in presenza di disturbi sia nel processo, sia nell'osservazione, di un modello matematico di riferimento. Come modello è stato utilizzato il classico "1/4 di veicolo" (già visto in 1.2).

Sono state scritte le equazioni del moto nella classica forma di stato, inglobando nel vettore di stato le grandezze d'interesse, ossia spostamenti e velocità relative tra massa sospesa e non sospesa. Un layout dell'osservatore di stato è mostrato in Figura 1.20.

Come si può notare, il filtro di Kalman ha come ingresso, oltre alle accelerazioni misurate, anche la forza smorzante dell'ammortizzatore EH, indicata con  $u(t)$ . Poiché essa non è direttamente misurabile occorre stimarla. Gli autori hanno proposto una stima della forza mediante una "rete neurale", ed un modello semplificato dell'ammortizzatore semi-attivo basato su "mappe dinamiche" nel dominio forza-velocità.

Il primo approccio è stato testato su un banco prova per ammortizzatori ma è risultato non implementabile in un'applicazione *real time*, a causa dell'elevata complessità computazionale.

Il secondo approccio parte da mappe statiche forza-velocità con diversi valori di corrente. Le mappe statiche non sono però in grado di riprodurre il comportamento dinamico dell'ammortizzatore EH, per cui sono affiancate da un filtro lineare del I

ordine, che simula la dinamica elettro-meccanica introducendo un tempo di risposta ad uno *step* di corrente di circa 30 ms.

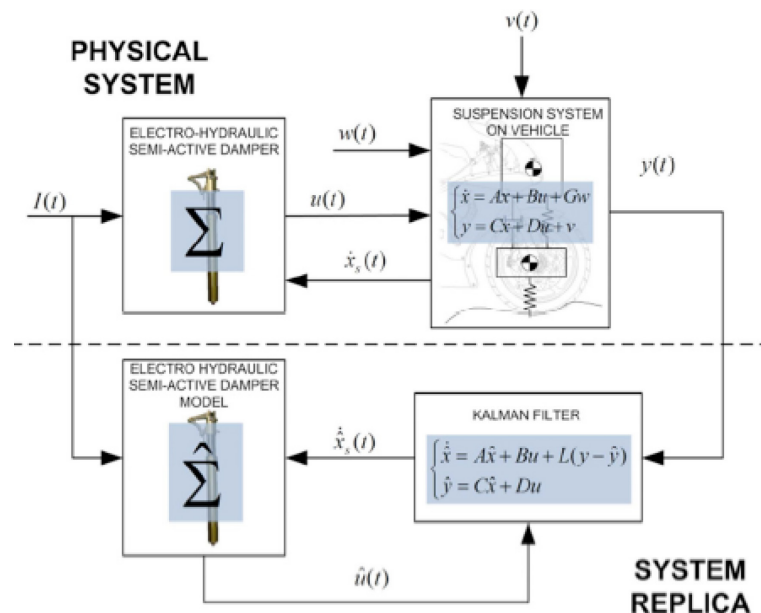


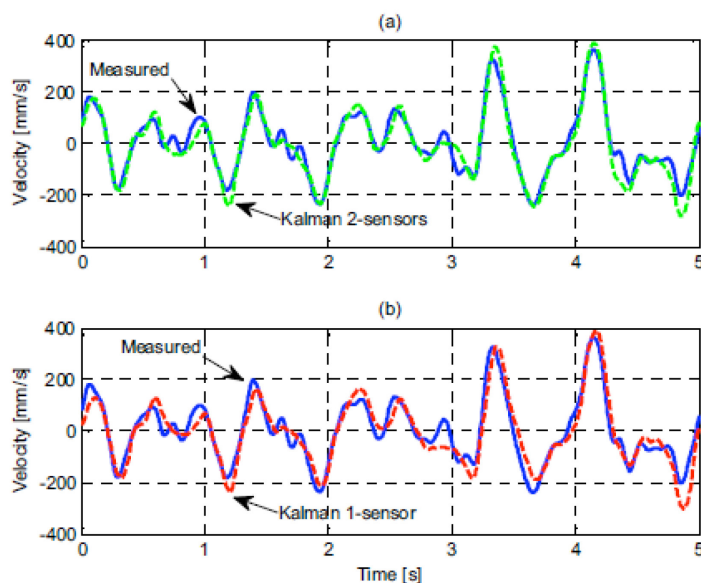
Figura 1.20 Layout osservatore di stato del lavoro [13].

In Figura 1.21 si mostrano i risultati ottenuti, confrontando la stima della velocità di escursione con quella misurata, in un test in cui il veicolo passa su una superficie stradale a banda-larga e l'ammortizzatore EH è comandato da una corrente casuale.

Quest'approccio dimostra che mediante un osservatore di stato, come il filtro di Kalman, è possibile eseguire "in laboratorio" una buona stima delle velocità di escursione di una sospensione a partire da misure accelerometriche affette da disturbi. Tuttavia il metodo è ancora lontano dall'essere applicabile su strada, a causa della:

- necessità di un modello matematico della sospensione per cui bisogna identificare diversi parametri (masse, rigidzze) che nella pratica sono soggetti a variabilità sia *esterna*, da moto a moto, che *interna*, su una stessa moto (si pensi alla rigidzza dello pneumatico). La variazione di ciascun parametro richiede una nuova regolazione del filtro, cosa senz'altro poco versatile.
- necessità di fornire al modello nel vettore degli input, la storia temporale del profilo strada. Come già mostrato al Par. 1.2, il profilo stradale può

essere classificato e ricostruito attraverso la sua PSD, così com'è stato fatto per ottenere i risultati su esposti. Tuttavia in un'applicazione reale sarebbe necessario misurare in qualche modo il profilo stradale prima che il veicolo ci passi sopra, per darlo in ingresso al modello.



**Figura 1.21 Risultati sperimentali lavoro [13]. Confronti tra le velocità di escursione misurate e stimate attraverso filtro di Kalman: (a) 2 sensori, (b) 1 sensore.**

Per quanto riguarda il riconoscimento del profilo strada in [16] si propone un metodo per il riconoscimento di tale grandezza, attraversata in un certo intervallo temporale, mediante la correlazione tra i valori di pressione misurati all'interno di sospensioni ad aria e le accelerazioni misurate sulle masse sospese e non-sospese. Il metodo si propone come alternativo ai classici modelli stocastici, ma richiede cospicui tempi di calibrazione (circa 10s), durante i quali l'algoritmo non è in grado di riconoscere in maniera esatta il profilo stradale.

In [17] si esegue una stima dello stato di una sospensione mediante tre filtri di Kalman in parallelo (3KF), confrontando i risultati con un "Filtro di Kalman Esteso"<sup>3</sup> (EKF) ed un metodo "Filter based" che deriva direttamente le stime dai segnali misurati, attraverso le convenzionali tecniche di filtraggio (FB). Il vantaggio riscontrato nell'uso dei filtri di Kalman in parallelo risiede in un minor

<sup>3</sup> Il filtro di Kalman esteso *Extended Kalman Filter* (EKF) è una versione non-lineare del filtro di Kalman usata quando l'evoluzione dello stato del sistema è non-lineare. Rispetto a Kalman lineare, la versione EKF [15] risulta una scelta sub-ottima come stimatore, ma comunque ampiamente accettata e usata in applicazioni pratiche.

costo computazionale rispetto al filtro esteso. Le comparative sono state condotte attraverso simulazioni e misure effettuate su un banco prova che riproduce il modello *quarter vehicle*, utilizzando misure reali di profili stradali come eccitazione del banco (vedi Figura 1.22).

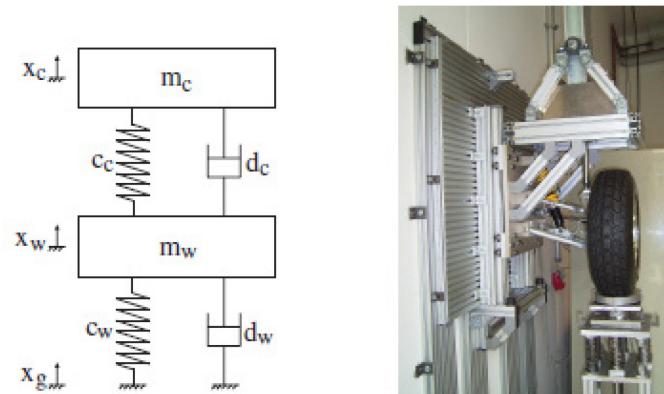


Figura 1.22 Modello e banco prova utilizzati nel lavoro [15].

I risultati della comparativa sono stati riportati su un grafico radar, mostrato in Figura 1.23, costituito dagli errori quadratici medi ottenuti per ciascun metodo (3KF, EKF e FB) nella stima delle seguenti grandezze:

- $F_{dyn}$ : carico dinamico sulla ruota;
- $\dot{x}_c$ : velocità assoluta massa sospesa;
- $\dot{x}_w$ : velocità assoluta massa non sospesa;
- $x_g$ : irregolarità stradale simulata al banco;
- $(x_c - x_w)$ : escursione della sospensione;
- $(\dot{x}_c - \dot{x}_w)$ : velocità di escursione della sospensione;
- $(x_w - x_g)$ : deformazione pneumatico.

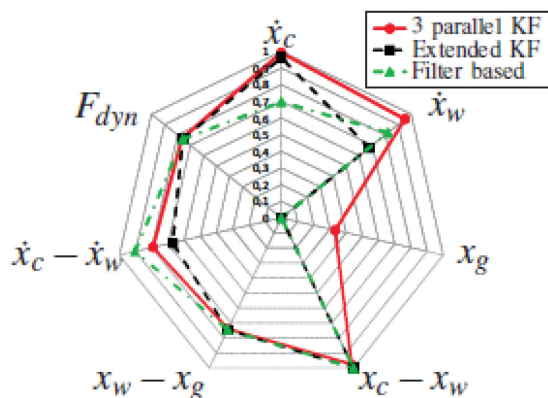
È evidente che il metodo FB garantisce una stima accurata della velocità di escursione della sospensione e dei carichi dinamici sulla ruota; proponendosi come particolarmente adeguato al controllo di sospensioni semi-attive, rispetto ai metodi 3KF ed EKF, in virtù dei tempi di calcolo di molto inferiori al millesimo di secondo.

Lo studio relega ad ulteriori sviluppi futuri l'applicazione su strada di tali metodi, ossia il passaggio dal banco prova al veicolo vero e proprio.

A valle delle ricerche bibliografiche condotte si è concluso che i metodi “*model based*”, in cui è cioè richiesta la modellazione matematica della sospensione e/o del veicolo per ottenere un'accurata stima del vettore di stato, sono limitati dalle



forti non-linearità nel comportamento dinamico del motoveicolo, e dalla necessità misurare in tempo reale il profilo stradale percorso.



**Figura 1.23 Risultati della comparativa eseguita nello studio [15] tra i metodi di stima 3KF, EKF e FB.**

Si è deciso, quindi, di ricostruire le velocità di escursione delle sospensioni SPIDER, dalle stesse misure accelerometriche effettuate per la valutazione del comfort, utilizzando metodologie prive di modellazione matematica del sistema.

In particolare nel Cap. 4 saranno presentati e confrontati i risultati di due metodi applicati in post-processing con simulazione in ambiente Matlab<sup>®</sup>:

- integrazione delle accelerazioni mediante rete neurale;
- filtraggio condizionale delle accelerazioni misurate.

relegando a sviluppi futuri l'applicazione in tempo reale del miglior compromesso tra accuratezza della stima e rapidità di calcolo.

## 2. Prove sperimentali

*In questo capitolo sarà presentato il veicolo di prova e le sue caratteristiche tecniche.*

*Saranno presentati gli strumenti utilizzati per l'acquisizione, la disposizione dei sensori e la scelta di un sistema di riferimento comune a tutti gli strumenti.*

*Infine saranno descritte le diverse tipologie di prove effettuate per ottenere la risposta del motoveicolo in diverse condizioni di marcia. In particolare, le prove saranno finalizzate a identificare il comportamento dinamico del motociclo con differenti tarature delle sospensioni.*

### 2.1 Motoveicolo analizzato

I test sperimentali per la valutazione del comportamento dinamico delle sospensioni SPIDER sono stati effettuati su una Suzuki GSX-R1000 K5 (vedi Figura 2.1) le cui caratteristiche tecniche sono riportate in Tabella 2.1.



**Figura 2.1 Suzuki GSX-R 1000 K5.**

Si tratta di una moto prodotta nel 2005 per il settore dei motoveicoli ad alte prestazioni. Come già accennato nel Par. 1.1, è dotata di forcella telescopica anteriore a steli rovesciati (*up-side down*) e mono-ammortizzatore posteriore con leveraggio a quadrilatero articolato *pro-link*.

La ciclistica originale della moto è stata modificata semplicemente sostituendo le cartucce idrauliche di serie con quelle a passaggi fissi e fluido magneto-reologico delle sospensioni SPIDER (vedi Par. 1.4).

<b>Caratteristiche</b>	
<b>Motore</b>	999cc. 4cil. 4T raffreddato a liquido
<b>Potenza max</b>	178 CV (131,01 kW)
<b>Coppia max</b>	117 Nm a 9000 giri/min
<b>Velocità max</b>	>299 km/h
<b>Interasse</b>	1405 mm
<b>Altezza sella</b>	810 mm
<b>Angolo di sterzo</b>	23°45'
<b>Avancorsa</b>	96 mm
<b>Peso</b>	166 kg a secco

**Tabella 2.1** Caratteristiche tecniche Suzuki GSX-R 1000 K5.

La GSX-R è una moto appartenente alla categoria delle supersportive e si presta particolarmente al nostro scopo, poiché nasce “di serie” con una configurazione ciclistica orientata maggiormente alle prestazioni che al comfort di marcia. La rigidità delle sospensioni le conferisce, infatti, stabilità, maneggevolezza e sicurezza alle alte velocità che è in grado di raggiungere, ma scomoda alle basse velocità ed in percorsi urbani con profili stradali fortemente irregolari.

Dimostrare oggettivamente che le sospensioni semi-attive SPIDER rendono la supersportiva GSX-R “automaticamente” comoda e confortevole in percorsi accidentati, ed al contempo precisa e sicura quando serve, è l’obiettivo principale delle analisi effettuate e che verranno descritte nel Cap. 3.

## 2.2 Strumenti di acquisizione dei dati

In questa sezione saranno descritti e illustrati gli strumenti di misura che sono stati utilizzati per ottenere i dati di accelerazione del motoveicolo in esame.

Nel momento in cui si è iniziato il presente lavoro, la moto era già equipaggiata di:

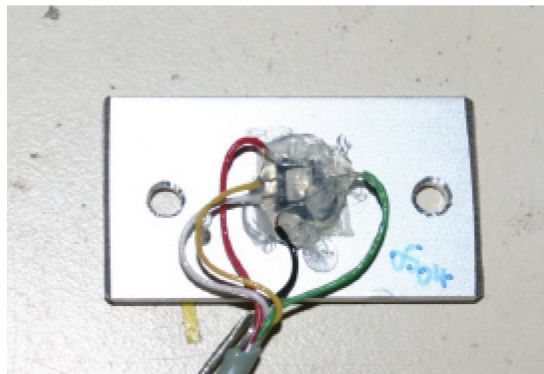
- centralina di controllo SPIDER, comprensiva di convertitore analogico/digitale, che elabora i segnali di misura e invia l’attuazione in corrente alle sospensioni;
- dispositivo di acquisizione MDLog per la registrazione di alcuni segnali utili allo sviluppo delle sospensioni SPIDER;
- sensore di velocità (*proximitor*) sulla ruota anteriore, montato in corrispondenza dei perni di fissaggio del disco freno anteriore;

- sensori potenziometrici lineari per la misura delle escursioni delle sospensioni;
- giroscopio per la misura delle velocità di rollio e beccheggio in  $[\text{°/s}]$ , montato in posizione baricentrica rispetto al telaio del veicolo.

Con l'obiettivo di acquisire le accelerazioni di cassa e ruote in quattro punti diversi del motoveicolo, si sono utilizzati 4 accelerometri capacitivi tri-assiali (12 canali analogici). Considerati i differenti livelli di sollecitazione cui sono soggette le masse sospese e non-sospese si è optato per l'utilizzo di:

- 2 accelerometri G103-004R con fondo scala di  $\pm 4\text{g}$  per le misure sul telaio;
- 2 accelerometri G103-018R con fondo scala di  $\pm 18\text{g}$  per le misure sulle masse non sospese.

Come mostrato in Figura 2.2 l'elettronica dell'accelerometro è contenuta in un contenitore miniaturizzato in alluminio sigillato; esso può essere fissato all'elemento mobile di cui si desidera misurare l'accelerazione mediante viti M3, oppure con colla. L'elemento sensibile è disaccoppiato dal contenitore da un sottile strato di resina che pur non influenzando sulla risposta in frequenza ne preserva l'integrità in caso di urto.



**Figura 2.2 Accelerometro piezoelettrico triassiale disassemblato.**

Gli accelerometri sono stati forniti con i terminali sciolti si è dovuto realizzare i cablaggi secondo lo schema più opportuno.

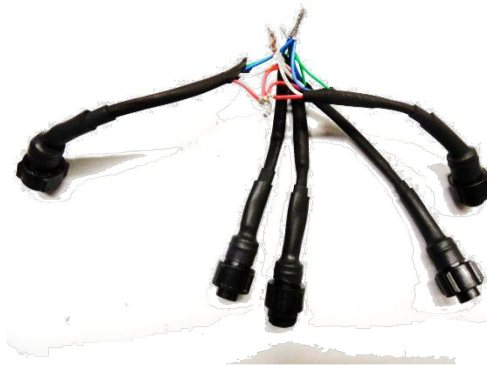
La necessità di acquisire i 12 canali analogici provenienti dai sensori accelerometrici, ha condotto all'utilizzo di 4 dispositivi di acquisizione MDLog (*Motorbike Data Logger*), progettati e realizzati dalla stessa SpringOff s.r.l. detentrica del brevetto SPIDER. Ciascun MDLog (vedi Figura 2.3) possiede 4 ingressi analogici *single-ended*, 4 canali digitali ed un ingresso per linea CAN (configurabile fino a 64 canali).

Poiché la Suzuki utilizzata per le prove non è dotata di CAN-bus di serie, si è preferito acquisire direttamente in analogico le accelerazioni, a scapito di dover aumentare il numero di acquisitori utilizzati da uno a quattro.



**Figura 2.3 SpringOff MDLog (Motorbike Data Logger).**

Ciascun acquisitore deve essere alimentato con una tensione nominale di 12V attraverso una connessione al circuito elettrico principale della moto. Inoltre ognuno è dotato di un canale *trigger* configurabile, impostato “*di default*” sull’attivazione della linea CAN proveniente dalla centralina di controllo SPIDER. Per semplificare e risolvere contemporaneamente il problema dell’alimentazione e della sincronizzazione dei dati, si è pensato di quadruplicare la linea in uscita dalla centralina SPIDER (dove passano i dati su CAN e l’alimentazione) con un cavo adattatore *self-made*, mostrato in Figura 2.4.



**Figura 2.4 Cavo adattatore "self-made" per l'alimentazione simultanea dei dispositivi di acquisizione.**

In questo modo, quando si dà contatto al quadro generale della moto, i quattro acquisitori vengono simultaneamente alimentati e la CAN proveniente dalla centralina SPIDER ne comanda l’inizio della registrazione.

Tuttavia è stata riscontrata una non perfetta sincronizzazione dei record temporali acquisiti sui diversi acquisitori, legata ai *clock* interni dei dispositivi. Per tale motivo sarà più avanti mostrato un metodo semplice per la sincronizzazione dei dati, applicato nonostante si tratti di uno sfasamento temporale dell'ordine di pochi millisecondi.

Ciascun acquisitore è configurabile mediante una cartella di lavoro Excel. In una tabella s'inseriscono i parametri di configurazione dei canali analogici da acquisire. In particolare bisogna specificare per ciascun canale:

- *Gain*: coefficiente moltiplicativo che converte la lettura in tensione dei segnali (mV) con un'uscita nella grandezza fisica d'interesse (nel caso di accelerometri le uscite sono adimensionalizzate rispetto alla accelerazione gravitazionale g);
- *Offset*: valore costante che viene aggiunto all'uscita per determinare lo zero di riferimento
- *Freq*: frequenza di campionamento dei segnali.

Ovviamente i gain e gli offset utilizzati per gli accelerometri G103-004 e G103-018 sono differenti tra loro, data la diversa sensibilità dei sensori.

La frequenza di campionamento è stata impostata sul valore di 1 kHz, per rispondere alle esigenze di prestazione del sistema di sospensioni SPIDER, i cui tempi di risposta sono di poco superiori al millisecondo. In tal modo sarà possibile valutare l'influenza in termini di ritardo temporale indotto dalle ricostruzioni dei segnali di velocità di escursione, riportate nel Cap 4.

I dispositivi MDLog si collegano al PC attraverso una porta USB, il download dei dati si esegue attraverso un *Software Tool* fornito a corredo.

In Figura 2.5 è mostrato il *layout* di lettura utilizzato per la prima visualizzazione dei segnali di accelerazione acquisiti. Sul lato sinistro si può notare la lista canali acquisiti, ciascuno dei quali può essere visualizzato nel dominio del tempo nelle finestre centrali. Ogni finestra è personalizzabile nella disposizione dei canali ed, in tal caso, si sono create tre finestre per monitorare separatamente le accelerazioni provenienti dai quattro sensori nelle tre diverse direzioni di misura.

Dopo una prima visualizzazione ed una verifica del corretto funzionamento del sistema di acquisizione, i dati sono stati esportati in formato ASCII in *files* di testo .txt e caricati in ambiente Matlab<sup>®</sup> per le successive elaborazioni.

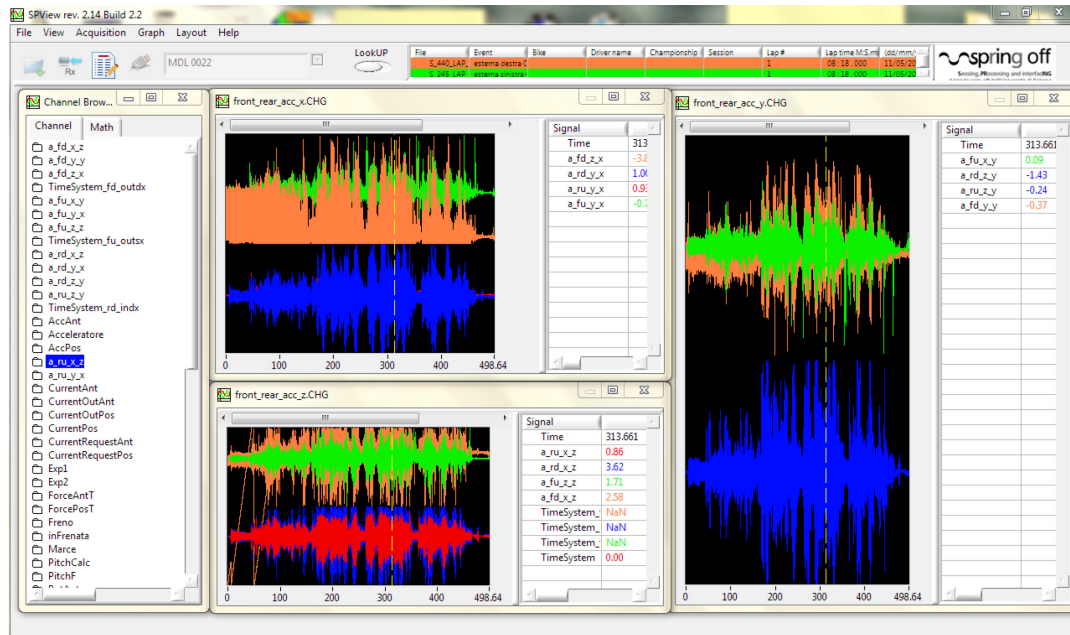


Figura 2.5 Layout di lettura delle accelerazioni misurate.

## 2.3 Disposizione degli strumenti di misura

Di fondamentale importanza è la scelta sul dove e in che modo disporre gli accelerometri al fine di ottenere dei dati utili sia all'analisi del comfort di marcia che alla ricostruzione dei segnali utili alla centralina SPIDER.

A rigore, basandoci sul presupposto che la percezione del comfort/discomfort è proporzionale alle accelerazioni trasmesse dal motoveicolo al pilota [18], gli accelerometri andrebbero posizionati nei punti esatti di contatto: sella, manubrio, pedane di appoggio.

Tuttavia è stato dato maggior peso alla necessità di ottenere una buona stima delle velocità di escursione, per cui si è scelto di collocare gli accelerometri esattamente agli estremi delle sospensioni, con uno degli assi di misura rivolto secondo l'asse degli ammortizzatori.

In Figura 2.6 e Figura 2.7 è mostrata la posizione dei sensori ed il collegamento con i quattro dispositivi di acquisizione. In blu è indicato il riferimento solidale al veicolo, in rosso i riferimenti solidali ai punti di attacco dei sensori. Per motivi legati alle difficoltà di montaggio, ogni accelerometro ha un diverso asse corrispondente all'asse principale della sospensione; ciò non ha alcuna influenza sulle misure, dal momento che i tre segnali misurati da ciascun sensore sono

indipendenti tra loro. È quindi sufficiente riferirsi allo schema indicato per risalire alla provenienza dei segnali acquisiti.

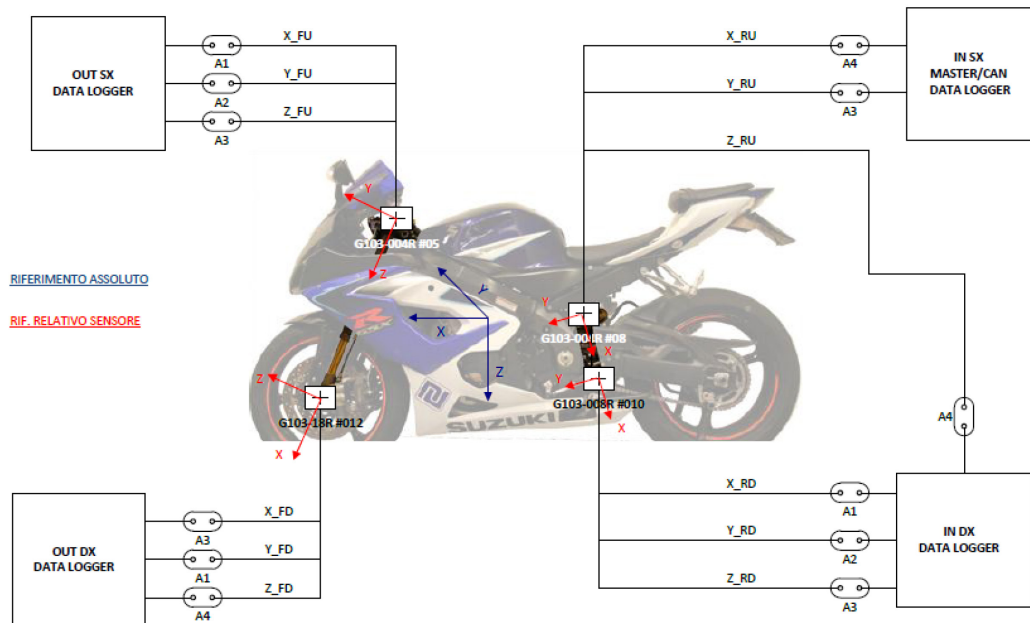


Figura 2.6 Schema di collegamento degli accelerometri triassiali.

Gli accelerometri A1 e A3 sono stati montati, rispettivamente, sul tappo forcella destro, ed in corrispondenza dell'attacco superiore del mono-ammortizzatore al telaio della moto (in figura si può vedere anche l'attacco *uni-ball* del potenziometro lineare).

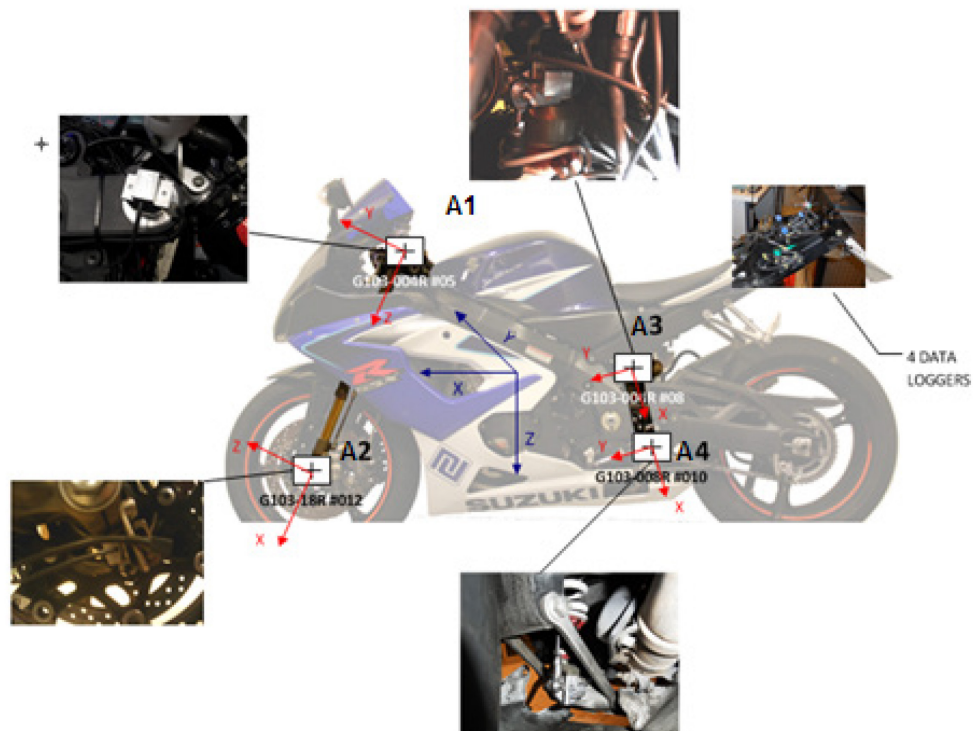
L'accelerometro A2 è stato collocato appena sotto l'asse della ruota anteriore, su di una staffa che supporta anche il sensore *proximitor*. In questo modo i sensori A1 e A2 si trovano lungo lo stesso asse, esattamente alle due estremità della forcella telescopica.

L'accelerometro A4 è stato montato in corrispondenza dell'attacco del mono-ammortizzatore all'elemento triangolare del leveraggio. In questo modo i sensori A3 e A4 si trovano lungo lo stesso asse, esattamente alle due estremità del mono-ammortizzatore.

I quattro dispositivi di acquisizione dati sono stati tutti collocati nel vano sottosella del passeggero: due in posizione interna e due in posizione esterna rispetto al telaio posteriore.



Per quanto detto, il posizionamento dei sensori è orientato alla ricostruzione delle velocità di escursione delle sospensioni. Tuttavia il sensore A1 si trova disposto piuttosto vicino al punto di contatto del pilota con il manubrio, ed il sensore A3 si trova in prossimità della sella. Le accelerazioni misurate possono essere pertanto prese in considerazione, rispettivamente per le valutazioni di “*whole-body vibration*” ed “*hand trasmitted vibration*”, a meno delle funzioni di trasferimento dei semi-manubri e della sella della moto.



**Figura 2.7** Disposizione strumenti di acquisizione dati.

In ogni caso le valutazioni sul comfort che si andranno ad effettuare saranno tutte condotte in modalità “comparativa”, ossia confrontando i dati acquisiti sullo stesso veicolo, negli stessi punti di misura, in differenti configurazioni. Ciò esclude la possibilità di classificare su scala assoluta il livello di comfort del veicolo per renderlo confrontabile con altri veicoli. Non essendo, però, quest’ultimo un obiettivo al quale si vuole tendere, si è ritenuto sufficiente ottenere degli indici oggettivi delle prestazioni auspicabili sul singolo veicolo, equipaggiato con sospensioni semi-attive.

## 2.4 Prove su strada

Le prove sono state eseguite da due diversi collaudatori, con il motoveicolo in precedenza descritto, su un percorso misto urbano-extraurbano studiato “ad hoc” perché fosse il più vario possibile. In Figura 2.8 è riportato il tracciato GPS del percorso di prova suddiviso in:

- un tratto di pavimentazione irregolare (pavè) lungo circa 50m all’interno del campus universitario di Fisciano (SA);
- un tratto con 4 dossi (distrattori di velocità) equidistanti 30m l’uno dall’altro e percorsi a velocità costante, all’interno del campus universitario di Fisciano;
- un tratto di strada urbana dissestata all’esterno del campus;
- un tratto di strada extra-urbana del raccordo autostradale Salerno-Avellino (E841) percorso ad alta velocità.

Il percorso è completato mediamente dai collaudatori in circa sette minuti, all’interno dei quali ciascun tratto è ripetuto due volte al fine di avere più popolazioni statistiche di dati.

Una delle peculiarità del sistema SPIDER<sup>®</sup> è nella possibilità di assegnare una qualsiasi curva caratteristica Forza-Velocità, senza intervenire meccanicamente sulla sospensione. È sufficiente configurare la centralina perché la sospensione risponda a determinati valori misurati di velocità con i desiderati valori di forza smorzante. Ciò ha permesso di costruire “ad hoc” le tarature interne, evitando di dover rimontare in sede le cartucce idrauliche originali della Suzuki.

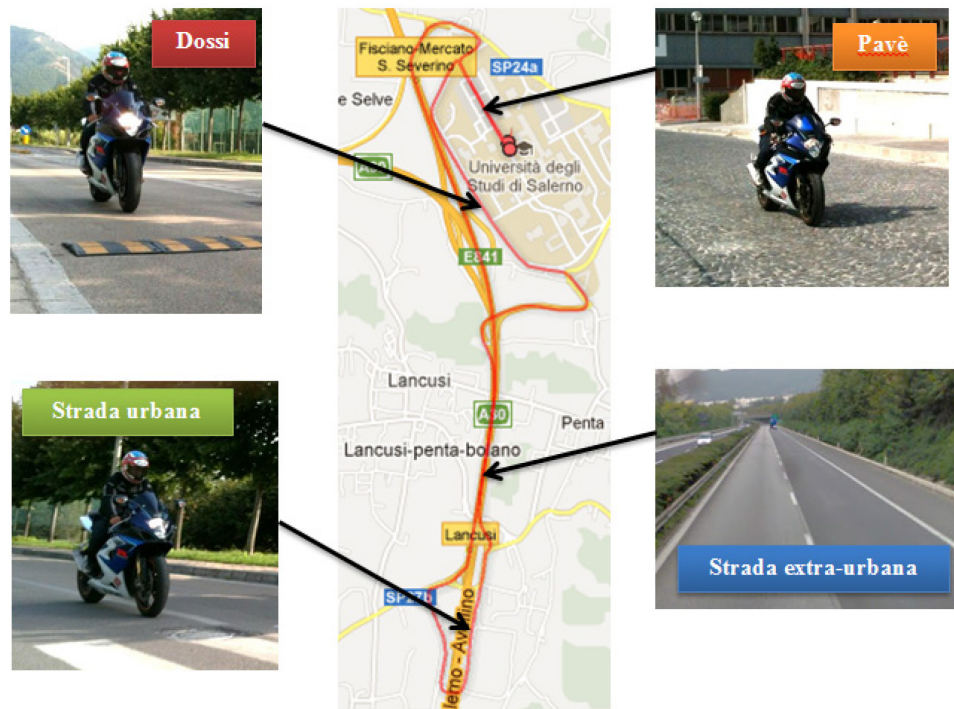
Ciascun collaudatore (indicati nel seguito come “Collaudatore A” e “Collaudatore B”) ha eseguito la suddetta prova quattro volte, in modo da testare quattro differenti tarature per ciascuna sospensione (vedi Figura 2.9 e Figura 2.10):

- 1) MORBIDA
- 2) MEDIA
- 3) DURA
- 4) SEMI-ATTIVA

Ad ogni uscita le tarature sono state variate ad insaputa dei collaudatori, di modo che essi non fossero influenzati nei giudizi soggettivi. Le variazioni sono state effettuate contemporaneamente all’anteriore e al posteriore.

Le prime tre tarature sono “caratteristiche statiche” e, in pratica, simulano il comportamento di una sospensione passiva con tre differenti aperture dei passaggi idraulici. La quarta è invece una “caratteristica dinamica” e rappresenta l’intera

area di lavoro sul piano (F-v), all'interno della quale la strategia di controllo andrà a trovare il valore ottimale della forza smorzante.

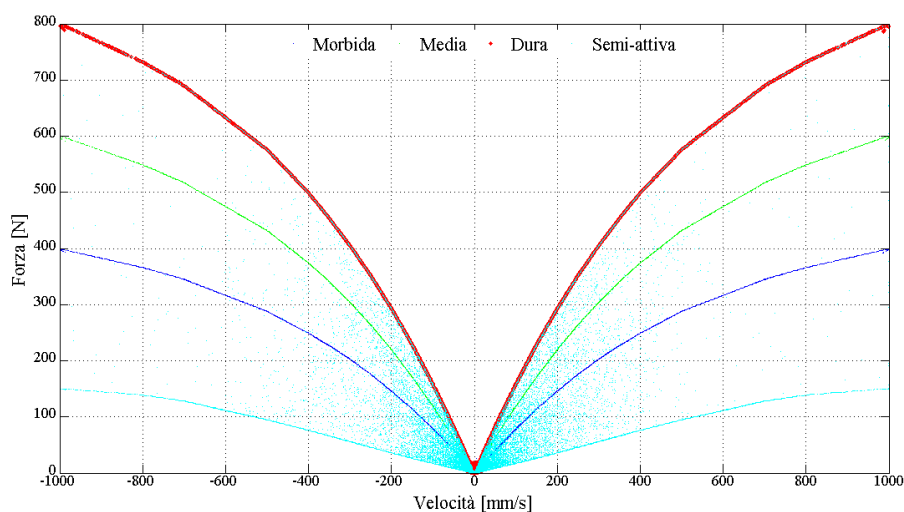


**Figura 2.8** Tracciato GPS del percorso di prova suddiviso in sezioni con diverso profilo stradale.

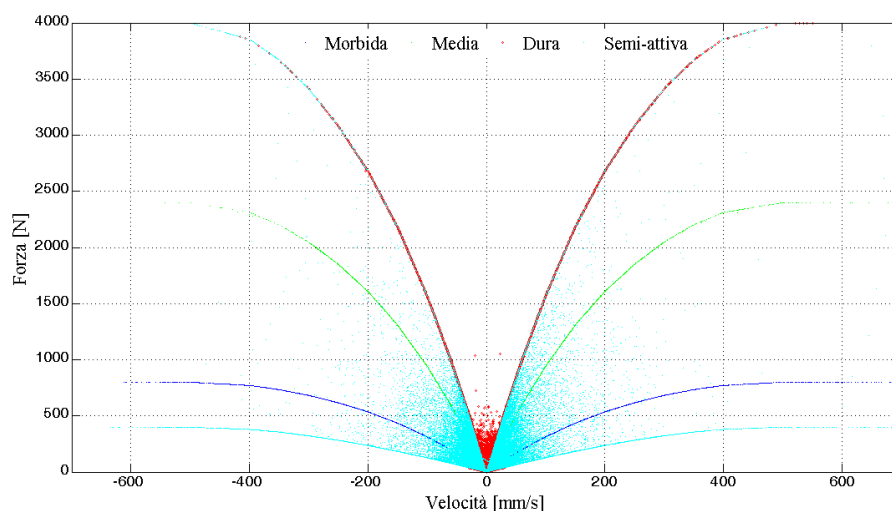
Le caratteristiche statiche sono state pensate rispetto alla massima forza smorzante che gli ammortizzatori a fluido magneto-reologico possono fornire: la taratura MORBIDA fornisce al massimo il 30% della massima forza viscosa; la taratura MEDIA il 60% e la DURA il 100%.

Come si può notare le curve sono simmetriche rispetto all'asse delle forze, ciò significa che le sospensioni reagiscono allo stesso modo sia in compressione sia in estensione. In genere le sospensioni passive hanno caratteristiche asimmetriche, più smorzate in estensione che in compressione. Ciò perché si tende a demandare la reazione in compressione alla sola rigidità delle molle d'acciaio, per evitare contraccolpi nell'assorbimento di ostacoli concentrati.

In realtà la GSX-R in prova possiede molle meno rigide delle originali, poiché si è voluto dare maggior peso ai controlli idraulici adattativi. Per tale motivo si è preferito utilizzare le caratteristiche simmetriche su indicate, equamente estrapolate dal campo di funzionamento delle sospensioni SPIDER.

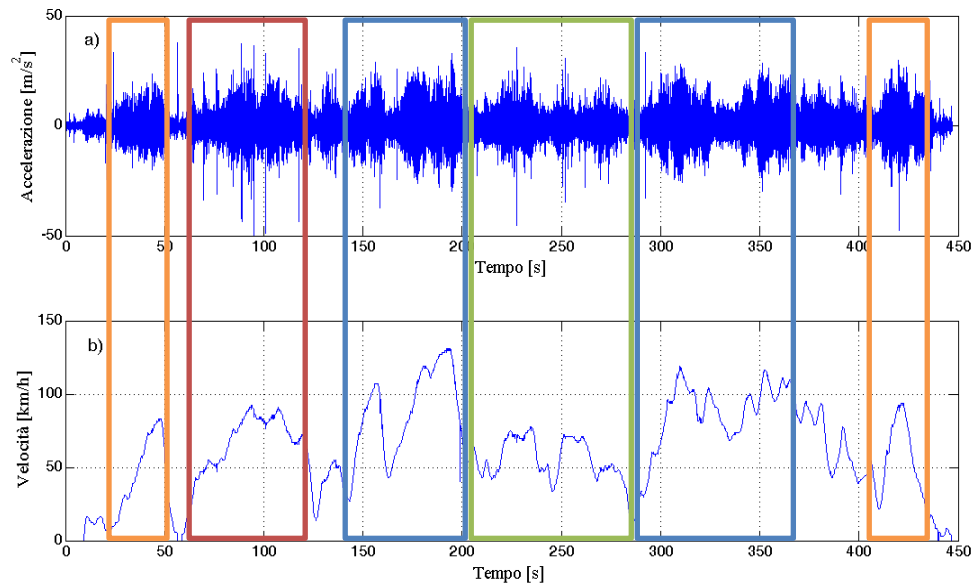


**Figura 2.9 Tarature F-v sospensione anteriore. Morbida (blu). Media (verde). Dura (rossa). Semi-attiva (celeste).**



**Figura 2.10 Tarature F-v della sospensione posteriore. Morbida (blu). Media (verde). Dura (rossa). Semi-attiva (celeste).**

In Figura 2.11 si riportano, a titolo esemplificativo, l'andamento dell'accelerazione misurata dall'accelerometro A1 sul tappo forcella nella direzione della sospensione (verticale) ed il profilo di velocità, durante uno dei test su indicati. I riquadri identificano i tratti di strada su indicati con i rispettivi colori descritti in didascalia (vedi anche Figura 2.8).

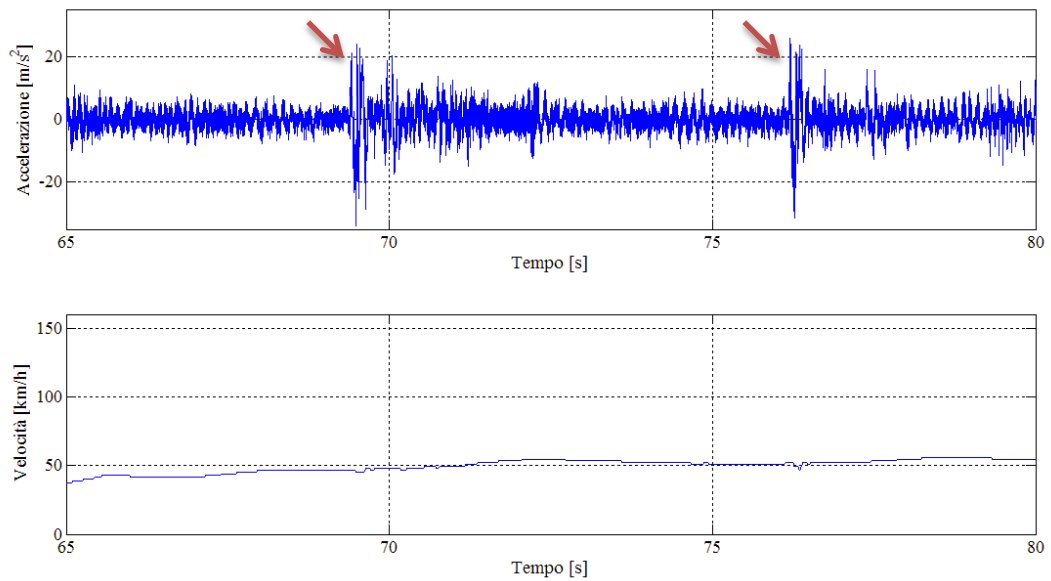


**Figura 2.11** Storia temporale acquisita durante un test: a) accelerazione verticale A1 su tappo forcella; b) profilo di velocità del motociclo. Riquadro arancione: Pavè (ingrandimento in Figura 2.13). Riquadro rosso: Dissuasori (ingrandimento in Figura 2.12). Riquadro azzurro: Strada extra-urbana. Riquadro verde: Strada urbana.

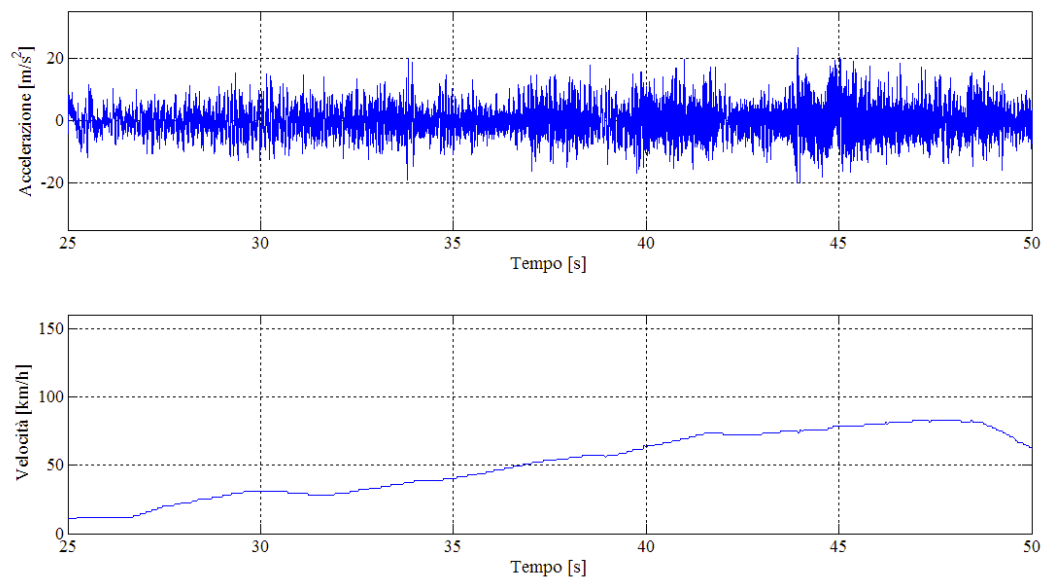
In Figura 2.12 è riportato un dettaglio ripreso dalla zona con riquadro rosso, dove è possibile distinguere l'impatto con due dissuasori (dossi) alla velocità costante di 50 km/h. L'impatto è riconducibile ai picchi di accelerazione verticale misurata, contrassegnati in figura.

In Figura 2.13 è riportato un dettaglio della zona con riquadro arancione in cui il collaudatore passa su strada pavimentata (pavè). Si può notare dal grafico delle accelerazioni che il livello energetico introdotto dal pavè è leggermente superiore e distribuito nel tempo, a differenza del dosso che invece introduce energia in modo concentrato. Da notare inoltre che il pavè viene percorso con una lieve accelerazione del veicolo perché tale zona si trova nella parte iniziale del percorso, dove si parte da fermi. In ogni caso è stato chiesto ai collaudatori di contenere al minimo tale accelerazione per rendere le prove al più possibile ripetitive.

Per brevità si omettono i dettagli delle altre zone indicate, in quanto dalla sola visualizzazione delle accelerazioni difficilmente si riescono a ricavare informazioni utili.



**Figura 2.12** Dettaglio dell'impatto con due distrattori alla velocità costante di 50 km/h.



**Figura 2.13** Dettaglio dell'attraversamento della zona di strada pavimentata (Pavè).

Nei successivi Capitoli i dati acquisiti durante i test appena descritti saranno analizzati ed elaborati. Nel Cap. 3 saranno presentate metodi e risultati delle analisi di oggettivazione delle percezioni soggettive di guida, nelle diverse configurazioni.

Saranno in particolare utili allo scopo le misure provenienti dagli accelerometri A1 e A3 vicini ai punti di contatto moto-pilota.

Nel Cap 4 si presenteranno invece metodi e risultati della stima delle velocità di escursione delle sospensioni, attraverso le misure accelerometriche svolte durante le prove. A tale scopo sono stati utilizzati i dati relativi ad una delle uscite con configurazione semi-attiva delle sospensioni.

### **3. Oggettivazione delle percezioni soggettive di guida**

*In questo Capitolo verranno presentate le procedure di elaborazione dei dati acquisiti per l'ottenimento di indici oggettivi globali, rivolti al confronto nelle diverse tarature delle sospensioni SPIDER.*

*Il Capitolo inizia con una breve descrizione della procedura di sincronizzazione dei dati provenienti da differenti dispositivi di acquisizione.*

*Successivamente vengono presentati gli autospettri medi combinati delle accelerazioni, utilizzati per un'analisi qualitativa nel dominio delle frequenze. Un'analisi quantitativa è stata effettuata ricavando dagli spettri l'integrale definito su un intervallo di frequenze di riferimento.*

*Un'analisi quantitativa nel dominio del tempo è stata condotta applicando le normative ISO per la valutazione degli indici di comfort WBV e HTV. I dati acquisiti sono stati poi osservati durante l'attraversamento di un ostacolo concentrato (dosso), ricavando l'indice sintetico del comfort VDV e della stabilità PRD.*

*In conclusione del Capitolo si presenta la procedura di calcolo di un indice soggettivo, legato alle sensazioni di guida dei collaudatori, e si propone un confronto globale tra i risultati di tutti gli strumenti di analisi adottati.*

#### **3.1 Sincronizzazione dati**

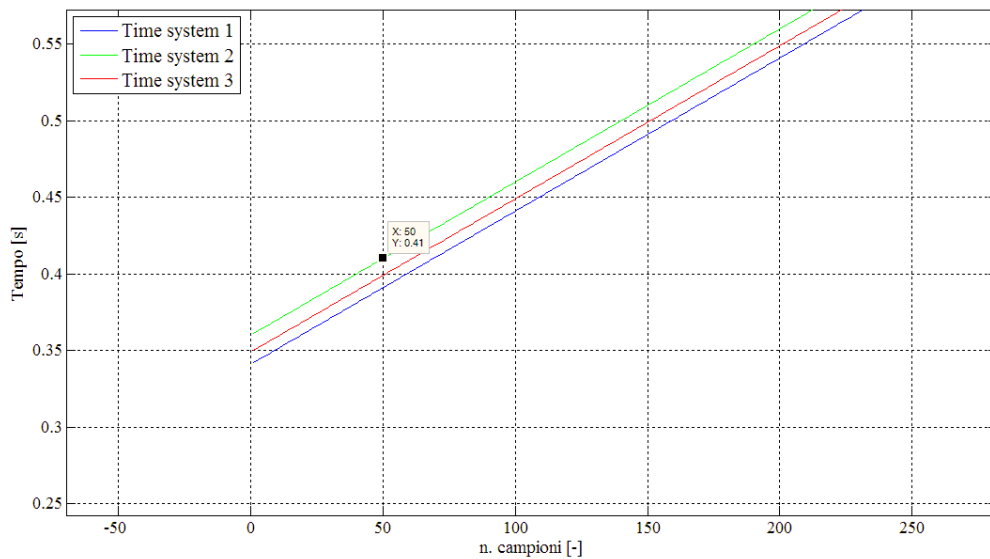
Come già accennato nel Paragrafo 2.2 si è riscontrata una non perfetta sincronizzazione dei record temporali acquisiti sui diversi acquisitori, legata ai *clock* interni dei dispositivi.

La sincronizzazione dei segnali di accelerazione è di fondamentale importanza nel momento in cui essi dovranno essere combinati tra loro nel dominio del tempo. È stato dunque indispensabile sincronizzare i dati sia per le valutazioni oggettive delle percezioni di guida, sia per la ricostruzione dei segnali di velocità delle sospensioni.

Nella lista canali di ciascun acquisitore (vedi Figura 2.5) è disponibile un canale, denominato *Time system*, in cui è registrato per ciascun campione il valore del *clock* interno del dispositivo, espresso in secondi.



In Figura 3.1 si riporta il confronto grafico dei suddetti canali appartenenti a tre differenti dispositivi. Le rette rappresentano il tempo trascorso dall'istante d'inizio acquisizione di ciascun dispositivo in funzione del numero di campioni registrati. È possibile notare che esse non si sovrappongono perfettamente a causa di uno sfasamento temporale costante, dell'ordine di pochi millisecondi, dovuto, come detto, alla non perfetta simultaneità del segnale *trigger* di alimentazione dei dispositivi (vedi Par. 2.2).



**Figura 3.1 Sfasamento temporale tra i diversi dispositivi di acquisizione dati.**

Una volta importati i dati in ambiente Matlab<sup>®</sup> è stato possibile sincronizzare i record di dati implementando una semplice procedura (*routine*), sintetizzata nello schema a blocchi riportato in Figura 3.2.

Analizzando i segnali *Time system*, la *routine* riconosce il dispositivo con maggior ritardo (indicato con *Rif* in figura) e calcola lo sfasamento temporale  $\Delta t$  degli altri dispositivi rispetto ad esso. In seguito esegue uno slittamento relativo di tutti i segnali provenienti da ciascun acquirente di un numero di campioni esattamente pari all'anticipo rispetto all'acquirente più in ritardo ( $\Delta t_{i,Rif}$  in figura). Siccome la frequenza di campionamento è uguale per tutti i dispositivi ed è pari a mille campioni in un secondo (1000 [Hz]), se la *routine* trova, ad esempio, uno sfasamento  $\Delta t = 0.020$  [s] tra il Disp.1 e il dispositivo di riferimento, essa sposterà in avanti di 20 campioni tutti i segnali del Disp.1, eliminando gli ultimi 20 campioni in esubero. Così facendo ci si ritrova tutti i segnali sincronizzati tra loro e, in assoluto, con quelli appartenenti al dispositivo di acquisizione maggiormente in ritardo. La perdita d'informazione è minima ed è pari al numero di campioni

corrispondente allo sfasamento massimo tra gli acquisitori che, come già detto, è dell'ordine dei millisecondi (poche decine di campioni).

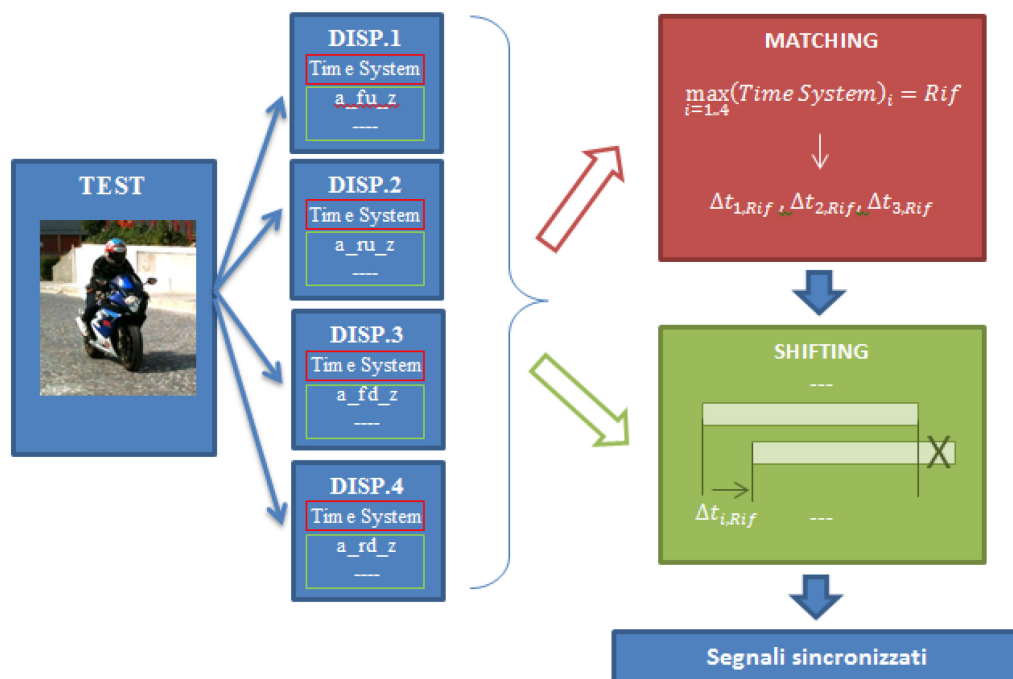


Figura 3.2 Schema a blocchi sintetico della routine di sincronizzazione dati. In rosso si evidenziano i segnali *Time System*, utilizzati per il calcolo degli sfasamenti temporali. In verde si evidenziano tutti gli altri segnali registrati su ciascun dispositivo di acquisizione dati.

In Figura 3.3 si può apprezzare il risultato della procedura di sincronizzazione direttamente sui segnali *Time System* “shiftati e spezzati” in modo da sovrapporsi esattamente a quello di riferimento. Poiché la scala dei tempi è 0÷450 [s], quella delle ascisse è 0÷ $4.5 \cdot 10^5$  [campioni] e la frequenza di campionamento è  $f_{s\text{amp}}=1$  [kHz], i segnali appaiono esattamente come rette con pendenza unitaria.

La procedura di sincronizzazione appena descritta è semplice da applicare in fase di analisi e nasce dall'esigenza di acquisire 12 canali analogici su quattro diversi dispositivi, a causa della non contemporaneità del *trigger*.

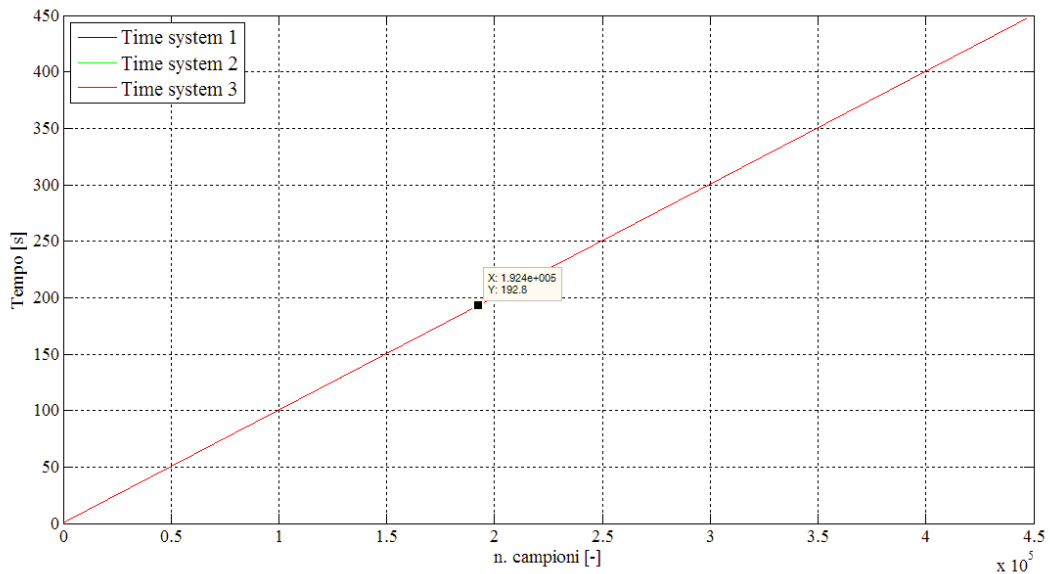


Figura 3.3 Risultato della procedura di sincronizzazione sui segnali *Time System*.

### 3.2 Analisi in frequenze: autospettri medi combinati

In questo paragrafo si conduce un'analisi delle accelerazioni nel dominio delle frequenze.

Lo strumento di analisi utilizzato è l'autospettro medio combinato, calcolato per i segnali provenienti dagli accelerometri A1 ed A3 collocati, rispettivamente, in prossimità del manubrio e della sella<sup>4</sup> (vedi Figura 2.7). Tale strumento consente di individuare per ciascuna delle quattro tarature sospensioni descritte al Paragrafo 2.4:

- gli intervalli di frequenza relativi ai moti di cassa, delle masse non sospese ad al forzamento indotto dal motore;
- la banda passante in prossimità di sella e manubrio;
- una stima del livello globale di energia introdotta dalle fonti di eccitazione e percepita dal conducente.

#### 3.2.1 CALCOLO DELL'AUTOSPETTRO

Come mostrato nell'Eq. (3.1) l'autospettro è stato ottenuto trasformando nel dominio delle frequenze i campioni dei segnali attraverso la trasformata di Fourier e moltiplicando il valore ottenuto per il suo complesso coniugato.

<sup>4</sup> Nel seguito le accelerazioni misurate dagli accelerometri A1 ed A3 saranno rispettivamente indicate con "Sella" e "Manubrio".

$$S_{AA} = A(f) \cdot A^*(f) \quad (3.1)$$

in cui:

- $A(f)$  è la trasformata di Fourier del segnale;
- $A^*(f)$  è il complesso coniugato di  $A(f)$ .

Per ridurre l'effetto del rumore di misura dei segnali sull'autospettro, si è deciso di suddividere l'intera acquisizione in finestre di osservazione più piccole e di durata temporale costante, calcolare gli autospettri per ogni osservazione ed infine mediarli tra loro. Per tale motivo si è parlato in precedenza di autospettro medio. L'aggettivo "combinato" si riferisce invece alla combinazione vettoriale degli autospettri medi calcolati nelle tre direzioni di misura.

La suddivisione in finestre di osservazione impone la scelta dei seguenti parametri:

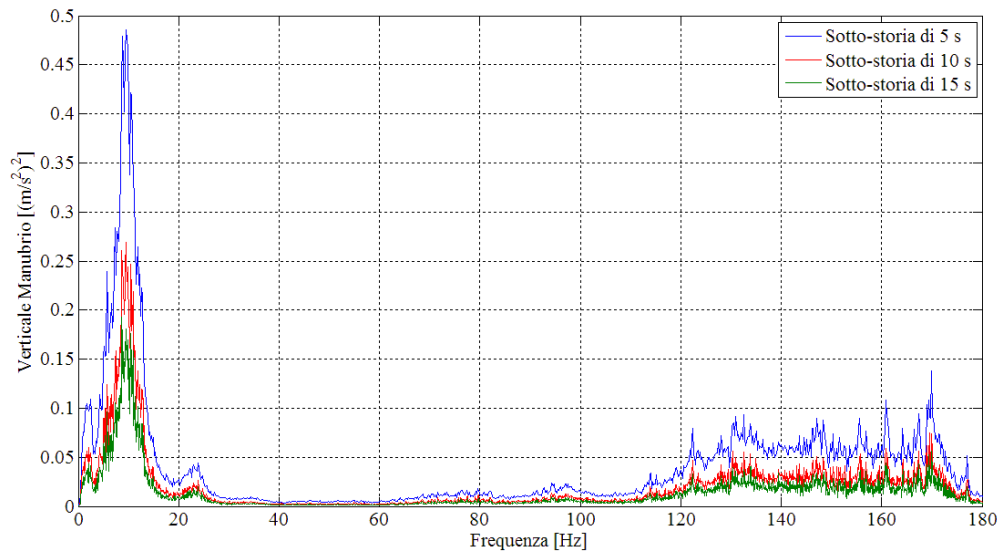
- lunghezza dell'osservazione;
- tipo di finestrazione;
- percentuale di sovrapposizione di ogni finestra temporale con quella successiva (*overlap*).

Ciascuno di questi parametri ha una particolare influenza sul calcolo dell'autospettro. Nel seguito sono illustrati gli autospettri medi dell'accelerazione verticale Manubrio, nella configurazione MORBIDA delle sospensioni SPIDER<sup>®</sup>, calcolati per valori differenti dei suddetti parametri.

In Figura 3.4 si riportano gli autospettri medi calcolati con tre differenti lunghezze di osservazione (5s, 10s e 15s). Si può notare che al crescere della lunghezza aumenta la risoluzione in frequenza ed i contributi si distribuiscono in maniera più definita sulle rispettive frequenze, evitando che essi vengano concentrati su poche righe spettrali. L'autospettro con medie su 5 s di osservazione presenta, infatti, picchi più alti rispetto a quello mediato su 15 s, proprio perché l'energia si distribuisce su una risoluzione spettrale inferiore.

Si è quindi scelto di usare una lunghezza della finestra di 10 s, che consente una buona risoluzione spettrale (circa 0.1 Hz) ed una buona attenuazione del rumore.

Anche il tipo di finestra influisce sul calcolo dell'autospettro, in quanto dalla forma della sua trasformata di Fourier dipendono la *selettività* e l'*effetto leakage* ([19]).



**Figura 3.4** Effetto della lunghezza della finestra di osservazione sull'Autospettro dell'accelerazione verticale Manubrio. In blu  $t=5s$ . In rosso  $t=10s$ . In verde  $t=15 s$ .

In Figura 3.5 sono rappresentati gli andamenti nel dominio del tempo delle funzioni di finestra utilizzate: *Flat-top*, *Hanning* e Rettangolare. Si vede che la finestra Rettangolare non applica alcun “peso” sul segnale nel tempo, in quanto ha modulo unitario in tutto l’intervallo di finestra. Le finestre *Hanning* e *Flat-top* applicano invece una pesatura dei dati che tende ad attenuare le estremità del segnale nell’intervallo di finestra. Questa tecnica è tipica per i segnali non periodici con campionamento asincrono e, come sarà spiegato in seguito, riduce l’effetto di distribuzione dell’energia lungo l’asse delle frequenze.

In Figura 3.6 si riporta un tipico andamento nel dominio delle frequenze delle funzioni di finestra. Si può notare che esse hanno un andamento con un lobo centrale (a sinistra in figura) e lobi laterali attenuati in ampiezza. In rosso sono indicati i parametri di caratterizzazione delle finestre.

La larghezza del lobo principale viene definita come il numero di punti a cui corrisponde una attenuazione dell’ampiezza del lobo principale di -6 dB (cioè un dimezzamento dell’ampiezza del lobo principale).

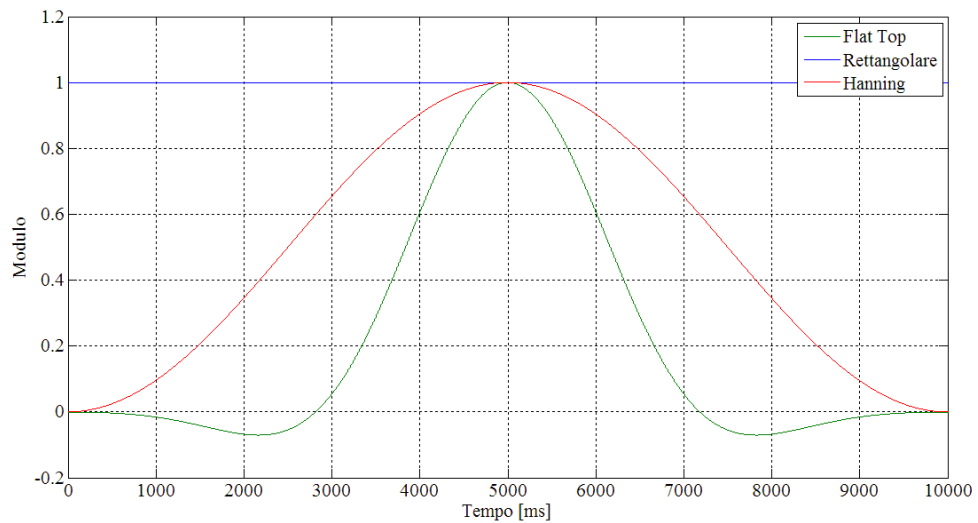


Figura 3.5 Andamento nel tempo delle funzioni finestra impiegate.

La massima altezza dei lobi laterali è il livello del più alto dei lobi laterali (espresso in decibel) al di sotto dell'ampiezza del lobo principale. La velocità di decadimento (*roll-off rate*) dei lobi laterali è la pendenza asintotica di decadimento delle ampiezze dei lobi laterali espressa in decibel su decade di frequenza.

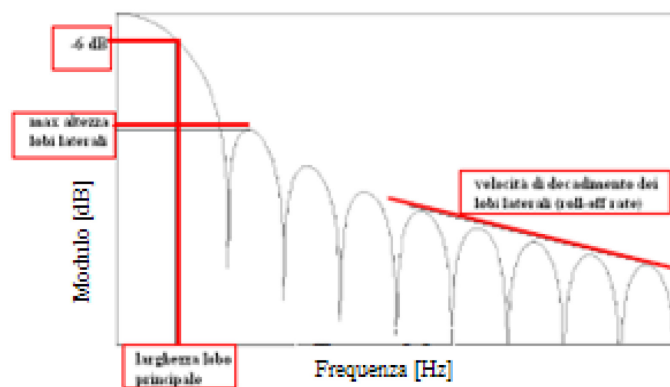


Figura 3.6 Caratteristiche della finestra nel dominio delle frequenze (tratto da [19]).

La selettività dipende dalla larghezza del lobo centrale; infatti, per mantenere separate e quindi distinguibili due righe spettrali di frequenza vicina, è necessario adottare una finestra il cui lobo centrale abbia larghezza inferiore alla differenza di frequenza delle componenti spettrali di interesse.

L'effetto *leakage* dipende dall'andamento dei lobi laterali e consiste nella dispersione delle componenti spettrali del segnale in ingresso lungo l'asse delle frequenze, con conseguente attenuazione delle ampiezze.

In conclusione, scegliere la finestra ottimale significa individuare la finestra il cui spettro fornisca il compromesso migliore tra dispersione e risoluzione spettrale, in relazione al contenuto a cui si è interessati.

In Tabella 3.1 sono riportati i parametri caratteristici delle tre finestre sperimentate.

La finestra Rettangolare è di facile implementazione in quanto tutti i campioni hanno lo stesso peso unitario, ha un lobo centrale stretto ma ha lobi laterali poco attenuati e il loro decadimento è basso.

Tipo Finestra	Larghezza lobo principale (-6 dB)	Massima altezza lobi laterali (dBu)	Roll-off rate lobi laterali (dB/decade)
Rettangolare	1.21	-13	20
Hanning	2.00	-32	60
Flat-Top	3.56	-44	20

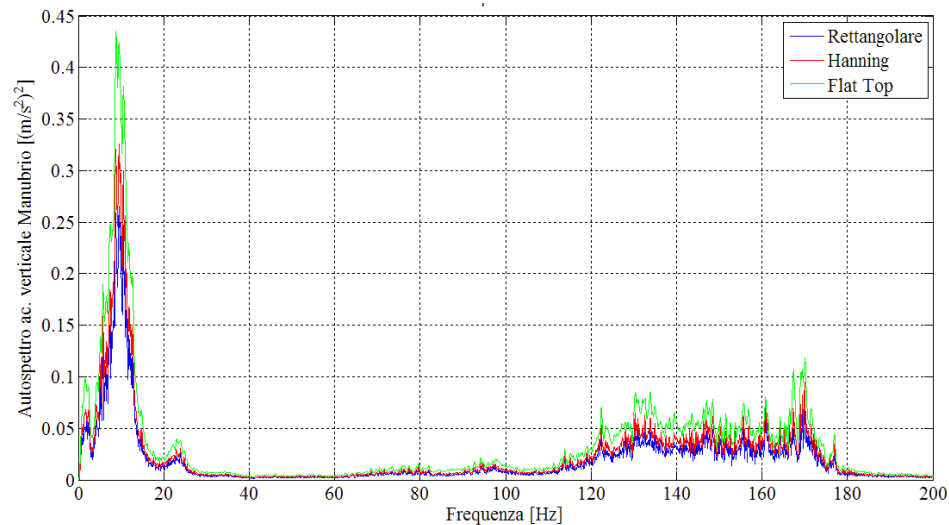
**Tabella 3.1 Confronto parametri caratteristici delle finestre (tratto da [19]).**

La finestra di *Hanning* presenta un buon compromesso tra tutti i parametri, funziona abbastanza bene nella maggioranza dei casi d'interesse pratico, ha un lobo centrale abbastanza stretto e quindi fornisce una buona risoluzione spettrale. L'altezza dei lobi laterali è molto attenuata rispetto a quella del lobo centrale e il loro decadimento è abbastanza rapido.

La *Flat-Top* ha un lobo centrale abbastanza largo, un decadimento dei lobi laterali uguale alla finestra rettangolare ma evidenzia l'ampiezza delle componenti in frequenza. Quindi, se si vuole valutare l'ampiezza di una componente piuttosto che la sua localizzazione in frequenza, è preferibile questo tipo di finestratura che ha una funzione finestra con un lobo centrale più largo e piatto in corrispondenza del suo massimo.

In Figura 3.7 si riportano gli autospettri medi dell'accelerazione verticale Manubrio, calcolati con le tre finestre rappresentate in Figura 3.5.

Poiché le tre finestre adottate possiedono un guadagno di picco nel dominio delle frequenze diverso tra loro, per rendere confrontabili gli autospettri è stato necessario normalizzare i moduli rispetto ai valori di picco delle finestre.



**Figura 3.7** Effetto del tipo di finestra sull'Autospettro dell'accelerazione verticale Manubrio. In blu Rettangolare. In rosso Hanning. In verde Flat Top. Ingrandimento intorno ai 50 Hz.

In Tabella 3.2 sono riportati i fattori di normalizzazione (*coherent gain*) per le singole finestre, ricavati da ricerche bibliografiche ([20]). Poiché si tratta di autospettri, le cui dimensioni sono quadratiche, le normalizzazioni sono state effettuate rispetto al quadrato dei valori indicati.

Finestra	Scaling Factor (Coherent Gain)
Rettangolare	1
Hanning	0.5
Flat Top	0.22

**Tabella 3.2** Fattori di normalizzazione delle finestre (tratto da [20]).

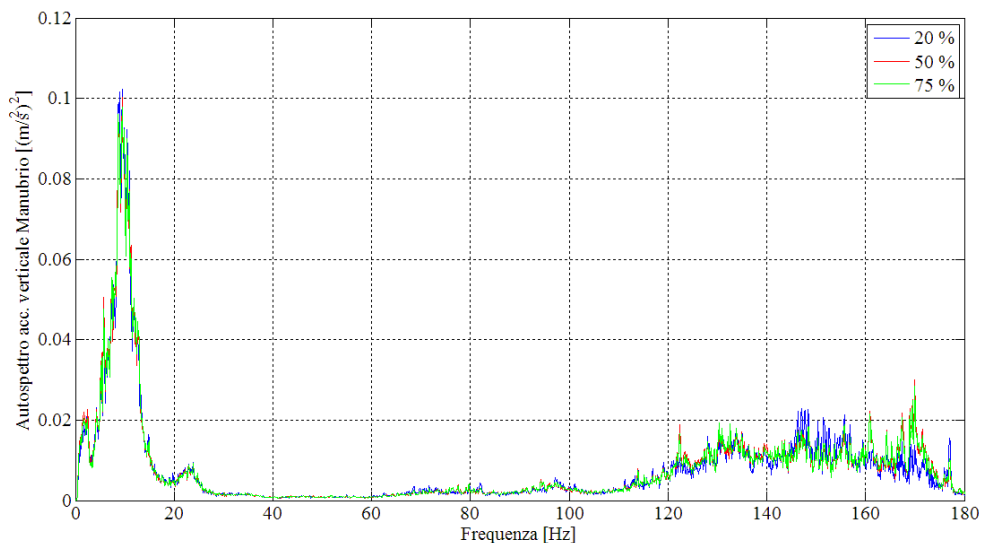
Il risultato è coerente con le caratteristiche delle diverse tipologie di finestre considerate. Infatti, la *Flat-Top*, avendo un lobo centrale molto ampio, ha una bassa risoluzione spettrale, ma al contempo riesce ad evidenziare le ampiezze associate ad una certa frequenza (si nota come i picchi siano più elevati). Si nota, invece, che la finestra Rettangolare, avendo un lobo centrale molto stretto, tende ad attenuare i picchi elevati, associati alle frequenze proprie del sistema.

Tra le finestre impiegate si è scelto di utilizzare la *Hanning* poiché assicura un buon compromesso tra l'attenuazione dei picchi elevati (a cui siamo interessati per riconoscere le frequenze dei moti di cassa ecc.) e la distribuzione dell'energia su righe spettrali adiacenti per effetto *leakage*.



L'*overlap* consiste nell'utilizzare per ogni finestra di N campioni una parte della finestra precedente, si tratta di una tecnica molto utile quando si utilizzano finestre temporali. La finalità è di aumentare il numero di finestre temporali e quindi il numero di campioni su cui mediare.

Si riporta in Figura 3.8 il grafico dell'autospettro con tre diverse percentuali di sovrapposizione tra i dati delle finestre adiacenti.



**Figura 3.8 Effetto della percentuale di overlap sull'Autospettro dell'accelerazione verticale Manubrio. In blu overlap al 20%. In rosso overlap al 50%. In verde overlap al 75%.**

Dal grafico si evince che il livello di sovrapposizione dei dati non influisce in maniera significativa sul contributo in frequenza dell'autospettro. Quindi, per avere la possibilità di mediare su una popolazione maggiore di campioni, si è scelto di utilizzare una percentuale di *overlap* del 75%.

Riepilogando le analisi dell'autospettro verranno eseguite con i seguenti parametri:

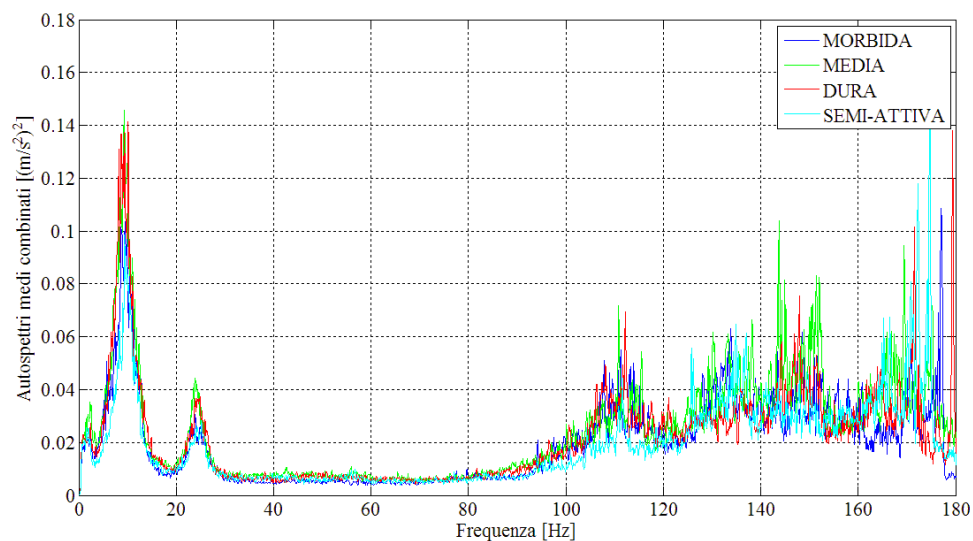
- lunghezza della finestra: 10 s;
- tipo di finestra: *Hanning*;
- percentuale di *overlap*: 75%.

Gli autospettri medi sono stati calcolati per ogni direzione di misura degli accelerometri A1 ed A3. Successivamente gli autospettri nelle tre direzioni di ciascun accelerometro sono stati combinati tra loro, attraverso l'operazione di media geometrica, ottenendo l'autospettro medio combinato:

$$S_{comb} = \sqrt{S_{xx}^2 + S_{yy}^2 + S_{zz}^2} \quad (3.2)$$

in cui  $S_{xx}$ ,  $S_{yy}$  ed  $S_{zz}$  sono, rispettivamente, gli autospettri nelle direzioni longitudinale, laterale e verticale.

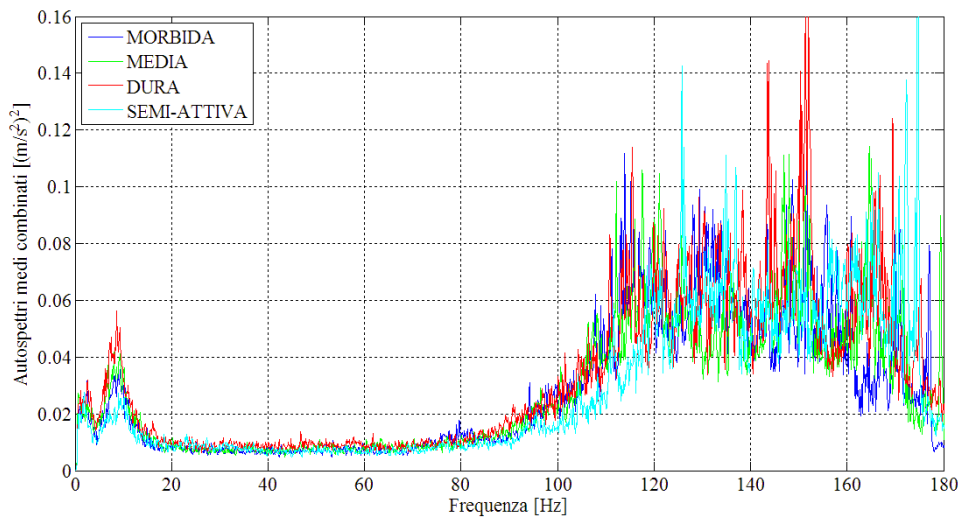
Una volta definiti i parametri per il calcolo degli autospettri medi combinati si riportano in Figura 3.9 e Figura 3.10 gli andamenti riscontrati per gli accelerometri su Manubrio e Sella, nelle quattro configurazioni delle sospensioni (MORBIDA, MEDIA, DURA e SEMI-ATTIVA).



**Figura 3.9 Autospettri medi combinati Manubrio nelle quattro configurazioni delle sospensioni. In blu MORBIDA. In verde MEDIA. In rosso DURA. In azzurro SEMI-ATTIVA.**

In prima analisi è possibile riconoscere alcuni picchi associati a determinati intervalli di frequenze. Da un'analisi bibliografica ([10]) è stato riscontrato che tali picchi sono imputabili:

- frequenze proprie dei moti di cassa;
- frequenze proprie dei moti delle masse non sospese;
- frequenze proprie del telaio;
- forzamento del motore (funzione dei giri motore).



**Figura 3.10 Autospettri medi combinati Sella nelle quattro configurazioni delle sospensioni. In blu MORBIDA. In verde MEDIA. In rosso DURA. In azzurro SEMI-ATTIVA.**

In Tabella 3.3 si riportano i *range* di frequenza associati alle suddette cause per il veicolo in esame.

	Frequenze [Hz]	
	Manubrio	Sella
<b>Masse sospese</b>	0÷3.5	0÷3.5
<b>Masse non sospese</b>	7÷13	7÷13
<b>Telaio</b>	20÷28	-
<b>Forzamento motore</b>	90÷180	90÷180

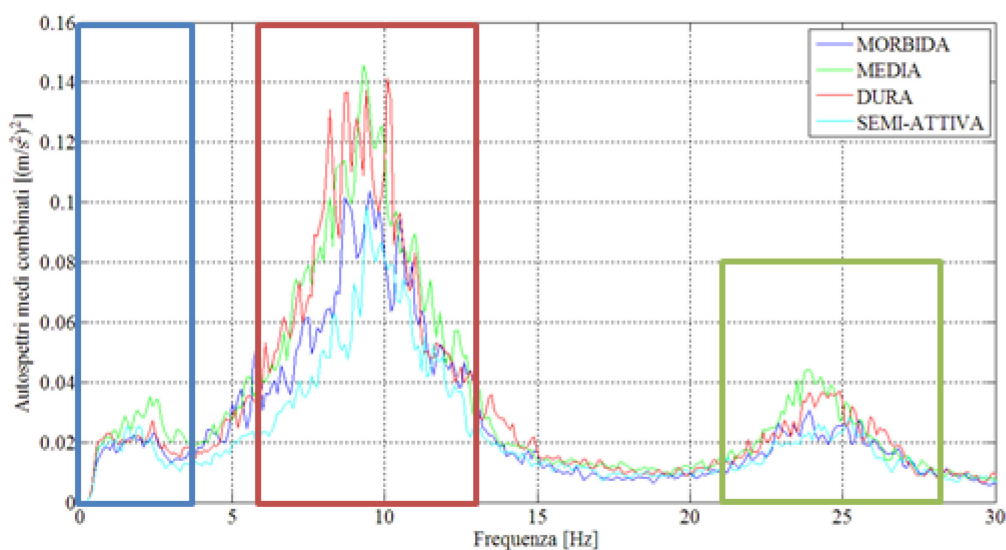
**Tabella 3.3 Range di frequenze misurati su accelerometri Manubrio e Sella.**

Si può notare che i *range* misurati non variano con la posizione di misura (ciò che varia sono le ampiezze), dal momento che la ripartizione delle masse tra anteriore e posteriore è vicina al 50% e che le masse non sospese sono dello stesso ordine di grandezza ([3]). Tuttavia è possibile notare che il picco associato alle vibrazioni del telaio viene riscontrato unicamente sul Manubrio (vedi Figura 3.9) e si trova intorno ai 25 Hz, frequenza tipica per motocicli di gamma super-sportiva ([1]). Il motivo per cui questo picco non compare sull'autospettro combinato Sella è legato al fatto che sull'attacco superiore del mono-ammortizzatore i moti flessionali e torsionali del telaio sono molto minori che in prossimità del canotto di sterzo.

Per quanto riguarda l'energia introdotta dal forzamento del motore, bisogna considerare che essa è legata al regime di rotazione. Si è infatti limitato il campo di interesse intorno ai 180 Hz proprio per considerare solo gli squilibri associati alle inerzie degli organi motore che si presentano con frequenza pari a quella associata

al regime di rotazione dell'albero motore ("1 per giro"). Il range di frequenze 90÷180 [Hz] corrisponde al range 5000÷11000 [RPM] di giri motore utilizzato durante il Test descritto al Par.2.4.

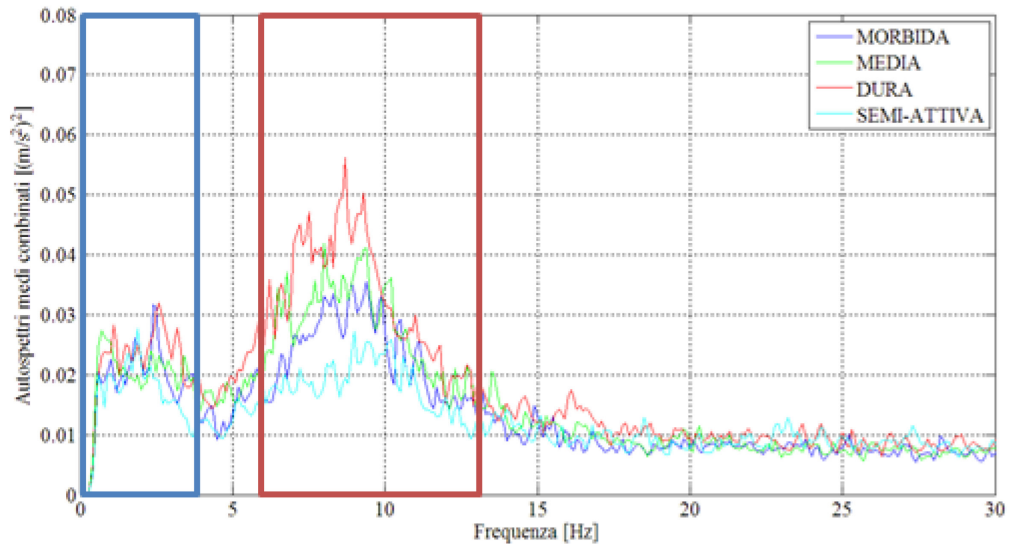
Per meglio visualizzare il comportamento del veicolo si riportano in Figura 3.11 e Figura 3.12 gli andamenti degli autospettri nel range di frequenze 0÷30 Hz. Nelle figure sono indicati nei riquadri colorati i *range* descritti in Tabella 3.3.



**Figura 3.11** Dettaglio degli autospettri medi combinati Manubrio tra 0 e 30 Hz. In blu: moti di cassa. In rosso: moti masse non-sospese. In verde: moti deformabili telaio.

Da un'analisi dei grafici risulta che al diminuire dello smorzamento della sospensione, ossia nel passaggio tra le tarature passive (DURA-MEDIA-MORBIDA):

- i picchi relativi ai moti delle masse sospese e non-sospese si attenuano, per cui diminuisce l'energia introdotta a quelle determinate frequenze;
- le frequenze proprie dei moti di cassa e ruote tendono leggermente a crescere;
- l'energia introdotta tra le due frequenze naturali (masse sospese e non-sospese) tende leggermente ad aumentare, poiché tali frequenze tendono ad accoppiarsi intorno a valori intermedi (circa 4÷5 Hz).



**Figura 3.12** Dettaglio degli autospettri medi combinati Sella tra 0 e 30 Hz. In blu: moti di cassa. In rosso: moti masse non-sospese.

Tali risultati sono coerenti con la teoria ([3]) relativa all'analisi di una sospensione passiva modellata con il modello *quarter vehicle* riportato in Figura 1.3.

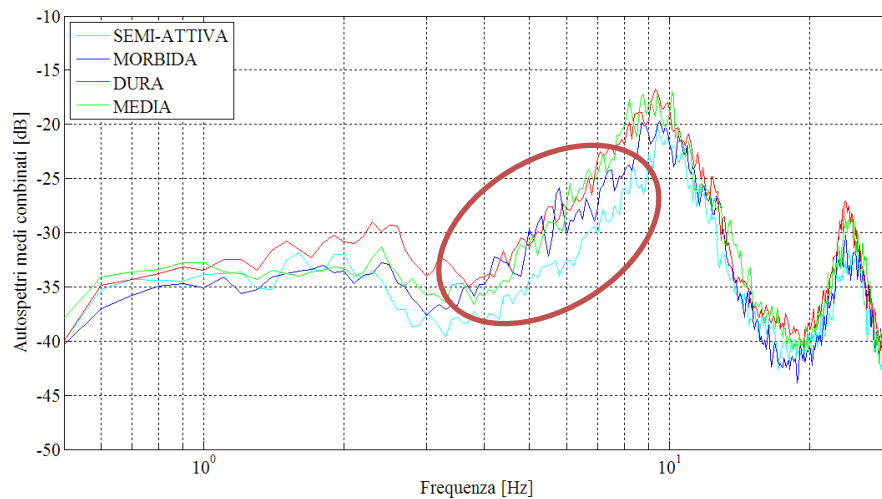
In Figura 3.13 si è trasformato il modulo degli autospettri in decibel (dB) e riportato le frequenze su una scala logaritmica. In questo modo l'ultimo dei tre risultati sopra indicati è meglio apprezzabile. La trasformazione in decibel è stata effettuata mediante l'Eq. (3.3)<sup>5</sup>.

$$[S_{comb}]_{dB} = 20 \cdot \log_{10}(S_{comb}) \quad (3.3)$$

Sul grafico è stata cerchiata la zona intermedia tra le prime due frequenze proprie allo scopo di far notare che: la diminuzione del fattore di smorzamento della sospensione riesce ad attenuare i picchi a discapito dell'energia introdotta nella banda 4÷8 Hz, le cui frequenze sono particolarmente fastidiose per il corpo umano ([8]). Risulta, invece, evidente che la configurazione SEMI-ATTIVA (in azzurro)

<sup>5</sup>Si è usato il fattore moltiplicativo 20 poiché ci si riferisce ad un rapporto in dB tra grandezze direttamente correlate ad una energia o una potenza. Si deve inoltre specificare che l'autospettro non corrisponde esattamente ad una funzione di trasferimento, per cui i commenti sui risultati ottenuti sono solo qualitativi.

delle sospensioni SPIDER riesce ampiamente a superare tale inconveniente, riducendo sia i picchi di ampiezza alle frequenze proprie, che l'energia introdotta nella banda intermedia.



**Figura 3.13 Autospettri medi combinati Manubrio in [dB].**

In seguito all'analisi qualitativa degli autospettri delle accelerazioni misurate, sono stati calcolati come indici oggettivi e quantitativi dei livelli energetici gli integrali definiti degli autospettri nel range di frequenza 0÷180 Hz:

$$I_i = \int_0^{180} S_{comb,i} \cdot df \quad (3.4)$$

*con  $i \in [Manubrio; Sella]$*

In Figura 3.14 e Figura 3.15 un istogramma confronta i valori dell'indice oggettivo, ottenuti per le diverse configurazioni delle sospensioni, rispettivamente, per Manubrio e Sella.

Le Figure confermano quanto finora detto relativamente alle quantità di energia introdotte (e quindi al livello di comfort) per ciascuna configurazione delle sospensioni.

Risulta evidente come al crescere dello smorzamento della sospensione aumentano gli indici oggettivi, principalmente a causa dell'aumento dei picchi di ampiezza alle frequenze proprie su indicate.

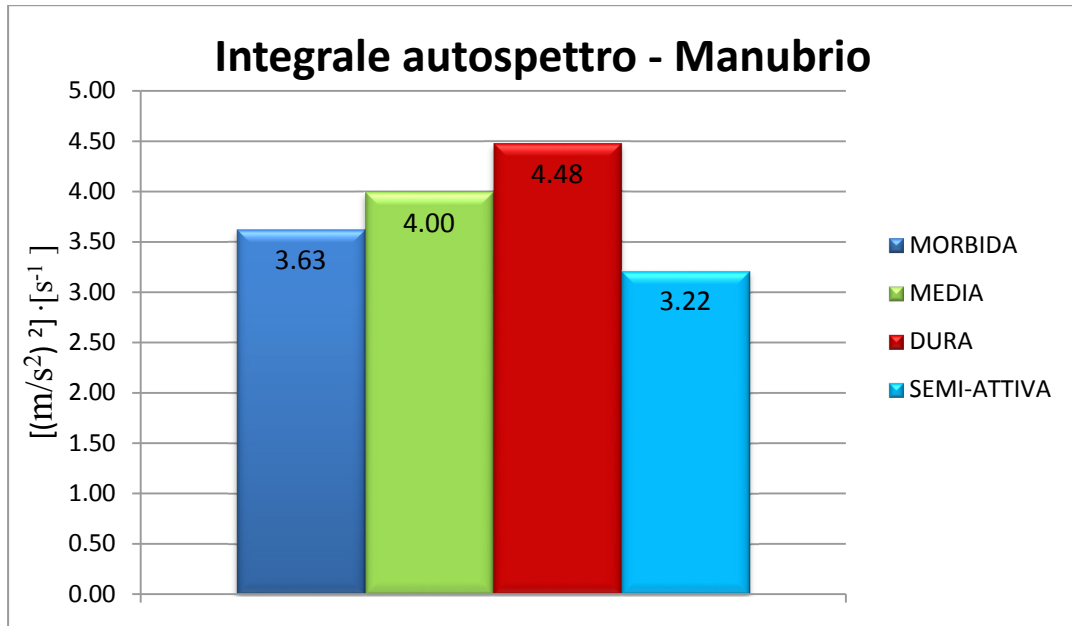


Figura 3.14 Integrale dell'autospettro medio combinato delle accelerazioni sul Manubrio.

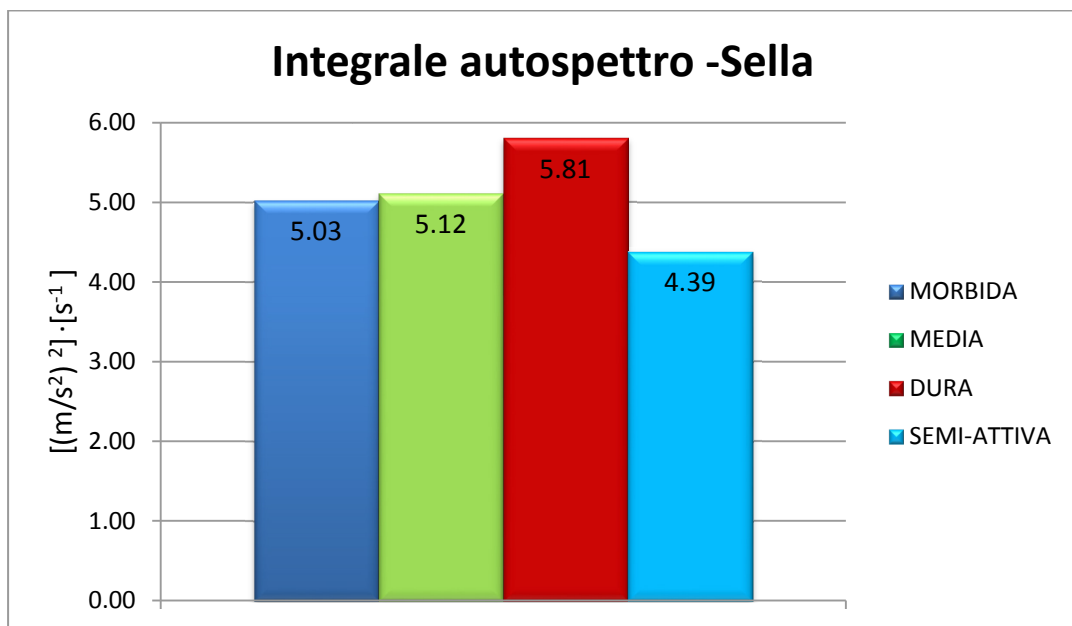


Figura 3.15 Integrale dell'autospettro medio combinato delle accelerazioni sulla Sella.

Per ottenere dall'integrale dell'autospettro un indice globale è stata eseguita una media dei valori adimensionalizzati rispetto al massimo valore riscontrato:

$$I_{globale} = \frac{I_{Manubrio,j}/\max_j I_{Manubrio,j} + I_{Sella,j}/\max_j I_{Sella,j}}{2} \quad (3.5)$$

con  $j \in [MORBIDA; MEDIA; DURA; SEMI - ATTIVA]$

Il risultato è riportato nell'istogramma di Figura 3.16

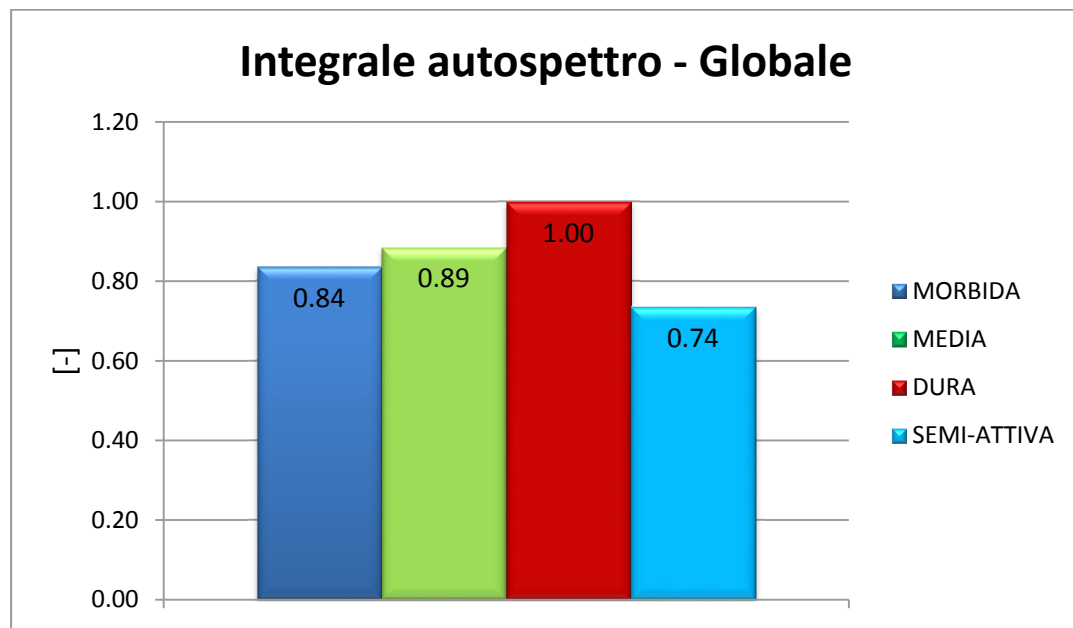


Figura 3.16 Indice oggettivo degli autospettri Globale.

Si può asserire che, secondo l'analisi condotta sui soli autospettri medi combinati, la configurazione SEMI-ATTIVA comporta un miglioramento sull'indice globale di circa il 10% rispetto alla migliore configurazione passiva.

### 3.3 Indici di comfort: r.m.s. ponderati ISO su manubrio e sella

In questo paragrafo verranno applicate le normative internazionali ISO 2631-1 [8] ed ISO 5349 [9] per il calcolo di indici oggettivi di comfort. Tali normative offrono metodiche valutative del rischio da esposizione a vibrazioni e si differenziano per il tipo di vibrazione e per la zona del corpo in esposizione. In particolare, la ISO 2631-1 riguarda le vibrazioni trasmesse all'intero corpo (*Whole Body Vibration-WBV*), mentre la ISO 5349 analizza le vibrazioni trasmesse alla mano (*Hand Transmitted Vibration - HTV*). Le metodiche si basano sulla misura della grandezza fisica espressa in Eq.(3.6)

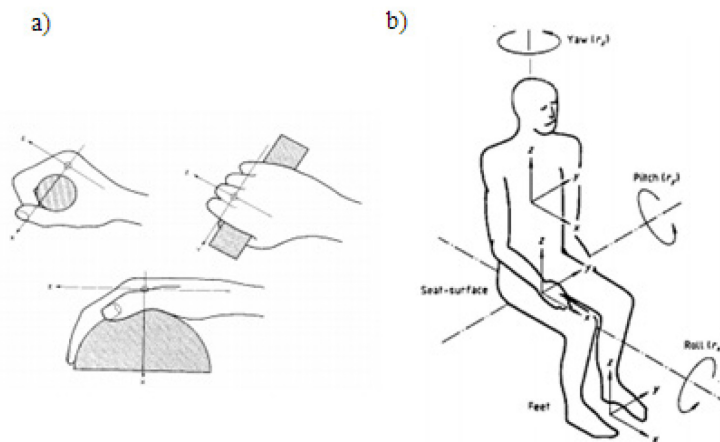


$$rms_w = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N a_w^2(i)} \quad (3.6)$$

dove:

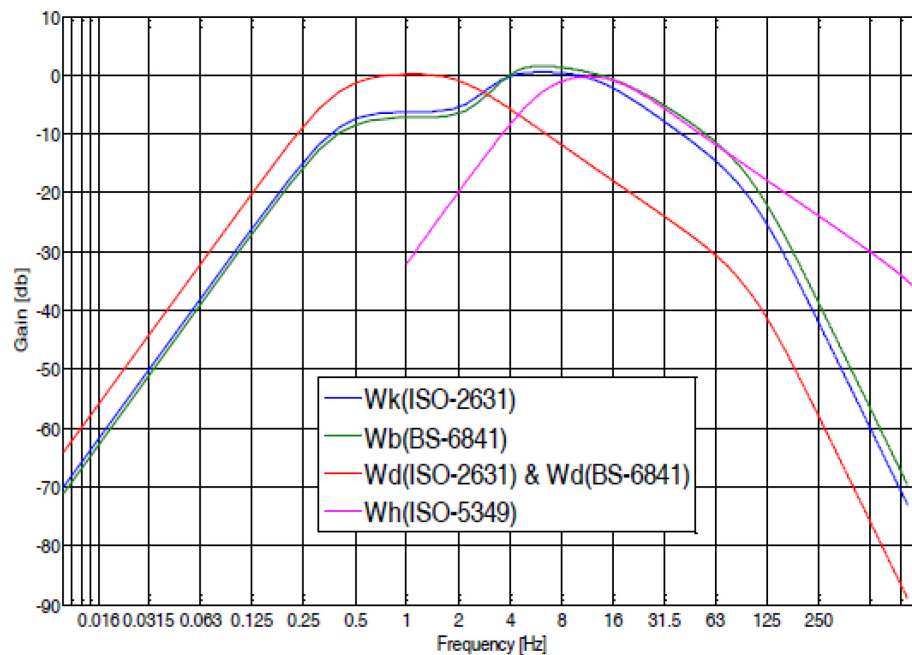
- $a_w$  è il generico segnale di accelerazione misurato, ponderato in frequenza;
- $N$  è il numero totale di campioni contenuti in ciascun segnale di accelerazione.
- $w$  indica che il segnale è stato pesato nelle frequenze (*weighed*).

Si tratta di una media quadratica (*Root Mean Square*) ed ha la stessa dimensione della grandezza misurata ( $[m/s^2]$ ). L'*rms* deve essere calcolato per ogni direzione di misura, a ciascuna delle quali si applica una diversa ponderazione. In Figura 3.17 si riportano le direzioni di misura indicate dalle normative. Osservando lo schema in Figura 2.6 si può notare che gli accelerometri A1 ed A3, pur non trovandosi esattamente nei punti di contatto, sono stati appositamente collocati con gli assi di misura congruenti con le norme.



**Figura 3.17** Direzioni di misura normative ISO. a) ISO5349; b) ISO2631-1.

Lo scopo della ponderazione è quello di evidenziare determinate frequenze particolarmente fastidiose per il corpo umano, rispetto ad altre meno nocive, o impercettibili. Per tale motivo si differenziano sia per il punto di contatto che per la direzione di eccitazione. In Figura 3.18 sono raffigurate le curve di ponderazione standard.



**Figura 3.18** Curve di ponderazione secondo normative ISO.

In particolare applicheremo le curve ISO2631 per la ponderazione delle accelerazioni della Sella. La curva  $W_k$  sarà applicata all'accelerazione verticale (asse z), mentre  $W_d$  sarà applicata agli assi longitudinale e trasversale (assi x ed y). La curva  $W_h$  relativa alla norma ISO5349 sarà, invece, applicata alle accelerazioni misurate sul Manubrio, in tutte le direzioni.

A titolo esemplificativo, si riporta in Figura 3.19 il confronto tra l'autospettro medio combinato Sella, calcolato in assenza e in presenza della ponderazione in frequenza delle accelerazioni nelle tre direzioni. Il risultato della ponderazione è evidente sull'autospettro in rosso, giacché si nota un decremento delle ampiezze a partire dai 10 Hz e al di sotto dei 4 Hz, principalmente a causa della curva di ponderazione  $W_k$ , applicata all'accelerazione verticale. Pertanto i contributi legati al forzamento delle motore sono completamente attenuati dalle curve di ponderazione.

Secondo la norma ISO2631 dopo aver calcolato i valori di *rms* mediante la (3.6) nelle tre direzioni di misura, il valore totale di vibrazioni a cui è esposto il corpo si ottiene mediante la media pesata indicata in Eq. (3.7).

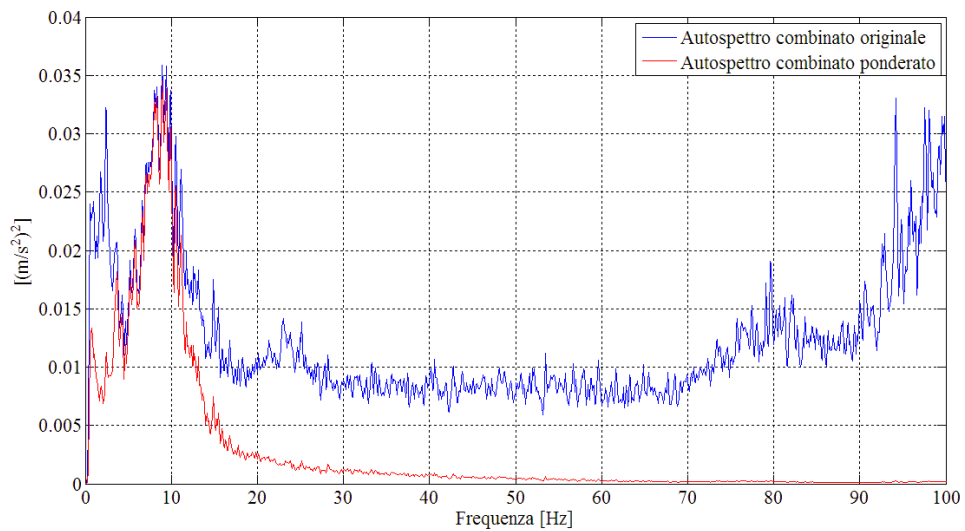


Figura 3.19 Autospettro combinato Sella. Effetto delle curve di ponderazione.

$$rms_{WBV} = \sqrt{1.4^2 \cdot rms_{w,x}^2 + 1.4^2 \cdot rms_{w,y}^2 + rms_{w,z}^2} \quad (3.7)$$

Secondo la norma ISO5349 bisogna effettuare una media geometrica tra gli rms delle accelerazioni ponderate nelle tre direzioni, come indicato in Eq.(3.8)

$$rms_{HTV} = \sqrt{rms_{w,x}^2 + rms_{w,y}^2 + rms_{w,z}^2} \quad (3.8)$$

Si riportano in Figura 3.20 i risultati ottenuti di  $rms$  ponderato delle accelerazioni in corrispondenza della Sella.

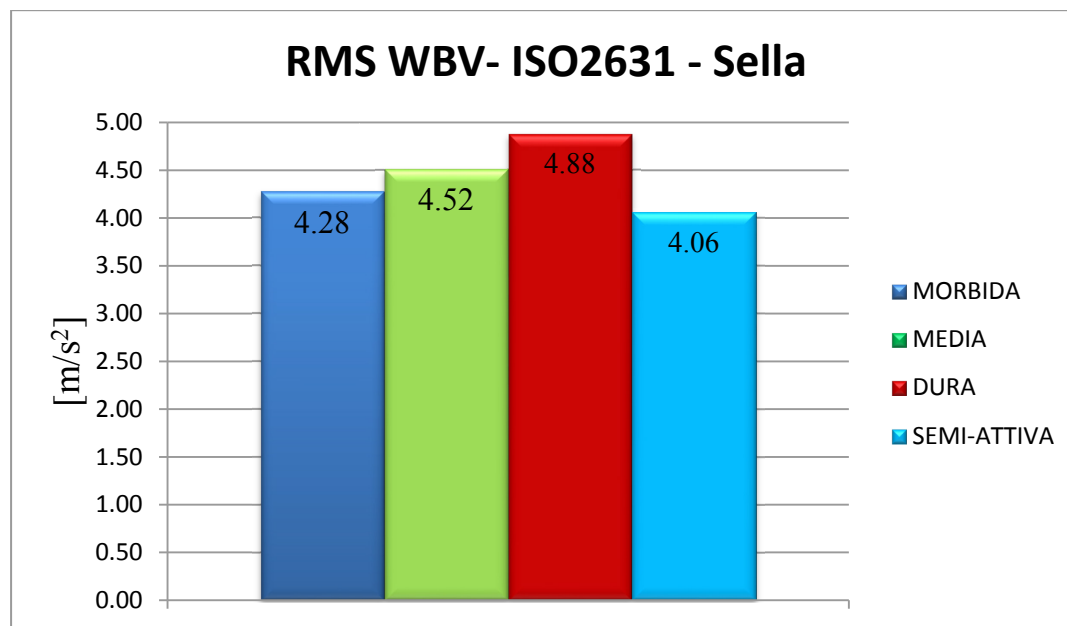


Figura 3.20 RMS ponderato ISO2631 Sella.

In Figura 3.21 si riportano i risultati di rms ponderato delle accelerazioni misurate in corrispondenza del Manubrio.

Si può notare, ancora una volta, in entrambi i casi, un peggioramento degli indici nel passaggio dalla configurazione MORBIDA alla DURA ed un miglioramento sensibile nella configurazione SEMI-ATTIVA.

Come già fatto per l'integrale dell'autospettro, si calcola un indice globale ottenuto dalla media dei due indici (Manubrio e Sella), dopo che essi sono stati normalizzati rispetto al valore massimo ottenuto.

In Figura 3.22 si riporta l'indice globale adimensionalizzato. Si può asserire che, mediante l'analisi condotta secondo le normative internazionali per l'esposizione del corpo e degli arti superiori a fonti di vibrazione, la configurazione SEMI-ATTIVA comporta un miglioramento sull'indice globale di circa il 6% rispetto alla migliore configurazione passiva e del 18% rispetto alla peggiore.

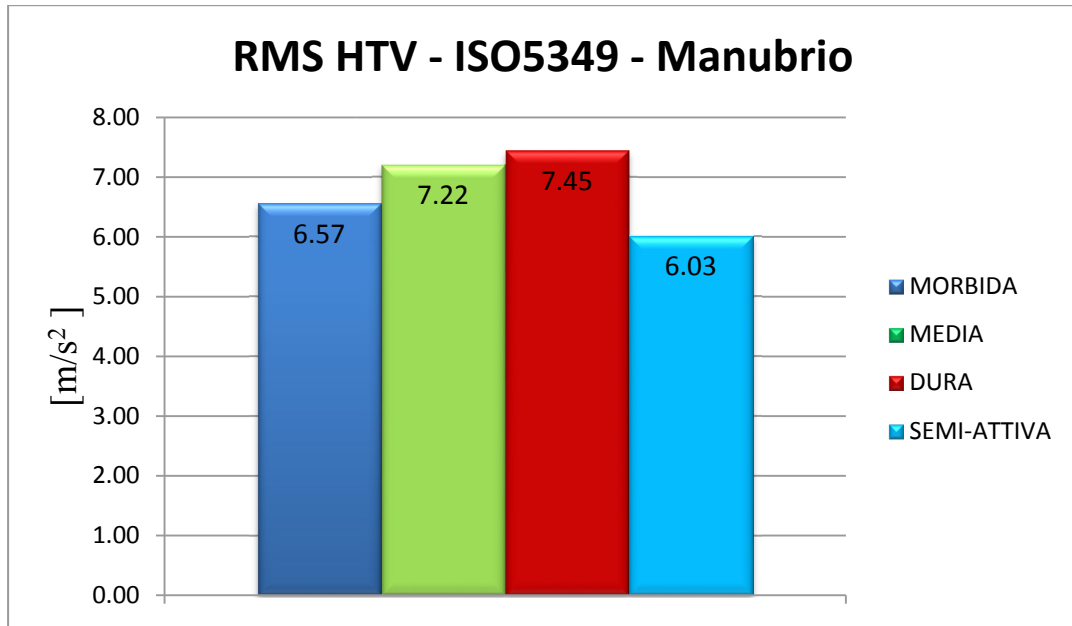


Figura 3.21 Figura 3.20 RMS ponderato ISO5349 Manubrio.

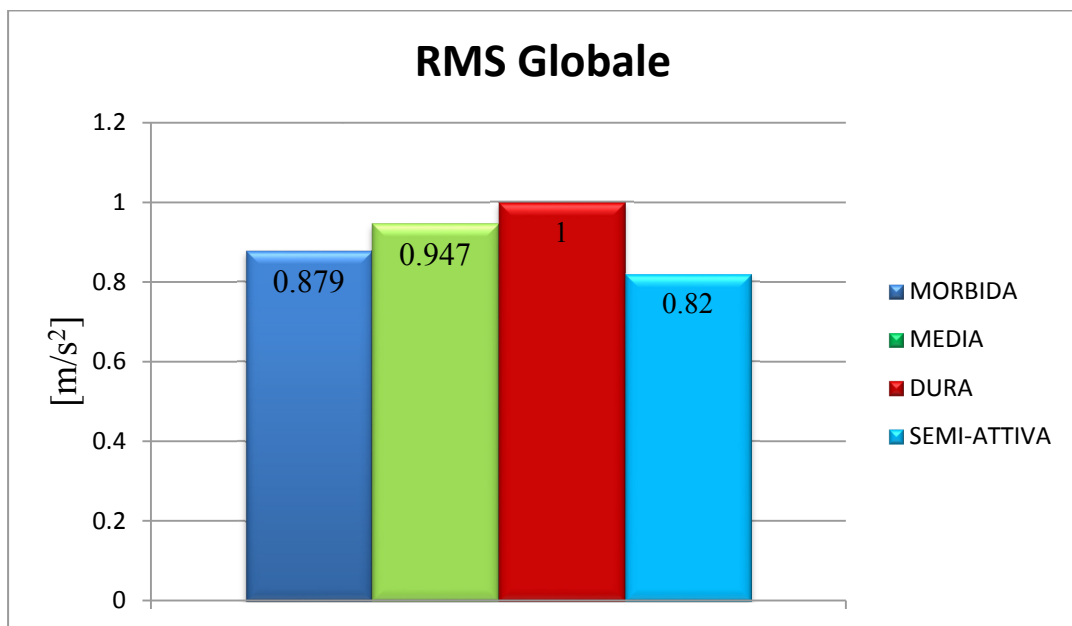


Figura 3.22 RMS ponderato Globale.

### 3.4 Analisi ostacoli concentrati: *VDV* e *PRD*

In questa sezione sarà osservato il comportamento del motociclo durante l'attraversamento di un ostacolo concentrato (dissuasore indicato in Figura 2.8), nelle quattro configurazioni delle sospensioni.

L'indagine è stata svolta elaborando le acquisizioni di accelerazione ottenute percorrendo un percorso studiato appositamente, già presentato nel Capitolo 2, che prevede il superamento di quattro dossi (della stessa forma e dimensione) mantenendo costante la velocità del motociclo (60 [km/h]). Il punto esatto in cui avviene l'impatto con il dosso si ottiene ricercando nella storia temporale acquisita un picco elevato del valore di accelerazione.

Per selezionare soltanto il superamento dell'ostacolo nel suo completo svolgimento, è stata creata una finestra temporale di lunghezza pari a 2.5 secondi centrata rispetto al picco dell'oscillazione e contenete anche il suo decadimento. La finestra è stata applicata ai segnali di accelerazione verticale su manubrio e sella, provenienti dagli accelerometri A1 e A3, ed al segnale di beccheggio (*pitch-rate*) misurato dal giroscopio G1 (vedi Figura 2.7).

I test su strada sono stati eseguiti con l'attenzione dei collaudatori nel mantere le stesse andature nelle diverse sezioni del percorso. Tuttavia è stato necessario correggere un certo sfasamento temporale fra i diversi record, in modo da sovrapporre esattamente l'istante d'impatto con l'ostacolo.

Saranno calcolati i due indici sintetici oggettivi di seguito elencati:

- *VDV* (*Vibration Dose Value*): utilizzato per la stima del livello di comfort nell'attraversamento di un dosso;
- *PRD* (*Pitch Rate Deviation*): utilizzato per la stima della stabilità del veicolo in seguito all'attraversamento di un dosso.

La formula per il calcolo del *VDV* è riportata in Eq.(3.9).

$$VDV = \sqrt[4]{\frac{T_s}{N} \sum_{1}^N a^4(i)} \quad (3.9)$$

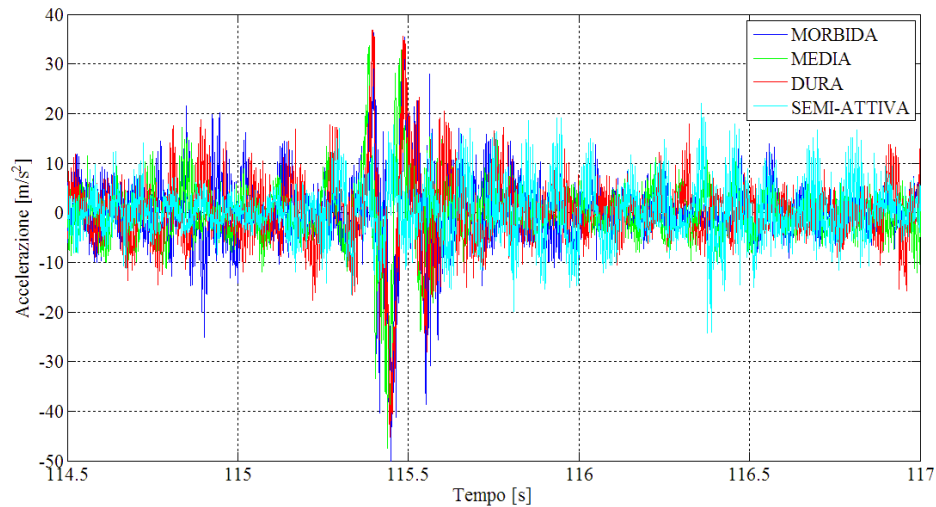
dove:

- $T_s$  è la durata in secondi della finestra di osservazione;
- $N$  è il numero di campioni contenuti nella finestra in esame;

- $a(i)$  è l' $i$ -esimo campione di accelerazione misurata.

Come si può notare il metodo  $VDV$  si basa sulla quarta potenza dell'accelerazione, per cui risulta maggiormente sensibile ai picchi del segnale rispetto al metodo basato sul calcolo del valore quadratico medio  $rms$ .

A titolo esemplificativo si riporta in Figura 3.23 l'andamento delle accelerazioni verticali Manubrio all'interno della finestra di osservazione per il calcolo del  $VDV$ .



**Figura 3.23 Accelerazioni verticali Manubrio nel superamento di un ostacolo concentrato.**

Da notare il picco nelle accelerazioni (circa  $38 \text{ [m/s}^2\text{]}$  per la configurazione DURA) intorno ai 115.5 secondi di acquisizione, ossia quando il veicolo si trova nella zona del percorso caratterizzata dalla presenza di quattro dissuasori. Sul grafico è riportato il segnale medio misurato nell'attraversamento dei quattro dossi, ma i valori di  $VDV$  sono stati calcolati separatamente per i quattro dossi e mediati, aritmeticamente, tra loro.

In Figura 3.24 e Figura 3.25 mediante grafico ad istogramma si confronta gli indici oggettivi  $VDV$  ottenuti rispettivamente per Manubrio e Sella. In entrambi i casi risulta ancora evidente un peggioramento dell'indice nel passaggio da tarature morbide a dure, ed un netto miglioramento nella configurazione SEMI-ATTIVA. Questo risultato era atteso, in quanto la strategia di controllo è stata realizzata in modo da riconoscere in "tempo reale" i picchi nelle velocità di escursione della sospensione e, automaticamente, ridurre il valore di smorzamento per meglio assorbire l'accelerazione verticale.

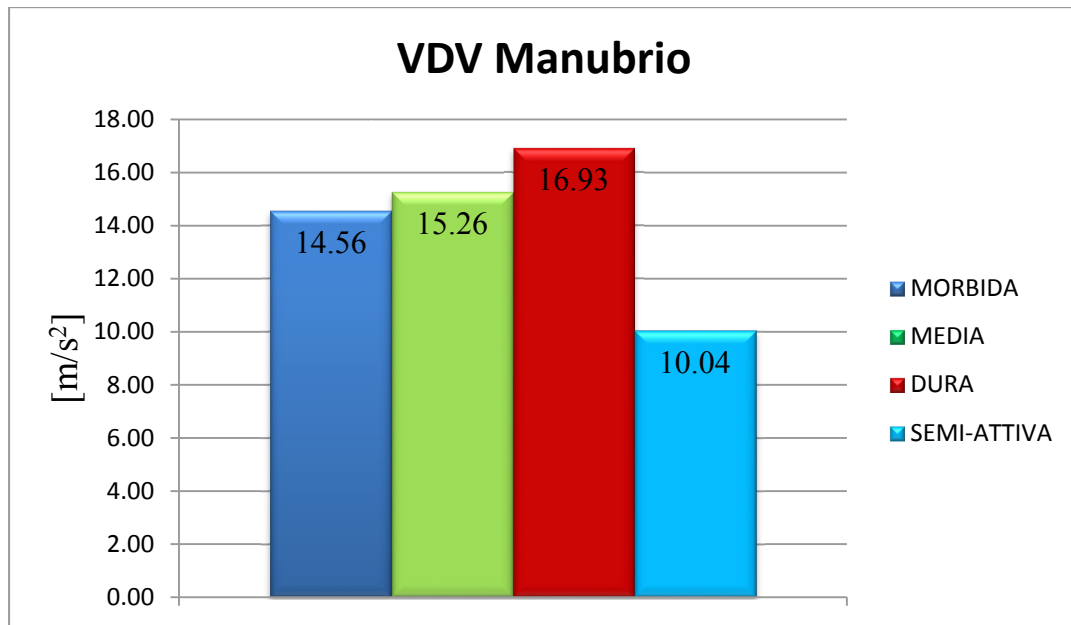


Figura 3.24 Vibration Dose Value - Manubrio.

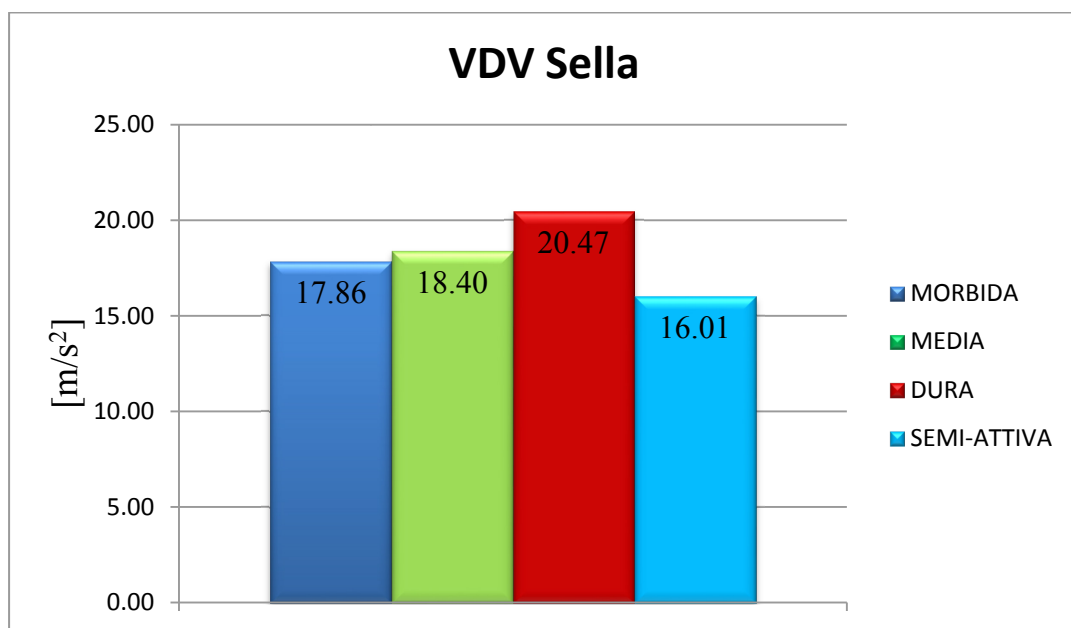


Figura 3.25 Vibration Dose Value - Sella.

Come già fatto per gli altri indici oggettivi, i valori di *VDV* Manubrio e Sella sono stati mediati tra loro per ottenere un valore globale della quantità di energia introdotta dalla sospensione nell'attraversamento di un ostacolo concentrato. La



media è stata effettuata dopo aver normalizzato ciascun indice rispetto al valore massimo riscontrato.

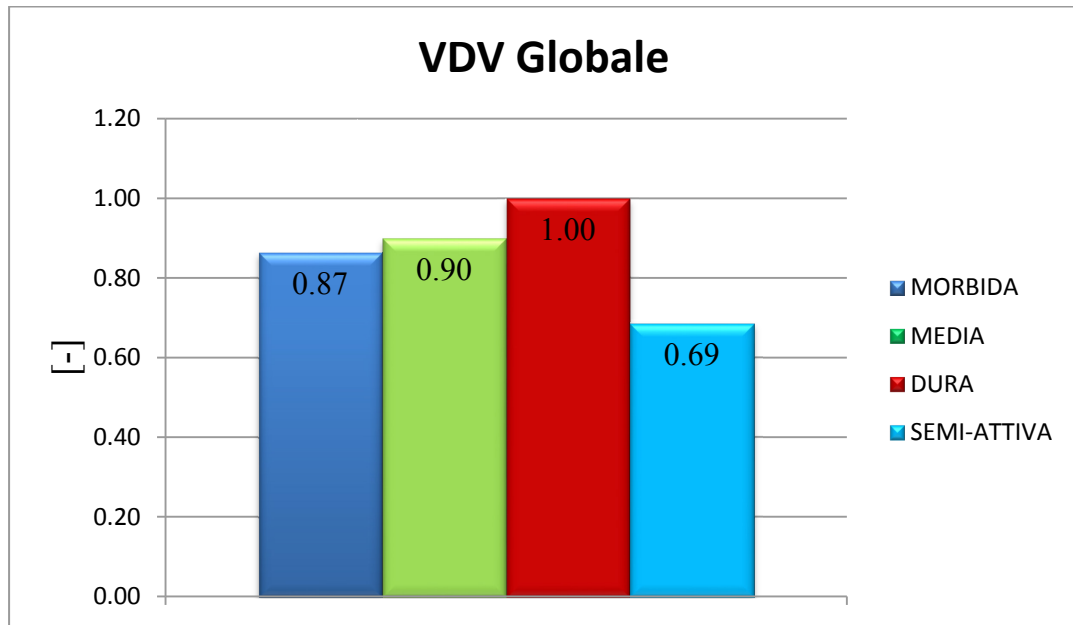


Figura 3.26 Vibration Dose Value - Globale.

Mediante l'analisi condotta attraverso il calcolo del *Vibration Dose Value* si può asserire che la configurazione SEMI-ATTIVA comporta un miglioramento globale nell'attraversamento di un ostacolo concentrato di circa il 20% rispetto alla migliore configurazione passiva e del 32% rispetto alla peggiore.

Come già specificato, l'indice *VDV* tende a dare particolare peso ai valori di picco delle accelerazioni, proponendosi come esemplificativo del *comfort* percepito dal conducente, nell'istante di impatto con l'ostacolo. Tuttavia il superamento di un ostacolo comporta delle oscillazioni nei segnali misurati che si protraggono, per una certa durata, oltre il valore di picco. Una buona configurazione delle sospensioni (sia anteriori che posteriori) deve essere in grado di smorzare rapidamente tali oscillazioni, a vantaggio non solo del *comfort* ma anche della stabilità e, quindi, della sicurezza di guida. Queste oscillazioni possono essere riscontrate in maniera piuttosto evidente, oltre che sui segnali di accelerazione, anche sulla velocità di beccheggio del veicolo (*pitch-rate*), misurato in [°/s].

La stessa finestra di osservazione usata per il calcolo dei *VDV* è stata applicata al segnale *pitch-rate* per il calcolo dell'indice *PRD* (*Pitch Rate Deviation*), mediante la formula in Eq.(3.10).

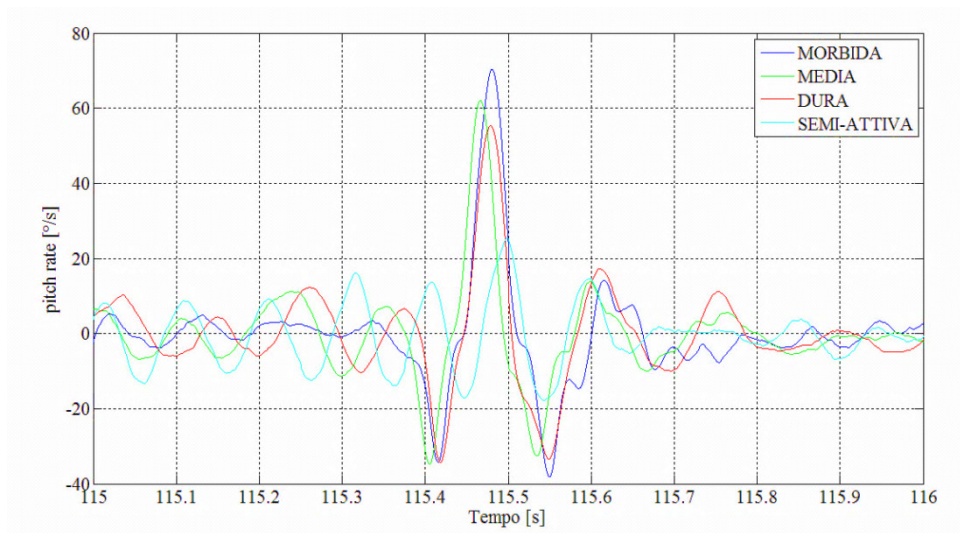
$$PRD = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (p(i) - \bar{p})^2} \quad (3.10)$$

dove:

- $p(i)$  è il valore istantaneo della velocità di beccheggio misurata;
- $\bar{p}$  è il valore medio dell'intero segnale nella finestra di osservazione;
- $N$  è il numero di campioni contenuti nella finestra di osservazione.

Il  $PRD$  è semplicemente la deviazione standard del segnale misurato e finestrato; questo perché il pitch-rate misurato è, esso stesso, un buon indice della stabilità del veicolo nel superamento del dosso.

A titolo esemplificativo si riporta in Figura 3.27 l'andamento della velocità di beccheggio misurata all'interno della finestra di osservazione.



**Figura 3.27 Pitch rate misurato nel passaggio su ostacolo concentrato.**

Il grafico mostra al centro il picco di oscillazione raggiunto nelle configurazioni passive (circa 70 [°/s] nella configurazione MORBIDA). Si può apprezzare qualitativamente la velocità di decadimento dei picchi nelle diverse configurazioni. È abbastanza evidente come nella configurazione SEMI-ATTIVA il picco è quasi inesistente e rapidamente smorzato.

In Figura 3.28 è rappresentato il confronto degli indici ottenuti in [%/s], in Figura 3.29 sono riportati gli stessi indici normalizzati rispetto al massimo riscontrato.

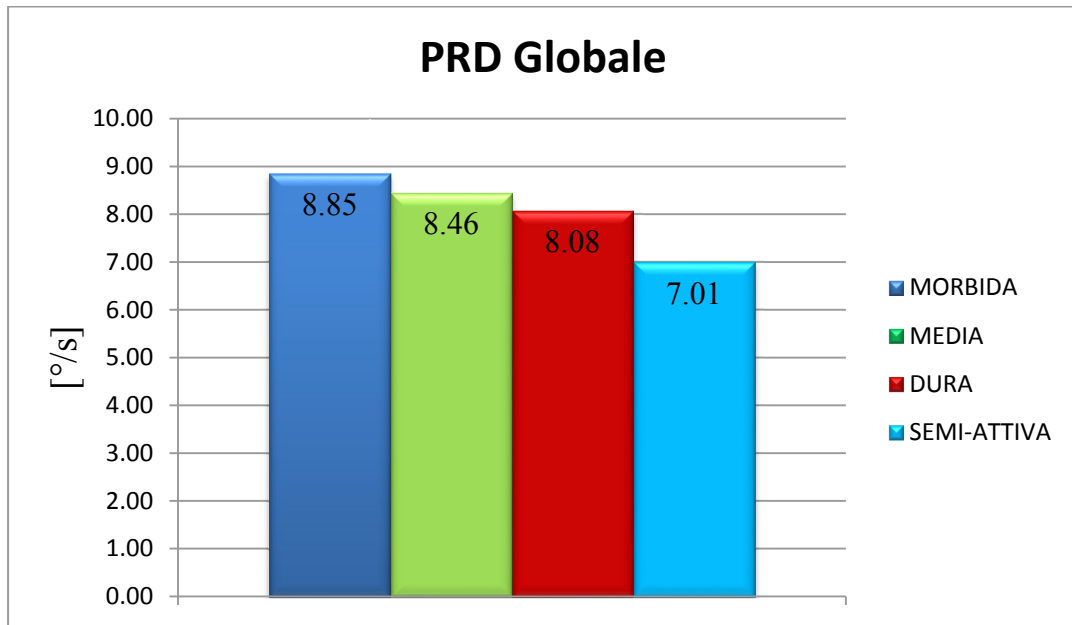


Figura 3.28 Pitch Rate Deviation.

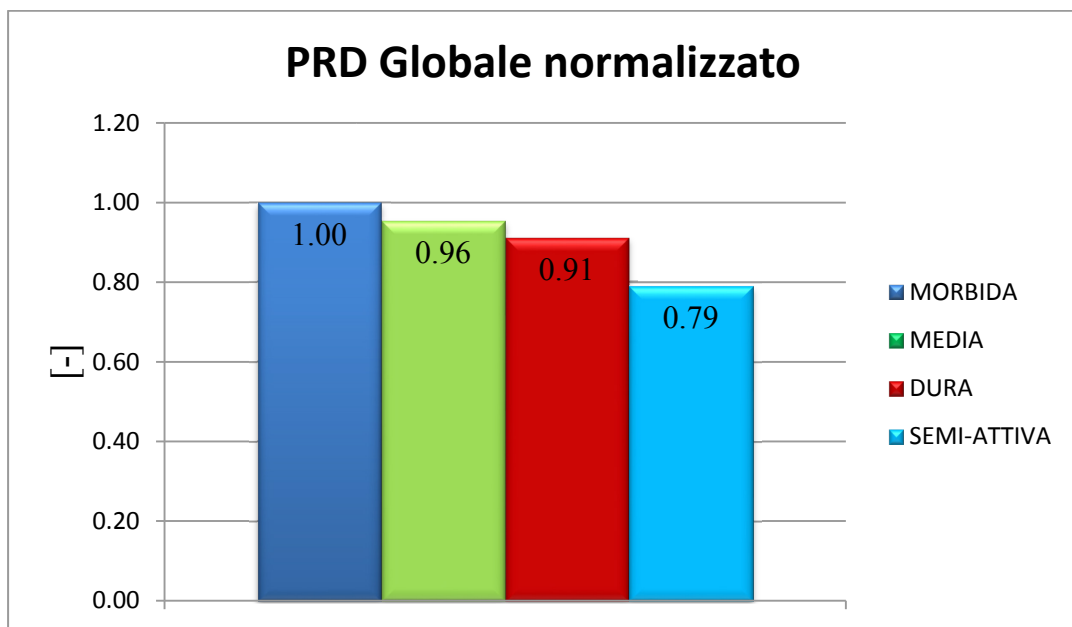


Figura 3.29 Pitch Rate Deviation normalizzato.

Il risultato è interessante poiché, rispetto agli indici finora calcolati relativi al comfort di marcia, il *PRD* è indicativo della stabilità del veicolo ed, in quanto tale, ha un andamento opposto con la taratura della sospensione adottata. Si nota, infatti, un miglioramento dell'indice nel passaggio da *MORBIDA* a *DURA*, legato all'aumento del coefficiente di smorzamento delle sospensioni (vedi Figura 2.9 e Figura 2.10, descritte nel Cap.2). Anche in tale caso la configurazione *SEMI-ATTIVA* garantisce l'indice più basso, con un miglioramento del 12% rispetto alla migliore configurazione passiva e del 21% rispetto a quella peggiore.

### 3.5 Indice soggettivo ed analisi globale

La valutazione soggettiva del comportamento del veicolo, nelle quattro diverse configurazioni, è stata condotta mediante un'indagine sulle sensazioni percepite dai due<sup>6</sup> collaudatori che hanno svolto le prove (per il dettaglio delle prove si rimanda al Cap.2).

Al termine di ogni prova ciascun collaudatore compilato un modulo di votazione, assegnando un valore (da 1 a 10) legato alle sensazioni percepite, sia in termini di comfort che di sicurezza, nelle diverse sezioni del tracciato o manovre eseguite. I collaudatori hanno fornito le votazioni senza essere a conoscenza della configurazione programmata nelle sospensioni, e le tarature stesse sono state programmate in ordine casuale.

In Tabella 3.4 si riporta a titolo esemplificativo<sup>7</sup> la scheda di valutazione compilata dal collaudatore A al termine della prova in configurazione *SEMI-ATTIVA*.

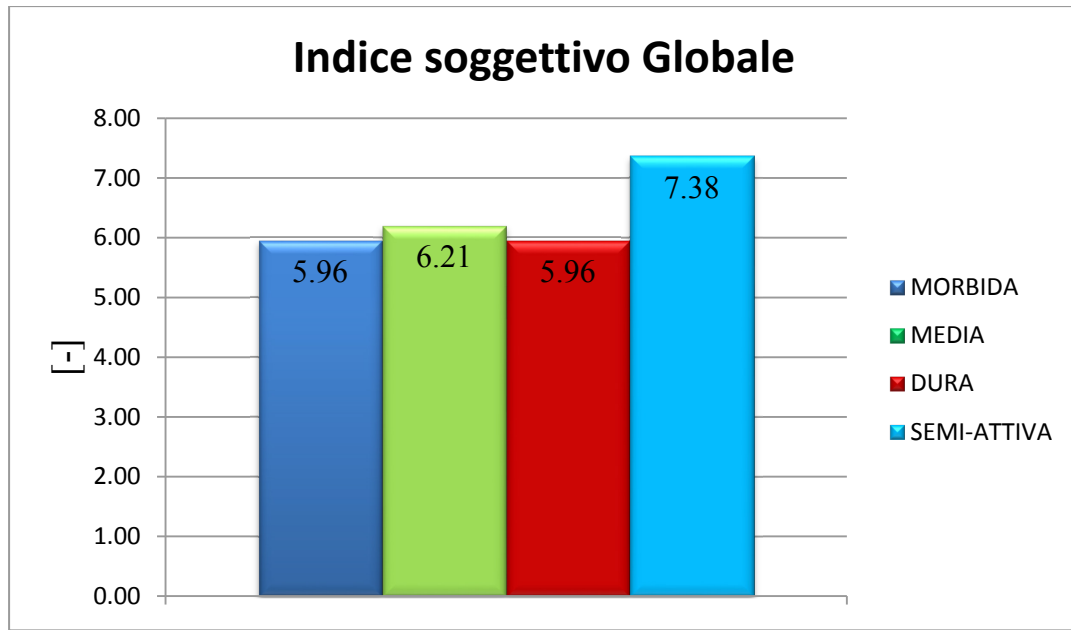
<b>COLLAUDATORE A – SEMI-ATTIVA</b>		
<b>SEZIONE</b>	<b>VOTO</b>	<b>NOTE</b>
Pavè	8	Beccheggio impercettibile
Dossi	8.5	Buon assorbimento, buona stabilità.
Raccordo autostradale	8	Stabile e precisa
Tratto urbano	7.5	Buon assorbimento buche
Curva	7	Recupera stabilità e non perde la traiettoria
Frenata	7	Affonda veloce ma poi sostiene
<b>GLOBALE</b>	7.66	-

**Tabella 3.4 Scheda di valutazione Collaudatore A - Configurazione SEMI-ATTIVA.**

<sup>6</sup> Tra gli sviluppi futuri proposti vi è l'ampliamento della popolazione di indagine sulle percezioni soggettive.

<sup>7</sup> In Allegato1: Schede di valutazione prove sono riportate le schede di valutazione relative a tutti i test effettuati.

Da ogni scheda risulta un voto globale associato alla configurazione testata. Si otterranno così per ogni configurazione due voti globali, provenienti dal giudizio dei due collaudatori. Successivamente è stata fatta una media dei voti globali per ciascuna configurazione, ottenendo i risultati riportati in Figura 3.30

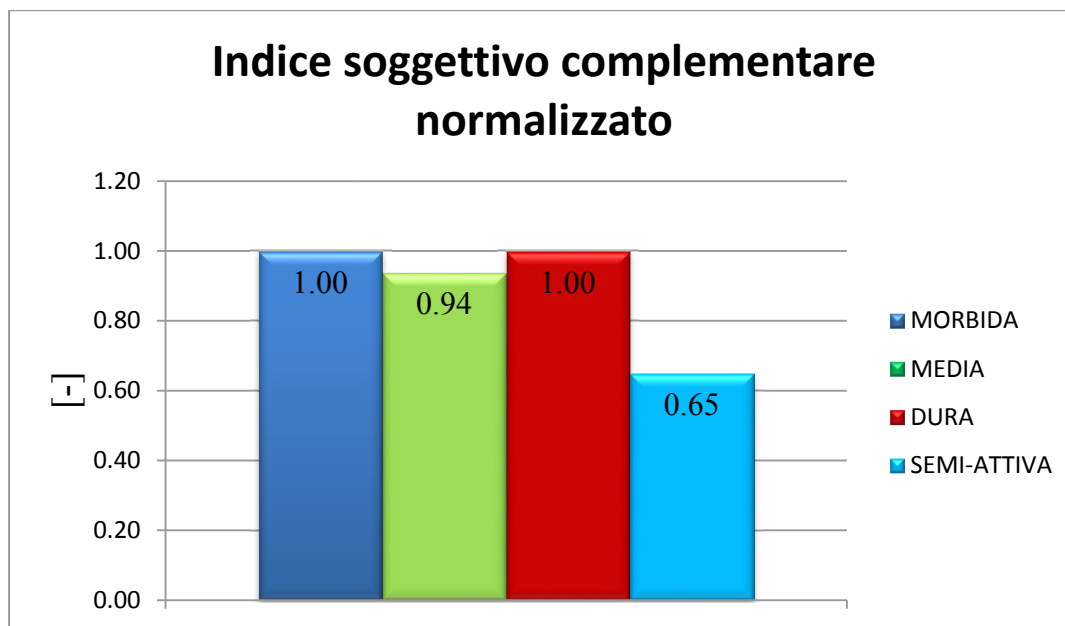


**Figura 3.30** Indice soggettivo globale proveniente dalle schede di valutazione.

Per renderlo confrontabile con gli indici oggettivi, si è preso in considerazione il complemento al valore 10 dell'indice soggettivo e lo si è normalizzato rispetto al massimo valore riscontrato.

Il risultato finale è mostrato in Figura 3.31, dove si può osservare che tra le configurazioni passive i collaudatori hanno preferito la taratura MEDIA, perché, a quanto pare, si presta come miglior compromesso tra le esigenze di comfort e di stabilità o sicurezza di guida. In ogni caso i collaudatori, seppur attraverso giudizi differenti, hanno valutato come migliore soluzione in assoluto quella con strategia di controllo SEMI-ATTIVA. Si può infatti notare che l'indice soggettivo migliora del 26% rispetto alla migliore configurazione passiva e del 35% rispetto alla peggiore.

In conclusione del Capitolo si propone una visione sintetica dei risultati attraverso un grafico di tipo "radar"; questo consente una rappresentazione simultanea e immediata di tutti gli indici ottenuti tramite i diversi strumenti di indagine.



**Figura 3.31** Indice soggettivo complementare normalizzato.

Il grafico è costituito da cinque assi (uno per ogni strumento) e su ognuno di essi si riporta il corrispondente valore di indice per ogni configurazione delle sospensioni. Come già mostrato durante il Capitolo, per ciascun asse i valori degli indici sono stati normalizzati rispetto al relativo valore massimo, per rendere confrontabili i diversi indici con differenti ordini di grandezza.

L'area delimitata dalle rette congiungenti i cinque valori di indice rappresenta un possibile metodo per valutare la bontà delle diverse configurazioni. Infatti tutti gli indici sono stati valutati in modo che a valori bassi fossero associate le condizioni migliori; per cui minore è l'area del poligono, maggiore è la bontà della configurazione.

È interessante notare che dei cinque assi, tre sono associati ad indici sintetici del *comfort* "puro" (Integrale autospettro, rms ISO e VDV) ed altri due ad indici che tengono conto anche dei fenomeni di stabilità e sicurezza di guida (PRD e Indice soggettivo).

Ciò che si vuole evidenziare è che nel caso degli indici sintetici del solo *comfort* l'ordine di classificazione tra le configurazioni passive è sempre lo stesso (MORBIDA-MEDIA-DURA), mentre con gli altri due indici quest'ordine risulta variare.

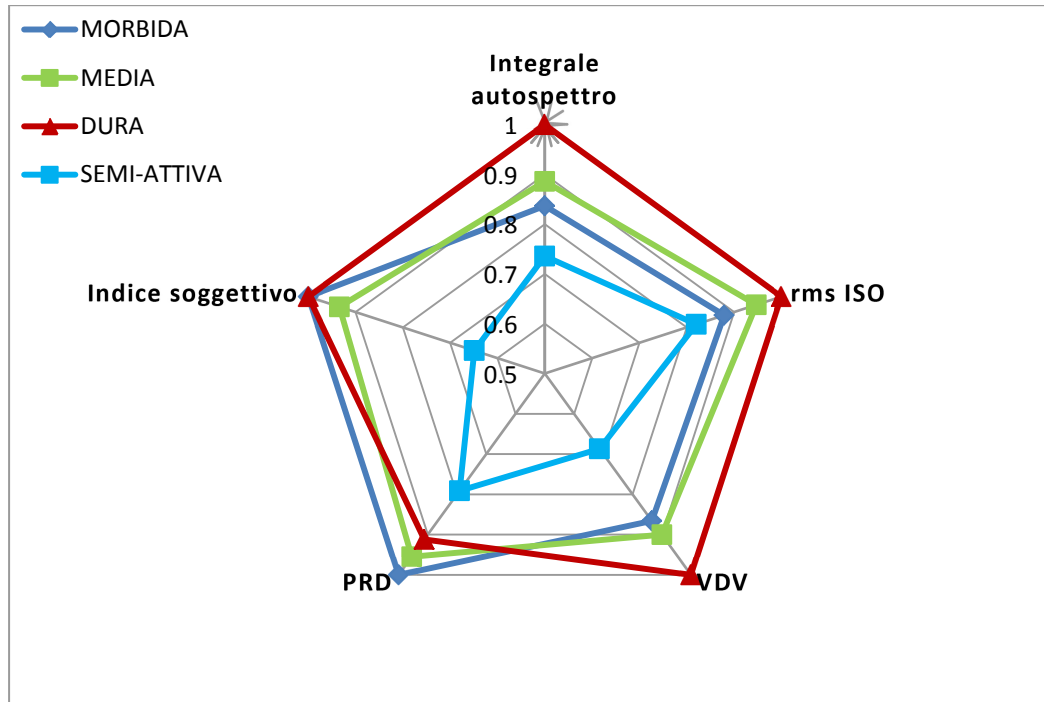


Figura 3.32 Grafico radar per il confronto degli indici di valutazione.

Quanto detto accade perché, come osservato e spiegato nel Cap.1, le tarature passive delle sospensioni sono sempre delle soluzioni di compromesso tra gli obiettivi di *comfort* e quelli di guidabilità/sicurezza del veicolo. La strategia di controllo SEMI-ATTIVA riesce, invece, a superare tale limite adattandosi alle diverse condizioni di marcia, migliorando sia il comfort che la guidabilità del mezzo. Il poligono azzurro è infatti quello con l'area minore, a conferma del fatto che la configurazione SEMI-ATTIVA ha prodotto i migliori risultati per ogni indice calcolato.

## 4. Ricostruzione delle velocità di escursione

*In questo Capitolo sono descritti i metodi di ricostruzione delle velocità di escursione delle sospensioni semi-attive SPIDER<sup>®</sup>, a partire dalle misure di accelerazione eseguite a bordo del motociclo.*

*In primo luogo viene presentato un metodo basato su una rete neurale feed-forward addestrata su un set di dati proveniente da una delle prove descritte al Cap.2. La rete che si vuole costruire deve essere in grado di stimare le velocità di escursione delle sospensioni a partire da segnali di accelerazione affetti da rumore. Verranno analizzate diverse architetture di rete e presentati i risultati di quella che meglio approssima un segnale di riferimento.*

*In seconda istanza si espone un metodo basato sul filtraggio e l'integrazione dei segnali di accelerazione. Verrà analizzato il tipo di filtro utilizzato ed il layout di filtraggio. I risultati in termini di errore rispetto ad un segnale di riferimento verranno presentati nel corso del Capitolo, in relazione al layout ed al tipo di strada percorsa.*

*Il principale motivo per cui si è partiti dallo studio su reti neurali sta nel fatto che queste possono essere usate per comprendere una funzione complessa, utilizzando solo le osservazioni sui dati. Per come sono costruite lavorano in parallelo e sono quindi dotate di una buona immunità al rumore, per cui le aree di applicazione includono spesso i sistemi di controllo (controllo di veicoli e processi) [21].*

*Soltanto dopo i primi risultati prodotti e dopo la valutazione dell'errore di generalizzazione delle reti, si è deciso di testare una metodologia alternativa e valutare il miglior compromesso tra precisione ed onere computazionale.*

### 4.1 Rete neurale integrativa

Il primo approccio per la ricostruzione delle velocità di escursione delle sospensioni, a partire dalle misure accelerometriche, si è basato sulla simulazione in ambiente Matlab<sup>®</sup> di una rete neurale *feed forward*.

Le reti neurali artificiali sono nate per riprodurre attività tipiche del cervello umano come la percezione di immagini, il riconoscimento di forme, la comprensione del linguaggio, il coordinamento senso-motorio ecc... ([22])

Per riprodurre artificialmente il cervello umano occorre realizzare una rete di elementi molto semplici che sia una struttura distribuita, massicciamente parallela, capace di apprendere e quindi di generalizzare (cioè produrre uscite in corrispondenza di ingressi non incontrati durante l'addestramento).



Tipicamente, il neurone artificiale ha molti ingressi ed una sola uscita. Ogni ingresso ha associato un peso, che determina la conducibilità del canale. L'attivazione del neurone è una funzione della somma pesata degli ingressi.

In Figura 4.1 si riporta il modello di neurone. Abbiamo  $n$  canali di ingresso  $x_1, \dots, x_n$ , a ciascuno dei quali è associato un peso. I pesi  $w_i$  sono numeri reali che riproducono le sinapsi. Se  $w_i > 0$ , il canale è detto eccitatorio, se  $w_i < 0$ , il canale è inibitorio. Il valore assoluto di un peso rappresenta la forza della connessione. L'uscita, cioè il segnale con cui il neurone trasmette la sua attività all'esterno, è calcolata applicando la funzione di attivazione alla somma pesata degli ingressi. Il modello di neurone appena descritto è sintetizzato nella seguente formula:

$$y = f\left(\sum_{i=1}^n w_i \cdot x_i - \theta\right) \quad (4.1)$$

in cui  $\theta$  è un valore di soglia che ha l'effetto di abbassare il valore in ingresso alla funzione di attivazione.

La funzione di attivazione definisce l'uscita di un neurone in funzione del livello di attivazione dato dalla somma pesata degli ingressi. L'uscita può essere un numero reale, un numero reale appartenente ad un certo intervallo oppure un numero appartenente ad un insieme discreto.

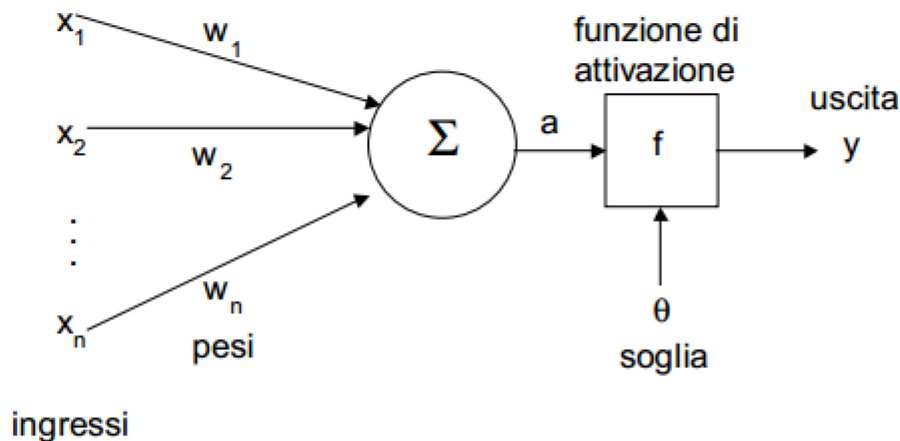


Figura 4.1 Modello di un neurone (tratto da [22]).

Il metodo più usato per addestrare una rete neurale è il *back propagation* [23] e consiste nel presentare in ingresso alla rete un insieme di esempi (*training set*). La

risposta fornita dalla rete per ogni esempio viene confrontata con la risposta desiderata, si valuta la differenza (errore) fra le due  $e$ , in base a tale differenza, si aggiustano i pesi. Questo processo viene ripetuto sull'intero *training set* finché le uscite della rete producono un errore al di sotto di una soglia prestabilita.

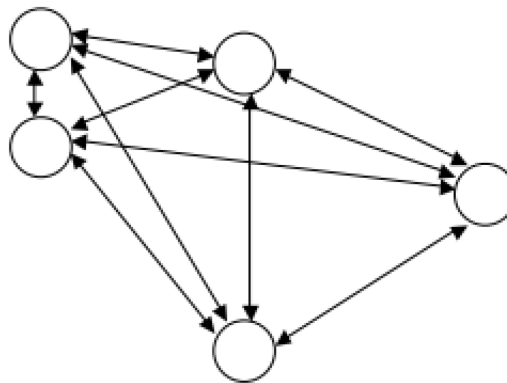
Per quanto riguarda l'architettura le reti neurali possono essere principalmente di due tipi:

- completamente interconnesse;
- stratificate.

In Figura 4.2 è riportato lo schema di una rete neurale completamente interconnessa, in cui ogni neurone è connesso in modo bidirezionale con tutti gli altri.

Le connessioni tra i neuroni di una rete completamente connessa sono rappresentate mediante una matrice quadrata  $W$ , di dimensione pari al numero di neuroni, il cui generico elemento  $w_{ij}$  rappresenta il peso della connessione tra il neurone  $i$  ed il neurone  $j$ .

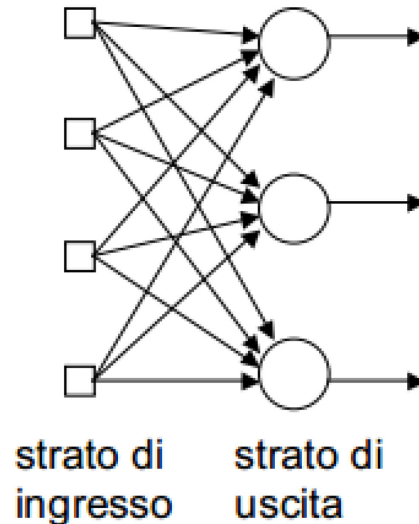
In Figura 4.3 è riportato lo schema di una rete stratificata. Nelle reti stratificate si individuano degli strati di neuroni tali che ogni neurone è connesso con tutti quelli dello strato successivo, ma non esistono connessioni tra i neuroni all'interno dello stesso strato, né tra neuroni di strati non adiacenti.



**Figura 4.2** Schema di una rete completamente interconnessa (tratto da [22]).

Dato che nello strato di ingresso non avviene alcuna computazione (i neuroni di ingresso devono semplicemente passare allo strato successivo i segnali ricevuti dall'ambiente esterno), la rete schematizzata in figura viene di solito considerata

come una rete con un solo strato. Inoltre, dato che i segnali viaggiano dallo strato di ingresso verso lo strato di uscita, si parla di rete *feed forward*.



**Figura 4.3** Schema di una rete feed forward (tratto da [22]).

Le connessioni tra i neuroni di una rete stratificata sono rappresentate mediante tante matrici quante sono le coppie di strati adiacenti. Ogni matrice contiene i pesi delle connessioni tra le coppie di neuroni di due strati adiacenti.

L'addestramento di una rete neurale per stimare le velocità di escursione delle sospensioni semi-attive SPIDER, nasce con l'idea di ovviare ad uno dei principali svantaggi che si hanno nell'uso di accelerometri MEMS. I segnali di accelerazione provenienti dai sensori utilizzati sono, infatti, affetti da un elevato livello di rumore proveniente dalle vibrazioni indotte dal motore. Tale rumore di misura è quindi correlato ad un ingresso non desiderato, le cui ampiezze e frequenze variano con il numero di giri motore (vedi Figura 3.9).

L'obiettivo è di ottenere una rete che funzioni, in effetti, sia da filtro sugli ingressi indesiderati che da integratore numerico, consentendo il passaggio da valori di accelerazione, misurati in  $[m/s^2]$ , direttamente a valori di velocità di escursione, stimati in  $[m/s]$ .

Come già detto, si è lavorato su una struttura di rete *feed forward* con addestramento in *back-propagation*. La rete creata possiede due ingressi ed una uscita. Gli ingressi sono costituiti dalle misure di accelerazione verticale provenienti dagli accelerometri A1 ed A2, posizionati rispettivamente sul tappo

forcella e sotto il perno ruota anteriore. L'uscita e la velocità di escursione della sospensione anteriore.

Come dati di addestramento (*training set*), si sono utilizzate le suddette accelerazioni, acquisite durante una delle prove descritte nel Cap.2, in configurazione SEMI-ATTIVA. Ad esse si è associato il relativo segnale di velocità di escursione misurato, indirettamente, attraverso i potenziometri resistivi lineari, precedentemente installati a bordo veicolo. Quest'ultimo costituisce il vettore di uscite note rispetto alle quali, durante l'addestramento, verrà valutato l'errore che la rete commette e verranno variati di conseguenza la matrice dei pesi.

Una volta stabilita l'architettura basilare della rete, il lavoro si è orientato nella ricerca del compromesso ottimale per i seguenti parametri:

- numero di strati (*layers*);
- numero di neuroni per ogni strato;
- funzione di attivazione;
- funzione di addestramento;
- numero di epoche di addestramento.

Per quanto riguarda il numero di *layers* e il numero di neuroni per ogni *layer* bisogna considerare il fenomeno dell'*overfitting* che consiste in un'elevata specializzazione della rete sul *training set*, con conseguente aumento dell'errore di generalizzazione. Tale fenomeno può presentarsi quando il numero di parametri della rete è confrontabile con il numero di punti di addestramento.

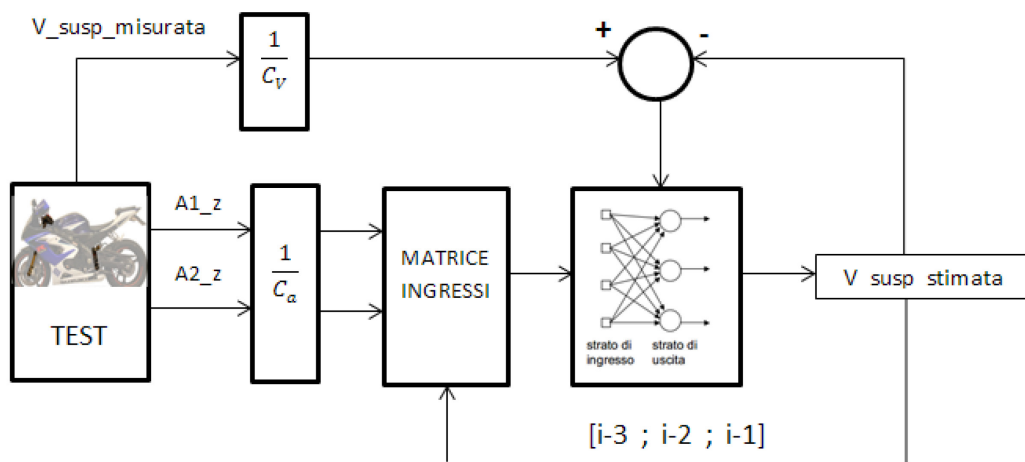
Il ruolo della funzione di attivazione è stato già spiegato in precedenza. Le funzioni utilizzate sono: lineare, sigmoide logartitmica e sigmoide a tangente iperbolica.

La funzione di addestramento è, invece, la procedura matematica utilizzata per la correzione dei pesi  $w_i$  e degli offset  $\theta$  sulla base dell'errore commesso dalla rete. Le procedure utilizzate sono: *Levenberg-Marquardt optimization*, *BFGS quasi-Newton backpropagation* e *Gradient descent with momentum backpropagation*. Per approfondimenti sulle funzioni di attivazione e di addestramento appena elencate si rimanda il lettore al manuale [24].

Il numero epoche di addestramento, anch'esso legato al fenomeno dell'*overfitting*, è il numero di iterazioni che la rete deve compiere prima di raggiungere la convergenza. Questo numero è impostato dall'utente e viene rispettato solo nel caso in cui, in fase di addestramento, la rete non commetta mai un errore inferiore ad un certo valore di soglia (in caso contrario l'addestramento si arresta da solo).

In Figura 4.4 è mostrato lo schema logico dell'addestramento della rete. Si è in precedenza affermato che la rete possiede due ingressi, volendo in tal modo indicare il numero di ingressi fisici. In realtà, in termini numerici, dovendo la rete

svolgere il compito di integrazione da una accelerazione ad una velocità, si è costruita una “matrice ingressi” 3x7, in modo da fornire in alla rete un po’ informazioni sulla storia pregressa sia delle accelerazioni che delle velocità stimate. In particolare: le prime due colonne sono “shiftate” di un campione tra loro e contengono i valori di accelerazione verticale A1; lo stesso per le colonne 3 e 4 in relazione all’accelerazione verticale A2; le ultime tre colonne contengono invece delle sotto-storie di soli tre campioni di velocità stimata negli ultimi tre passi precedenti (da i-3 a i-1). Tale procedura comporta un’inizializzazione delle ultime tre colonne della matrice, poste per semplicità pari a 0.



**Figura 4.4** Schema logico dell'addestramento in Matlab® della rete neurale integrativa.

Si può inoltre notare in figura la presenza dei due fattori  $C_a$  e  $C_v$  utilizzati per normalizzare le accelerazioni e le velocità, in modo da renderle numericamente confrontabili, favorendo la convergenza dell’algoritmo di apprendimento. Si precisa infine che lo schema di Figura 4.4 può essere ritenuto valido anche per la fase di simulazione della rete, semplicemente trascurando il ramo superiore in cui si esegue il confronto della velocità stimata con quella misurata (cosa che avviene solo in fase di addestramento).

Per la simulazione della rete sono stati utilizzati come ingresso le accelerazioni misurate prima durante una prova di scuotimento delle sospensioni a moto ferma, poi durante un test alternativo su un percorso random, differente da quelli descritti nel Cap.2.

Per valutare la bontà della rete, a valle della simulazione si è utilizzata come indice di performance la radice dell’errore quadratico (RMSE-*Root Mean Square Error*):

$$RMSE = \sqrt{\sum_{i=1}^n (v_i - \bar{v}_i)^2} \quad (4.2)$$

ove:

- $v_i$  è il valore di velocità di escursione misurata all'istante  $i$ ;
- $\bar{v}_i$  è il valore di velocità di escursione stimata all'istante  $t$ .

Le caratteristiche della rete con cui si è ottenuto il valore più basso di RMSE sono indicate in Tabella 4.1

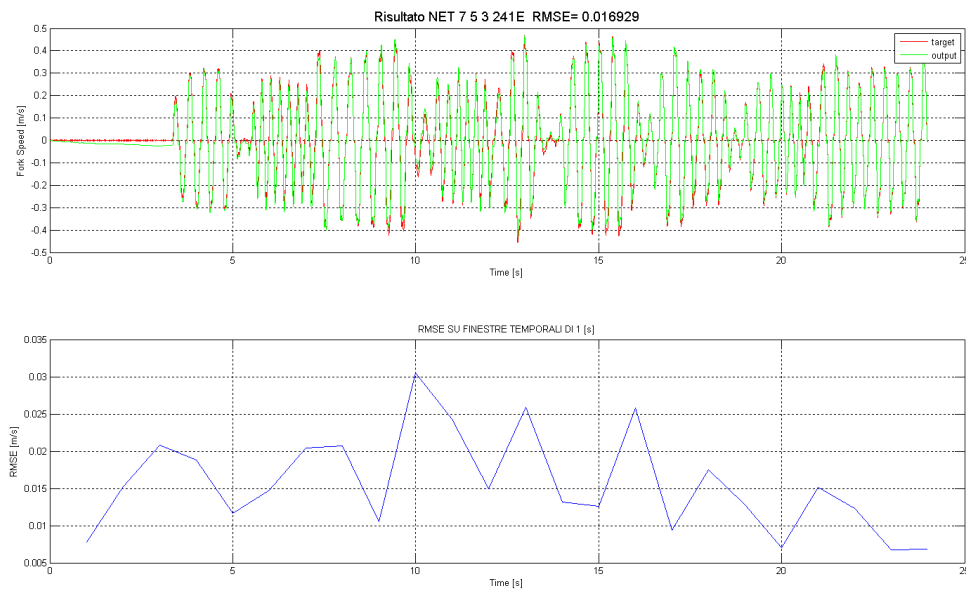
<b>Numero layer nascosti</b>	3
<b>Numero neuroni</b>	15
<b>Struttura</b>	7 – 5 – 3
<b>Funzione di attivazione</b>	Sigmoide tangenziale
<b>Funzione di addestramento</b>	Levenberg-Marquardt
<b>Epoche di addestramento</b>	241

**Tabella 4.1** Caratteristiche della migliore rete neurale addestrata.

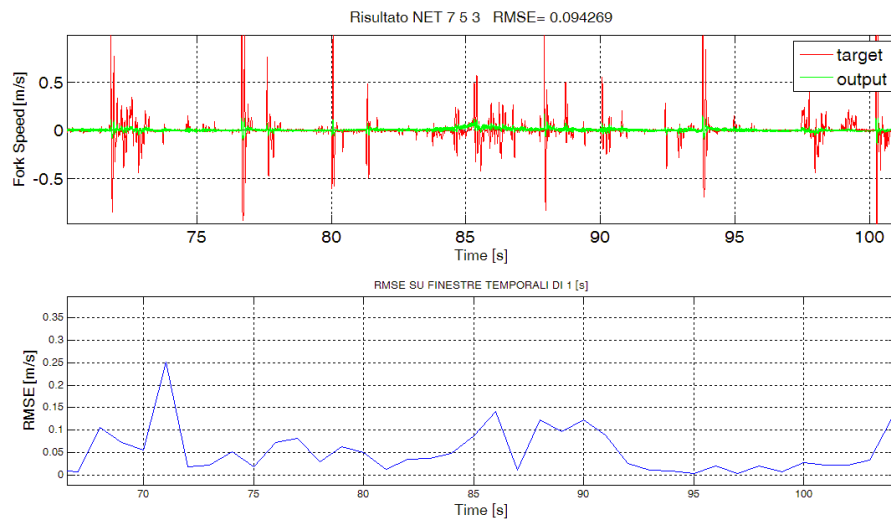
In Figura 4.5 si riporta il confronto tra il segnale di velocità proveniente indirettamente dalla misura dei potenziometri, durante la prova di scuotimento della sospensione, e quello ricostruito dalla rete simulata a partire dai dati di accelerazione misurati direttamente dagli accelerometri nella stessa prova.

Si può notare che l'errore medio commesso dalla rete è di circa 16.9 mm/s, che equivale circa ad un 3.7% del valore massimo misurato (intorno ai 400 mm/s). L'errore medio è stato, inoltre, valutato su finestre temporali di un secondo, riscontrando così un errore locale massimo di circa 30 mm/s, che corrisponde al 6.5% del valore massimo misurato.

In Figura 4.6 è mostrato il risultato della simulazione della rete nella prova su percorso random, differente dal percorso di addestramento. A differenza della simulazione in scuotimento da fermo, questo test mette in luce un'importante errore di generalizzazione della rete; in quanto, nonostante i dati di addestramento sono stati generati per essere il più possibile eterogenei, la rete trova sempre degli ingressi al di fuori del campo di addestramento con i quali non è in grado di ricostruire il segnale desiderato.



**Figura 4.5** Simulazione della Rete 7-5-3 nella prova di scuotimento da fermo. In rosso: velocità misurata. In verde: velocità stimata.



**Figura 4.6** Simulazione della rete nella prova su percorso random.

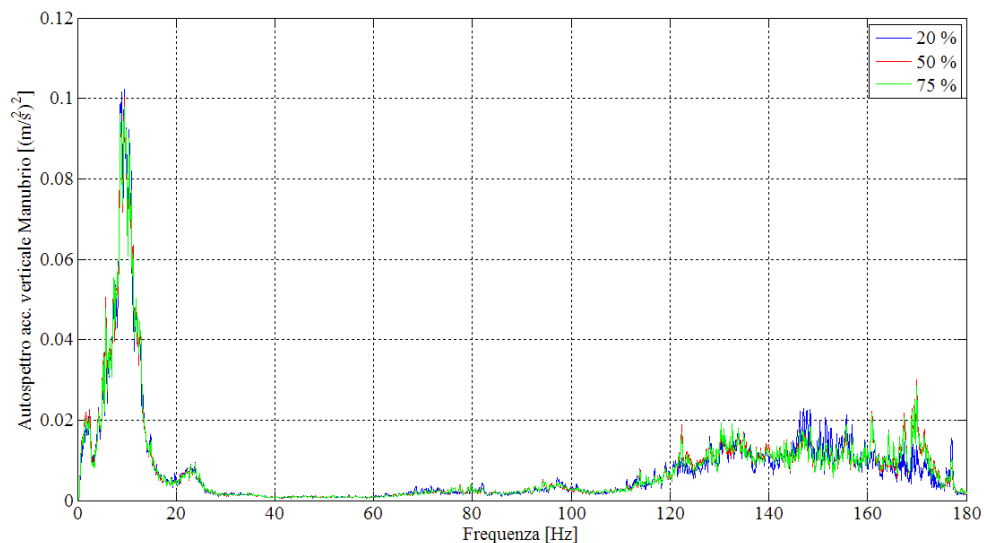
Si nota in verde il segnale di uscita della rete che segue leggermente l'andamento del segnale di riferimento ma non riesce a riprodurlo i valori esatti. L'errore medioRMSE sale a 94 mm/s, con un errore locale (su finestre di un secondo) di circa 250 mm/s.

L'errore appena stimato risulta inaccettabile ai fini dell'utilizzo dei segnali ricostruiti per la logica di controllo SPIDER<sup>®</sup>; per cui la rete neurale appare inadeguata al raggiungimento degli obiettivi preposti.

## 4.2 Metodo Filter based

In questo paragrafo si descrive la procedura utilizzata per la stima delle velocità di escursione delle sospensioni SPIDER<sup>®</sup>, basata sul filtraggio e l'integrazione delle accelerazioni misurate.

Il metodo nasce a valle dell'analisi condotta sugli autospettri medi delle accelerazioni (vedi Cap.3). Tale analisi ha permesso di individuare la distribuzione nel dominio delle frequenze dell'energia introdotta sul sistema sospensione, distinguendo la banda d'interesse per i moti di cassa e masse non-sospese dalla banda relativa al disturbo dei giri motore. In particolare in Tabella 3.3 sono indicati i suddetti *range* di frequenze misurati per la moto in esame, con le sospensioni in configurazione SEMI-ATTIVA. Si riporta, a titolo esemplificativo, la Figura 4.7 che contiene l'autospettro medio dell'accelerometro A1 posto sul tappo forcella.



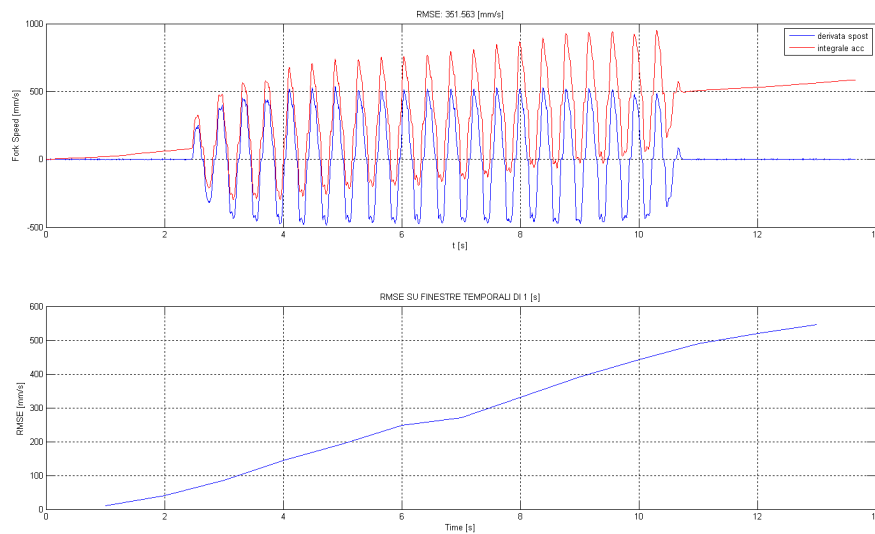
**Figura 4.7 Autospettro dell'accelerazione verticale Manubrio.**

Appare evidente che le frequenze associate alla dinamica del veicolo sono limitate intorno ai 20-25 Hz, mentre le frequenze associate al forzamento del motore (1xgiro) sono fra i 60 e i 180 Hz. Essendo, quindi, i range abbastanza lontani fra loro si è pensato di progettare un filtro passa-basso per trascurare gli effetti delle elevate vibrazioni provenienti dal motore sulla stima delle velocità di escursione.



Inoltre, poichè i sensori di accelerazione sono sensibili alla accelerazione statica, è possibile riscontrare nell'autospettro dei segnali una componente continua (DC), ossia un contenuto spettrale a frequenza nulla. La componente continua deve essere assolutamente eliminata perché nell'operazione di integrazione essa provoca una deriva del segnale di velocità stimata rispetto a quella misurata.

In Figura 4.8 si può chiaramente apprezzare l'effetto della componente continua sull'integrale del segnale misurato. In blu vi è un segnale di velocità di riferimento, in rosso si nota il segnale di velocità stimata attraverso l'integrale diretto delle accelerazioni misurate.



**Figura 4.8 Effetto della componente continua sull'integrale delle accelerazioni.**

La deriva è numericamente data dall'integrale della componente continua nel dominio del tempo, che di fatto consiste in un valor medio costante. Poiché l'integrale di una funzione costante è una funzione lineare, in figura si può apprezzare una tendenza lineare crescente sul segnale di velocità stimata.

Per l'eliminazione della componente continua si è dovuto quindi progettare un filtro passa alto. La criticità di questo filtro, rispetto al passa-basso usato per l'attenuazione del rumore, consiste nella vicinanza allo zero dei contenuti spettrali associati ai moti di cassa. Bisogna, quindi, riuscire ad attenuare la componente continua senza perdere informazioni sui moti di cassa alle basse frequenze.

Per quanto finora detto, per ottenere una buona stima dei segnali di velocità a partire dai segnali di accelerazione è stato necessario progettare e simulare l'effetto di un filtro digitale in ambiente Matlab<sup>®</sup>.

Nella teoria dei segnali, un filtro digitale (o numerico) è un filtro che permette di compiere alcune funzioni matematiche su dei campioni di segnali discreti nel tempo, per aumentare o ridurre alcuni aspetti del segnale analizzato.

I principali tipi di filtri digitali sono:

- FIR (*Finite Impulse Response*);
- IIR (*Infinite Impulse Response*).

Tecnicamente, un filtro FIR è un sistema LTI (Lineare Tempo Invariante) causale con risposta finita all'impulso; la funzione di trasferimento di un filtro FIR risulta essere un polinomio. Con filtri IIR, invece, s'intende quella sottoclasse dei sistemi LTI causali con risposta anche infinita all'impulso, dotati di una funzione di trasferimento razionale.

Nelle applicazioni pratiche, il filtro FIR è da preferire quello IIR dove vi sia richiesta di fase lineare, altrimenti, se la distorsione in fase è tollerabile, si preferisce l'uso di filtri IIR perché comportano un minor numero di parametri, meno memoria e minor complessità computazionale. Il vantaggio della linearità di fase consiste nel ritardo di gruppo (*group delay*, definito come derivata della fase rispetto alla pulsazione) costante, per cui tutte le componenti di frequenza hanno un uguale ritardo nel tempo. Ciò significa che non vi è distorsione dovuta alla risposta in frequenza. Tuttavia, il *trade-off* tra linearità di fase e onere computazionale ha condotto, nel caso in esame, alla scelta di una tipologia di filtro a fase non lineare (Filtro di *Butterworth*). Il motivo di tale scelta è fondamentalmente legato alla necessità di filtrare la componente continua delle accelerazioni, senza intervento sulle basse frequenze dei moti di cassa. Nel tentativo di utilizzare un filtro FIR si è dovuto, infatti, elevare notevolmente l'ordine del filtro; per cui, sebbene sia costante, il ritardo di gruppo è risultato eccessivo rispetto ai tempi di risposta della sospensione magneto-reologica (circa un ordine di grandezza).

I filtri di *Butterworth* costituiscono una famiglia di filtri che soddisfa bene i requisiti sul guadagno in banda passante e meno bene in banda di transizione. Sebbene non esibiscano una fase lineare in banda passante, l'approssimazione non è troppo "cattiva". Un filtro di *Butterworth* è caratterizzato dall'ordine  $N$  e dalla frequenza di taglio  $\omega_c$ .

La forma generale del modulo della funzione di trasferimento di un filtro di *Butterworth* è:

$$|H(\omega)| = \frac{1}{|B_N(i\frac{\omega}{\omega_c})|} = \frac{1}{\sqrt{1 + (\frac{\omega}{\omega_c})^{2N}}} \quad (4.3)$$

dove  $B_N(i\omega)$  è un opportuno polinomio detto N-esimo polinomio di *Butterworth*, mentre la scalatura  $\omega/\omega_c$  denota la frequenza normalizzata rispetto alla frequenza di taglio.

In Tabella 4.2 è mostrata la fattorizzazione dei primi otto polinomi di *Butterworth*. Si può osservare che tutti i polinomi hanno le radici che giacciono sul cerchio unitario.

---

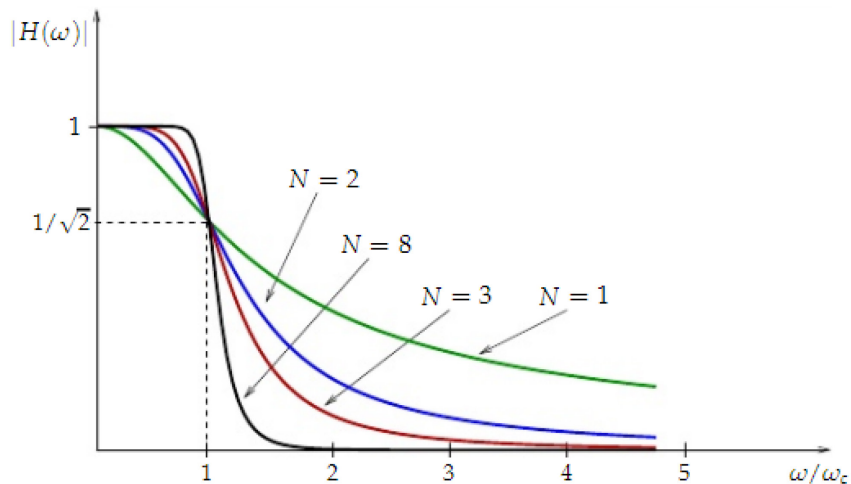
$B_1(s) = s + 1$
$B_2(s) = s^2 + 1.414s + 1$
$B_3(s) = (s + 1)(s^2 + s + 1)$
$B_4(s) = (s^2 + 0.765s + 1)(s^2 + 1.848s + 1)$
$B_5(s) = (s + 1)(s^2 + 0.618s + 1)(s^2 + 1.618s + 1)$
$B_6(s) = (s^2 + 0.518s + 1)(s^2 + 1.414s + 1)(s^2 + 1.932s + 1)$
$B_7(s) = (s + 1)(s^2 + 0.445s + 1)(s^2 + 1.247s + 1)(s^2 + 1.802s + 1)$
$B_8(s) = (s^2 + 0.390s + 1)(s^2 + 1.111s + 1)(s^2 + 1.663s + 1)(s^2 + 1.962s + 1)$

---

**Tabella 4.2 Primo otto polinomi di *Butterworth* fattorizzati.**

La risposta in frequenza di alcuni filtri di *Butterworth* è riportata in Figura 4.9. Su di essa si possono fare le seguenti osservazioni:

- la frequenza di taglio a 3 dB è indipendente dall'ordine del filtro;
- l'attenuazione nella banda proibita dipende in modo critico dall'ordine del filtro, essendo pari a  $(20 \cdot N)$  dB per decade;
- non sono presenti oscillazioni né in banda passante né in banda proibita: il filtro di *Butterworth* è quello che garantisce la miglior “piattezza” nella banda passante.



**Figura 4.9** Risposta in frequenza dei filtri di Butterworth.

In una tipica situazione di progetto il parametro  $\omega_c$  è fissato essendo la frequenza di taglio desiderata, mentre l'ordine  $N$  viene scelto in modo tale da soddisfare la richiesta di attenuazione in banda proibita. Ordine e frequenze di taglio dei filtri saranno nel seguito omesse per motivi di segretezza.

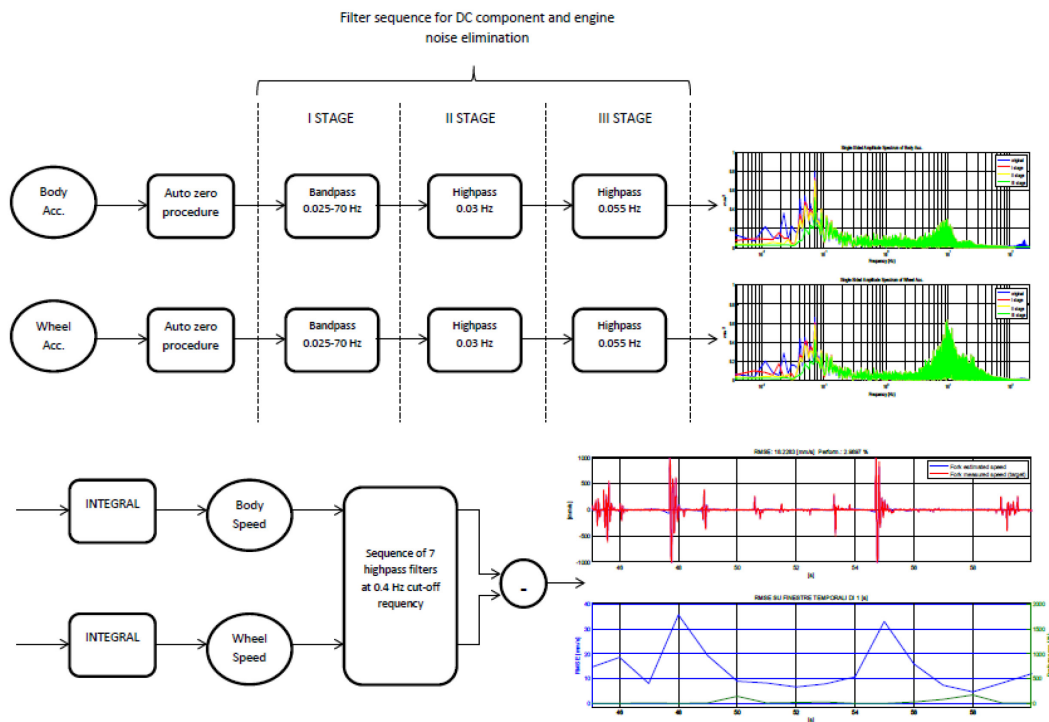
Una volta definita la tipologia di filtro da simulare numericamente in Matlab, sono stati provati due diversi layout di filtraggio ed integrazione per la ricostruzione dei segnali di velocità:

- Soluzione 1: filtro a tre stadi + integrale + filtro a sette stadi;
- Soluzione 2: integrale + filtro passa-banda a singolo stadio ;

Lo schema riassuntivo della prima soluzione è mostrato in Figura 4.10<sup>8</sup>. I filtri a più stadi sono stati realizzati con l'intento di eliminare la componente continua e le vibrazioni del motore mantenendo basso l'ordine dei singoli filtri.

Come si può notare le accelerazioni misurate dagli accelerometri A1 e A2 (in figura indicate rispettivamente con “*Body Acc.*” e “*Wheel Acc.*”) sono separatamente processate dai filtri. In questo modo, a valle del processo di filtraggio ed integrazione, è possibile ottenere una stima non solo della velocità di escursione della sospensione, ma anche delle velocità assolute nei punti di misura. I vantaggi saranno illustrati nel seguito.

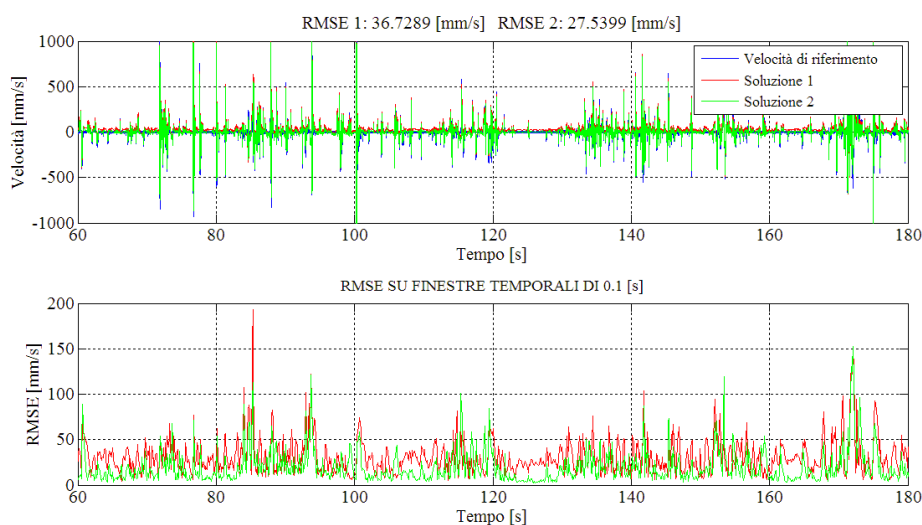
<sup>8</sup> Lo schema è solo rappresentativo: per motivi di segretezza non si riportano le esatte frequenze di taglio dei filtri.



**Figura 4.10** Schema riassuntivo della Soluzione di filtraggio 1.

Lo schema rappresentativo della seconda soluzione non è riportato, in quanto esattamente identico a quello di Figura 4.10, con la sola differenza che, al posto dei filtri a cascata, vi è un unico filtro passa-banda che provvede sia alla eliminazione della DC che delle vibrazioni del motore.

Tra le due soluzioni il miglior compromesso riscontrato è nella seconda soluzione, sia in termini di prestazioni sia per la maggiore semplicità e, quindi, minor costo computazionale. In Figura 4.11 si riporta il confronto tra le stime del segnale di velocità sospensioni ottenute attraverso le due soluzioni di filtraggio prima elencate. I segnali di velocità raffigurati si riferiscono ad una delle prove realizzate in configurazione SEMI-ATTIVA (vedi Cap. 2), in una finestra temporale della lunghezza di due minuti.

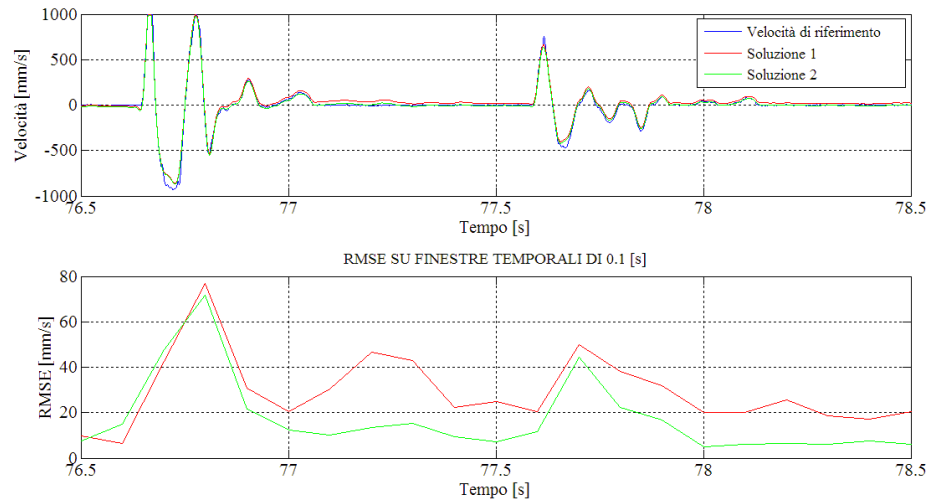


**Figura 4.11** Velocità di escursione stimate con due diversi layout di filtraggio ed integrazione. In blu: velocità di riferimento. In rosso: soluzione 1. In verde: soluzione 2.

Le velocità stimate con la Soluzione 1 e con la Soluzione 2 possono essere singolarmente confrontate con un segnale di riferimento, costituito dalla derivata filtrata delle escursioni misurate dai potenziometri<sup>9</sup>. Rispetto a tale riferimento viene calcolata la radice dell'errore quadratico medio RMSE, così come indicato in Eq. (4.2). Il grafico inferiore di Figura 4.11 riporta l'andamento del RMSE su finestre temporali di un decimo di secondo, contenenti ciascuna esattamente 100 campioni. L'errore medio della Soluzione 1 è di 36.72 [mm/s] con un picco locale di circa 200 [mm/s]. La Soluzione 2 garantisce, invece, un errore medio inferiore, pari a 27.54 [mm/s] con un picco locale di circa 150 [mm/s]. Tali valori se confrontati rispetto alla velocità di escursione massima riscontrata (circa 1000 [mm/s]), corrispondono mediamente ad un 3.7% per la Soluzione 1 ed un 2.7% per la Soluzione 2.

In Figura 4.12 si riporta un ingrandimento della Figura 4.11 in una finestra di due secondi, in cui è possibile apprezzare la bontà della stima, con entrambe le soluzioni, nel passaggio su due dossi in sequenza.

<sup>9</sup> Il segnale utilizzato come riferimento coincide con il segnale di velocità al quale si riferisce attualmente la strategia di controllo SPIDER.

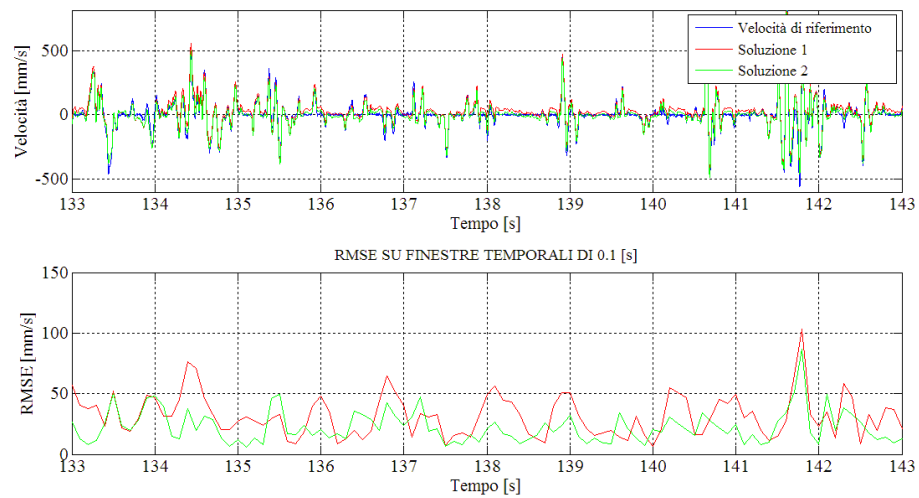


**Figura 4.12** Velocità stimate nel passaggio su dossi. (Ingrandimento di figura 4.11).

In Figura 4.13 si riporta un ingrandimento della Figura 4.11 in una finestra di dieci secondi, durante il passaggio del veicolo su strada a pavimentazione irregolare (Pavè).

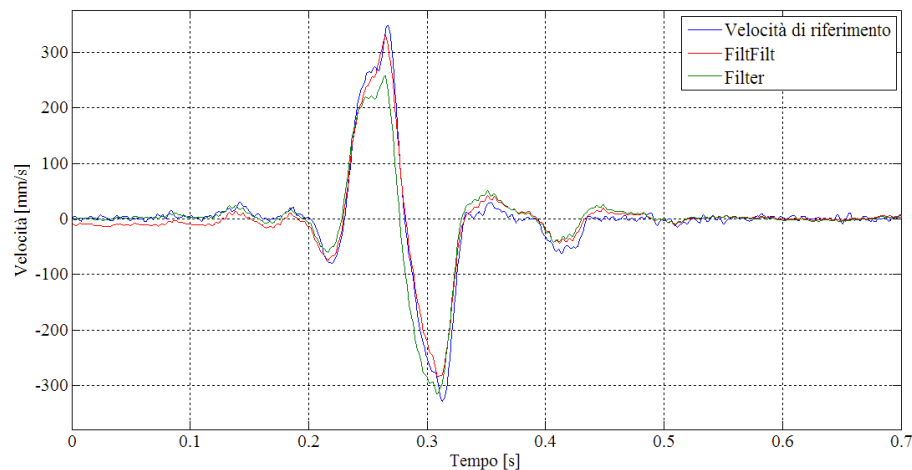
Gli andamenti dell'errore RMSE confermano quanto in precedenza affermato circa la bontà della Soluzione 2 rispetto alla Soluzione 1. Inoltre, confrontando la con la si può apprezzare che il livello medio dell'errore è indipendente dalla tipologia di strada percorsa; ciò a conferma del fatto che il filtro implementato sulle accelerazioni misurate non impone né attenuazione né elevata distorsione nella banda di interesse (moti di cassa e ruote).

In realtà quest'ultimo risultato era del tutto prevedibile, soprattutto in fase di *post-processing*, poiché i filtri sono stati implementati in ambiente Matlab® con il comando "filtfilt" che esegue un filtraggio a fase nulla, e quindi rende nulla la distorsione del segnale filtrato. L'annullamento della fase viene ottenuto processando l'intero set di dati in ingresso in entrambe le direzioni: dopo aver filtrato in avanti il segnale, la sequenza di filtraggio viene invertita ed il segnale viene ri-filtrato nella direzione opposta. Tuttavia la necessità di conoscere l'intero segnale da filtrare rende il metodo inapplicabile in tempo reale.



**Figura 4.13** Velocità stimate nel passaggio su Pavè. (Ingrandimento di figura 4.11).

Per valutare l'influenza della distorsione, legata alla non linearità della fase del filtro, sulla bontà della stima, si è eseguito un confronto tra le stime ottenute con il comando "filtfilt" (appena descritto) ed il comando "filter", che di fatto esegue il filtraggio diretto del segnale.



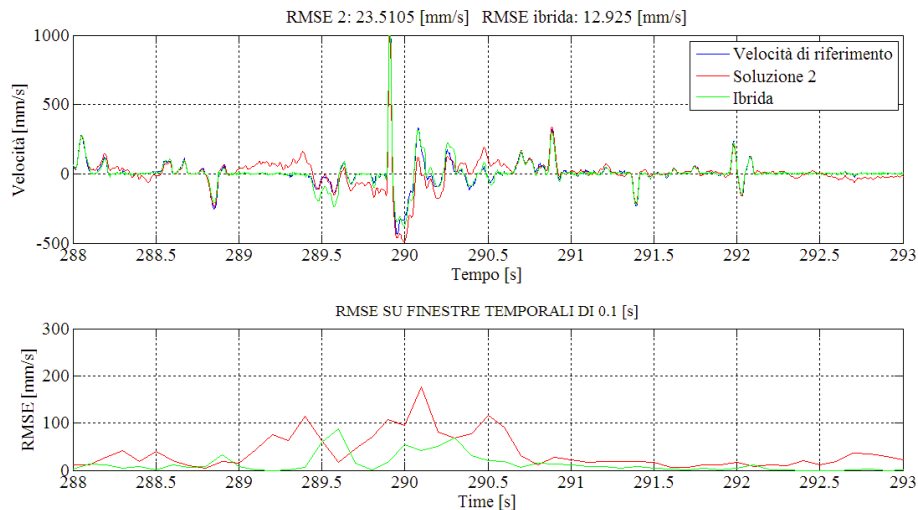
**Figura 4.14** Confronto tra implementazione diretta e bi-direzionale del filtro.

In Figura 4.14 sono rappresentati gli andamenti delle velocità sospensione stimate mediante filtraggio diretto (filter) e bi-direzionale (filtfilt) con la Soluzione di filtraggio 2, nell'attraversamento di un ostacolo concentrato. Il risultato in termini di errore medio percentuale, calcolato rispetto al segnale di riferimento, consiste in



un aumento dal 5% a circa il 9%, dovuto sostanzialmente alla distorsione di fase introdotta dal filtro di *Butterworth*.

Un metodo “ibrido”, denominato Integrazione Condizionale, è stato programmato e testato sul segnale di riferimento, con l’obiettivo di ridurre i picchi più elevati dell’errore di stima riportato in Figura 4.11. Il metodo si definisce “ibrido” in quanto prevede l’utilizzo combinato di potenziometri ed accelerometri, a scapito dei vantaggi economici discussi al Par. 1.6. La logica consiste nell’utilizzare l’informazione proveniente dall’accelerometro nella sola area di elevate dinamiche, ossia laddove si commette il minimo errore. In pratica si stabilisce un valore soglia al cui interno si ritiene utile derivare la velocità di escursione dalla lettura dei potenziometri, ed al cui esterno si preferisce integrare la misura dell’accelerometro.



**Figura 4.15 Metodo di integrazione ibrida.**

In Figura 4.15 si può apprezzare che il vantaggio del metodo ibrido consiste, in alcune circostanze in un dimezzamento dell’errore di stima.

In conclusione, come già accennato in merito alla Figura 4.10, i metodi descritti per la stima della velocità di escursione a partire dalle misure accelerometriche, consentono anche una stima delle velocità assolute dei moti di cassa e ruota. La stima in questo caso è soltanto qualitativa, dal momento che non è stato possibile riferirsi ad un segnale di confronto. Tuttavia le stesse velocità assolute stimate sono quelle che, sottratte l’un l’altra, forniscono la stima della velocità di escursione, il cui errore percentuale risulta sempre inferiore al 10%. Per tale motivo, a meno di una costante, le velocità assolute rispecchiano l’andamento reale delle masse sospese e non-sospese. I vantaggi che si possono ottenere dalla loro conoscenza in termini di sviluppo e miglioramento della strategia di controllo sono molteplici, il cui approfondimento è rimandato a sviluppi futuri.

## Conclusioni e possibili sviluppi futuri

Il presente lavoro di Tesi si svolge nell'ambito del progetto SPIDER<sup>®</sup> (SPringOff Intelligent DampER), un sistema di sospensioni semi-attive a fluido magneto-reologico dedicato al settore motociclistico. L'obiettivo è lo sviluppo di una nuova applicazione nell'ambito della ciclistica del motoveicolo, in grado di fornire all'utilizzatore una sensazione di guida più confortevole e sicura rispetto alle applicazioni tradizionali. Il sistema, progettato e sviluppato dai ricercatori di SpringOff, è stato testato e valutato positivamente dai collaudatori di diverse case costruttrici e testate giornalistiche del settore; tuttavia non è stato presentato alcun indice oggettivo che rispecchi la bontà percepita del sistema. Inoltre, il costo e l'affidabilità del sistema sono negativamente influenzati dall'uso di sensori a contatto strisciante, per la misura del movimento delle sospensioni.

Per attrarre, dunque, l'attenzione dei vari *competitors* sul mercato delle due ruote, oltre ad una buona strategia di controllo, è stato necessario lavorare sulle seguenti criticità:

- oggettivazione dei vantaggi ottenuti in termini di percezioni di guida;
- miglioramento della sensoristica a basso costo.

Il “motoveicolo laboratorio” è stato corredato di sensori di accelerazione triassiali di tipo MEMS, dalle cui misure è stato possibile eseguire diverse analisi nell'ambito delle tematiche appena elencate.

Le analisi sono state affrontate sulla base di prove sperimentali su strada, effettuate da due diversi collaudatori in quattro diverse configurazioni delle sospensioni SPIDER: tre di tipo passivo ed una semi-attiva.

In merito all'oggettivazione delle percezioni di guida sono stati utilizzati i seguenti strumenti d'indagine:

- l'integrale dell'autospettro medio combinato;
- il valore di r.m.s. (*Root Mean Square*) ponderato secondo le normative ISO-5349 e ISO-2631;
- il *VDV (Vibration Dose Value)* nell'attraversamento di un ostacolo concentrato;
- il *PRD (Pitch Rate Deviation)* nell'attraversamento di un ostacolo concentrato;
- un indice soggettivo derivato da schede di valutazione compilate dai collaudatori.

I primi tre strumenti sono indicativi del livello di *comfort* percepito dal conducente; gli ultimi due tengono conto anche della guidabilità e stabilità del mezzo nelle varie condizioni di guida. Per ogni strumento di analisi è stato prodotto un indice globale normalizzato e ciascun indice è stato associato alla relativa configurazione delle sospensioni SPIDER<sup>®</sup>.

Il risultato di queste analisi è stato sintetizzato attraverso un “grafico radar”, su cui è possibile riscontrare che le sospensioni in configurazione SEMI-ATTIVA apportano miglioramenti sia al *comfort* di guida che alla sicurezza/stabilità del motociclo. L’aspetto interessante, che si è riscontrato nei commenti dei collaudatori e si è potuto dimostrare in maniera oggettiva, è che la strategia di controllo SPIDER<sup>®</sup> riesce a coniugare i vantaggi offerti sul *comfort* da una sospensione a basso coefficiente di smorzamento (MORBIDA) , con quelli offerti in termini di stabilità da una sospensione ad elevato smorzamento tipicamente sportiva (DURA).

In merito al miglioramento della sensoristica a basso costo, due differenti approcci sono simulati in ambiente Matlab<sup>®</sup>, per la ricostruzione dei segnali di velocità delle sospensioni a partire dalle misure di accelerazione:

- rete neurale integrativa;
- metodo *filter based*.

I vantaggi offerti da questi metodi risiedono nell’affidabilità e nel basso costo industriale dei sensori MEMS a “non contatto”.

La bontà dei metodi su elencati è stata valutata sulla base della radice dell’errore quadratico medio RMSE (*Root Mean Squared Error*) tra le stime ed un segnale di riferimento.

Tra le sue soluzioni l’approccio *filter based* è quello che garantisce la migliore stima ed il minor costo computazionale. La rete neurale ha mostrato difficoltà nella generalizzazione, ossia nella capacità di stimare correttamente i valori della velocità di escursione al di fuori del set di addestramento. Il metodo basato sui filtri digitali, nonostante una minima distorsione dei segnali legata alla fase non lineare dei filtri, garantisce una buona stima anche in diverse andature e su diversi fondi stradali.

Come sviluppi futuri delle attività svolte si potrebbe:

- ampliare l’indagine soggettiva a un maggior numero di individui per consolidare l’indagine statistica sulle percezioni soggettive di comfort;
- individuare nuovi indici oggettivi che enfatizzino la risposta del veicolo in termini di guidabilità e tenuta di strada;

- procedere all'implementazione *real time* del metodo *filter based* ed analizzare la risposta delle sospensioni SPIDER;
- valutare concretamente i vantaggi offerti dall'introduzione in strategia delle velocità assolute dei moti di cassa e ruote, stimate con il metodo *filter based*.

## Allegato1: Schede di valutazione prove

Di seguito sono riportate le schede di valutazione compilate dai collaudatori A e B al termine delle quattro prove effettuate.

<b>COLLAUDATORE A – MORBIDA</b>		
<b>SEZIONE</b>	<b>VOTO</b>	<b>NOTE</b>
Pavè	6.5	Buon assorbimento, elevato beccheggio.
Dossi	7	Buon assorbimento, discreta stabilità.
Raccordo autostradale	6	Alleggerisce un po' lo sterzo
Tratto urbano	8	Buon assorbimento buche
Ostacolo in curva	5	Salta il posteriore e perde la traiettoria
Frenata	5.5	Affonda troppo veloce e scarica il post.
<b>GLOBALE</b>	6.33	-

<b>COLLAUDATORE A – MEDIA</b>		
<b>SEZIONE</b>	<b>VOTO</b>	<b>NOTE</b>
Pavè	6	Discreto assorbimento, discreto beccheggio.
Dossi	6	Scarso assorbimento, discreta stabilità.
Raccordo autostradale	7	Accettabile
Tratto urbano	6	Scarso assorbimento buche
Ostacolo in curva	5.5	Salta il posteriore e perde la traiettoria
Frenata	7	Buon sostegno dell'anteriore
<b>GLOBALE</b>	6.25	-

<b>COLLAUDATORE A – DURA</b>		
<b>SEZIONE</b>	<b>VOTO</b>	<b>NOTE</b>
Pavè	6.5	Scarso assorbimento, poco beccheggio.
Dossi	5	Pessimo assorbimento, discreta stabilità.
Raccordo autostradale	8	Stabile e precisa
Tratto urbano	5	Scarso assorbimento buche
Ostacolo in curva	6	perde la traiettoria
Frenata	6.5	Buon sostegno dell'anteriore
<b>GLOBALE</b>	6.16	-

<b>COLLAUDATORE A – SEMI-ATTIVA</b>		
<b>SEZIONE</b>	<b>VOTO</b>	<b>NOTE</b>
Pavè	8	Beccheggio impercettibile
Dossi	8.5	Buon assorbimento, buona stabilità.
Raccordo autostradale	8	Stabile e precisa
Tratto urbano	7.5	Buon assorbimento buche
Ostacolo in curva	7	Recupera stabilità e non perde la traiettoria
Frenata	7	Affonda veloce ma poi sostiene
<b>GLOBALE</b>	7.66	-

<b>COLLAUDATORE B – MORBIDA</b>		
<b>SEZIONE</b>	<b>VOTO</b>	<b>NOTE</b>
Pavè	5	Troppo beccheggio.
Dossi	6	Buon assorbimento, ma scarsa stabilità.
Raccordo autostradale	5	Scarsa sicurezza alte velocità
Tratto urbano	7	Buon assorbimento buche
Ostacolo in curva	5	Porta fuori strada
Frenata	5.5	Va a fine corsa
<b>GLOBALE</b>	5.58	-

<b>COLLAUDATORE B – MEDIA</b>		
<b>SEZIONE</b>	<b>VOTO</b>	<b>NOTE</b>
Pavè	6.5	Accettabile
Dossi	5.5	Scarso assorbimento, discreta stabilità.
Raccordo autostradale	6.5	Accettabile
Tratto urbano	6	Scarso assorbimento buche
Ostacolo in curva	6	Cambia traiettoria ma riprende stabilità
Frenata	6.5	Buon sostegno dell'anteriore
<b>GLOBALE</b>	6.16	-

<b>COLLAUDATORE B – DURA</b>		
<b>SEZIONE</b>	<b>VOTO</b>	<b>NOTE</b>
Pavè	5.5	Accettabile, ma un po' dura
Dossi	4	Trasmette tanto il picco di accelerazione
Raccordo autostradale	8.5	Dà sicurezza
Tratto urbano	5	Scarso assorbimento buche
Ostacolo in curva	6.5	Salta un po' e poi riprende
Frenata	5	Sembra troppo rigida in affondamento
<b>GLOBALE</b>	5.75	-

<b>COLLAUDATORE B – SEMI-ATTIVA</b>		
<b>SEZIONE</b>	<b>VOTO</b>	<b>NOTE</b>
Pavè	7	Poco beccheggio
Dossi	8	Buon assorbimento
Raccordo autostradale	8	Stabile
Tratto urbano	6.5	Più che soddisfacente
Ostacolo in curva	7	Non perde la traiettoria
Frenata	6	Un po' tendente al morbido
<b>GLOBALE</b>	7.08	-

## Bibliografia

- [1] Cossalter Vittore, "Suspension overview," in *Motorcycle Dynamics*. Greenade, WI: Race Dynamics Inc., 2002, pp. 140-156.
- [2] Mastinu G., "Basic Road Vehicle Architecture," Politecnico di Milano, Appunti del corso di Costruzione di veicoli 2009.
- [3] Federico Cheli, "Dinamica e controllo di veicoli," Politecnico di Milano, Appunti del corso 2010.
- [4] M. Gobbi and G. Mastinu, "Analytical description and optimization of the dynamic behavior of passively suspended road vehicles," *Journal of Sound and Vibration*, vol. III, no. 245, pp. 457-481, 2001.
- [5] Ing. Pisani, "Modellistica, analisi e controllo di sospensioni attive.," Università di Camerino, Appunti del corso di Controlli Automatici 2010.
- [6] Moto.it. (2011, Dicembre) Moto.it.
- [7] Wikipedia. [Online]. <http://it.wikipedia.org/wiki/Comfort>
- [8] International Standard, ISO 2631-1, 1997.
- [9] International Standard, ISO 5349:2001, 2001.
- [10] Cossalter, Doria, and Garbin and Lot, "Frequency-domain method for evaluating the ride comfort of a motorcycle," Aprile 2006.
- [11] De Luca P. Doria A., "Numerical analysis of a scooter passing over a road bump".
- [12] Pezzola M., Agostoni S. Cheli F., "Objectification of the subjective riding comfort perception of motorcycles: experimental analysis and international standards procedures.," in *19th Mediterranean Conference on Control and Automation.*, Corfù, Greece., 2011, pp. 928-933.
- [13] D. Karnopp, "Active and Semi-Active Vibration Isolation," *J. Mech. Des.*, vol. 117, no. 06/00, pp. 177-185, 1995.



- [14] Ernest O. Doebelin, "Strumenti di misura," in *Strumenti e metodi di misura*, 1st ed., Alfredo Cigada, Ed. Milano: McGraw-Hill, 2004, ch. 4, pp. 169-174, 259-264.
- [15] Diego Delvecchio, Cristiano Spelta, Gabriele Perico, and Sergio M. Savaresi, "Accelerometer-based estimation of the elongation speed in a motorcycle suspension via Kalman-filter techniques," in *49th IEEE Conference on Decision and Control*, Atlanta, GA, USA, December 15-17, 2010, pp. 5566-5571.
- [16] L. Balogh, A. Meszaros-Komaromy, and L. Palkovics, "Road Surface Estimation for control system of Active suspension," Department of Automobiles, Budapest University of Tecnology and Economics, Budapest, 2010.
- [17] G. Koch, T. Kloiber, and Lohmann B., "Nonlinear and filter based estimation for vehicle suspension control," in *49th IEEE Conference on Decision and Control*, Atlanta, USA, 2010, pp. 5592-5597.
- [18] M. J. Griffin, *Handbook of human vibration*. London, UK: Elsevier-Academic Press, 1990.
- [19] M. Boccione. (2009-2010) Appunti del corso di Misure. Documento pdf.
- [20] NI Support. (2008, Giugno) National Instruments. [Online]. <http://www.ni.com/white-paper/4278/en>
- [21] Hu H Y, Yi J Q, Guo D L, "Neutral network control for a semi-active vehicle suspension with a Magnetorheological Damper," *Journal of Vibration and Control.*, vol. 3, no. 10, pp. 461-471, 2004.
- [22] B. Lazzerini. Introduzione alle Reti Neurali. [Online]. <http://info.iet.unipi.it/~lazzerini/sisd/Reti.pdf>
- [23] R. Rojas, *Neural Networks*. Berlin: Springer-Verlag, 1996.
- [24] M. Hudson Beale, Hagan M.T., and Demuth H.B., *Neural Network Toolbox - User's guide*, 2012th ed. Natick, MA: The Math Works Inc., 2012.

- [25] J. Yao and J. Zheng, "Semi-active suspension system design for quarter-car model using model reference sliding mode control," in *IEEE International Conference on Vehicular Electronics and Safety*, December 13-15, 2006, pp. 398-402.
- [26] Anchini R., Paciello V, Pietrosanto A., Sommella V. Acocella G., "A new approach to magnetorheological damping control," in *Instrumentation and Measurements Technology Conference (I2MTC)*, 2010, pp. 908-912.