

**POLITECNICO DI MILANO**  
FACOLTA' DI INGEGNERIA INDUSTRIALE  
Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica



**STUDIO DI FATTIBILITÀ DI UNA BARRA  
ANTI-ROLLIO ATTIVA IDRAULICA PER  
SOSPENSIONI SECONDARIE DI TRENI AD ALTA  
VELOCITÀ**

Relatore: Prof. STEFANO BRUNI  
Correlatore: Ing. ALAN FACCHINETTI

Tesi di laurea di:  
EDOARDO FILIPPO COLOMBO  
Matr. 765392

Anno Accademico 2011 - 2012



*Ai miei nonni in cielo,  
che mi guardano orgogliosi dall'alto.*



# *Ringraziamenti*

*Innanzitutto, un doveroso ringraziamento al Prof. Bruni per avermi proposto questo interessantissimo argomento di ricerca e per la grande cordialità, disponibilità e attenzione personale. Ringrazio l'Ing. Facchinetti per i preziosi consigli riguardo a questo lavoro di tesi e non solo, e l'Ing. Di Gialleonardo per il tempo dedicatomi anche a costo di sacrifici personali. Grazie a tutti voi questa tesi è stata un percorso di formazione e di crescita e non un ostacolo da superare.*

*Non potrò mai ringraziare a sufficienza la mia famiglia per la gioia che riesce a donarmi, per il supporto e per la comprensione, sia nel momento del sorriso sia nel momento della difficoltà. Se sono la persona che conoscete è soprattutto grazie a voi: ogni mio successo è anche merito vostro.*

*Da ultimo, non posso dimenticarmi di tutte le straordinarie persone che ho l'onore di chiamare amici e che mi hanno accompagnato in questo quinquennale percorso: senza di voi ogni impresa sarebbe vana. Mi auguro di avervi sempre accanto, per affrontare insieme le avventure che ancora ci attendono.*



# Indice

<b>Ringraziamenti</b>	<b>v</b>
<b>Elenco delle figure</b>	<b>x</b>
<b>Elenco delle tabelle</b>	<b>xi</b>
<b>Abstract e parole chiave</b>	<b>xiii</b>
<b>1 Introduzione</b>	<b>1</b>
<b>2 Concept e stato dell'arte</b>	<b>5</b>
2.1 Concept del sistema . . . . .	5
2.2 Stato dell'arte . . . . .	7
<b>3 Modello lineare e dimensionamento della barra anti-rollio idraulica</b>	<b>11</b>
3.1 Modello completo . . . . .	12
3.1.1 Barra anti-rollio passiva . . . . .	12
3.1.2 Modellazione della servovalvola . . . . .	17
3.1.3 Barra anti-rollio attiva . . . . .	17
3.2 Modello semplificato . . . . .	18
3.2.1 Barra anti-rollio passiva . . . . .	19
3.2.2 Barra anti-rollio attiva . . . . .	21
3.3 Dimensionamento di massima . . . . .	22
3.4 Confronto fra modello completo e modello semplificato . . . . .	27
<b>4 Strategie di controllo</b>	<b>29</b>
4.1 Introduzione ed esposizione del sistema meccatronico . . . . .	29
4.2 Feed-forward . . . . .	30
4.3 Controllore PD . . . . .	31
4.4 Controllore PD con controllo ottimo sky-hook . . . . .	32
4.5 Controllore ottimo LQI . . . . .	32
4.6 Sintesi degli osservatori di stato . . . . .	34
4.7 Confronto strategie di controllo . . . . .	35

---

4.7.1	Diagramma polare . . . . .	35
4.7.2	Risposte in frequenza all'azione di controllo . . . . .	36
4.7.3	Risposta del sistema allo scalino . . . . .	40
4.7.4	Risposte in frequenza ai disturbi della linea . . . . .	40
<b>5</b>	<b>Modello multi-body</b>	<b>43</b>
5.1	Modello non lineare di sospensione idraulica . . . . .	43
5.1.1	Barra anti-rollio passiva . . . . .	43
5.1.2	Scelta della servovalvola reale e suo comportamento . . . . .	44
5.1.3	Barra anti-rollio attiva . . . . .	45
5.2	Modello multi-body . . . . .	49
<b>6</b>	<b>Risultati delle simulazioni</b>	<b>55</b>
6.1	Definizione dei parametri delle simulazioni . . . . .	55
6.2	Confronto fra modello tradizionale e barra anti-rollio passiva . . . . .	58
6.3	Confronto fra modello tradizionale e barra anti-rollio attiva . . . . .	61
6.3.1	Curva di linea ad alta velocità . . . . .	61
6.3.2	Curva di linea convenzionale . . . . .	66
6.4	Verifica delle forze a terra . . . . .	70
6.5	Dimensionamento della pompa . . . . .	71
<b>7</b>	<b>Conclusioni</b>	<b>73</b>
<b>A</b>	<b>Modello della cassa a tre g.d.l.</b>	<b>I</b>
<b>B</b>	<b>Nomenclatura e lista degli acronimi</b>	<b>VII</b>
	<b>Bibliografia</b>	<b>XI</b>



# Elenco delle figure

2.1	Schema esemplificativo di tilting ( <i>tratto da [8]</i> ) . . . . .	6
3.1	Schema dell'impianto oleodinamico linearizzato passivo nella versione completa . . . . .	12
3.2	Schema dell'impianto oleodinamico linearizzato nella versione completa . . . . .	18
3.3	Schema dell'impianto oleodinamico linearizzato passivo nella versione semplificata . . . . .	19
3.4	Schema dell'impianto oleodinamico linearizzato nella versione semplificata . . . . .	21
3.5	Risposte in frequenza della barra oleodinamica passiva . . . . .	24
3.6	Confronto fra i poli del modello con barra idraulica e di quello con barra tradizionale . . . . .	25
3.7	Confronto fra le risposte in frequenza del moto laterale del modello con barra idraulica e di quello con barra tradizionale . . . . .	26
3.8	Confronto fra le risposte in frequenza del moto di rollio del modello con barra idraulica e di quello con barra tradizionale . . . . .	26
3.9	Confronto fra funzioni di risposta in frequenza al rollio . . . . .	28
4.1	Diagramma a blocchi del sistema controllato . . . . .	30
4.2	Diagramma polare dei sistemi controllati . . . . .	38
4.3	Confronto fra le risposte all'azione di controllo dei sistemi controllati - Moto di rollio . . . . .	39
4.4	Confronto fra le risposte all'azione di controllo dei sistemi controllati - Moto laterale . . . . .	39
4.5	Risposte allo scalino dei sistemi controllati . . . . .	40
4.6	Confronto fra le risposte ai disturbi dei sistemi controllati - Moto laterale . . . . .	41
4.7	Confronto fra le risposte ai disturbi dei sistemi controllati - Moto di rollio . . . . .	42
4.8	Confronto fra le risposte ai disturbi dei sistemi controllati - Pressione nell'attuatore . . . . .	42

5.1	Schema dell'impianto oleodinamico linearizzato attivo con due servovalvole . . . . .	47
5.2	Rappresentazione schematica del sistema mecatronico attivo . . .	50
5.3	Modello linearizzato dell'armamento a tre g.d.l. . . . .	52
6.1	EMU V250 (tratto da <a href="http://www.hstrain.ansaldobreda.it/">http://www.hstrain.ansaldobreda.it/</a> ) . . .	56
6.2	Rappresentazione schematica del modello di veicolo ferroviario . .	56
6.3	Confronto del rollio per barra anti-rollio tradizionale e passiva . .	59
6.4	Confronto dello spostamento laterale del baricentro della cassa per barra anti-rollio tradizionale e passiva . . . . .	60
6.5	Confronto dell'accelerazione laterale del baricentro della cassa non compensata, per barra anti-rollio tradizionale e passiva . . . . .	60
6.6	Pressione all'interno del circuito 1 della barra anti-rollio anteriore	61
6.7	Confronto del rollio per barra anti-rollio passiva e attiva con multipli controllori in curva ad alta velocità . . . . .	63
6.8	Confronto dello spostamento laterale del baricentro della cassa per barra anti-rollio passiva e attiva con multipli controllori in curva ad alta velocità . . . . .	63
6.9	Confronto dell'accelerazione laterale del baricentro della cassa non compensata, per barra anti-rollio passiva e attiva con multipli controllori in curva ad alta velocità . . . . .	64
6.10	Confronto della pressione nel circuito 1 della barra anti-rollio in curva ad alta velocità . . . . .	64
6.11	Confronto della pressione nel circuito 1 della barra anti-rollio in curva ad alta velocità . . . . .	65
6.12	Comando della servovalvola del circuito 1 della barra anti-rollio anteriore in curva ad alta velocità . . . . .	65
6.13	Comando della servovalvola del circuito 2 della barra anti-rollio anteriore in curva ad alta velocità . . . . .	66
6.14	Confronto del rollio per barra anti-rollio passiva e attiva con multipli controllori in curva di linea convenzionale . . . . .	67
6.15	Confronto della pressione nel circuito 1 della barra anti-rollio in curva di linea convenzionale . . . . .	68
6.16	Confronto della pressione nel circuito 2 della barra anti-rollio in curva tradizionale . . . . .	69
6.17	Comando della servovalvola del circuito 1 della barra anti-rollio anteriore in curva di linea convenzionale . . . . .	69
6.18	Comando della servovalvola del circuito 2 della barra anti-rollio anteriore in curva di linea convenzionale . . . . .	70
A.1	Modello a corpi rigidi a tre soli gradi di libertà della sala ferroviaria	II

# Elenco delle tabelle

3.1	Confronto dei poli fra modello completo e semplificato . . . . .	27
4.1	Confronto fra i poli del sistema al variare dei controllori . . . . .	37
5.1	Confronto fra i poli del sistema al variare di $k_{Pm}$ con rollio nullo .	49
5.2	Confronto fra i poli del sistema al variare di $k_{Pm}$ in curva piena .	49
6.1	Confronto fra gli indici di comfort (barra tradizionale e barra idraulica passiva) . . . . .	59
6.2	Confronto fra gli indici di comfort (barra tradizionale e barra idraulica attiva) per curva ad alta velocità . . . . .	62
6.3	Confronto fra gli indici di comfort (barra tradizionale e barra idraulica attiva) per curva di linea convenzionale . . . . .	67
6.4	Confronto fra gli indici di comfort (barra tradizionale e barra idraulica attiva) per curva di linea convenzionale senza irregolarità	68
6.5	Confronto fra le forze di Ripage laterali per ogni sala ferroviaria .	71
6.6	Confronto fra gli indici Y/Q massimi per ogni sala ferroviaria . .	71
6.7	Confronto dei coefficienti di scaricamento per le due sale . . . . .	71
6.8	Prestazioni richieste alla pompa dell'olio per curva ad alta velocità	72
6.9	Prestazioni richieste alla pompa dell'olio per curva a bassa velocità	72



# Abstract e parole chiave

Il lavoro di tesi intende sviluppare il dimensionamento e la modellazione di una barra anti-rollo oleodinamica attiva per treni ad alta velocità costituita da due cilindri idraulici collegati mediante uno schema incrociato al fine di fornire un moto di tilting ridotto e aumentare il comfort in curva. La sintesi di tre controllori lineari (PD, PD con sky-hook e ottimo con integratore dell'errore) si è basata su un modello linearizzato di veicolo e di barra anti-rollo, mentre l'analisi delle prestazioni è avvenuta su un modello multi-fisico comprendente la barra idraulica nella versione non lineare e un modello multi-body di treno V250 precedentemente sviluppato dal Dipartimento di Meccanica del Politecnico di Milano. I risultati numerici mostrano un miglioramento delle prestazioni con comfort superiore sia su linee ad alta velocità che in curve convenzionali, con un incremento di velocità superiore al 12% per le prime ( da 300 a 338  $[km/h]$ ) e di 15  $[km/h]$  per le seconde (da 135 a 150  $[km/h]$ ).

**Parole chiave:** sospensione secondaria attiva, treni ad alta velocità, barra anti-rollo, sospensione idraulica

The thesis means to develop a define a concept for an active hydraulic anti-roll bar for high-speed trains and to develop a mathematical model for this active system. The active system is composed by two hydraulic cylinders connected in a cross scheme, in order to generate tilting over small angles and to increase the comfort during curve negotiation. The synthesis of three linear controllers (PD, PD with sky-hook and optimal control with error integration) was based on a linearized model of both the vehicle and the anti-roll bar, while the performance assessment was carried out using a multi-physics model which included the non-linear hydraulic bar and the multi-body V250 train model previously developed at the Mechanical Engineering Department of Politecnico di Milano. The numerical results show increased performances with increased comfort on both high-speed lines and conventional curves, with a 12% speed increase in the first case (from 300 to 338  $[km/h]$ ) and a 15  $[km/h]$  speed increase in the second (from 135 to 150  $[km/h]$ ).

**Keywords:** active secondary suspension, high-speed trains, anti-roll bar, hydraulic suspension



# Capitolo 1

## Introduzione

La sempre maggiore globalizzazione e il crescente bisogno di viaggi di media percorrenza fra residenza e luogo di lavoro hanno evidenziato recentemente la necessità di mezzi di trasporto al contempo veloci e affidabili; d'altro canto, questioni quali la sicurezza, l'inquinamento e i disturbi acustici tendono a minare la supremazia dei velivoli commerciali per le tratte a medio raggio. In tale contesto, i treni ad alta velocità possono vantare una sempre maggiore attenzione, grazie al loro comfort, una rete dedicata sempre più fitta e l'intrinseca natura ecologica.

La comunità scientifica si è ampiamente concentrata su tale argomento negli ultimi due decenni, con il dichiarato scopo di incrementare le velocità dei veicoli ferroviari e offrire un servizio più efficiente, garantendo al contempo il medesimo livello di comfort e sicurezza. Tale ricerca ha portato una sempre maggiore attenzione alla mecatronica, lo studio sistemico dell'interazione di elementi elettronici, attuatori e sistemi meccanici, al fine di superare i limiti degli elementi meccanici passivi una volta innalzate le velocità di percorrenza, con particolare enfasi sulle sospensioni secondarie. Fra i vari approcci al problema, molti lavori si sono soffermati sul comportamento di sospensioni laterali attive o semi-attive, con comprovati effetti benefici sulla comodità, ma tali sistemi non consentono un controllo attivo dell'angolo di rollio della cassa. È noto come l'introduzione di metodologie di pendolamento basate sul controllo di tale angolo siano state implementate con successo su numerosi veicoli ferroviari consentendo un miglioramento dei tempi di percorrenza lungo tratte convenzionali: da qui l'idea di sfruttare un sistema simile che, pur non raggiungendo i cinque o sei gradi di rotazione del *tilting* propriamente detto, consenta di compensare parzialmente l'accelerazione laterale in curva con la gravità. Tale problema è particolarmente sentito in Italia, dove ai treni ad alta velocità potrebbe essere richiesto di percorrere tratti di linee convenzionali per consentire il collegamento fra la rete ad alta velocità con centri urbani minori.

In lavori di ricerca precedentemente sviluppati al Dipartimento di Ingegneria Meccanica del Politecnico di Milano si è proposto di utilizzare le sospensioni ad aria già presenti sui veicoli rendendole attive. Sebbene tale soluzione abbia

dimostrato una sua validità, alcuni aspetti, fra cui la scarsa prontezza del sistema e l'ingente consumo d'aria, ne limitano l'efficacia. Inoltre, la forza sviluppata dalle molle ad aria attive si deve opporre alla rigidità della barra anti-rollo della sospensione secondaria, con un notevole dispendio energetico e la presenza di errore statico a regime. Si è ipotizzato così di compensare l'accelerazione laterale percepita dai passeggeri del treno mediante una barra anti-rollo attiva in grado di fornire un angolo di pendolamento di un paio di gradi. Fra le varie possibilità, l'attuazione scelta in questo lavoro è stata l'idraulica perché compatta, affidabile e in grado di sviluppare forze elevate; inoltre, in caso di malfunzionamento del sistema attivo, tale sistema potrebbe facilmente degradare a una modalità di funzionamento passiva, consentendo comunque una marcia sicura poiché in grado di fornire lo stesso comportamento di una barra anti-rollo meccanica tradizionale.

Obiettivo della presente tesi di laurea è dunque l'analisi e la scelta di un sistema oleodinamico e di un campione di controllori al fine di sostituire la barra anti-rollo passiva fra carrozza e carrello di un treno ad alta velocità, aumentando il comfort percepito dai passeggeri mediante un'azione di tilting ridotto ed eventualmente migliorando il filtraggio di vibrazioni provenienti dal binario. Per raggiungere tale obiettivo si è innanzitutto studiato un layout di massima dell'impianto e si è pervenuti a un sistema composto da due cilindri idraulici lineari con camere collegate fra loro mediante uno schema incrociato, due serbatoi di fluido (uno per ciascun ramo del circuito) per garantire una riserva in caso di trafilemanti esterni e diminuire la rigidità del sistema, una o più servovalvole per il controllo del fluido e una pompa in grado di garantire un salto di pressione costante. Tutti questi componenti sono stati dimensionati adeguatamente in modo da consentire un funzionamento passivo il più simile possibile alla barra anti-rollo tradizionale (logica *fail-safe*) e sono stati descritti in tre differenti modelli, uno non lineare e due linearizzati a partire dal non lineare, uno dei quali è stato scartato perché a fronte di un numero maggiore di variabili di stato rispetto all'altro, ha presentato un comportamento uguale nel campo di frequenze di interesse. I tre modelli così definiti sono stati utilizzati in fasi differenti del lavoro: il modello linearizzato, insieme con un modello di veicolo lineare a tre gradi di libertà, è stato sfruttato per la sintesi dei controllori, mentre si è implementato il modello non-lineare nella simulazione multi-body per l'analisi del comportamento dell'intero sistema mecatronico.

Il secondo passo è la scelta dei sensori per la retroazione, dei controllori e il tipo di ricostruttore dello stato. Ci si è orientati verso tre tipologie di controllo lineare, il controllo PD, il controllo PD in parallelo al controllo sky-hook e infine il controllo ottimo con integrazione del segnale di riferimento (LQI), le cui sintesi sono avvenute avvalendosi di un modello lineare di semi-veicolo provvisto dell'attuatore linearizzato scelto in precedenza. Per quanto riguarda l'osservatore di stato, i tentativi di sintesi di un osservatore deterministico e di un filtro di Kalman non hanno dato risultati positivi, quindi si è sfruttata una metodologia alternativa già



collaudata in precedenti lavori.

Da ultimo, i controllori e il modello di barra anti-rollio non lineare sono stati inseriti in un modello multi-body di convoglio ferroviario e se ne è studiato il comportamento lungo la percorrenza di due curve differenti. Le prestazioni dei controllori sono state confrontate fra loro e si sono evidenziati i miglioramenti rispetto al caso con molle ad aria attive mediante l'uso di indici prestazionali ricavati dalla letteratura e l'analisi dei consumi energetici. I risultati ottenuti sono soddisfacenti e mostrano un incremento del comfort sia nelle curve ad ampio raggio per l'alta velocità che nelle curve a corto raggio per treni convenzionali pur incrementando le velocità di percorrenza, che passano da 300 a 338  $[km/h]$  nel primo caso e da 135 a 150  $[km/h]$  nel secondo.

Il lavoro è strutturato come segue: il capitolo 2 illustra il processo di ideazione del sistema e lo stato dell'arte in materia, il capitolo 3 si occupa della scelta del modello linearizzato del circuito idraulico e il suo dimensionamento; la sintesi dei controllori è affrontata nel capitolo 4. Nel capitolo 5 si descrivono i modelli di sospensione idraulica non lineare e il modello multi-body, mentre il capitolo 6 tratta dei parametri e dello svolgimento delle simulazioni numeriche; seguono le conclusioni nel capitolo 7.



# Capitolo 2

## Concept e stato dell'arte

### 2.1 Concept del sistema

Con il termine pendolamento (*tilting* in inglese) si intende il processo attraverso il quale una carrozza ferroviaria viene inclinata in un tratto curvo al fine di compensare le accelerazioni laterali percepite dai passeggeri e quindi aumentarne il comfort. Da una composizione delle accelerazioni centrifuga e gravitazionale è possibile ricavare che l'accelerazione non compensata percepita dai passeggeri risulta:

$$\ddot{y}_{perc} = \frac{V^2}{R} \cos(\theta_0 + \theta_v) - g \sin(\theta_0 + \theta_v) \quad (2.1)$$

Dove  $V$  è la velocità del convoglio,  $R$  il raggio di curva,  $g$  l'accelerazione di gravità,  $\theta_0$  la sopraelevazione della curva e  $\theta_v$  l'angolo di pendolamento. È immediato notare come qualora la sopraelevazione della curva fosse sufficiente, il pendolamento non avrebbe motivo di esistere; inoltre, l'accelerazione da compensare è proporzionale al quadrato della velocità del treno e rappresenta un termine non trascurabile per il comfort dei passeggeri. Come già illustrato nell'introduzione, varie esigenze hanno portato allo sviluppo e la progettazione di mezzi ferroviari ad alta velocità e la tendenza attuale prefigura un ulteriore sviluppo delle velocità medie e massime sulle tratte, con un necessario aumento dei raggi di curva lungo il tracciato, una maggiore sopraelevazione o il ricorso al tilting per mantenere il comfort accettabile per i passeggeri, come si evince dalla (2.1). Ovviamente, le prime due soluzioni richiederebbero modifiche del tracciato non sempre praticabili e comunque molto onerose, a differenza della terza.

L'idea iniziale del presente lavoro trae origine da queste considerazioni per cercare la realizzazione di un sistema di sospensioni attive in grado di fornire piccole rotazioni alla cassa (limitate a due o tre gradi) con tempi di risposta molto rapidi, possibilmente senza modifiche sostanziali dell'architettura della carrozza. Tale sistema, pur ispirandosi al pendolamento, non ne possiede l'ampiezza di moto (il rollio imposto è limitato a due o tre gradi, contro i sei tipici di un

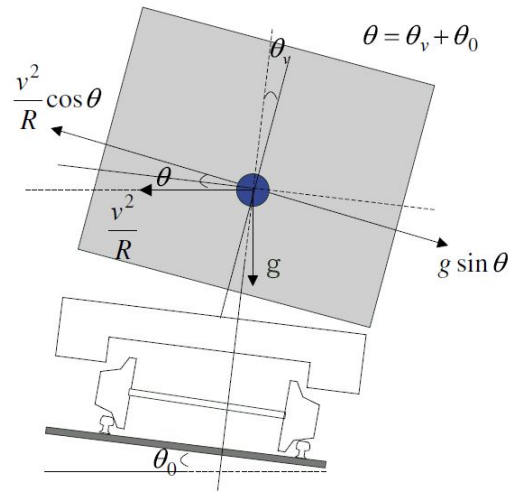


Figura 2.1: Schema esemplificativo di tilting (tratto da [8])

pendolamento standard), al fine di evitare problematiche relative alla sagoma limite e il peggioramento delle prestazioni in rettilineo associate all'introduzione di organi meccanici per il sistema di pendolamento. Un'ulteriore differenza riguarda le variabili di riferimento: generalmente in un sistema di pendolamento la retroazione intende compensare accelerazione laterale, mentre in questo lavoro si è preferito un inseguimento di posizione per consentire una maggiore flessibilità anche alla luce di sviluppi futuri.

È possibile scegliere fra tre possibili concept:

- Molle ad aria attive in luogo alle molle ad aria passive già presenti
- Attuatore elettromeccanico in sostituzione della barra anti-rollio della sospensione secondaria
- Attuatore idraulico in sostituzione della barra anti-rollio della sospensione secondaria

In lavori precedenti già svolti dal Dipartimento di Meccanica [5] si è investigata la prima soluzione, riscontrando, oltre a un miglioramento del comfort dei passeggeri, anche i seguenti problemi:

- Banda passante dell'attuatore pneumatico limitata a causa del limite di blocco sonico
- Alto consumo di energia a causa della comprimibilità dei gas e della resistenza al moto della barra anti-rollio meccanica
- Errore a regime a causa della rigidità data dalla barra anti-rollio già citata

Non si ritiene la seconda soluzione sufficientemente affidabile a causa della possibilità di impuntamenti del servomeccanismo, l'usura e l'esposizione a condizioni ambientali avverse. L'attuazione idraulica come barra anti-rollio è già stata implementata in ambito *automotive* con particolare successo (ad esempio in [13]) e miglioramento delle prestazioni. Questo tipo di attuazione si distingue infatti per l'elevata prontezza, la capacità di generare elevate forze a fronte di ingombri ridotti e la robustezza di funzionamento fra gli aspetti positivi, mentre possiamo annoverare fra le caratteristiche negative:

- Elevata rigidità dell'attuatore idraulico
- Alta trasmissione di vibrazioni dal carrello alla cassa ad alta frequenza, data la maggiore rigidità dell'attuatore oleodinamico in direzione verticale
- Necessità di riserve di olio dal volume e peso non trascurabili
- Pericolosità e tossicità in caso di trafiletti esterni

Consci di questi aspetti, si è quindi cercato di limitarli nella fase di scelta del tipo e dimensioni di attuatore e nella sintesi dei controllori.

## 2.2 Stato dell'arte

Data la stretta connessione fra il lavoro di tesi e il pendolamento, si è sviluppata un'attenta ricerca bibliografica sull'argomento, sia per quanto riguarda le tipologie di tilting che i controllori implementati.

In [1] Persson et al. riassumono la storia del pendolamento dagli albori ad oggi, quindi dopo una breve spiegazione teorica espongono in dettaglio le tre tipologie di tilting attivo (across, above e below la sospensione secondaria) e le tecniche di controllo che si sono succedute nel tempo, passando dall'annullamento dell'accelerazione laterale al parziale annullamento prima mediante una misura locale e poi con i sistemi a "precedenza". L'alternativa al pendolamento attivo è costituita dal pendolamento passivo, e il lavoro espone due meccanismi con il quale esso viene implementato. Infine, l'articolo si conclude con una breve analisi delle cause della nausea da viaggio e in tale luce giustifica l'introduzione dell'indice di comparazione delle prestazioni PCT.

Su argomenti molti simili si focalizza il lavoro di Anneli Orvnäs, [2], in cui sono presenti anche accenni agli attuatori sfruttati per il tilting attivo, e [3]. Il lavoro [4] sviluppa una riflessione sui possibili metodi di giudizio di un sistema di pendolamento. Secondo gli autori, da una parte è necessario giudicare l'efficacia del tilting nel migliorare il comfort senza causare effetti indesiderati quali la nausea da viaggio, dall'altra si richiede che le sospensioni attive filtrino adeguatamente i disturbi provenienti dal tracciato ferroviario (ovverosia la sospensione segue

fedelmente il riferimento desiderato). Nel primo caso il parametro del giudizio è il PCT, mentre per il secondo si sfrutta l'rms delle vibrazioni percepite.

Il lavoro di Alfi et al. [5] implementa un dispositivo di pendolamento attraverso la sospensione secondaria sfruttando un sistema di molle ad aria. Gli obiettivi dell'articolo sono due: da una parte migliorare il comfort in curva mediante un'azione di tilting, dall'altra aumentare la stabilità del veicolo in presenza di venti incidenti. Una parte rilevante della trattazione è dedicata alla modellazione del sistema pneumatico in uso, costituito da due o tre servovalvole per evitare condizioni di flusso sonico che deteriorerebbero l'azione di controllo. Il controllo sfrutta una tecnologia PID: per le molle ad aria il controllo PD con zona morta è accompagnato da un'azione di feed-forward associata al pendolamento, oltre a una funzione di levelling che mantiene le molle a quota costante quando necessario, mentre per la sospensione laterale sfrutta un PI con hold-off device. Sperimentalmente si è ricavata la curva di funzionamento delle valvole e tramite questa si è potuto simulare il comportamento di una carrozza ferroviaria. I risultati dimostrano un possibile aumento della velocità di percorrenza di curva di 15 Km/h e una migliore resistenza al ribaltamento nel caso di vento laterale.

Molto interessante, per la vicinanza alle tematiche di questo lavoro, è risultato anche [6], dove si esamina la possibilità di sfruttare una barra anti-rollo attiva per effettuare un'azione di pendolamento. Sono considerate sia tecniche di controllo classico che controllo moderno con azione "annullante" e parziale. Poiché viene considerata l'intera carrozza costituita dai due semi-veicoli attivi, sono specificate anche tre differenti tipologie di accoppiamento fra i controlli degli azionamenti, unica caso riscontrato nella attuale bibliografia (approccio master/slave, indipendente e simmetrico). Di questi tre, si è potuto constatare che l'approccio simmetrico può provocare condizioni di assenza di carico sulla ruota interna e addirittura deragliamento, quindi si è preferito l'approccio master/slave. Il controllo ottimo ha dato risultati non molto positivi, ma non è stata considerata la dinamica dell'intera carrozza a causa del costo computazionale. Rimane la classica dualità pendolamento/buona qualità in rettilineo e il problema dei modi laterali e di rollio molto accoppiati fra loro.

Si presentano infine due lavori da parte dei medesimi autori, che condividono lo stesso modello numerico e rappresentano uno la prosecuzione dell'altro. [7] innanzitutto schematizza un modello di semi-veicolo ferroviario a 4 gradi di libertà: spostamento laterale e rollio sia per la cassa che per il carrello. Basandosi su tale schema vengono comparati quattro differenti controlli: il controllo con precedenza, il controllo lineare con utilizzo di ricostruttore, il controllo ottimo con variabile integrata LQI e infine il controllo ottimo LQG. Si nota come il controllo con precedenza abbia il notevole vantaggio di poter prevedere l'entrata in curva e quindi si dimostri più pronto dei rimanenti, oltre alle migliori performance del sistema di controllo LQG, in grado di ricostruire l'intero stato del sistema. Molto significativa anche la trattazione del filtro di Kalman per poter ricostruire l'intero stato a partire da misure ridotte.

L'articolo [8] parte da [7] e ne sviluppa i risultati. In particolare, si pone come obiettivo lo sviluppo di un sistema di controllo che integri una sospensione attiva laterale con un sistema di tilting sotto la sospensione secondaria per un treno ad alta velocità (treno X2000). L'attuatore laterale prevede un controllo indipendente sky-hook, mentre il controllo del tilting si basa sul controllo con precedenza, che nel lavoro precedente aveva dimostrato una maggiore efficacia. Nel caso in cui poi si scelga di usare un PID con stato ricostruito (Kalman – Bucy) è possibile anche basare il controllo su misure di tipo locale. Viene anche indicato come questa strategia possa essere sfruttata nel caso di controllo di due o più carrelli per lo stesso vagone. I risultati mostrano un significativo aumento del comfort rispetto a soluzioni di tilting attivo senza sospensione laterale attiva.

Lo studio di barre anti-rollo è un campo molto sviluppato anche in ambito automobilistico. L'articolo [13] illustra il lavoro di Docquier et al. e si presenta come una dettagliata analisi e modellazione di Kinetic, un sistema di sospensioni oleodinamiche sviluppato per consentire un'ottima resistenza al rollo di un autoveicolo e al contempo evitare il wrap motion dello stesso. Una parte consistente del lavoro è costituita dalla modellazione dell'impianto idraulico mediante equazioni di stato e conservazione, seguita da un'attenta implementazione delle equazioni di moto del veicolo. Una delle richieste fondamentali da parte della casa produttrice è infatti la creazione di un software indipendente dai programmi multi-physics già esistenti. I risultati delle simulazioni numeriche e delle prove sperimentali presentano miglioramenti non solo nel rollo, ma soprattutto nel wrap motion (la risposta alternata del veicolo lungo le diagonali dell'impronta), sia in curva che nella risposta a ostacoli concentrati.





## Capitolo 3

# Modello lineare e dimensionamento della barra anti-rollo idraulica

La definizione e la modellazione del circuito idraulico atto a sostituire la barra anti-rollo meccanica è il punto di partenza del presente lavoro. Particolare cura è stata quindi dedicata allo studio di tale componente e delle sue caratteristiche, in una duplice fase: a inizio lavoro le proprietà basilari sono state proposte ad un primo livello di dettaglio per consentire l'analisi di fattibilità e il dimensionamento di massima del sistema, mentre a conclusione dello stesso esse sono state studiate con cura per ottimizzare in maniera sistemica i componenti meccanici con i controlli implementati in un'ottica effettivamente mecatronica. Come si potrà leggere nel seguito, le equazioni differenziali che regolano il funzionamento del circuito, denominato anche barra anti-rollo oleodinamica nel proseguo del lavoro, sono non lineari e non consentono un'analisi mediante le metodologie del controllo classico. Per ovviare a tale difficoltà, si sono ricavati anche due modelli linearizzati intorno al punto di equilibrio statico con servovalvola in posizione neutrale e pistone centrato, cosicché sia possibile un'analisi lineare dell'intero sistema meccanico e la sintesi di controllori lineari. Il primo modello prevede la divisione del circuito idraulico in due parti collegate mediante il serbatoio di fluido, mentre il secondo, più semplice, trascura la presenza del serbatoio e lo approssima con un volume aggiuntivo dato alle camere dell'attuatore. Alla fine del capitolo, dopo aver confrontato i due modelli, si è scelto quale dei due sfruttare nel resto della trattazione.

Nel proseguo sono proposti due modelli lineari, nei quali si tiene conto in maniera differente del serbatoio centrale dell'olio. Nel primo modello, definito completo, si considera la comprimibilità del volume di olio nel serbatoio e si scrive un modello con due variabili di stato; il secondo, detto semplificato, trascura tale aspetto e aggiunge il volume di tale serbatoio al volume delle camere dei cilindri in posizione centrata, dando origine a un'unica equazione differenziale del primo ordine in una variabile di stato unica. Dato che i due modelli offrono la stessa risposta nel campo di frequenze considerato nella tesi, si è preferito l'uso del secondo che consente una più agevole trattazione e un minor costo computazionale.

### 3.1 Modello completo

Si considera in questa sezione la barra anti-rollo come composta da due attuatori oleodinamici collegati mediante uno schema incrociato, come riportato in figura 3.2. Al centro di tale schema si nota la presenza di due serbatoi dell'olio, necessari per garantire una riserva di fluido in caso di trafiletti esterni e per diminuire la rigidità del sistema, come illustrato successivamente. Infine, una servovalvola  $3 \times 2$  consente di immettere olio da un serbatoio in pressione remoto permettendo l'attuazione del roll-bar. Si desidera precisare che nel proseguo della trattazione si trascurerà la dinamica del circuito idraulico a monte della servovalvola, ipotizzando che essa possa attingere a portate infinite a pressione di mandata e scarico costanti.

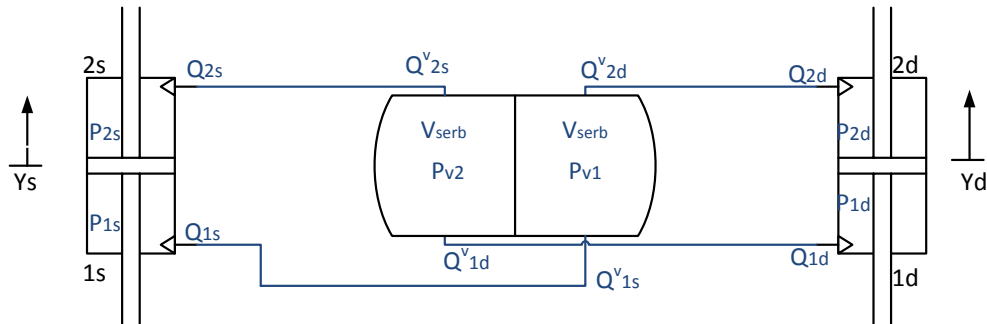


Figura 3.1: Schema dell'impianto oleodinamico linearizzato passivo nella versione completa

#### 3.1.1 Barra anti-rollo passiva

La modellazione analitica parte dall'equazione di continuità per fluidi debolmente comprimibili, quindi procede considerando le condizioni al contorno per le pressioni, dato il collegamento esistente fra le camere, e infine aggiunge la possibilità di controllo mediante l'introduzione di una servovalvola lineare in grado di immettere fluidi nel sistema, come già esposto in [18].

Ipotizzando che il flusso del fluido sia monodimensionale, è possibile isolarne un volume virtuale e applicare la legge di conservazione della massa:

$$W_{in} - W_{out} = \frac{d(\rho_F V)}{dt} = \rho_F \frac{dV}{dt} + V \frac{d\rho_F}{dt} \quad (3.1)$$

Dove  $W_{in}$  e  $W_{out}$  sono le portate in ingresso e in uscita dal volume di controllo,  $\rho_F$  è la densità del fluido,  $V$  è la dimensione del volume di controllo e  $t$  è il tempo. Riferendosi a liquidi poco comprimibili è possibile linearizzare la dipendenza della densità da pressione e temperatura mediante due coefficienti algebrici, validi solamente nell'intorno della densità media

$$\rho_F = \rho_F(P, T) \simeq \rho_0 \left( 1 + \frac{1}{\beta} (P - P_0) - \alpha (T - T_0) \right) \quad (3.2)$$

Dove  $\beta = \rho_0 \left( \frac{\partial P}{\partial \rho} \right)_{\rho_0}$  è il *modulo di comprimibilità volumetrica (isotermico)* e  $\alpha = \frac{1}{\rho_0} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_{\rho_0}$  il *coefficiente di dilatazione volumetrica isobaro*. Considerando il fluido in condizioni isoterme ( $T = T_0$ ) è possibile semplificare (3.2) come:

$$\rho_F = \rho_F(P, T) \simeq \rho_0 \left( 1 + \frac{1}{\beta} (P - P_0) \right) \quad (3.3)$$

Tale equazione, inserita in (3.1) consente il passaggio:

$$\rho_F (Q_{in} - Q_{out}) = \rho_F \frac{dV}{dt} + \frac{V \rho_0}{\beta} \frac{dP}{dt} \quad (3.4)$$

Ricordandoci della (3.3) e considerando che il termine  $(P - P_0) \ll \beta$  possiamo assumere  $\rho = \rho_0$  e semplificare l'equazione (3.4)

$$(Q_{in} - Q_{out}) = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\beta} \frac{dP}{dt} \quad (3.5)$$

Questa equazione, valida per qualunque sistema fluido che soddisfi le ipotesi precedentemente citate, deve essere applicata per ciascuna delle 4 camere del sistema barra anti-rollo, secondo lo schema a X raffigurato in figura 3.1.

Denominato  $C_i$  il coefficiente che rappresenta i trafiletti fra una camera e l'altra dell'attuatore e  $C_e$  il coefficiente per i trafiletti esterni è possibile scrivere per le quattro camere:

$$\begin{cases} (Q_{in} - Q_{out})_{camera1s} = Q_{1s} - C_i(P_{1s} - P_{2s}) - C_e P_{1s} \\ (Q_{in} - Q_{out})_{camera2s} = Q_{2s} + C_i(P_{1s} - P_{2s}) - C_e P_{2s} \\ (Q_{in} - Q_{out})_{camera1d} = Q_{1d} - C_i(P_{1d} - P_{2d}) - C_e P_{1d} \\ (Q_{in} - Q_{out})_{camera2d} = Q_{2d} + C_i(P_{1d} - P_{2d}) - C_e P_{2d} \end{cases} \quad (3.6)$$

Il volume delle camere dei pistoni oleodinamici non sono fisse, ma variano nel tempo secondo la legge:

$$V = V_0 \pm A_p \dot{y}_{pist} \quad (3.7)$$

Dove  $V_0$  è il volume con pistone centrato,  $A_p$  è l'area netta del pistone (ovvero l'area della corona circolare compresa fra le pareti del pistone e quelle dello stelo) e  $y_{pist}(t)$  è la posizione del pistone, variabile di stato della barra antirollio. Si sostituiscono le variazioni di portata trovate poc'anzi e l'equazione (3.7) declinata per ogni singola camera nella (3.5) e, trascurando gli infinitesimi di ordine superiore, si giunge al sistema di equazioni che descrive la variazione di volume per ogni singola camera:

## 14 Modello lineare e dimensionamento della barra anti-rollo idraulica

$$\begin{cases} Q_{1s} = A_p \dot{y}_s + \frac{V_{1s}}{\beta} \dot{P}_{1s} + C_i \Delta P_s + C_e P_{1s} \\ Q_{2s} = -A_p \dot{y}_s + \frac{V_{2s}}{\beta} \dot{P}_{1d} - C_i \Delta P_s + C_e P_{2s} \\ Q_{1d} = A_p \dot{y}_d + \frac{V_{1d}}{\beta} \dot{P}_{2s} + C_i \Delta P_d + C_e P_{1d} \\ Q_{2d} = -A_p \dot{y}_d + \frac{V_{2d}}{\beta} \dot{P}_{2d} - C_i \Delta P_d + C_e P_{2d} \end{cases} \quad (3.8)$$

In cui, per semplificare la notazione, si è definito  $\Delta P_s = P_{1s} - P_{2s}$  e  $\Delta P_d = P_{1d} - P_{2d}$ .

E' doveroso rimarcare in questa sede che alle equazioni precedenti si giunge dopo aver considerato il termine

$$\frac{A_p}{2\beta} y \frac{dP}{dt}$$

come un infinitesimo di ordine superiore. Tale assunzione è sicuramente valida nel caso di marcia in rettilineo, laddove il pistone mantiene una posizione media centrata, ma viene a non essere più molto veritiera nel caso di rollo imposto, dove tale termine, come accertato in simulazioni successive, cresce fino al 10% del termine lineare  $\frac{V_0}{\beta}$ , modificando le caratteristiche di rigidità e smorzamento equivalenti dell'attuatore. In questo caso, tale termine è stato semplificato per poter continuare a trattare il modello come lineare, mentre lo ritroveremo nella trattazione non lineare successiva.

Giunti a valutare il comportamento delle portate nelle quattro camere, occorre soffermarsi sul circuito idraulico schematizzato in figura 3.1. Ipotizzando che il flusso d'olio all'interno delle condotte sia laminare (ipotesi sempre verificata nel corso delle successive simulazioni numeriche), ovvero che il numero di Reynolds rispetti:

$$Re = \frac{\rho_{olio} v_{fluido} D_{tubo}}{\mu_{olio}} < 2000 \quad (3.9)$$

E' lecito supporre una perdita di pressione lineare:

$$Q_{in} = C_{tubi} (P_{inizio} - P_{fine}) \quad (3.10)$$

La costante  $C_{tubi}$  in caso di moto perfettamente laminare vale

$$C_{tubi} = \frac{\pi}{128} \frac{D_{tubi}^4}{\mu L} \Delta P \quad (3.11)$$

A questa espressione si aggiunge l'ipotesi di incomprimibilità del fluido all'interno dei condotti, valida se si considerano tubi di piccolo diametro:

$$Q_{in} = Q_{out} \quad (3.12)$$

Al contrario, il fluido all'interno dei serbatoi è stato modellato come comprimibile, riprendendo l'equazione (3.5) e adattandola per componenti meccanici a pareti fisse e senza trafile:

$$Q_{outdestra} - Q_{outsinistra} = \frac{V_{serbatoio}}{\beta} \dot{P}_{serbatoio} \quad (3.13)$$

Lo studio del circuito idraulico passivo presuppone l'assenza della valvola di collegamento fra i due rami del circuito o, alternativamente, la sua presenza in posizione sempre chiusa. Si ripropongono le equazioni (3.5) (3.10) (3.12) facendo riferimento nuovamente alla figura 3.1:

$$\begin{cases} Q_{1s} = A_p \dot{y}_s + \frac{V_{1s}}{\beta} \dot{P}_{1s} + C_i \Delta P_s + C_e P_{1s} \\ Q_{2d} = -A_p \dot{y}_d + \frac{V_{2d}}{\beta} \dot{P}_{2d} - C_i \Delta P_d + C_e P_{2d} \\ Q_{1s} = C_{tubi}(P_{v1} - P_{1s}) \\ Q_{1s}^v = Q_{1s} \\ Q_{2d} = C_{tubi}(P_{v1} - P_{2d}) \\ Q_{2d}^v = Q_{2d} \\ Q^I - Q_{1s} - Q_{2s} = \frac{V_{serbatoio}}{\beta} \dot{P}_{v1} \end{cases} \quad (3.14)$$

$$\begin{cases} Q_{2s} = A_p \dot{y}_s + \frac{V_{2s}}{\beta} \dot{P}_{2s} + C_i \Delta P_s + C_e P_{2s} \\ Q_{1d} = A_p \dot{y}_d + \frac{V_{1d}}{\beta} \dot{P}_{2s} + C_i \Delta P_d + C_e P_{1d} \\ Q_{2s} = C_{tubi}(P_{v2} - P_{2s}) \\ Q_{2s}^v = Q_{2s} \\ Q_{1d} = C_{tubi}(P_{v2} - P_{1d}) \\ Q_{1d}^v = Q_{1d} \\ Q^{II} - Q_{2s} - Q_{1d} = \frac{V_{serb}}{\beta} \dot{P}_{v2} \end{cases} \quad (3.15)$$

Dai quali si ricava:

$$\begin{cases} \frac{V_{1s}}{\beta} \dot{P}_{1s} + C_i \Delta P_s + (C_e + C_{tubi}) P_{1s} = C_{tubi} P_{v1} - A_p \dot{y}_s \\ Q^I = C_{tubi}(2P_{v1} - P_{1s} - P_{2d}) + \frac{V_{serb}}{\beta} \dot{P}_{v1} \\ \frac{V_{2d}}{\beta} \dot{P}_{2d} - C_i \Delta P_d + (C_e + C_{tubi}) P_{2d} = C_{tubi} P_{v1} - A_p \dot{y}_d \end{cases} \quad (3.16)$$

$$\begin{cases} \frac{V_{1d}}{\beta} \dot{P}_{1d} + C_i \Delta P_d + (C_e + C_{tubi}) P_{1d} = C_{tubi} P_{v2} - A_p \dot{y}_d \\ Q^{II} = C_{tubi}(2P_{v2} - P_{1d} - P_{2s}) + \frac{V_{serb}}{\beta} \dot{P}_{v2} \\ \frac{V_{2s}}{\beta} \dot{P}_{2s} - C_i \Delta P_s + (C_e + C_{tubi}) P_{2s} = C_{tubi} P_{v2} - A_p \dot{y}_s \end{cases} \quad (3.17)$$

Si definisce quindi una variabile  $Q_L = \frac{Q^I - Q^{II}}{2}$ , media fra le portate nei due semi-condotti. Mediante le equazioni ricavate nei sistemi precedenti è possibile scrivere:

$$Q_L = \frac{1}{2} \left[ C_{tubi}(2P_{v1} - P_{1s} - P_{2d}) + \frac{V_{serb}}{\beta} \dot{P}_{v1} - C_{tubi}(2P_{v2} - P_{1d} - P_{2s}) - \frac{V_{serb}}{\beta} \dot{P}_{v2} \right] \quad (3.18)$$

Da cui è possibile ricavare mediante semplici passaggi algebrici:

## 16 Modello lineare e dimensionamento della barra anti-rollo idraulica

$$Q_L = \frac{V_{serb}}{2\beta} \dot{\Delta P}_v + C_{tubi}(\Delta P_v + \frac{\Delta P_d - \Delta P_s}{2}) = 0 \quad (3.19)$$

E quindi:

$$\frac{V_{serb}}{2\beta} \dot{\Delta P}_v + C_{tubi} \Delta P_v = C_{tubi}(\frac{\Delta P_s - \Delta P_d}{2}) \quad (3.20)$$

Definendo  $\Delta P_v = P_{v1} - P_{v2}$  ed essendo  $Q_L = 0$  perchè nel caso passivo entrambe le portate  $Q^I$  e  $Q^{II}$  sono nulle.

L'equazione (3.20) definisce pertanto la dinamica del fluido all'interno del serbatoio. A essa deve essere associata la dinamica delle pressioni all'interno delle camere. Si nota in primo luogo come il sistema sia geometricamente simmetrico, considerazione che consente di semplificare la notazione in maniera da riferirsi ad una sola delle due camere:

$$P_{1s} = P_{2d} \quad (3.21)$$

$$P_{2s} = P_{1d} \quad (3.22)$$

Da cui:

$$\Delta P_s = -\Delta P_d \quad (3.23)$$

Sommando e sottraendo le equazioni relative alle pressioni nelle camere, si giunge a un'equazione unica che raccoglie tutta la dinamica delle pressioni all'interno delle camere stesse:

$$\frac{(V_{1s} + V_{1d})\dot{P}_{1s} + (V_{1d} + V_{2s})\dot{P}_{2s}}{\beta} + 2(2C_i + C_e + C_{tubi})\Delta P_s = 2C_{tubi}\Delta P_v - 2A_p(\dot{y}_s - \dot{y}_d) \quad (3.24)$$

Volendo ulteriormente semplificare la notazione, si definisce  $2V_0 = V_{1s} + V_{2d} = V_{1d} + V_{2s}$ , dove  $V_0$  assume il significato del volume di una delle quattro camere che compongono la barra anti-rollo in posizione perfettamente centrata. Si giunge così all'espressione finale:

$$\frac{V_0}{\beta} \dot{\Delta P}_s + (2C_i + C_e + C_{tubi})\Delta P_s = C_{tubi}\Delta P_v - A_p(\dot{y}_s - \dot{y}_d) \quad (3.25)$$

La dinamica della barra anti-rollo oleodinamica passiva è quindi definita da due equazioni differenziali di primo ordine nelle due variabili di stato  $\Delta P_v$  e  $\Delta P_s$ :

$$\begin{cases} \frac{V_{serb}}{2\beta} \dot{\Delta P}_v + C_{tubi}\Delta P_v = C_{tubi}(\frac{\Delta P_s - \Delta P_d}{2}) \\ \frac{V_0}{\beta} \dot{\Delta P}_s + 2(2C_i + C_e + C_{tubi})\Delta P_s = C_{tubi}\Delta P_v - A_p(\dot{y}_s - \dot{y}_d) \end{cases} \quad (3.26)$$

### 3.1.2 Modellazione della servovalvola

Le equazioni riguardanti la barra anti-rollo attivo sono facilmente ricavabili in analogia con quanto già esposto nella sezione precedente; la grande differenza tuttavia risiede nella presenza della servovalvola in grado di variare le portate fluenti nei due rami del circuito. Si procede pertanto alla modellazione di tale componente.

Date le dimensioni delle luci fra il cassetto e le condotte all'interno della servovalvola, il flusso di liquido può essere modellato come un orifizio. La portata attraverso orifizi è altamente non lineare, come evidenziato da:

$$Q_{or} = \frac{C_C A_0}{\sqrt{[1 - (\frac{C_C A_0}{A_t})^2]}} \sqrt{\frac{2\Delta P_{or}}{\rho}} \quad (3.27)$$

Dove  $C_C$  è il *coefficiente di contrazione*,  $A_0$  è l'area nominale dell'orifizio e  $A_t$  l'area della sezione precedente all'orifizio. Tale forte non-linearità renderebbe il controllo assai complesso, ma l'ipotesi di flusso laminare e il design della valvola stessa, studiato per avere un comportamento il più lineare possibile, consentono di linearizzare l'espressione (3.27) senza perdere di veridicità:

$$Q_{or} = \left[ \frac{\partial Q_{or}}{\partial x_d} \right]_0 x_d + \left[ \frac{\partial Q_{or}}{\partial \Delta P_{or}} \right]_0 \Delta P_{or} \quad (3.28)$$

Applicando la (3.28) alle due portate in ingresso/uscita  $Q^I$  e  $Q^{II}$ , si ottiene

$$Q_L = \frac{Q^I - Q^{II}}{2} = K_q x_d - K_c \Delta P_S + K_c (P_{man} - P_{sc}) \quad (3.29)$$

Di tale equazione normalmente si trascura il termine finale, la differenza fra la pressione di mandata e quella di scarico, perché non modifica la dinamica del sistema stesso; inoltre, poiché la dinamica del circuito elettrico della servovalvola è molti ordini di grandezza superiore rispetto alla dinamica del fluido, essa è stata trascurata.

### 3.1.3 Barra anti-rollo attivo

Chiarito meglio il significato della variabile  $Q_L$  già utilizzata nel modello passivo, è possibile riprendere l'equazione (3.19) e unirla alla (3.29) per ottenere:

$$\frac{V_{serb}}{2\beta} \Delta \dot{P}_v + (C_{tubi} + K_c) \Delta P_v = K_q x_d + C_{tubi} \Delta P_s \quad (3.30)$$

La presenza di una servovalvola attiva non modifica in alcun modo la fisica delle camere dei pistoni, la cui dinamica è ancora regolata dall'equazione (3.25).

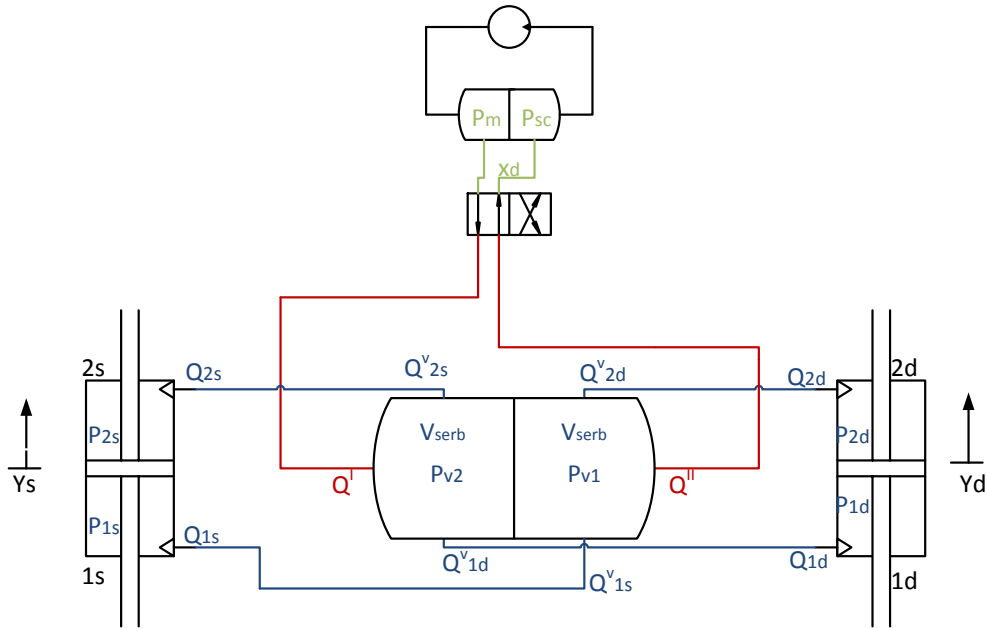


Figura 3.2: Schema dell'impianto oleodinamico linearizzato nella versione completa

Anche la dinamica della barra anti-rollo oleodinamica attiva è quindi definita da due equazioni differenziali di primo ordine, nelle stesse variabili di stato  $\Delta P_v$  e  $\Delta P_s$ :

$$\begin{cases} \frac{V_{serb}}{2\beta} \dot{\Delta P}_v + (C_{tubi} + K_c) \Delta P_v = K_q x_d + C_{tubi} \Delta P_s \\ \frac{V_0}{\beta} \dot{\Delta P}_s + 2(2C_i + C_e + C_{tubi}) \Delta P_s = C_{tubi} \Delta P_v - A_p (\dot{y}_s - \dot{y}_d) \end{cases} \quad (3.31)$$

### 3.2 Modello semplificato

Si propone un modello differente della stessa barra idraulica, in cui si elimina la presenza fisica dei serbatoi per sostituirla con un volume aggiuntivo fittizio da aggiungere a quello dei cilindri (come riportato in figura 3.4): tale scelta, a parità di ipotesi, consente di ridurre le variabili di stato da due ( $\Delta P_s$  e  $\Delta P_v$ ) a una sola  $\Delta P_s$ . Nella successiva sezione i due modelli, nominati completo e semplificato, saranno confrontati e si verificherà quale dei due è più idoneo per le simulazioni.

Il procedimento è analogo al precedente fino all'equazione (3.5) della sezione precedente, a cui si rimanda in caso di dubbi.

Si specifica ulteriormente che i termini di volume  $V_{1s}$ ,  $V_{2s}$ ,  $V_{1d}$  e  $V_{2d}$  risultano essere questa volta la somma del volume effettivo della camera in considerazione e della metà del volume del serbatoio posto fra il collegamento delle due camere.



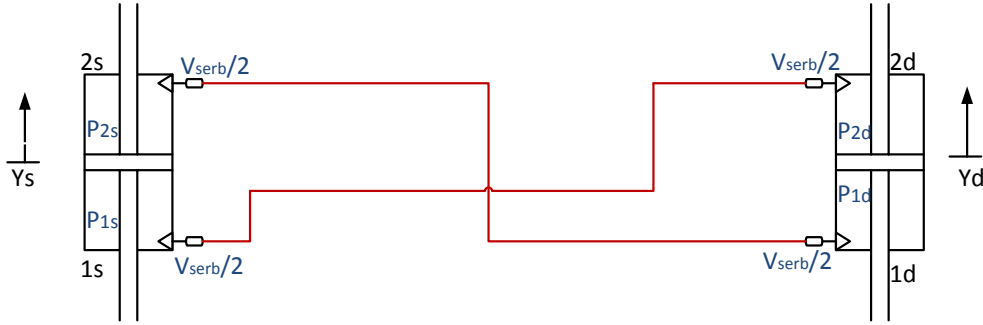


Figura 3.3: Schema dell'impianto oleodinamico linearizzato passivo nella versione semplificata

### 3.2.1 Barra anti-rollio passiva

Nel caso si consideri il collegamento semplice (i.e. senza presenza di servovalvole) fra le camere 1s e 2d e 1d e 2s, si possono individuare sei elementi che concorrono a formare il nostro sistema: due attuatori oleodinamici, ognuno composto da due camere; due serbatoi per l'olio; una tubazioni di collegamento fra le camere 1s e il serbatoio e fra serbatoio e la camera 2d, e la sua simmetrica per le camere 1d e 2s. Ipotizzando non vi siano perdite di massa nelle tubazioni di collegamento e nel serbatoio, è possibile scrivere:

$$Q_{1s} = -Q_{2d} \quad (3.32)$$

$$Q_{1d} = -Q_{2s} \quad (3.33)$$

Ovvero:

$$Q^I = Q_{1s} + Q_{2d} = 0 \quad (3.34)$$

$$Q^{II} = Q_{2s} + Q_{1d} = 0 \quad (3.35)$$

Si ottengono così le equazioni:

$$\frac{V_{1s}\dot{P}_{1s} + V_{2d}\dot{P}_{2d}}{\beta} + C_i(\Delta P_S - \Delta P_D) + C_e(P_{1s} + P_{2d}) + A_p(\dot{y}_s - \dot{y}_d) = 0 \quad (3.36)$$

$$\frac{V_{2s}\dot{P}_{2s} + V_{1d}\dot{P}_{1d}}{\beta} - C_i(\Delta P_S - \Delta P_D) + C_e(P_{2s} + P_{1d}) - A_p(\dot{y}_s - \dot{y}_d) = 0 \quad (3.37)$$

Le condizioni al contorno, supponendo che le perdite nel condotto siano trascurabili, impongono che

## 20 Modello lineare e dimensionamento della barra anti-rollo idraulica

$$P_{1s} = P_{2d} \quad (3.38)$$

$$P_{2s} = P_{1d} \quad (3.39)$$

Da cui:

$$\Delta P_S = -\Delta P_D \quad (3.40)$$

Le proposizioni (3.36) e (3.37) pertanto divengono:

$$\frac{V_{1s} + V_{2d}}{\beta} \dot{P}_{1s} + 2C_i(\Delta P_S) + 2C_e(P_{1s}) + A_p(\dot{y}_s - \dot{y}_d) = 0 \quad (3.41)$$

$$\frac{V_{2s} + V_{1d}}{\beta} \dot{P}_{2s} - 2C_i(\Delta P_S) + 2C_e(P_{2s}) - A_p(\dot{y}_s - \dot{y}_d) = 0 \quad (3.42)$$

Poiché le due camere sono legate fra loro nel funzionamento, si preferisce combinare le due equazioni in modo da poter arrivare a un'unica equazione differenziale che esprima il comportamento del sistema. Si definisce quindi la variabile

$$Q_L = \frac{Q^I - Q^{II}}{2}$$

che rappresenta la portata media fluente nel sistema. Tale portata, essendo la barra passiva un sistema chiuso, è identicamente uguale a zero, poiché la massa di fluido che fluisce in un tubo di collegamento deve essere identicamente uguale e opposta a quella nel secondo tubo di collegamento. E' possibile quindi scrivere:

$$Q_L = \frac{(V_{1s} + V_{2d})\dot{P}_{1s} - ((V_{2s} + V_{1d})\dot{P}_{2s})}{2\beta} + (2C_i + C_e)\Delta P_S + A_p(\dot{y}_s - \dot{y}_d) = 0 \quad (3.43)$$

Ricordando le considerazioni precedenti riguardo al significato dei termini  $V_{1s}$ ,  $V_{2s}$ ,  $V_{1d}$  e  $V_{2d}$ , è possibile accorgersi che le somme  $(V_{1s} + V_{2d})$  e  $((V_{2s} + V_{1d}))$  *in rettilineo* devono essere uguali fra loro.

$$(V_{1s} + V_{2d}) = ((V_{2s} + V_{1d})) = 2V_0 \quad (3.44)$$

Si è giunti così all'equazione finale che sintetizza il funzionamento della barra anti-rollo.

$$\frac{V_0}{\beta} \Delta \dot{P}_s + (2C_i + C_e)P_S + A_p(\dot{y}_s - \dot{y}_d) = 0 \quad (3.45)$$

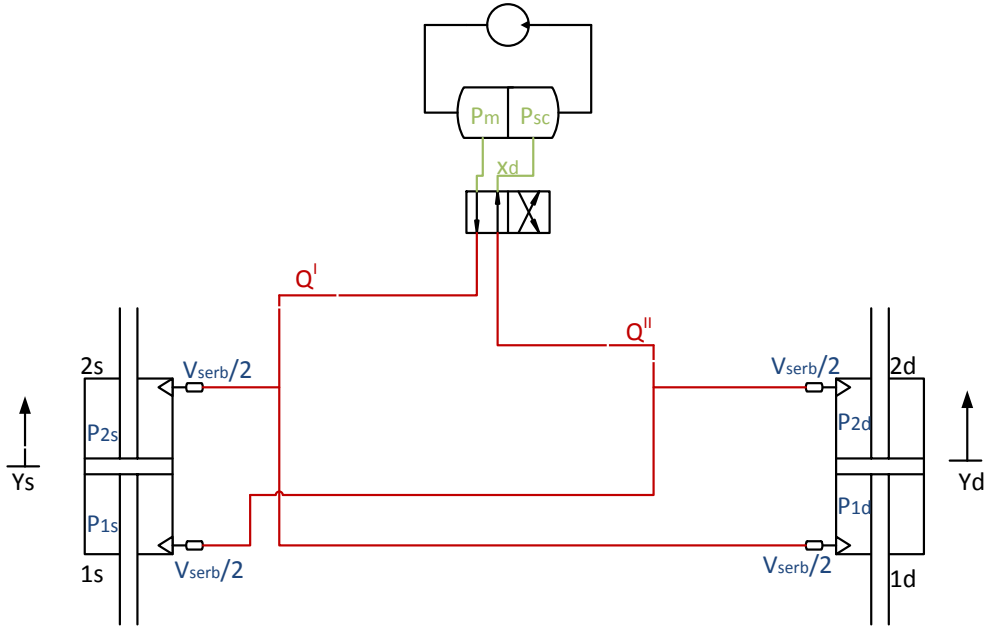


Figura 3.4: Schema dell'impianto oleodinamico linearizzato nella versione semplificata

### 3.2.2 Barra anti-rollo attiva

Nel caso di sospensione attiva, il collegamento fra le due camere opposte degli attuatori oleodinamici non è diretto, ma vi è frapposta una servovalvola, la quale mette in comunicazione il circuito passivo con due condotte, una ad alta pressione (*mandata*) e una a bassa (*scarico*).

Riprendendo le equazioni (3.34) e (3.35), l'unico cambiamento da effettuare rispetto alla trattazione della barra anti-rollo passiva è il non poter più considerare  $Q^I$  e  $Q^{II}$  nulle, in quanto il circuito non è più chiuso, ma comunica con i condotti di mandata e scarico mediante la servovalvola. Ripercorrendo i passaggi già presentati in precedenza si giunge nuovamente all'equazione (3.43)

$$Q_L = \frac{(V_{1s} + V_{2d})\dot{P}_{1s} - ((V_{2s} + V_{1d})\dot{P}_{2s})}{2\beta} + (2C_i + C_e)\Delta P_s + A_p(\dot{y}_s - \dot{y}_d) \neq 0$$

sicché le due portate possono essere non simmetriche. Si eguaglia questa formula con la (3.29) e si ottiene:

$$\frac{V_o}{\beta}\Delta\dot{P}_S + (2C_i + C_e + K_c)P_S + A_p(\dot{y}_s - \dot{y}_d) = K_q x_d \quad (3.46)$$

In cui  $x_d$  è la variabile controllata.

### 3.3 Dimensionamento di massima

La trattazione dei possibili tipi di controllo della barra anti-rollio oleodinamica attiva è lasciata al successivo capitolo 4. In questa sede ci si preoccupa di definire quale potrebbe essere un buon dimensionamento passivo che soddisfi le esigenze dinamiche del convoglio ferroviario in una logica fail-safe, ovvero che assicuri una marcia sicura e confortevole anche qualora il sistema di controllo subisse un malfunzionamento tale da costringere a passare alla modalità di funzionamento passiva del sistema oleodinamico. Il dimensionamento è stato effettuato sia per il modello completo di barra anti-rollio idraulica passivo sia per il modello semplificato passivo, ma, essendo i due risultati identici fra loro, si riportano i passaggi del solo modello semplificato. Inoltre, poiché si intende limitare la complessità dell'analisi al solo attuatore, il sistema al quale è collegato è una semplice massa in grado di ruotare.

Le equazioni di riferimento sono quindi la (3.45) e il semplice modello a un grado di libertà:

$$J\ddot{\rho} = A_p\Delta P_s \quad (3.47)$$

Sempre al fine di privilegiare la semplicità, si suppone che il sistema oleodinamico sia fissato rigidamente al terreno, così l'estensione dei pistoni abbia come solo effetto la rotazione della massa e quindi

$$(\dot{y}_s - \dot{y}_d) = b_{ol}\dot{\rho} \quad (3.48)$$

dove  $b_{ol}$  è la distanza che separa i due cilindri.

Il convoglio ferroviario tradizionale prevede una rigidezza torsionale di  $2.7 \cdot 10^6$   $[\frac{N}{rad}]$  e uno smorzamento di  $2 \cdot 10^5$   $[\frac{Ns}{rad}]$ , valori che sono stati presi come riferimento. Nel caso in cui si trascurassero le perdite per trafiletti interni ed esterni, sarebbe possibile ricavare una rigidezza equivalente molto semplicemente:

$$K_{eq} = A_p^2 \frac{\beta}{V_0} b_{ol}$$

Tale equazione semplificata sarà sfruttata per il calcolo iniziale della rigidezza. Nel proseguo della trattazione inoltre i trafiletti esterni saranno trascurati, perché generalmente di uno o più ordini di grandezza inferiori rispetto a quelli interni.

Si elencano di seguito i dati di partenza:

- $C_i = 10^{-14} [\frac{m^3}{Pa}]$
- $C_e = 0 [\frac{m^3}{Pa}]$
- $b_{ol} = 2,57 [m]$

- $\beta_{olio} = 1,1 \cdot 10^9 [Pa]$ ; Si considera un olio per applicazioni oleodinamiche operante a circa 100 [bar] di pressione e con il 5% di gas disciolti
- $y_{max,pistone} = 0,172 [m]$ , la corsa massima del pistone all'interno del cilindro, pari a 6 gradi di rotazione della cassa rispetto al centro della sospensione

I dati sopra riportati provengono da misure sulla sospensione tradizionale e da fonti bibliografiche relative alle proprietà degli oli meccanici e dei pistoni idraulici di noti produttori ([19] e [20]). Si desidera commentare brevemente la scelta del valore di  $C_i$ , coefficiente di trafilamento interno del cilindro. Ricavare tale valore è attualmente argomento di ricerca avanzata (si veda ad esempio [21] e [22]), poiché varia generalmente con il variare delle pressioni nelle camere e ovviamente con l'usura delle guaine del pistone. Il valore impostato è un valore ritenuto ragionevole, giustificato dalla letteratura, e che fornisce risultati apprezzabili in tutto il proseguo del lavoro.

Le variabili su cui è possibile agire sono:

- Volume dei due serbatoi
- Diametro del pistone

Chiaramente, avendo a disposizione due variabili indipendenti, la ricerca di una rigidezza obiettivo ha portato ad una molteplicità di soluzioni. Aumentare il volume dei serbatoi è sconveniente per il maggiore ingombro e il peso dell'olio contenuto, ma consente l'utilizzo di pistoni di maggiori dimensioni e quindi di minori pressioni a parità di forza esercitata.

Ipotizzando di voler sfruttare la barra attiva per conferire fino a 2 gradi di inclinazione alla cassa, è utile calcolare quale debba essere il salto di pressione che consenta tale spostamento trascurando la forza centrifuga e le deformazioni del carrello. Effettuando un bilancio di forze rispetto al modello a tre gradi di libertà sviluppato in Appendice A, l'equazione è la seguente:

$$\Delta P_{static} = \frac{\left( k_{mollearia} \frac{b_{pn}^2}{4} - mgh_a \right)}{A_p b_{ol}} \rho \quad (3.49)$$

Dove  $\Delta P_{static}$  è la pressione statica necessaria a vincere la rigidezza delle molle ad aria,  $k_{mollearia}$  è la rigidezza data dalle molle ad aria,  $b_{pn}$  la distanza che le separa,  $m$  la massa della cassa,  $g$  l'accelerazione di gravità e  $h_a$  l'altezza del baricentro della cassa. Occorre pertanto ricercare il compromesso fra la rigidezza della barra, la quale è circa proporzionale al quadrato dell'area del pistone, e la pressione da fornire per il raggiungimento dell'angolo di *tilting* desiderato, la quale è inversamente proporzionale all'area del pistone. Ad esempio, nel caso si decidesse di adottare un diametro equivalente (ovverosia il diametro utile del cilindro, epurato del diametro dello stelo) di 6 centimetri, la pressione statica

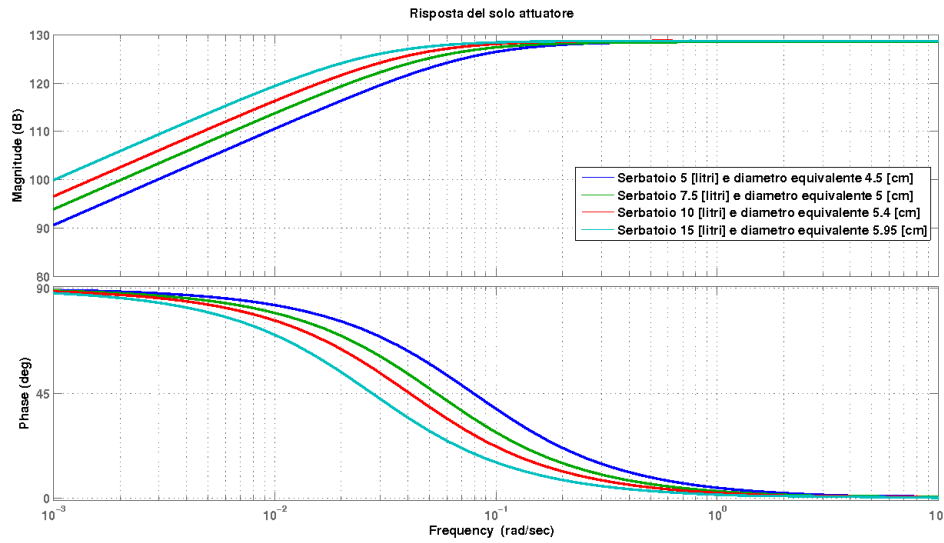


Figura 3.5: Risposte in frequenza della barra oleodinamica passiva

necessaria per fornire un rollio di 2 gradi sarebbe di 13 [bar], mentre se di 5 [cm] essa salirebbe a 17 [bar].

Un ulteriore elemento da considerare è l'effetto dei coefficienti di trafilamento, che come già accennato, modificano la risposta della barra anti-rollio. Si riportano le risposte in frequenza fra il salto di pressione nei circuiti e la coppia applicata, ricavate a partire dall'equazione (3.45): si noti come, pur possedendo rigidzze comparabili, le differenti barre oleodinamiche abbiano comportamenti diversi alle basse frequenze.

Alla luce delle considerazioni esposte poc'anzi, si era in principio stimata un'area equivalente pari a 38 [cm<sup>2</sup>] e due serbatoi da 15 [litri], una scelta molto a favore delle prestazioni, ma che a causa degli elevati ingombri e masse da trasportare in seguito è stata modificata. Si propone quindi il dimensionamento seguente:

- Diametro equivalente pistone: 5 [cm]
- Volume serbatoio: 7,5 [litri]
- Corsa del pistone: 0,172 [m]
- Rigidezza approssimata: 2,666 [ $\frac{kN}{mrad}$ ]

Si è verificato nel catalogo [20] di un noto fornitore l'effettiva esistenza di cilindri di tale dimensione e si sono verificate a posteriori la resistenza dello stelo alla compressione e al carico di punta mediante l'equazione di Rankine prelevando i dati sulle forze dalle simulazioni del capitolo 5.

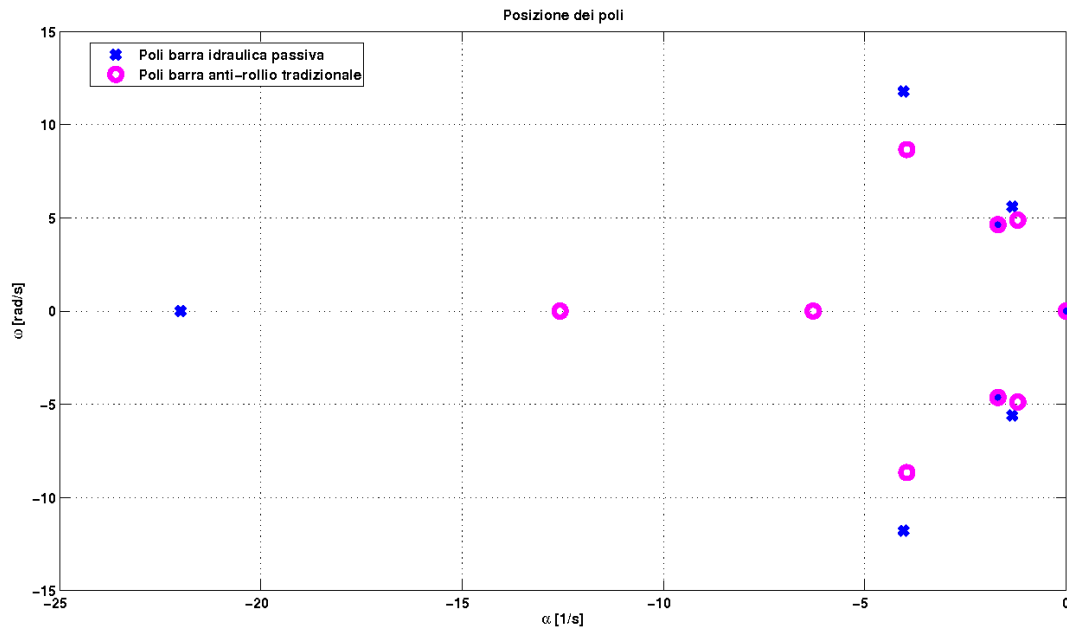


Figura 3.6: Confronto fra i poli del modello con barra idraulica e di quello con barra tradizionale

Sfruttando il modello a tre gradi di libertà proposto in appendice A , è possibile confrontare un modello dotato di barra anti-rollio tradizionale (i.e. meccanica) con la barra idraulica fin qui sviluppata. Come si nota in figura 3.6, i poli complessi coniugati che rappresentano il moto verticale della cassa rimangono totalmente invariati, in quanto la barra idraulica non ha componente lagrangiana nel piano verticale, mentre nonostante la minore rigidezza della barra idraulica, si assiste a un innalzamento delle frequenze proprie dei due poli del moto a prevalenza di rollio e un aumento dello smorzamento adimensionale degli stessi; una simile tendenza, sebbene ridotta, si osserva anche per i poli del moto a prevalenza laterale.

Osservando quindi le risposte del sistema ai disturbi provenienti dal binario, in un campo di frequenze che parte dal quasi statico fino ad arrivare a circa  $10 [Hz]$ , si nota come il moto di rollio della barra idraulica (figura 3.8) e quello laterale (figura 3.7) siano molto simili a quelli della barra tradizionale, con un maggiore smorzamento nei pressi della risonanza per il diagramma di Bode del rollio. La maggiore rigidezza sottolineata nel commento al diagramma polare è visibile prima del polo dell'oleodinamica a  $10^{-4} [Hz]$ , ma si è trascurato l'ingrandimento di questo particolare per non appesantire la trattazione con troppe immagini.

## 26 Modello lineare e dimensionamento della barra anti-rollo idraulica

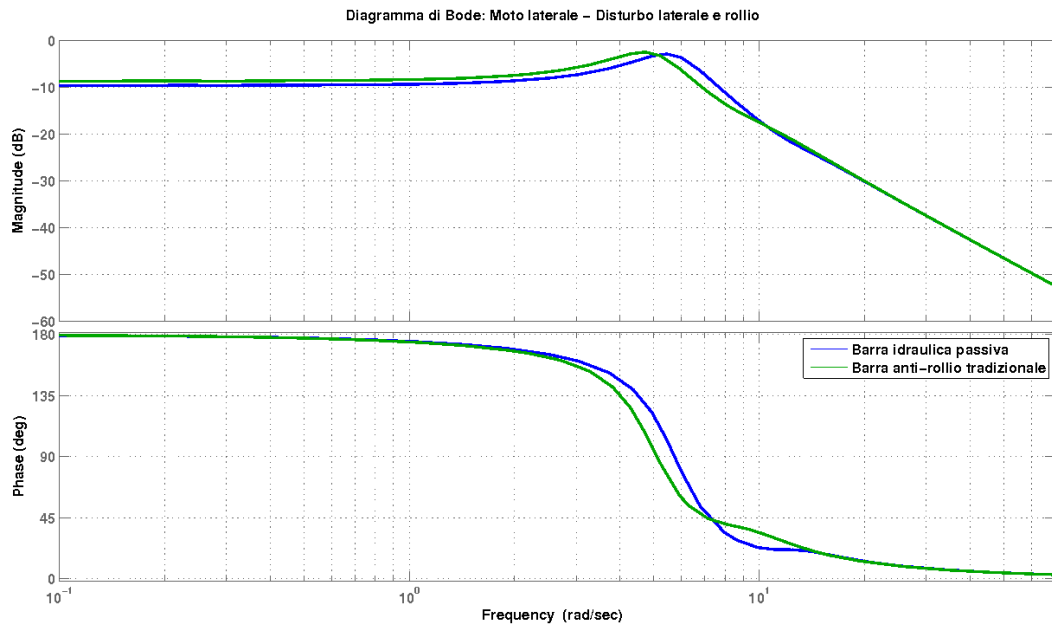


Figura 3.7: Confronto fra le risposte in frequenza del moto laterale del modello con barra idraulica e di quello con barra tradizionale

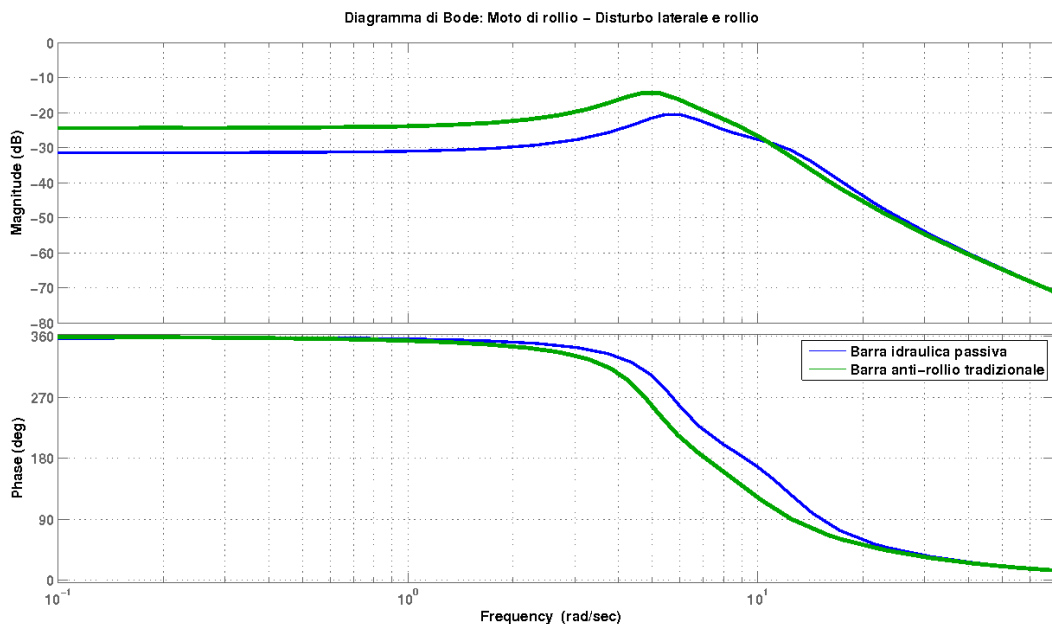


Figura 3.8: Confronto fra le risposte in frequenza del moto di rollio del modello con barra idraulica e di quello con barra tradizionale



Tabella 3.1: Confronto dei poli fra modello completo e semplificato

Sistema completo		Sistema semplificato	
Re	Imm	Re	Imm
-1,9636	7,7484	-1,9637	7,7484
-1,9636	-7,7484	-1,9637	-7,7484
-3,00 $10^{-4}$	0	-3,00 $10^{-4}$	0
		-3,0559 $10^6$	0

### 3.4 Confronto fra modello completo e modello semplificato

Si sono proposti in precedenza due differenti modelli di barra anti-rollo idraulica, uno che considera l'effettiva disposizione del serbatoio centrale in comunicazione con la servovalvola, e un altro che associa al volume reale delle camere un volume fittizio dato dalla metà del serbatoio stesso. Nel primo caso si ha un sistema di due equazioni differenziali, mentre nel secondo solamente una. E' interesse di questa sezione valutare se la maggiore complessità del primo modello sia giustificata oppure se nel nostro campo operativo il secondo modello fornisca risultati egualmente soddisfacente. A tal fine, si consideri il dimensionamento passivo proposto per il modello semplificato e si confrontino i poli delle due soluzioni collegando gli attuatori ad una massa rigida in grado solamente di ruotare, come mostrato in tabella 3.1.

Si nota come il maggiore ordine del sistema completo comporti un polo ad altissima frequenza coinvolto nella risonanza dell'oleodinamica del serbatoio. Trascurando tale polo, i cui effetti possono essere avvertiti a pulsazioni molto superiori al range di interesse, si osserva che le frequenze proprie dei due sistemi non vengano esattamente a coincidere, ma la differenza si attesta intorno allo 0.1 %, una differenza del tutto trascurabile.

Volendo invece evidenziare le risposte alle irregolarità del binario, si propone anche la funzione di risposta in frequenza fra un disturbo imposto alla cassa e la risposta al rollio della cassa stessa nell'immagine 3.9

Anche in questo caso è possibile notare una netta somiglianza, superiore al 98 % lungo tutte le pulsazioni di interesse, fino a una pulsazione pari circa a  $10^6$ , proprio in prossimità del polo mancante nel modello semplificato e ben oltre il limite di validità dei modelli a corpi rigidi sviluppati nel presente lavoro.

Di fronte a tali risultati, si è deciso di utilizzare il modello semplificato per l'intera trattazione dei modelli di convoglio lineari.

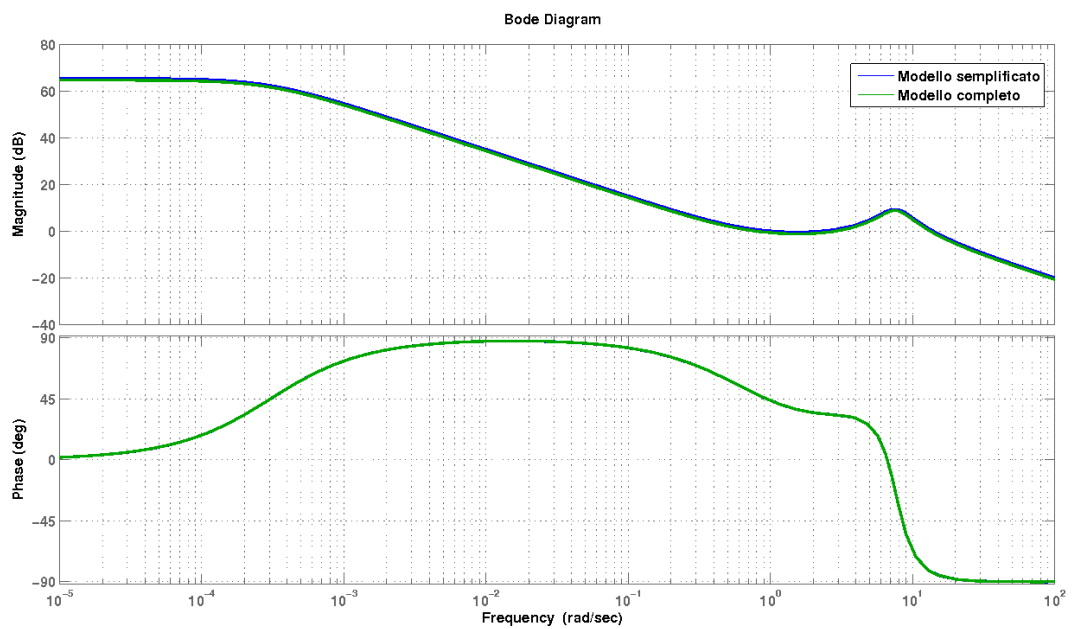


Figura 3.9: Confronto fra funzioni di risposta in frequenza al rollio

# Capitolo 4

## Strategie di controllo

### 4.1 Introduzione ed esposizione del sistema meccatronico

In questa breve introduzione si desidera allargare la prospettiva per abbracciare l'intero sistema meccatronico, raffigurato in figura 4.1. Come già affermato nell'introduzione, lo scopo del lavoro è aumentare le velocità di percorrenza di tratti curvi mediante un'azione di tilting ridotto. Si suppone di avere a disposizione informazioni sulla geometria della curva da cui è possibile inferire un rollio di riferimento tale da compensare adeguatamente l'accelerazione laterale. Il controllore confronta lo stato con il riferimento ed elabora l'eventuale differenza in modo da comandare adeguatamente la servovalvola la quale, immettendo o prelevando fluido, regola il volume delle camere dei cilindri e fornisce una coppia al sistema meccanico (i.e. il veicolo), modificandone lo stato. Il comfort dei passeggeri è influenzato dallo stato della sala e sarà misurato a partire da questi, come si noterà nel capitolo 6; inoltre lo stato è parzialmente misurato e ricostruito per chiudere la retroazione.

I modelli di veicolo ferroviario sfruttati sono di tre tipi: il primo, una massa in grado di ruotare rigidamente, è stato sfruttato per il dimensionamento di massima del circuito idraulico; il secondo, riportato in appendice, linearizza il veicolo intorno alla posizione di equilibrio in rettilineo supponendo che il carrello sia talmente rigido da seguire fedelmente le perturbazioni date dal binario, e sarà utilizzato per sintetizzare i controllori; infine, il modello multi-body permette di simulare fedelmente la dinamica del veicolo, sia lineare che non lineare, consentendo l'analisi delle prestazioni della barra idraulica non lineare.

Nel presente capitolo si esamineranno le strategie di controllo scelte per il controllo della barra anti-rollio e se ne fornirà una sintesi sul secondo modello, a tre gradi di libertà. La scelta delle tre strategie illustrate (PD, PD con sky-hook ed LQI) risponde alla volontà di utilizzare controllori lineari di complessità ragionevole e molto comuni nei lavori di ricerca e nell'industria, di cui si possiedono quindi

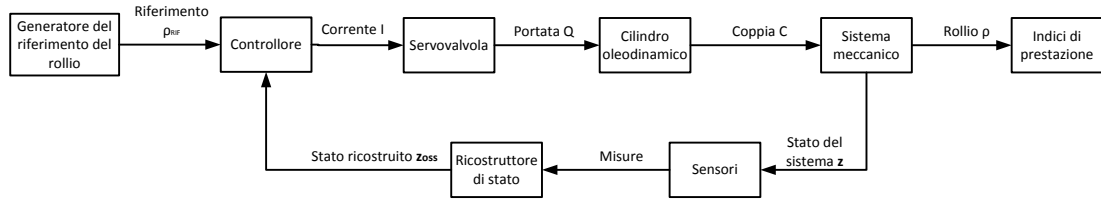


Figura 4.1: Diagramma a blocchi del sistema controllato

solide basi teoriche e capacità analitica. Il controllo PD consente di modificare i poli e assicura l'inseguimento di un valore statico, come dimostrato nel proseguo della trattazione; il controllore PD con sky-hook conserva i pregi del proporzionale-derivativo, ma grazie allo smorzamento ottimo assicura un'azione filtrante migliore; il controllore ottimo con inseguimento integrale dell'errore è stato scelto poiché in grado di minimizzare l'azione di controllo, consentendo un risparmio energetico e di portate di fluido rispetto ai rimanenti due.

Si desidera precisare che per tutti i controllori citati è stato predisposto un filtro sull'azione di controllo. Tutti i modelli di veicolo infatti intendono approssimare la cassa come corpo rigido al fine di mantenere un adeguato livello di complessità; si è consci, tuttavia, che per tale ragione la risposta del sistema in alta frequenza diverge significativamente dal comportamento reale, dal momento che i primi modi torsionali e flessionali di cassa diventano non trascurabili. Per tale ragione, si è inserito in tutti i controllori un filtro del primo ordine a una frequenza nominale di  $3.5[Hz]$ , in maniera che l'azione di controllo non assuma valori significativi a frequenze in cui i modelli a corpi rigidi perdono di significatività.

## 4.2 Feed-forward

Il feed-forward sviluppato prevede un calcolo approssimato del comando alla servo-valvola trascurando la comprimibilità del fluido e le perdite di trafileamento, in quanto si ipotizza che il recupero di tale errore sia affidato ai controllori. In tal modo, si trascura il termine  $\frac{V_0}{\beta}$  e dall'equazione (3.46) si ottiene:

$$x_{dFF} = \frac{A_p}{k_q} b_{ol} \dot{\rho}_{RIF} \quad (4.1)$$

Dove  $\dot{\rho}_{RIF}$  è la velocità di rollio della legge di moto desiderata. Il feed-forward così ottenuto è presente nel modello di barra senza retro-azione, nel controllore PD e in quello PD con sky-hook, mentre non è stato implementato nel caso del controllo LQI perché si è osservato che genera conflitti all'interno del controllore.

### 4.3 Controllore PD

Il primo controllore proposto è un PD, che retroaziona il rollio della cassa. Secondo la modellazione classica, esso si presenta nella seguente forma:

$$u = k_d(\dot{\rho}_{rif} - \dot{\rho}) + k_p(\rho_{rif} - \rho) \quad (4.2)$$

E' opportuno tuttavia notare come nell'attuatore proposto, il comando della servovalvola  $x_d$  sia un termine di un'equazione differenziale di primo grado (A.13) che coinvolge la derivata della pressione, mentre le forze sulla cassa siano proporzionali alla pressione semplice: questa differenza modifica sostanzialmente il controllore sopracitato. Tale problematica risulta evidente nel caso si ipotizzi il coefficiente di perdita  $C_{tot}$  nullo e assenza di eccitazioni da parte dei vincoli a terra. In questo caso

$$\begin{aligned} \frac{V_o}{\beta} \Delta \dot{P}_S + A_p b_{ol} \dot{\rho} &= K_q x_d \\ &= K_q [k_d(\dot{\rho}_{rif} - \dot{\rho}) + k_p(\rho_{rif} - \rho)] \end{aligned} \quad (4.3)$$

E quindi:

$$\Delta P_S = \frac{\beta}{V_0} \int \{K_q [k_d(\dot{\rho}_{rif} - \dot{\rho}) + k_p(\rho_{rif} - \rho)] - A_p b_{ol} \dot{\rho}\} dt \quad (4.4)$$

Da cui, ricordando la (A) e il teorema fondamentale del calcolo integrale:

$$\begin{aligned} F_{attuatore} &= b_{ol} A_p \Delta P_S \\ &= \frac{\beta}{V_0} \{K_q [k_d(\rho_{rif} - \rho) + k_p \int (\rho_{rif} - \rho) dt] - A_p b_{ol} \rho\} \end{aligned} \quad (4.5)$$

Come si può notare, il termine proporzionale diventa, per effetto della dinamica dell'attuatore idraulico, un termine integrale, mentre il termine derivativo si trasforma in uno proporzionale. Il termine integrativo è in questa trattazione ignorato poiché, grazie al termine proporzionale divenuto integrativo, è già assicurato l'inseguimento di un riferimento costante, sebbene questo non implichi di per sé la convergenza a zero dell'errore, come si potrà osservare anche nella risposta allo scalino proposta nel seguito. Quest'ultima osservazione tuttavia non deve destare preoccupazione, in quanto il controllore implementato è fornito anche di una parte in feed-forward che garantisce che la dinamica del sistema si sviluppi in un intorno del riferimento.

Nel valutare i guadagni, è naturale constatare come il termine derivativo, incrementando la rigidità, sposti la banda passante del sistema verso le alte frequenze e aumenti la risposta in risonanza della risposta all'azione di controllo, mentre il termine proporzionale diminuisca la stabilità del sistema. I valori scelti per questo controllore sono:

- $k_d = 0,1255$
- $k_p = 6,2750$

Entrambi sono stati ricavati manualmente con il fine di consentire una risposta più veloce al segnale senza peggiorare eccessivamente la risposta ai disturbi dal binario. Si noti che, dato il valore molto basso dei guadagni, questo controllore è fortemente dipendente dal termine di feed-forward, la cui bontà è quindi fondamentale per il corretto comportamento del sistema controllato.

## 4.4 Controllore PD con controllo ottimo sky-hook

La seconda tipologia di controllore prevede di sommare al controllore PD precedentemente sviluppato un termine atto a smorzare il moto oscillatorio di rollio della cassa. È dimostrabile che a tal fine l'approccio più appropriato è il controllo sky-hook [14], che consiste in una retroazione del solo termine di velocità della variabile di stato da controllare. Consci della (4.5) tuttavia, la variabile retro-azionata non deve essere  $\dot{\rho}$ , ma  $\ddot{\rho}$ , il controllore si presenta nella forma:

$$u = k_{acc}(-\ddot{\rho}) + k_d(\dot{\rho}_{rif} - \dot{\rho}) + k_p(\rho_{rif} - \rho) \quad (4.6)$$

Tale controllore riduce significativamente la trasmissione di vibrazioni, senza condizionare la bontà del feed-forward e l'azione integrale del controllore proporzionale. Aumentando il guadagno  $k_{acc}$  si assiste a due effetti: aumento della richiesta di portate nel circuito idraulico, le quali devono essere limitate per i limiti tecnici delle servovalvole, la richiesta di potenza alla pompa e le approssimazioni di moto laminare nei condotti già visti nel secondo capitolo; inoltre, si assiste a un irrigidimento della sospensione alle basse frequenze. Si è giunti quindi alla scelta dei seguenti guadagni:

- $k_d = 0.1255$
- $k_p = 6.2750$
- $k_{acc} = 1.2550$

I quali rappresentano un buon compromesso fra prestazioni e richiesta di risorse.

## 4.5 Controllore ottimo LQI

Il controllore LQI unisce una retroazione ottima sulle variabili di stato con l'inseguimento di un segnale di riferimento integrato per avere precisione statica, che nel caso in esame è il rollio relativo della cassa. Seguendo le indicazioni sopra indicate si è sintetizzata una matrice dei pesi  $Q$ :

$$\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & p_{yp} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & p_{\rho\rho} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & p_y & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & p_\rho & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & p_P & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & p_{filtro} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & p_{rif} \end{bmatrix} \quad (4.7)$$

- $p_{yp} = 0$
- $p_{\rho\rho} = 5 \cdot 10^{-2}$
- $p_y = 0$
- $p_\rho = 0$
- $p_P = 0$
- $p_{filtro} = 0$
- $p_{rif} = 5 \cdot 10^3$

Si noti come, al fine di considerare un'azione di controllo ottima in presenza del filtro passa basso dell'azione di controllo, tale dinamica debba essere inserita nel modello a tre gradi di libertà precedentemente calcolato e quindi le si debba assegnare un proprio peso nel calcolo dei guadagni. Si è potuto appurare comunque che ponendo tale peso a zero e selezionando i rimanenti con accortezza, l'equazione di Riccati restituisce guadagni quasi nulli, preservando la dinamica del filtro come richiesto. Si deve ammettere tuttavia che il controllore così ricavato potrebbe rappresentare una soluzione sub-ottima del problema di Riccati.

I guadagni ottenuti sono i seguenti:

- $k_{xp} = 0$
- $k_{yp} = -0,5609$
- $k_{\rho\rho} = 1,1532$
- $k_x = 0$
- $k_y = -0,6488$
- $k_\rho = 40,6175$
- $k_P = 5,1665 \cdot 10^{-8}$

- $k_{filtro} = 0$
- $k_{rif} = 70,7107$

Come si può notare, l'ottimizzazione fornisce dei guadagni negativi per le grandezze laterali retroazionate. Si è lungamente cercata una combinazione di pesi tale da non rendere più instabile la dinamica laterale, ma si è osservato che all'aumentare del peso sulla variabile dell'errore integrale, il controllore aumenta il *feedback* positivo su  $\dot{y}$  e  $y$ . Come si osserverà nelle simulazioni del modello multi-fisico del capitolo 6, questa problematica ha costretto alla limitazione dei guadagni attribuibili al controllo ottimo, le cui prestazioni con modello lineare a tre gradi di libertà erano inizialmente apparse le più promettenti.

## 4.6 Sintesi degli osservatori di stato

In tutti i controllori proposti, si è finora ipotizzato di poter disporre di tutte le variabili di stato del sistema, ipotesi che si intende rimuovere nel presente paragrafo. Fra gli obiettivi che ci si è posti in questo lavoro infatti è già stato evidenziato come sia di grande importanza minimizzare le modifiche al design esistente, sensori compresi. Oltre al dispendio di risorse associate all'attuatore stesso, non si deve infatti dimenticare la necessità di una più complessa validazione dell'impianto e la maggiore manutenzione. Seguendo questa linea di pensiero, si è scelto di inserire solamente tre sensori di posizione (due per determinare la lunghezza delle sospensioni verticali e quindi il rollio e uno per l'allungamento della sospensione laterale) e due accelerometri, allineati fra loro lungo un asse verticale e separati da una distanza nota, cosicché la somma dei segnali restituisca l'accelerazione laterale mentre la differenza l'accelerazione di rollio moltiplicata per la distanza fra i sensori. L'accelerazione laterale sarà poi depurata matematicamente del termine di trascinamento costante dato dal moto della terna di riferimento relativa. Tale soluzione, scelta al fine di limitare la complessità del sistema di sensori richiesto dalla sospensione attiva, potrebbe essere sostituita dall'uso di accelerometri per il solo moto laterale e un giroscopio per la misura del rollio. È ipotizzabile che questa soluzione consenta misure più affidabili in caso di singolarità della linea quali scambi ferroviari, ma tale aspetto non è stato approfondito nel presente lavoro.

Proprio per evitare un'eccessiva esposizione dei sensori a un ambiente ostile, si è presa la decisione di non porne alcuno sul carrello, limitando la retroazione a misure relative del moto della cassa rispetto al carrello. Così facendo si giustifica la taratura dei controllori sul modello di sola cassa rispetto a un modello comprensivo di cassa e carrello, in quanto tale scelta rende impossibile la stima di misure assolute (o, alternativamente, delle variabili di stato del carrello). Da prove effettuate su modelli più complessi non riportati nella tesi si è appurato che la possibilità di disporre misure sullo stato del carrello migliora le prestazioni del controllo ottimo,



ma non in modo particolarmente significativo alle basse frequenze. Chiaramente, la disposizione dei sensori ha condizionato pesantemente la scelta degli osservatori.

Nel modello sviluppato, oltre alla presenza di rumori di misura provenienti dai sensori, non si deve dimenticare la presenza di disturbi provenienti dal binario e filtrati dal carrello. Questi disturbi, riportabili volendo a rumore sulla variabile di controllo grazie alla linearità del sistema, hanno reso la sintesi dell'osservatore estremamente difficoltosa. Sia il filtro di Kalman che l'osservatore deterministico si sono dimostrati inadeguati al compito di ricostruire lo stato della cassa, divergendo entrambi in breve tempo. Si è studiato quindi un sistema alternativo.

Avendo a disposizione accelerazione e posizione per le variabili  $y$  e  $\rho$ , occorre ricostruire  $\dot{y}$  e  $\dot{\rho}$ . Riferendosi a lavori precedenti ove questa tecnica è già stata sfruttata con successo, si è deciso di ricavare le velocità come media pesata dell'integrale dell'accelerometro e della derivata dell'allungamento della sospensione. Tale scelta, pur non avendo la raffinatezza concettuale di un osservatore, ha come intento l'attenuazione delle componenti stocastiche del segnale rispetto a quelle deterministiche senza interferire sulla dinamica del sistema di controllo, purché le operazioni di integrazione e derivazione siano sufficientemente veloci. Con i dati a disposizione, si è appurato che una combinazione del 70% del segnale di allungamento e del 30% del segnale dell'accelerometro forniscono la migliore ricostruzione della velocità relativa e che tale grandezza è ricostruita con un'ottima approssimazione del segnale effettivo di velocità di rollio.

## 4.7 Confronto strategie di controllo

Per il confronto fra le strategie di controllo si confronteranno tre differenti strumenti di analisi: il primo è il diagramma dei poli, il secondo le risposte in frequenza delle variabili di stato  $y$ ,  $\rho$  e  $\Delta P$  all'ingresso del controllo e infine la risposta delle stesse ai disturbi provenienti dal binario, ricavate mediante la matrice  $\mathbf{E}$ .

### 4.7.1 Diagramma polare

Nel diagramma polare è possibile individuare tre zone principali:

- Zona ad alta frequenza: si nota la presenza del polo del filtro di primo ordine introdotto per limitare il controllo
- Zona a bassa frequenza: si individua il polo della funzione di trasferimento della barra idraulica
- Zona a frequenze intermedie: vi si concentra la dinamica delle parti meccaniche. In particolare, il moto verticale presenta poli identici per i tre controlli, mentre variano le due coppie di poli complesse coniugate che rispondono ai due modi congiunti di moto laterale e rollio.

È possibile individuare i comportamenti dei controllori dalla figura 4.1 e nella tabella 4.1. Come preannunciato dall'equazione (4.5), il controllo PD ha il comportamento tipico di un controllo proporzionale-integrale e mantiene circa costante la pulsazione propria dei poli di rollio riducendo lo smorzamento adimensionale sia del modo laterale (coppia di poli complessi e coniugati con parte reale a  $-1,3380$ ) che di quello a rollio (poli complessi e coniugati a parte reale a  $-4,0317$ ). Il controllo PD con sky-hook invece ha una duplice azione: da una parte aumenta la parte reale dei poli a rollio, come atteso, dall'altra ne aumenta la pulsazione propria, poiché si tratta di una retroazione delle accelerazioni assolute e non della velocità assoluta. Anche il modo laterale beneficia di tale controllore, aumentando il proprio smorzamento adimensionale. Si noti inoltre come i poli reali del filtro e dell'attuatore si avvicinino fra loro. Infine, commentando i poli del sistema sottoposto a controllo ottimo con integratore, è possibile evidenziare come la posizione dei poli sia radicalmente modificata, con una coppia di poli complessi coniugati a bassa frequenza e la diminuzione della parte immaginaria dei poli del modo di rollio. Come predetto, si assiste a una leggera diminuzione dello smorzamento adimensionale del modo laterale.

In tutti i controllori è possibile notare comunque la tendenza ad aumentare lo smorzamento e quindi la stabilità dei poli relativi al rollio e a diminuire quella relativa allo spostamento laterale. Tale comportamento, particolarmente evidente nel controllo ottimo che sintetizza guadagni negativi per la retroazione su  $\dot{y}$  e  $y$ , è coerente con l'affermare che i modi laterali e di rollio sono fra loro accoppiati, quindi il controllo di uno non può che influenzare l'altro. I poli con parte reale pari a  $-1,6912$  sono correttamente identici per tutti i controllori, poiché si riferiscono alla dinamica verticale, su cui la barra anti-rollio non ha effetto.

## 4.7.2 Risposte in frequenza all'azione di controllo

Si è riportato mediante diagrammi di Bode la risposta del sistema all'azione di controllo dell'attuatore nelle figure 4.3, 4.4. L'obiettivo del lavoro è il controllo del rollio, tuttavia poiché, come già osservato, i modi laterali e di rollio della cassa sono accoppiati, si riportano anche le risposte del sistema rispetto a  $y$ .

Sia in figura 4.3 che in figura 4.4 si nota come i controllori migliorino la prontezza del sistema allargando la banda passante dello stesso, con una menzione speciale al controllo ottimo, che si dimostrerà effettivamente il più rapido anche nel seguire un riferimento a gradino.

Tabella 4.1: Confronto fra i poli del sistema al variare dei controllori

Sistema passivo		Controllo PD		Controllo PD con sky-hook		Controllo ottimo	
Re	Imm	Re	Imm	Re	Imm	Re	Imm
-1,6912	4,6374	-1,6912	4,6374	-1,6912	4,6374	-1,6912	4,6374
-1,6912	-4,6374	-1,6912	-4,6374	-1,6912	-4,6374	-1,6912	-4,6374
-4,0318	8,4056	-3,7047	11,5295	-12,6231	24,7322	-4,1265	9,0300
-4,0318	-8,4056	-3,7047	-11,5295	-12,6231	-24,7322	-4,1265	-9,0300
-1,3380	4,7880	-1,2245	5,6307	-1,7144	5,7002	-1,2660	5,1927
-1,3380	-4,7880	-1,2245	-5,6307	-1,7144	-5,7002	-1,2660	-5,1927
		-1,0383	0	-1,7607	0	-3,2704	1,9093
		-21,8340	0	-2,2951	0	-3,2704	-1,9093
						-15,4025	0

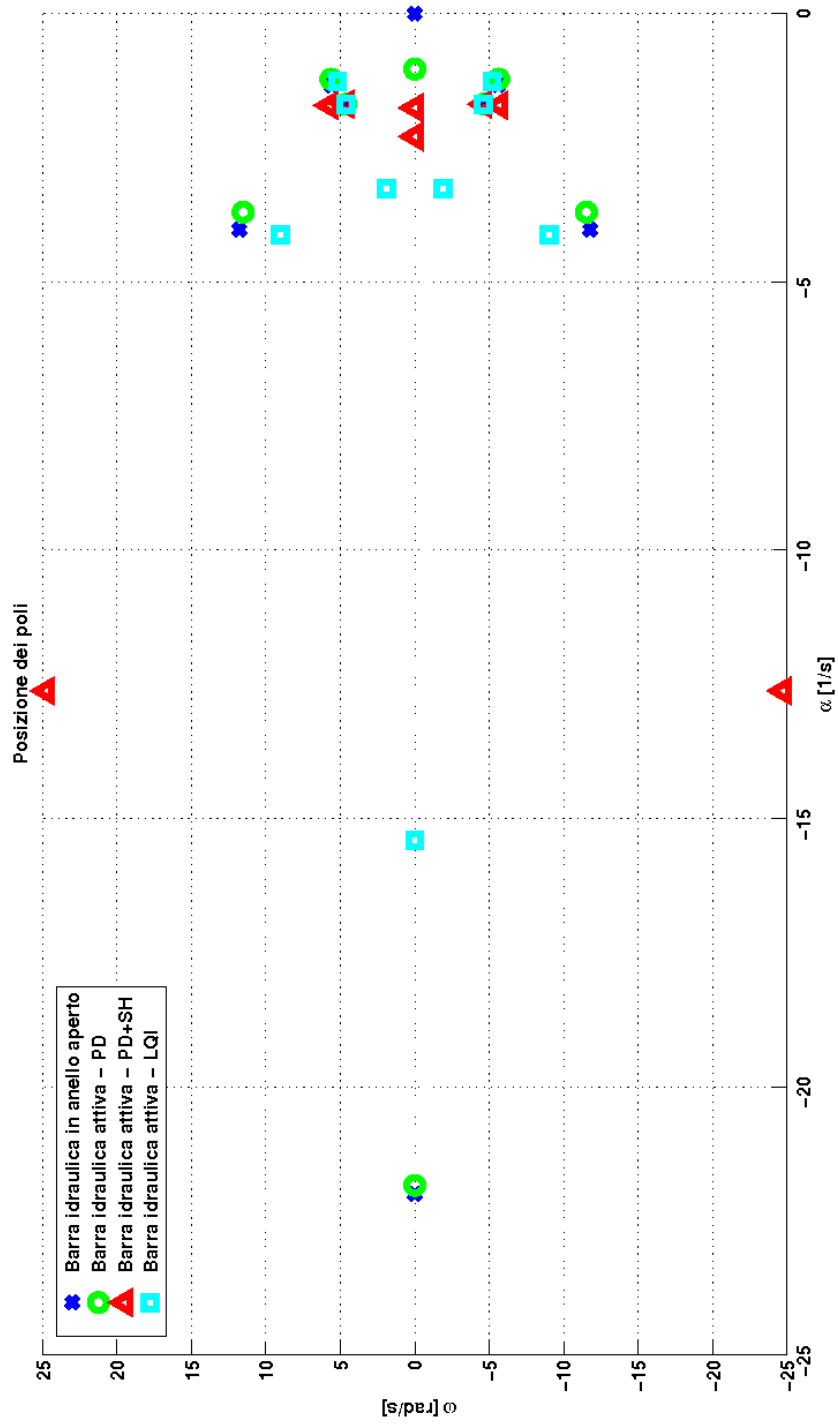


Figura 4.2: Diagramma polare dei sistemi controllati

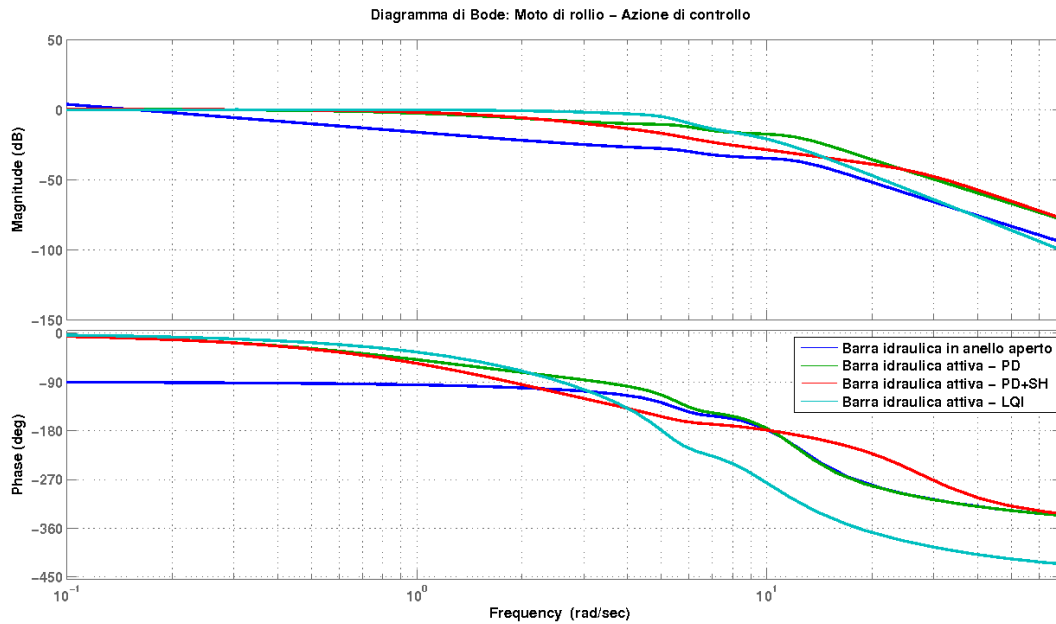


Figura 4.3: Confronto fra le risposte all'azione di controllo dei sistemi controllati - Moto di rollio

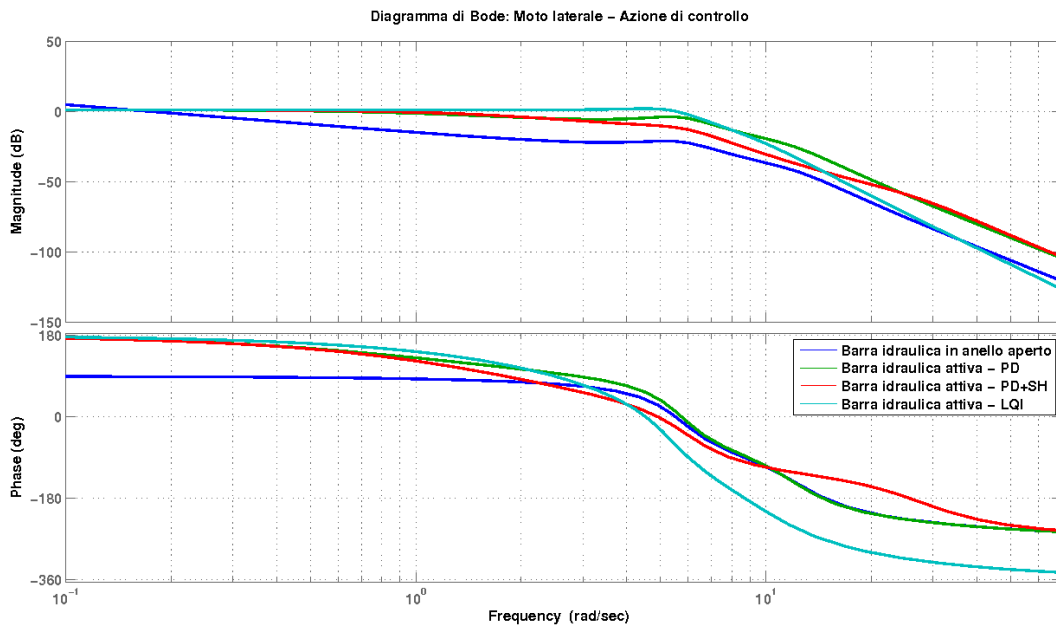


Figura 4.4: Confronto fra le risposte all'azione di controllo dei sistemi controllati - Moto laterale

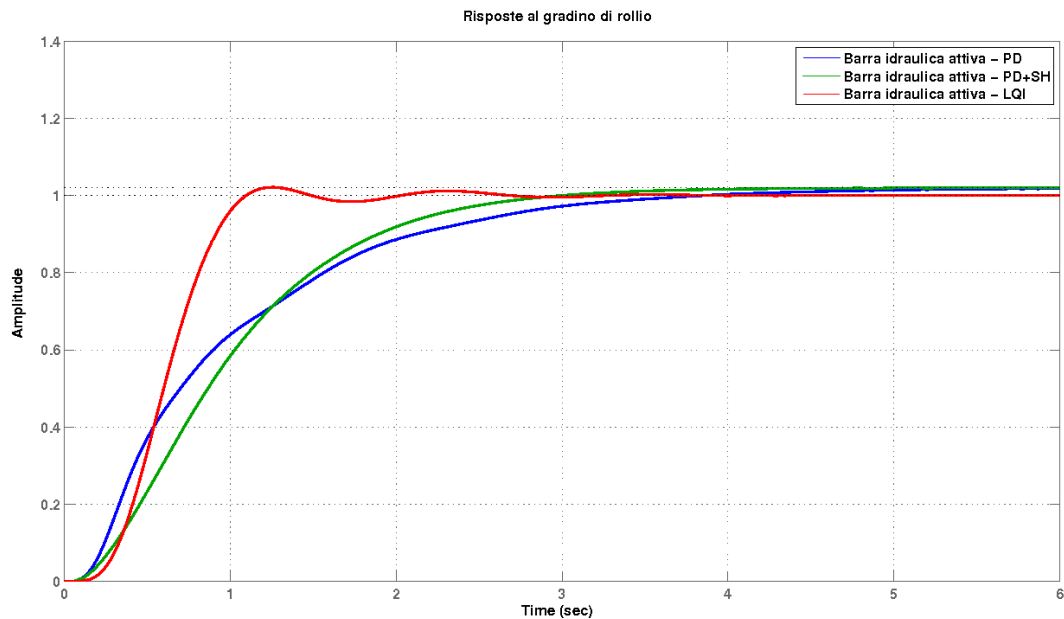


Figura 4.5: Risposte allo scalino dei sistemi controllati

### 4.7.3 Risposta del sistema allo scalino

La risposta del sistema allo *step* dell'azione di controllo è fortemente correlata alla banda passante del controllore e allo smorzamento dei poli di rollio del sistema controllato. Ci si attende quindi che il controllore LQI sia decisamente più rapido dei rimanenti due, seguito dal controllore PD con sky-hook.

Come si evince dalla figura 4.5, il controllo ottimo è effettivamente il più rapido, ma presenta anche una sovra-elongazione del 2%. Il controllo PD con smorzamento ottimo è leggermente più rapido del semplice PD, ma entrambi presentano un errore a regime pari all' 1,8% a causa dell'assenza di un vero integratore.

Si ricorda comunque che l'analisi presentata valori sempre nulli di velocità del riferimento, a parte il punto di singolarità dello scalino dove tende a un valore infinito. Questo implica che il contributo in *feed-forward* non sia sfruttabile per i due controlli tradizionali (si ricordi l'equazione (4.1)), a differenza di quanto avviene nell'inseguimento del riferimento nelle simulazioni successive, dove la rapidità dei tre controllori è molto più simile.

### 4.7.4 Risposte in frequenza ai disturbi della linea

I diagrammi di Bode delle risposte del sistema ai disturbi provenienti dalla linea evidenziano caratteristiche contrastanti, come dimostrato dalle risposte in frequenza 4.7) e 4.6, ove l'ingresso è dato da una combinazione lineare di cedimenti

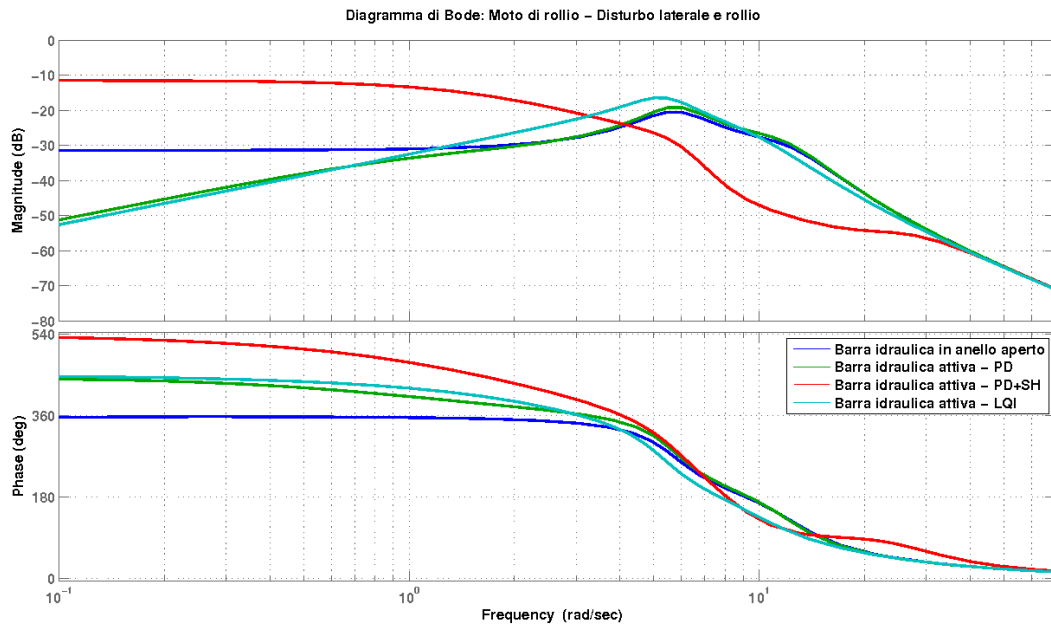


Figura 4.6: Confronto fra le risposte ai disturbi dei sistemi controllati - Moto laterale

vincolari verticali e laterali. Il controllore PD altera la risposta del rollio del sistema alle basse frequenze diminuendo la risposta del sistema stesso rispetto al caso passivo, ma nei pressi della risonanza è leggermente meno smorzante. Il controllore PD con sky-hook invece riduce la risposta dello spostamento laterale e aumenta il moto di rollio alle basse frequenze, ma è il migliore fra 1 e 5 [Hz]. Infine, il controllore LQI risulta peggiore della barra passiva nei pressi della risonanza, ma filtra i disturbi nei pressi dei 6 [Hz] in maniera leggermente migliore. Per quanto riguarda la risposta della pressione (figura 4.8) all'interno dell'attuatore, essa è molto simile per tutti i controllori.

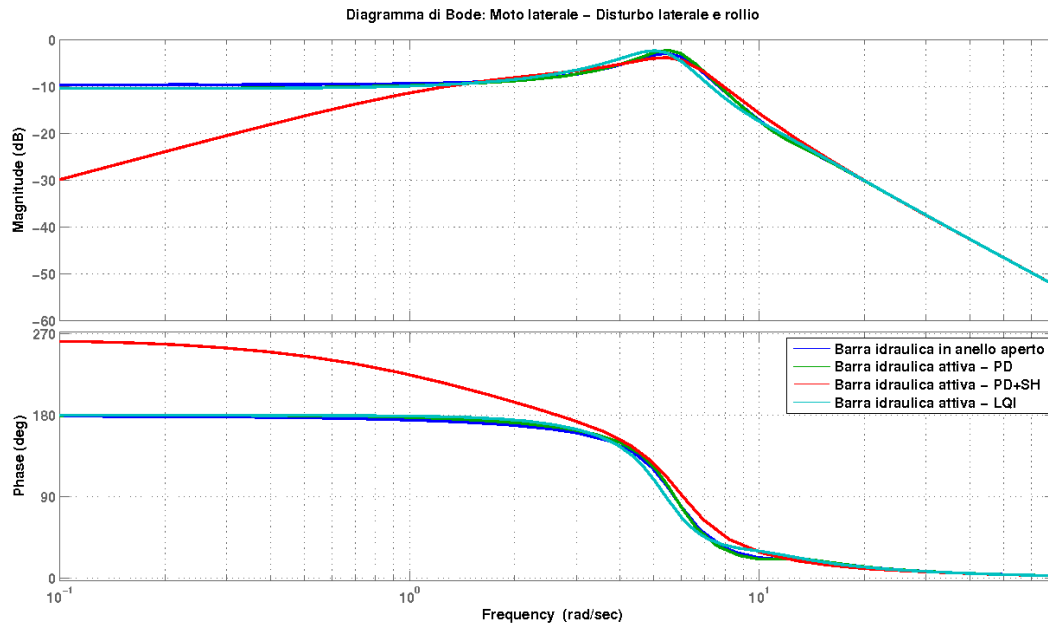


Figura 4.7: Confronto fra le risposte ai disturbi dei sistemi controllati - Moto di rollio

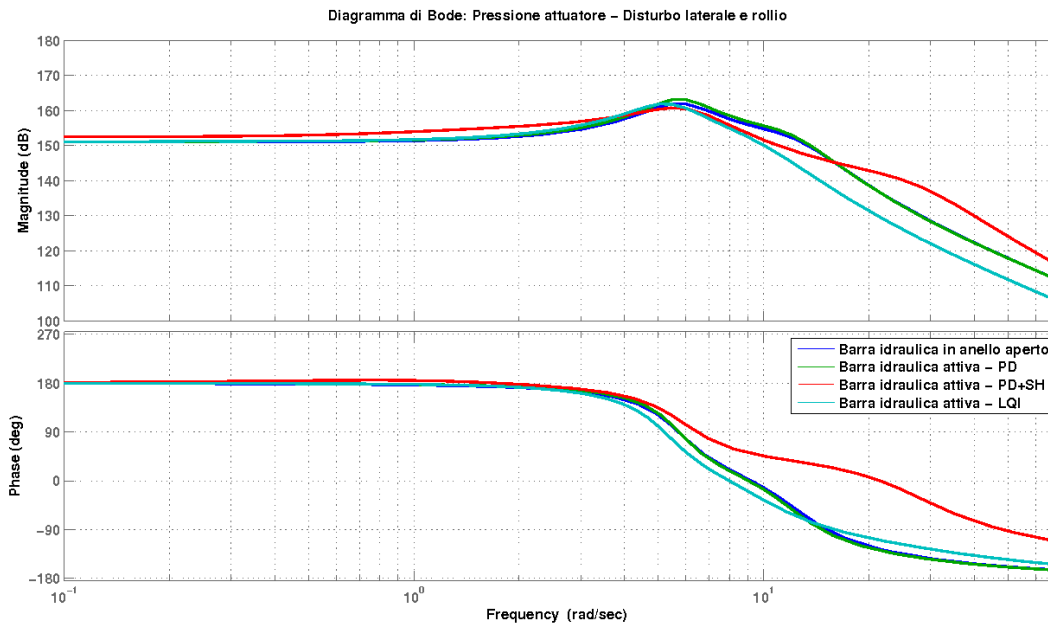


Figura 4.8: Confronto fra le risposte ai disturbi dei sistemi controllati - Pressione nell'attuatore



# Capitolo 5

## Modello multi-body

Nel capitolo 3 si è affrontata la modellazione della barra idraulica linearizzata in due differenti versioni di differente complessità, mentre nel capitolo 4 si è affrontata la sintesi di differenti controllori su un modello di veicolo ferroviario semplificato. In entrambi i casi, l'uso di modelli lineari e di limitata complessità è stato giustificato dall'ipotesi di piccoli spostamenti intorno alla posizione di equilibrio e dall'esigenza di sintetizzare i controllori facilmente, appoggiandosi a tecniche di sintesi tradizionali quali diagrammi polari e funzioni di risposta in frequenza. In questo capitolo si intende mantenere i controllori sintetizzati in precedenza, ma si analizzerà il comportamento del sistema composto dalla barra anti-rollo non linearizzata e da un modello multi-body completo di cassa collegata a due carrelli, completa di tutti i componenti di un veicolo ferroviario e della modellazione dell'interazione con il binario.

### 5.1 Modello non lineare di sospensione idraulica

#### 5.1.1 Barra anti-rollo passiva

Come già evidenziato nel capitolo 3, nel modello del circuito idraulico con funzione di barra anti-rollo sono presenti due tipi di non linearità: la prima riguarda la differenza di volume delle camere dei cilindri oleodinamici quando il pistone si trova in posizione non centrata, mentre la seconda è propria del comportamento della servovalvola. Si rammenta che nei modelli precedenti si era trascurato il primo aspetto (considerandolo un infinitesimo di ordine inferiore a partire dalla (3.8)) e si era sfruttato un procedimento di linearizzazione per il secondo mediante la (3.29). Si desidera inoltre precisare che nella successiva trattazione ci si intende attenere ai risultati ottenuti nella sezione 3.4, ovvero si considererà un modello semplificato che trascura la dinamica del fluido in serbatoio e condutture riunendo tali elementi in un volume virtuale complessivo detto  $V_0$ .

Partendo dalla (3.8), senza trascurare i termini di ordine superiore al primo, e seguendo il procedimento illustrato dalle equazioni (3.36) e (3.37) fino alla (3.45), si ottiene il comportamento della barra anti-rollo non lineare oleodinamica:

$$\begin{cases} Q^I = 2C_i\Delta P_S + 2C_e P_{1S} + A_p b_{ol}\dot{\rho} + \left(\frac{2V_0}{\beta} + \frac{A_p}{\beta} b_{ol}\rho\right)\Delta\dot{P}_s \\ Q^{II} = -2C_i\Delta P_S + 2C_e P_{2S} - A_p b_{ol}\dot{\rho} + \left(\frac{2V_0}{\beta} - \frac{A_p}{\beta} b_{ol}\rho\right)\Delta\dot{P}_s \end{cases} \quad (5.1)$$

$$Q_L = \left(\frac{V_0}{\beta} + \frac{A_p}{2\beta} b_{ol}\rho\right)\Delta\dot{P}_S + (2C_i + C_e)P_S + A_p b_{ol}\dot{\rho} = 0 \quad (5.2)$$

### 5.1.2 Scelta della servovalvola reale e suo comportamento

Il comportamento della servo-valvola non lineare è stato ricavato in (3.27) attraverso la modellazione della portata in orifizi. Tale equazione tuttavia dipende da numerosi parametri geometrici di non facile reperibilità. Si è quindi ricercato il comportamento delle servovalvole direttamente da cataloghi dei costruttori ([15], [16], [17]) cosicché si potesse avere non solo parametri rispondenti alla realtà industriale, ma anche delle delucidazioni sul comportamento non ideale di tali componenti. Date le prestazioni richieste, ci si è orientati verso la serie [15] in configurazione 2x2, per ragioni che saranno chiarite nel proseguo della trattazione, che risponde alla seguente equazione:

$$Q_{eff} = Q_{nom} \sqrt{\frac{\Delta P_{or}}{\Delta P_{nom}}} \quad (5.3)$$

Dove  $Q_{eff}$  è la portata effettivamente fluente attraverso il ramo della servovalvola,  $Q_{nom}$  è la portata nominale,  $\Delta P_{or}$  è la differenza di pressione a cavallo dell'orifizio, mentre  $\Delta P_{nom}$  è il salto di pressione nominale dato dalle specifiche della servovalvola. Come si può notare, vi è una notevole somiglianza con la già citata equazione (3.27), alla quale ci si può riportare considerando circa costante il coefficiente  $C_c$  e sostituendo al rapporto fra le aree il rapporto fra le pressioni. Si desidera sottolineare quindi che il comportamento della servovalvola è tanto più ideale quanto il salto di pressione rimane nell'intorno del salto di pressione nominale. Il legame fra lo spostamento del cassetto della servovalvola e la portata è perfettamente lineare:

$$Q_{nom} = Q_{max} x_{\%} \quad (5.4)$$

In cui  $Q_{nom}$  è la portata nominale precedentemente definita,  $Q_{max}$  è il valore assoluto della portata massima erogabile e  $x_{\%}$  il comando di apertura della servovalvola, variabile fra -1 e 1. Per non appesantire eccessivamente la trattazione, si considera la valvola senza trafile interne in posizione centrata e senza *dithering*. Per una trattazione più approfondita di questi due fenomeni si faccia riferimento a [18].

### 5.1.3 Barra anti-rollo attiva

Il comportamento della barra attiva nasce dall'unione del modello di attuatore oleodinamico e della servo-valvola. Rispetto a quanto svolto nella sezione 3, occorre effettuare un'importante precisazione. Nel caso del modello linearizzato di cilindro idraulico, la rigidità del sistema, data approssimativamente da:

$$K = \frac{A_p^2 b_{ol} \beta}{V_0}$$

Risulta costante per qualsiasi posizione del pistone all'interno del cilindro. Nel modello (5.2) invece, la rigidità è più correttamente funzione di tale posizione e varia quindi nel tempo:

$$K = \frac{2A_p^2 b_{ol} \beta}{2V_0 + A_p b_{ol} \rho(t)}$$

Questo effetto non può essere previsto dai controllori lineari, quindi occorrerà valutare se durante il moto di rollio imposto, si verifichino situazioni di instabilità o se tale variazione di rigidità sia sufficientemente contenuta da essere assimilabile a un disturbo sull'azione di controllo: quest'ultima ipotesi è stata successivamente comprovata da tutte le simulazioni numeriche effettuate.

Un ulteriore punto di apprensione associato al moto in grande del pistone è la differente comprimibilità del fluido a seconda del volume delle camere. Tale aspetto, che giustifica l'uso di due valvole 2x2, potrà essere messo in luce a partire dal modello di barra attiva accoppiato a una servovalvola 3x2.

Dalla (5.3) e dalla (5.4) si possono definire le portate non lineari circolanti nelle condotte:

$$\begin{cases} Q^I = Q_{nom}^I \sqrt{\frac{\Delta P_{or1}}{\Delta P_{nom}}} \\ Q^{II} = Q_{nom}^{II} \sqrt{\frac{\Delta P_{or2}}{\Delta P_{nom}}} \\ Q_{nom}^I = Q_{max} x_{d1} \\ Q_{nom}^{II} = -Q_{max} x_{d1} \end{cases} \quad (5.5)$$

Dove la differenza di pressioni a cavallo dell'orifizio dipende dal segno dell'azione di comando, che chiameremo  $x_{d1}$ . si generano due possibili casi:

- $x_{d1} > 0$ :  $\Delta P_{or1} = P_1 - P_{sc}$ ;  $\Delta P_{or2} = P_{man} - P_2$
- $x_{d1} < 0$ :  $\Delta P_{or1} = P_{man} - P_1$ ;  $\Delta P_{or2} = P_2 - P_{sc}$

Ove si sono definite  $P_{man}$  la pressione nel condotto di mandata e  $P_{sc}$  la pressione nel condotto di scarico. E' ora possibile unire la (5.1) con la (5.5) e ottenere

$$\begin{cases} \dot{P}_{1S} = \frac{-2C_i(P_{2S}-P_{1S})-2C_e P_{1S}-A_p b_{ol} \dot{\rho}+Q_{max} x_{d1} \sqrt{(\frac{\Delta P_{or1}}{\Delta P_{nom}})}}{\frac{2V_0}{\beta} + \frac{A_p}{\beta} b_{ol} \rho} \\ \dot{P}_{2S} = \frac{2C_i(P_{2S}-P_{1S})-2C_e P_{2S}+A_p b_{ol} \dot{\rho}-Q_{max} x_{d1} \sqrt{(\frac{\Delta P_{or2}}{\Delta P_{nom}})}}{\frac{2V_0}{\beta} - \frac{A_p}{\beta} b_{ol} \rho} \end{cases} \quad (5.6)$$

Risolvendo le due equazioni differenziali è possibile ricavare la coppia agente sulla cassa:

$$C_\rho = A_p b_{ol} (P_{1S} - P_{2S})$$

Come in precedenza. Si noti come, rispetto al caso linearizzato, non è più possibile separare la componente di pressione statica da quella dinamica, ovvero, il comportamento del sistema è fortemente dipendente sia dai valori di pressione di mandata e scarico, sia dal valore di pressione media, totalmente irrilevante in precedenza. Se si decidesse di rappresentare la dinamica della pressione media (considerando al solito nullo il trafilemento esterno) si avrebbe:

$$\begin{aligned} \dot{P}_m &= \frac{\dot{P}_{1S} + \dot{P}_{2S}}{2} \\ &= \frac{1}{2} \frac{Q_{max} x_{d1}}{\sqrt{\Delta P_{nom}}} \left( \frac{\sqrt{\Delta P_{or1}}}{\frac{2V_0}{\beta} + \frac{A_p}{\beta} b_{ol} \rho} - \frac{\sqrt{\Delta P_{or2}}}{\frac{2V_0}{\beta} - \frac{A_p}{\beta} b_{ol} \rho} \right) \end{aligned} \quad (5.7)$$

Ovviamente, per avere una pressione media costante è necessario che  $\dot{P}_m$  sia sempre nulla e quindi che i termini nella parentesi tonda siano uguali fra loro. Tale requisito non è soddisfatto se si considera il moto in grande del pistone, poiché i due denominatori sono differenti fra loro: in altri termini, la servovalvola, pur avendo un cassetto di distribuzione che si sposta in maniera simmetrica rispetto al proprio centro, non fornisce più quantità di fluido in maniera simmetrica, perché il volume effettivo dei due circuiti è differente. Si assiste quindi ad una situazione di instabilità sulla pressione media, poiché la variabile di controllo  $x_{d1}$ , come si evince dalla (5.7), non può agire sulla dinamica se non azzerandosi e quindi eliminando ogni possibilità di controllo della barra stessa. Inoltre, in tutte le simulazioni si è considerato il trafilemento esterno nullo perché sufficientemente basso da essere trascurabile, ma in realtà esso è comunque non nullo e tende a diminuire la pressione di entrambi i rami del circuito. Una retroazione sulla pressione media è quindi desiderabile per garantire una maggiore robustezza di funzionamento della barra idraulica. Per ovviare a tali problemi, si è deciso di dividere la servovalvola 3x2 in due 2x2, le cui azioni di controllo  $x_{1\%}$  e  $x_{2\%}$  sono costituite da due termini:

$$\begin{cases} x_{1\%} = x_{d1} + x_{d2} \\ x_{2\%} = -x_{d1} + x_{d2} \end{cases} \quad (5.8)$$

L'attuatore è quindi regolato dalle equazioni:

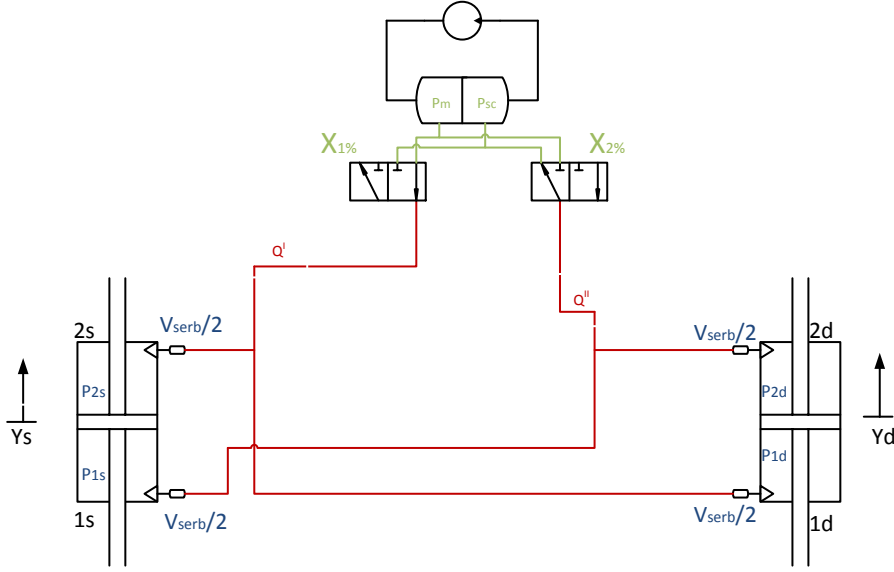


Figura 5.1: Schema dell'impianto oleodinamico linearizzato attivo con due servovalvole

$$\begin{cases} \dot{P}_{1S} = \frac{-2C_i(P_{2S}-P_{1S}-2C_e P_{1S}-A_p b_{ol} \dot{\rho} + Q_{max} x_{1\%} \sqrt{\frac{\Delta P_{or1}}{\Delta P_{nom}}})}{\frac{2V_0}{\beta} - \frac{A_p}{\beta} b_{ol} \rho} \\ \dot{P}_{2S} = \frac{2C_i(P_{2S}-P_{1S}-2C_e P_{2S}+A_p b_{ol} \dot{\rho} + Q_{max} x_{2\%} \sqrt{\frac{\Delta P_{or1}}{\Delta P_{nom}}})}{\frac{2V_0}{\beta} - \frac{A_p}{\beta} b_{ol} \rho} \end{cases} \quad (5.9)$$

La variabile  $x_{d2}$  consente di immettere fluido contemporaneamente nelle due camere ed è quindi in grado di regolare la pressione media, mentre la variabile  $x_{d1}$  preleva fluido in una camera e lo immette nell'altra e come in precedenza è atta al controllo del rollio della cassa. Per la retroazione della  $P_m$  si è scelto il controllore più semplice possibile, ovvero un comando proporzionale:

$$x_{d2} = k_{Pm}(P_{mrif} - P_m) \quad (5.10)$$

L'equazione (5.7) diviene quindi:

$$\dot{P}_m + \frac{Q_{max}}{2\sqrt{\Delta P_n}} k_{Pm} P_m = \frac{1}{2} \frac{Q_{max}}{\sqrt{\Delta P_{nom}}} (x_{d1} + k_{Pm} P_{mrif}) \left( \frac{\sqrt{\Delta P_{or1}}}{\frac{2V_0}{\beta} + \frac{A_p}{\beta} b_{ol} \rho} - \frac{\sqrt{\Delta P_{or2}}}{\frac{2V_0}{\beta} - \frac{A_p}{\beta} b_{ol} \rho} \right) \quad (5.11)$$

Se si considerasse  $x_{d1}$ , il cui valore è dato dal controllo del rollio ed è rappresentabile come un disturbo agente sul sistema, come un disturbo sulla pressione media, l'omogenea associata è un'equazione differenziale di primo grado con un polo sempre negativo, purché si scelga un guadagno positivo.

Occorre approfondire infine il problema della stabilità del nuovo sistema controllato nel suo complesso. La pressione media non influenza in maniera diretta la dinamica laterale e al rollio dell'insieme, ma ha effetto sui termini  $\Delta P_{or1}$  e  $\Delta P_{or2}$ , i quali a loro volta influenzano l'azione di controllo, e concorre a erogare portata attraverso la servovalvola, la quale presenta una naturale saturazione per  $[-Q_{max}; Q_{max}]$ . Per quanto riguarda il secondo aspetto, si è deciso di inserire una saturazione pari al 10% su  $x_{d2}$  per limitare possibili interazioni fra i due tipi di controllo ed evitare di deteriorare l'azione sul rollio per assicurare un pressione media sempre costante. Il secondo aspetto è più delicato, ed è stato studiato linearizzando il sistema in varie posizioni di equilibrio a partire dalle equazioni (5.6):

$$\begin{cases} \dot{P}_{1S} = \frac{-2C_i(P_{2S}-P_{1S})-2C_e P_{1S}-A_p b_{ol} \dot{\rho}+Q_{max} x_{1\%} \sqrt{\left(\frac{\Delta P_{or10}}{\Delta P_{nom}}\right)}}{\frac{2V_0}{\beta} + \frac{A_p}{\beta} b_{ol} \rho_0} \\ \dot{P}_{2S} = \frac{2C_i(P_{2S}-P_{1S})-2C_e P_{2S}+A_p b_{ol} \dot{\rho}+Q_{max} x_{2\%} \sqrt{\left(\frac{\Delta P_{or20}}{\Delta P_{nom}}\right)}}{\frac{2V_0}{\beta} - \frac{A_p}{\beta} b_{ol} \rho_0} \end{cases} \quad (5.12)$$

Dove in particolare, i termini  $\Delta P_{or1}$ ,  $\Delta P_{or2}$  e  $\rho_0$  sono divenuti costanti assumendo il valore intorno al quale si linearizza il sistema. Ricordando lai (5.8), è possibile giungere alla:

$$\begin{cases} \dot{P}_{1S} = \frac{(-2C_i - k_{q1} \frac{k_{Pm}}{2}) P_{1S} + (2C_i - k_{q1} \frac{k_{Pm}}{2}) P_{2S} - 2C_e P_{1S} - A_p b_{ol} \dot{\rho} + k_{q1} x_{d1}}{\frac{2V_0}{\beta} + \frac{A_p}{\beta} b_{ol} \rho_0} \\ \dot{P}_{2S} = \frac{(2C_i - k_{q1} \frac{k_{Pm}}{2}) P_{1S} + (-2C_i - k_{q1} \frac{k_{Pm}}{2}) P_{2S} - 2C_e P_{1S} - A_p b_{ol} \dot{\rho} + k_{q1} x_{d1}}{\frac{2V_0}{\beta} - \frac{A_p}{\beta} b_{ol} \rho_0} \\ k_{q1} = Q_{max} \sqrt{\left(\frac{\Delta P_{or10}}{\Delta P_{nom}}\right)} \\ k_{q2} = Q_{max} \sqrt{\left(\frac{\Delta P_{or20}}{\Delta P_{nom}}\right)} \end{cases} \quad (5.13)$$

Da questo sistema si nota come il controllo  $x_{d2}$  si comporti come una perdita di portata direzionata in senso contrario al gradiente di pressione, favorendo così il mantenimento della pressione media. Si è inserito tale sistema nell'usuale sistema a tre gradi di libertà presentato in Appendice e si è osservato come i valori di  $k_{Pm}$  compresi fra  $10^{-8}$  e  $10^{-7}$ , che consentono un controllo più che adeguato della pressione media, modifichino la posizione dei poli (le tabelle 5.1 e 5.2 riportano i risultati per il controllore PD, ma risultati analoghi si ottengono per gli altri controllori). Si noti innanzitutto che il sistema con attuatore linearizzato mantiene la stessa dinamica (i.e. la stessa posizione dei poli) sia a rollio nullo che in curva piena con rollio di 2 gradi, a conferma dell'ipotesi iniziale secondo la quale è possibile sintetizzare i controlli sfruttando un modello di pistone idraulico che compie piccoli spostamenti nell'intorno della posizione centrata. Inoltre, al variare del guadagno  $k_{Pm}$  un polo reale tende a spostarsi ad alta frequenza, aumentando la propria pulsazione propria e il proprio margine di stabilità: si dimostra quindi che per valori di  $k_{Pm}$  limitati all'intervallo indicato non si peggiora l'azione di

Tabella 5.1: Confronto fra i poli del sistema al variare di  $k_{P_m}$  con rollio nullo

Angolo di rollio 0 gradi					
$k_{P_m} = 10^{-8}$		$k_{P_m} = 5 \cdot 10^{-8}$		$k_{P_m} = 10^{-7}$	
Re	Imm	Re	Imm	Re	Imm
-1,6912	4,6374	-1,6912	4,6374	-1,6912	4,6374
-1,6912	-4,6374	-1,6912	-4,6374	-1,6912	-4,6374
-12,5712	16,2685	-12,5712	16,2685	-12,5712	16,2685
-12,5712	-16,2685	-12,5712	-16,2685	-12,5712	-16,2685
-1,9455	0,4396	-1,9455	0,4396	-1,9455	0,4396
-1,9455	-0,4396	-1,9455	-0,4396	-1,9455	-0,4396
-1,8487	5,4232	-1,8487	5,4232	-1,8487	5,4232
-1,8487	-5,4232	-1,8487	-5,4232	-1,8487	-5,4232
-1,0385	0	-5,1927	0	-10,3855	0

controllo del comando  $x_{d1}$  nè si pregiudica la stabilità del sistema. Il valore scelto per tale parametro risulta pari a  $5 \cdot 10^{-8}$ .

Tabella 5.2: Confronto fra i poli del sistema al variare di  $k_{P_m}$  in curva piena

Angolo di rollio 2 gradi					
$k_{P_m} = 10^{-8}$		$k_{P_m} = 5 \cdot 10^{-8}$		$k_{P_m} = 10^{-7}$	
Re	Imm	Re	Imm	Re	Imm
-1,6913	4,6374	-1,6913	4,6374	-1,6913	4,6374
-1,6913	-4,6374	-1,6913	-4,6374	-1,6913	-4,6374
-12,5713	16,2693	-12,5714	16,2693	-12,5717	16,2693
-12,5713	-16,2693	-12,5714	-16,2693	-12,5717	-16,2693
-1,9455	0,4396	-1,9455	0,4396	-1,9455	0,4396
-1,9455	-0,4396	-1,9455	-0,4396	-1,9455	-0,4396
-1,8487	5,4233	-1,8487	5,4233	-1,8487	5,4232
-1,8487	-5,4233	-1,8487	-5,4233	-1,8487	-5,4232
-1,0386	0	-5,1927	0	-10,3852	0

## 5.2 Modello multi-body

Il modello del convoglio ferroviario sfruttato per le simulazioni è un modello multi-body con elementi flessibili sviluppato nel corso di alcuni anni dal Dipartimento di Ingegneria Meccanica del Politecnico di Milano al fine di investigare la possibilità di inserire tecniche di omologazione virtuale al processo di progettazione del materiale rotabile. Il modello matematico si basa su uno schema multi-body in grado di

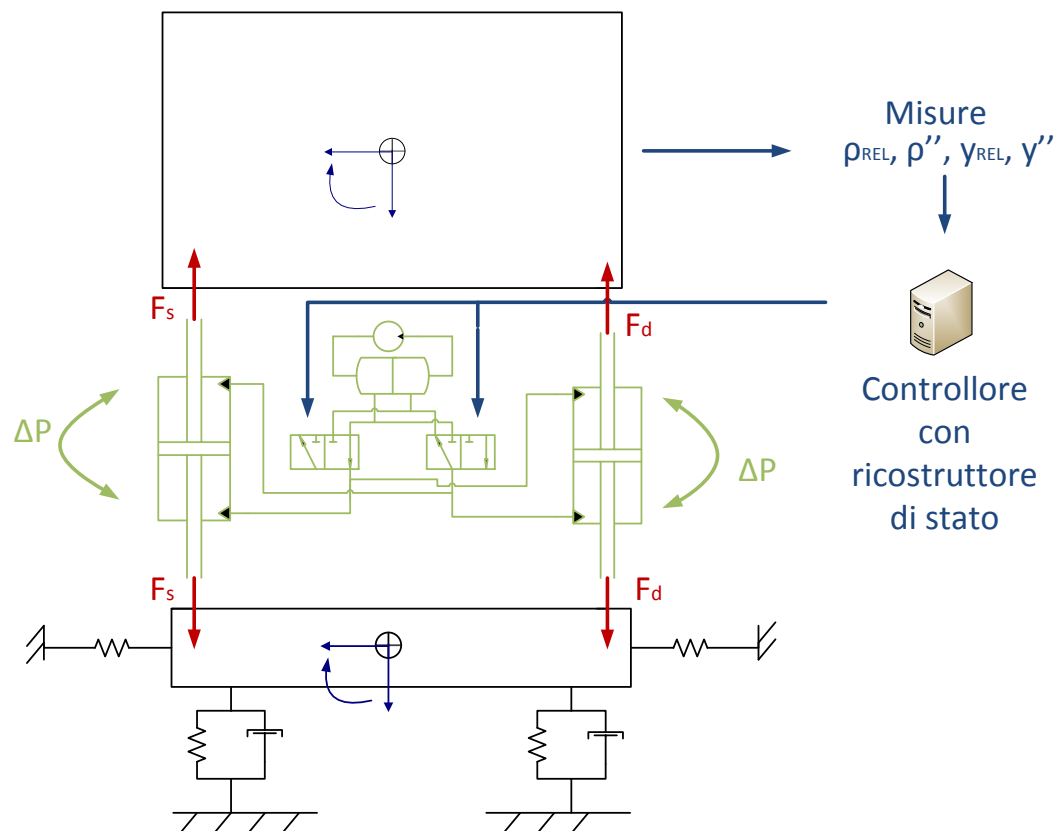


Figura 5.2: Rappresentazione schematica del sistema mecatronico attivo



simulare grandi spostamenti e deformazioni per evidenziare il comportamento non stazionario e non lineare del veicolo durante il rettilineo, l'inserimento in curva e la percorrenza della stessa. Tale modello si suddivide in tre macro-elementi:

- Cassa, modellata come un unico corpo rigido
- Carrello, considerato come un corpo rigido collegato alla cassa mediante il sistema delle sospensioni secondarie (fra cui la barra anti-rollio idraulica non-lineare) e alle ruote mediante le sospensioni primarie
- Altri corpi, fra cui motore, convertitore, serbatoio dell'olio *etc.* collegati alla cassa o al carrello

I corpi rigidi sopra menzionati sono collegati fra loro mediante elementi deformabili rigidi (molle) e smorzanti (smorzatori), sia lineari che non, in maniera da poter riprodurre qualsiasi tipologia di veicolo si desideri; inoltre, è possibile assemblare più moduli fra loro per simulare più sale ferroviarie collegate ad una cassa, fino alla modellazione di un intero convoglio. I corpi rigidi sopra menzionati possiedono 5 gradi di libertà ed è loro imposta la velocità del baricentro costante  $V$  tangente al tracciato, mentre il moto delle ruote rispetto alla velocità di riferimento è dato dalla combinazione lineare dei modi di vibrare delle ruote stesse, con un limite di validità di circa  $500 [Hz]$ . Per rappresentare gli effetti dati dalla percorrenza della curva, le cui caratteristiche saranno esposte nel prossimo capitolo, il movimento di ciascun elemento è descritto relativamente a un sistema di riferimento relativo in moto alla stessa velocità  $V$  del convoglio, con l'asse  $z$  diretto sempre perpendicolarmente rispetto all'asse del binario e l'asse  $x$  ortogonale al piano di rotaia, come rappresentato nel modello linearizzato in figura A. Se si assume che vi siano piccoli spostamenti per ogni modulo rispetto al moto del sistema di riferimento, è possibile linearizzare nell'intorno dell'equilibrio le sole non-linearità cinematiche, e scrivere così:

$$\mathbf{M}_v \ddot{\mathbf{x}}_v + \mathbf{C}_v \dot{\mathbf{x}}_v + \mathbf{K}_v \mathbf{x}_v = \mathbf{F}_e(V, t) + \mathbf{F}_i(V, t) + \mathbf{F}_{nl}(\mathbf{x}_v, \dot{\mathbf{x}}_v) + \mathbf{F}_{cv}(\mathbf{x}_v, \dot{\mathbf{x}}_v, \mathbf{x}_t, \dot{\mathbf{x}}_t, V, t) \quad (5.14)$$

Dove  $\mathbf{M}_v$ ,  $\mathbf{C}_v$  e  $\mathbf{K}_v$  sono rispettivamente le matrici di massa, smorzamento e rigidezza del veicolo ferroviario,  $\mathbf{x}_v$  è il vettore delle variabili libere,  $\mathbf{F}_e$  è il vettore delle forze generalizzate date dalle sospensioni secondarie e dai collegamenti della cassa a causa dei moti relativi fra i corpi rigidi,  $\mathbf{F}_i$  è il vettore delle forze d'inerzia che nascono a causa del sistema di riferimento non inerziale,  $\mathbf{F}_{nl}$  contiene le forze che nascono da elementi non lineari e  $\mathbf{F}_{cv}$  è il vettore delle forze provenienti dal tracciato, le quali oltre a dipendere dalle variabili libere del veicolo dipendono anche dalle variabili che descrivono il comportamento dell'armamento, dette  $\mathbf{x}_t$ .

Sono possibili tre differenti modellazioni dell'armamento, esposte in ordine crescente di complessità. La prima prevede un armamento rigido, ovvero con

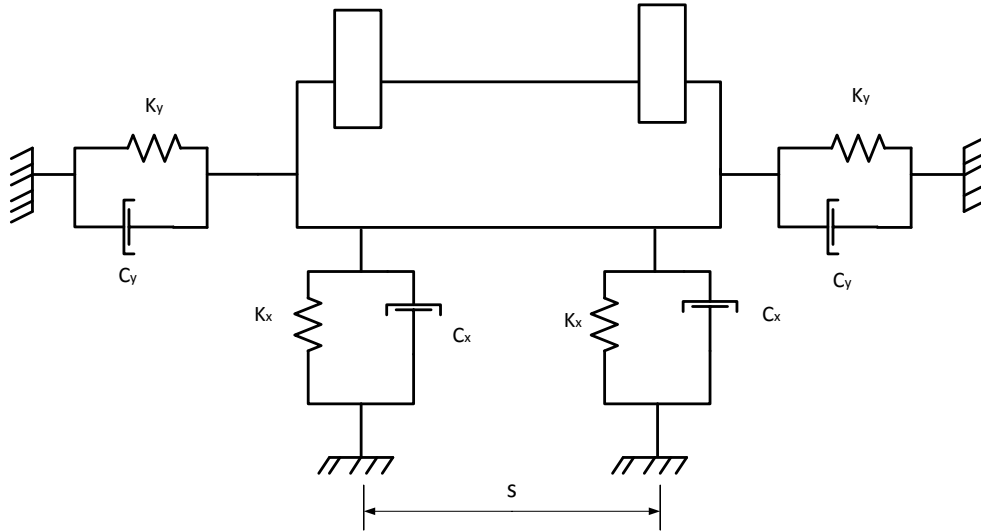


Figura 5.3: Modello linearizzato dell'armamento a tre g.d.l.

le variabili  $\mathbf{x}_t$  e  $\dot{\mathbf{x}}_t$  identicamente uguali a zero; la seconda propone un modello semplificato di binario, schematizzato mediante quattro sistemi a tre g.d.l. (moto verticale, laterale e di rollio) viaggianti con velocità  $V$  al di sotto dell'armamento. Ogni sistema è costituito da due binari, collegati fra loro da una traversina, tali da generare nel complesso una matrice quadrata  $\mathbf{M}_t$  di dodici elementi costituita dalle masse e dai momenti d'inerzia, una matrice  $\mathbf{C}_t$  costituita dagli smorzamenti nel piano verticale  $c_x$  e  $c_y$  e la matrice di rigidezza  $\mathbf{K}_t$ , contenente le rigidezze in parallelo agli smorzatori. I parametri di smorzamento e rigidezza sono considerati costanti e separati fra loro da una distanza  $s$ . L'equazione di moto è pertanto:

$$\mathbf{M}_t \ddot{\mathbf{x}}_t + \mathbf{C}_t \dot{\mathbf{x}}_t + \mathbf{K}_t \mathbf{x}_t = \mathbf{F}_{ct}(\mathbf{x}_v, \dot{\mathbf{x}}_v, \mathbf{x}_t, \dot{\mathbf{x}}_t, V, t) \quad (5.15)$$

Grazie a lavori precedentemente svolti, è possibile affermare che tale modello di armamento consente di ottenere risultati verosimili in un range di frequenze da 0 a 100 [Hz] per il moto verticale e da 0 a 50 o 60 [Hz] per il moto di rollio e laterale. Se si desiderasse descrivere in maniera ancora più particolareggiata il comportamento del binario, è stato sviluppato anche un codice a elementi finiti che, a partire dal modello semplificato, consente di simulare il comportamento di una linea completa e di caratterizzare al meglio gli effetti delle onde di propagazione riflesse. Quest'ultimo modello è considerato eccessivamente sofisticato per gli scopi del lavoro e non è stato considerato. A riguardo dei rimanenti due, è possibile affermare che per lo studio della risposta del sistema alle basse frequenze sfruttare il modello di armamento completamente rigido trascurando la flessibilità del

binario è ampiamente giustificato e non comporta grandi errori di modellazione, a fronte di un notevole risparmio computazionale.

Da ultimo si considera l'interazione ruota-rotaia. Il modello di contatto ruota-rotaia usato per riprodurre l'accoppiamento fra veicolo e tracciato è pre-tabulato e multi-herziano. Varie caratteristiche, fra cui l'angolo di contatto, la variazione del raggio della ruota in moto rispetto a quello nominale, la curvatura della ruota e i profili della rotaia nei pressi del punto di contatto, sono state misurate o stimate analiticamente e inserite in tabelle dati. Grazie a queste ultime, è possibile ricavare le forze di contatto ipotizzando una compenetrazione elastica: è possibile quindi definire una forza normale mediante la nota formula di Hertz e da questa gli slittamenti longitudinali e laterali, da cui le forze derivanti. Si riportano infine le componenti delle forze nel sistema di riferimento relativo e si ricavano i vettori delle forze  $\mathbf{F}_{cv}$  e  $\mathbf{F}_{ct}$  già incontrati in (5.14) e (5.15).



# Capitolo 6

## Risultati delle simulazioni

In questo capitolo si intende esporre i risultati delle simulazioni ottenute dotando il modello multibody di veicolo ferroviario del sistema idraulico di barra anti-rollio. Nella prima sezione si definiranno i parametri delle prove e gli indici di valutazione delle prestazioni, nella seconda si confronteranno il modello dotato di barra anti-rollio tradizionale e il modello con barra idraulica passiva per saggiare l'effettiva somiglianza fra i due componenti senza controllo, nella terza si compareranno i risultati fra vari modelli a parità di accelerazione laterale non compensata, nel quarto si osserveranno le forze scaricate a terra, la quinta è dedicata al dimensionamento della pompa del circuito idraulico e infine, nell'ultima sezione, si comparerà il modello con molle ad aria passive i modelli a roll-bar attivo.

### 6.1 Definizione dei parametri delle simulazioni

Il modello di veicolo ferroviario scelto è EMU V250, detto Albatross. Si tratta di un treno a trazione distribuita con velocità massima nominale di 250 [Km/h] introdotto nei Paesi Bassi e in Belgio per le linee ad alta velocità. Il modello prevede di simulare una cassa rigida collegata a due carrelli, ognuno dei quali contiene due sale ferroviarie e una barra anti-rollio idraulica. Nel seguito, i pedici "A" indicheranno le grandezze del carrello anteriore e "B" quelle del posteriore.

Si è fatto percorrere a tale mezzo due tipologie di curve: la prima è una curva per linee ad alta velocità, con raggio 5500 [m], lunghezza del raccordo 330 [m], sopraelevazione 105 [mm] e lunghezza 1000 [m], mentre la seconda è una curva per treni convenzionali e possiede raggio 760 [m], lunghezza del raccordo 100 [m], sopraelevazione 150 [mm] e lunghezza 230 [m].

Infine, le valutazioni dei risultati ottenuti avverrà mediante analisi visiva dei risultati e indici di comfort ricavati da norme e letteratura (si veda a riguardo [4]). I parametri sono i seguenti:

- $P_{CT}$ : Indice di comfort dei passeggeri, definito a partire dai valori massimi dei valori mediati di accelerazione e jerk laterali e dalla velocità di rollio in



Figura 6.1: EMU V250 (tratto da <http://www.hstrain.ansaldobreda.it/>)

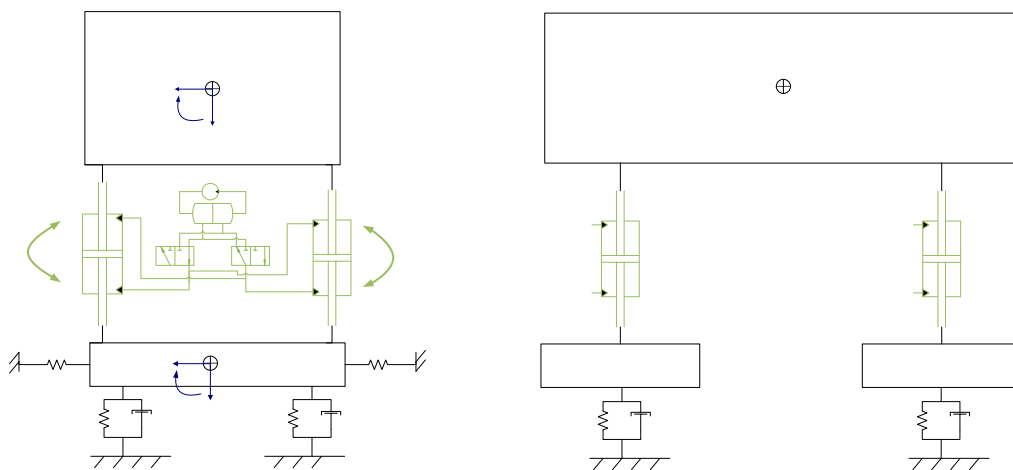


Figura 6.2: Rappresentazione schematica del modello di veicolo ferroviario

ingresso curva, misurati in posizioni predefinite, come definito nella norma [23]:

$$P_{CT} = 100\{max[(A|\ddot{y}_{1s}|_{max} + B|\ddot{y}_{1s}|_{max} - C); 0] + (D|\dot{\rho}_{1s}|_{max})^E\} \quad (6.1)$$

Dove  $|\ddot{y}_{1s}|_{max}$  è il modulo del massimo valore assunto in ingresso curva dalle accelerazioni laterali percepite dai passeggeri mediate su intervalli di 1 secondo,  $|\ddot{y}_{1s}|_{max}$  è il modulo del massimo valore assunto in ingresso curva dal jerk laterale percepito dai passeggeri mediato su intervalli di 1 secondo e  $|\dot{\rho}_{1s}|_{max}$  il valore assoluto del massimo, in ingresso curva, della velocità di rollio mediata su intervalli da 1 secondo. Esistono due versioni di tale indice, una che indica il comfort per passeggeri seduti e l'altra per passeggeri in piedi, la cui differenza risiede negli indici moltiplicatori  $A$ ,  $B$ ,  $C$ ,  $D$  ed  $E$  delle quantità sopra citate. Un valore basso di questo indice indica una minore probabilità di generare nausea nei passeggeri durante una curva, quindi la sua minimizzazione è generalmente una delle priorità nella progettazione di sistemi di pendolamento e sospensioni secondarie.

- $RMS_{ij}$ : il valore RMS dell'accelerazione laterale totale percepita dai passeggeri. Si preferisce l'uso di questo indice rispetto al più specifico  $W_z$  perchè il modello di veicolo con cassa rigida non consente di apprezzare i contributi ad alta frequenza pesati maggiormente da quest'ultimo. Un valore di RMS basso indica una bassa trasmissione delle vibrazioni dalla sospensione primaria e quindi un minor disturbo percepito dai passeggeri. La validità di tale parametro è ristretta a comparative fra tipologie identiche di simulazioni, poiché la lunghezza del tratto rettilineo iniziale e finale ne influenza il valore.
- $RMS_{\beta}$ : valore RMS dell'accelerazione di rollio. Le considerazioni a riguardo sono analoghe a quelle di  $RMS_{ij}$ .
- $\Sigma Y_{i,m}$ : valor medio delle forze di Ripage della sala i-esima. E' indice dell'effetto di usura delle rotaie e delle ruote durante la percorrenza della curva, definito secondo l'equazione 6.2:

$$\Sigma Y_{i,m} = \mu(Y_{i,int}(t) + Y_{i,ext}(t)) \quad (6.2)$$

Dove  $Y_{i,int}(t)$  e  $Y_{i,ext}(t)$  sono gli andamenti nel tempo delle forze di contatto laterali rispettivamente della ruota interna alla curva ed esterna alla curva della sala i-esima.

- $Y/Q_{i,max}$ : massimo del rapporto fra le forze laterali e verticali sulla ruota destra (esterno-curva) per la sala i-esima. Esso indica la vicinanza a una condizione di svio, indicata da un indice pari a

$$|Y/Q|_{min} = \frac{\tan(\gamma_{max}) - \mu}{1 + \mu \tan(\gamma_{max})} \quad (6.3)$$

Definendo  $\mu$  il coefficiente d'attrito ruota-rotaia e  $\gamma_{max}$  il massimo angolo di bordino. Secondo i valori della norma di riferimento, il limite superiore di questo valore è 0,8.

- Coefficiente di scaricamento: si definisce secondo l'equazione

$$CS_i = \frac{\min(Q_{i,ant}(t) + Q_{i,post}(t))}{Q_{0,ant} + Q_{0,post}} \quad (6.4)$$

In cui  $Q_{i,ant}$  è la forza verticale sulla ruota interno-curva anteriore,  $Q_{i,post}$  è la forza verticale sulla ruota interno-curva posteriore, mentre  $Q_{0,ant}$  e  $Q_{0,post}$  sono i carichi statici a veicolo fermo che agiscono sulle ruote interno-curva anteriore e posteriore. Il minimo valore di sicurezza di tale rapporto, che misura la vicinanza del treno al ribaltamento, è 0,1.

- $P_{pompaimax}$ : la massima potenza assorbita dalla pompa i-esima per mantenere il salto di pressione fra mandata e scarico. Il salto di pressione da fornire è di 196 [bar] e si considera un rendimento della pompa dell'olio pari a 0.85
- $RMS_{Ppompai}$ : valor medio della potenza assorbita dalla pompa i-esima.

Tutti i risultati sono filtrati con un filtro Butterworth del secondo ordine alla frequenza nominale di 10 [Hz] per eliminare componenti armoniche derivanti dalla simulazione numerica in quanto oltre il limite di validità del modello con cassa rigida, mentre per le forze a terra si è previsto un filtro uguale, ma del quarto ordine con frequenza di taglio 20 [Hz], per rimuovere gli effetti dovuti alle componenti ad alta frequenza dell'eccitazione generata dalle irregolarità del binario.

## 6.2 Confronto fra modello tradizionale e barra anti-rollo passiva

Il confronto fra i due modelli ha come finalità la validazione del comportamento passivo della barra idraulica per accertarsi che sia conforme alle specifiche desiderate secondo i criteri già esposti al capitolo 3. La curva scelta è la prima, percorsa a velocità standard (300 [km/h]) da entrambi i modelli. In figura 6.3 si nota un minore rollo verso l'esterno della curva da parte del modello con barra idraulica, con un moto più rigido e smorzato conforme ai poli osservati in figura 3.6; lo stesso dicasi per lo spostamento laterale (6.4), mentre le accelerazioni laterali sono molto simili. Questo comportamento è evidenziato anche dagli indici di prestazioni in



Tabella 6.1: Confronto fra gli indici di comfort (barra tradizionale e barra idraulica passiva)

	Indice cinematico	Barra tradizionale	Barra idraulica passiva
$P_{CTstand}$	8,3580	16,44	15,72
$P_{CTseat}$	0,6791	3,65	3,44
$RMS_{\ddot{y}}$	0,4023	0,4946	0,4841
$RMS_{\ddot{p}}$	0,0924	0,0854	0,0924

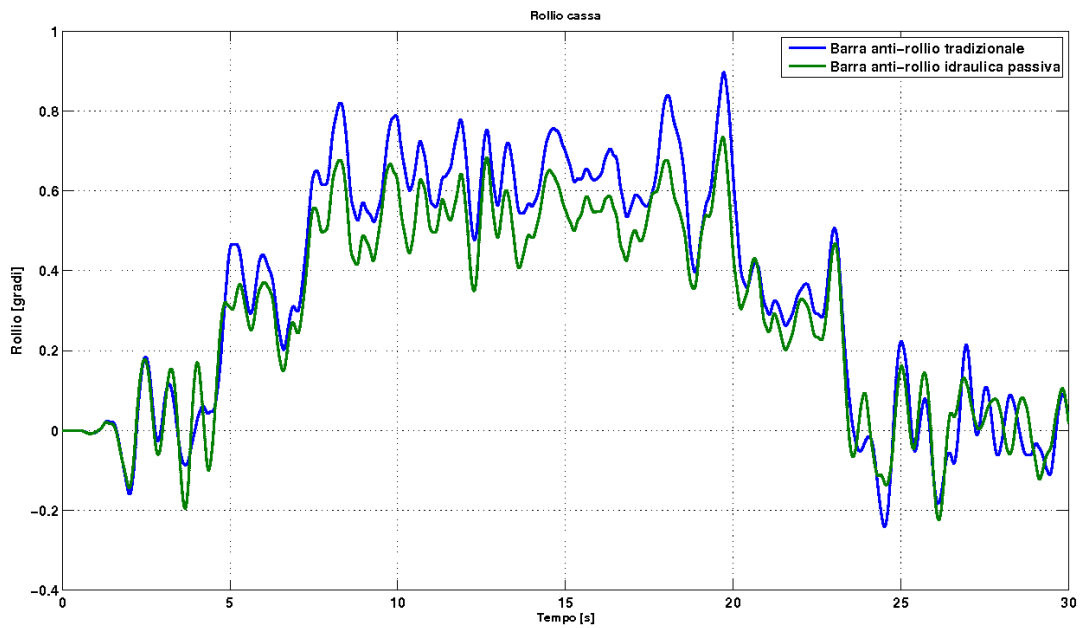


Figura 6.3: Confronto del rollio per barra anti-rollio tradizionale e passiva

6.1, dove, oltre al  $P_{CT}$  per persone in piedi e sedute è fornito il  $P_{CT}$  cinematico, ovvero l'indice calcolato trascurando la dinamica della cassa e considerando le sole grandezze date dalla geometria della curva, come se la cassa seguisse rigidamente la sopraelevazione del binario. Tale indice fornisce un interessante riferimento, poiché rappresenta il comfort che si avrebbe senza la presenza di sospensioni secondarie e disturbi dal binario.

Le pressioni nelle camere, di cui si riportano quelle per la barra anteriore (figura 6.6) sono contenute nell'intervallo fra 10 e  $-30$  [bar] rispetto alla pressione media di 100 [bar]. Si ritiene pertanto di aver soddisfatto l'obiettivo del dimensionamento passivo della barra oleodinamica.

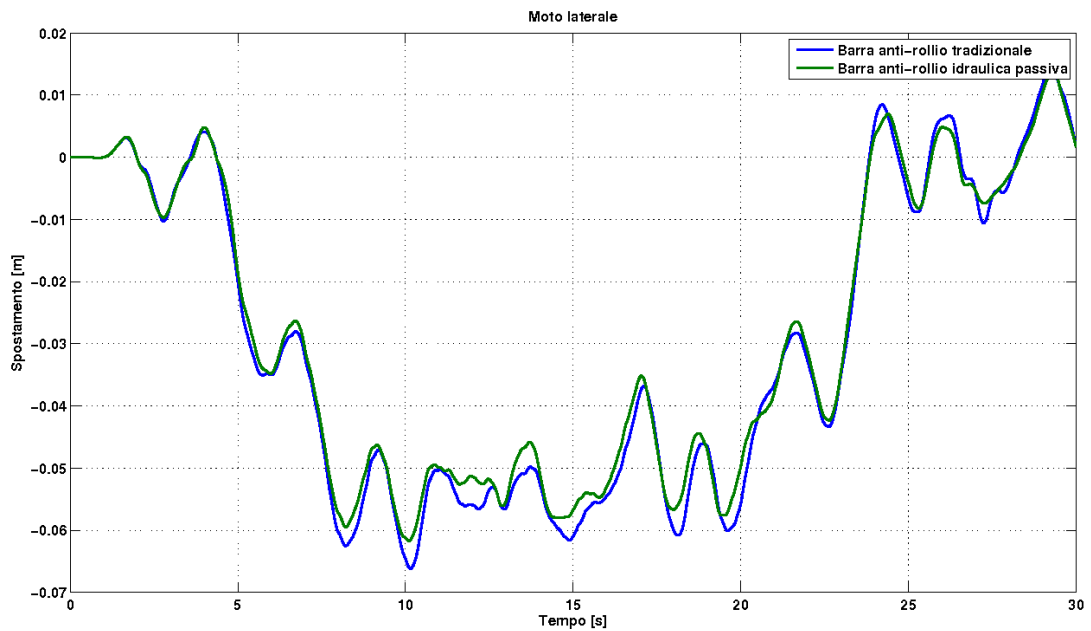


Figura 6.4: Confronto dello spostamento laterale del baricentro della cassa per barra anti-rollo tradizionale e passiva

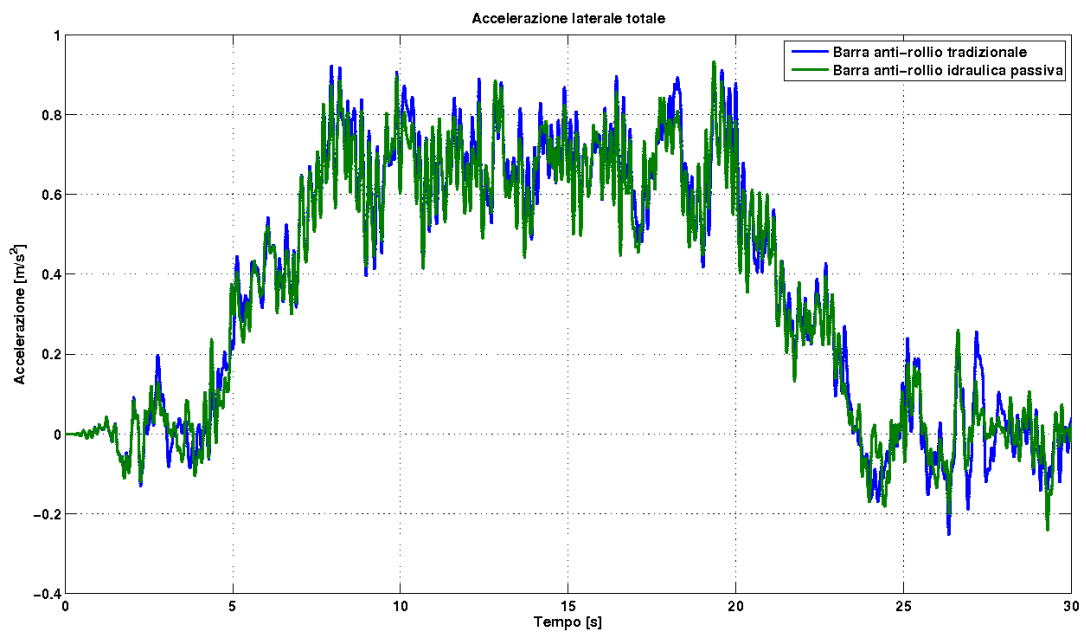


Figura 6.5: Confronto dell'accelerazione laterale del baricentro della cassa non compensata, per barra anti-rollo tradizionale e passiva

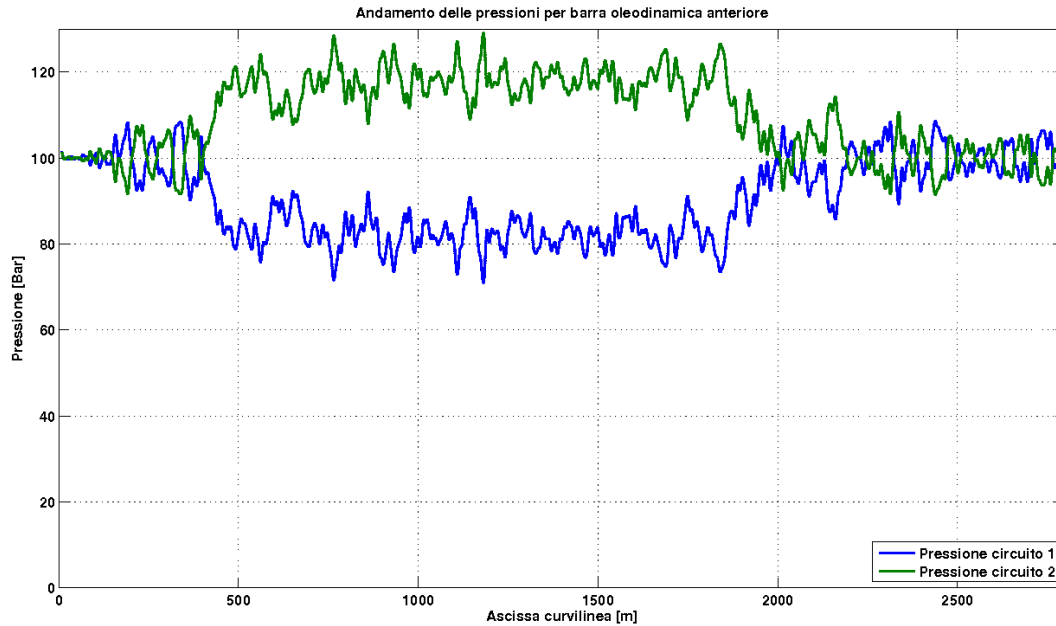


Figura 6.6: Pressione all'interno del circuito 1 della barra anti-rollo anteriore

## 6.3 Confronto fra modello tradizionale e barra anti-rollo attiva

Lo scopo di questa sezione, che costituisce il cuore dell'analisi del sistema idraulico fin qui sviluppato, è dimostrare che i tre sistemi attivi, pur con differenti livelli prestazionali, sono in grado, mediante un pendolamento ridotto, di fornire livelli di comfort eguali al sistema tradizionale in uso sui veicoli in serie a fronte di velocità di percorrenza in curva maggiori.

### 6.3.1 Curva di linea ad alta velocità

Si confrontano in questa sezione il modello tradizionale di V250, con velocità di percorrenza pari a  $300 [km/h]$  e il modello equipaggiato con la sospensione attiva idraulica a velocità di  $338 [km/h]$ , entrambi aventi un'accelerazione laterale non compensata cinematica di  $0,92 [m/s^2]$ . Osservando l'angolo di rollio (figura 6.7) si nota come il veicolo passivo esegua una lieve rotazione verso l'esterno curva (valore positivo), mentre il veicolo con barra anti-rollo attiva nelle differenti varianti di logica di controllo esegua una rotazione verso l'interno, secondo il riferimento indicato in nero. Il pendolamento del veicolo attivo avviene in maniera abbastanza rapida, sebbene il controllore LQI soffra per la mancanza del feed-forward e quindi parta con un leggero ritardo. Queste buone prestazioni si riflettono in indici di comfort migliori, come evidenziato dalla tabella 6.2: pur con la stessa accelerazione

Tabella 6.2: Confronto fra gli indici di comfort (barra tradizionale e barra idraulica attiva) per curva ad alta velocità

	Indice cinematico (338 [km/h])	Barra tradizionale (300 [km/h])	PD (338 [km/h])	PD con sky-hook (338 [km/h])	LQI (338 [km/h])
$PCT_{stand}$	20,55	16,44	14,51	15,24	16,75
$PCT_{seat}$	4,88	3,65	3,19	3,50	4,02
$\ddot{y}_{1s}$	0,919	0,761	0,660	0,666	0,709
$\dot{y}_{1s}$	0,262	0,2814	0,327	0,354	0,367
$\dot{\rho}_{1s}$	0,020	0,020	0,036	0,035	0,037
$RMS_{\ddot{y}}$	0,6042	0,4946	0,4374	0,4232	0,4377
$RMS_{\dot{\rho}}$	0,1206	0,0854	0,1206	0,1007	0,1153

laterale non compensata in curva piena (figura 6.9), il veicolo attivo non solo riesce a competere con il veicolo passivo a velocità minore, ma fornisce un comfort persino superiore. Osservando le grandezze che costituiscono il  $PCT$ , si può notare come il controllo PD riesca a superare i rimanenti grazie ad una accelerazione laterale non compensata minore in ingresso curva, mentre l'indice  $RMS_{\ddot{y}}$  indica come nell'intero tratto curvilineo sia il controllore PD con sky-hook a offrire il maggior comfort grazie al maggiore smorzamento delle irregolarità.

La presenza della barra idraulica attiva è positiva anche per quanto riguarda lo spostamento laterale, poiché la cassa rimane maggiormente centrata e si ha quindi un minor trasferimento di carico verso l'esterno, sebbene si possa nuovamente notare che in entrata curva il controllore LQI sia il meno pronto (si veda a riguardo la figura 6.7). A riguardo, si desidera approfondire e giustificare le affermazioni del capitolo 4 riguardo alla sintesi del controllore ottimo e in particolare alla sua instabilità nelle simulazioni multi-body in caso di guadagni troppo elevati pur in presenza di poli negativi del modello linearizzato. Nel modello linearizzato, la dinamica laterale è influenzata da rigidità e smorzamenti lineari ( $k_L$  e  $r_L$ ), mentre nella realtà vi è la presenza di due tamponi laterali che consentono uno spostamento laterale finché la cassa non arriva a contatto con essi. Questa differenza tende a minare la stabilità dei controllori lineari, e in particolar modo del controllore ottimo, che assegna retroazione negativa proprio allo spostamento laterale. Una possibile soluzione, lasciata a futuri lavori di ricerca, potrebbe prevedere l'introduzione di un attuatore laterale attivo in grado di controllare direttamente il grado di libertà e di stabilizzarlo, consentendo al contempo un migliore uso della barra attiva con azioni di controllo di maggiore entità. Si veda a riguardo la letteratura, come per esempio [8].

Le pressioni che si sviluppano all'interno delle camere (figure 6.10 e 6.11) sono compatibili con l'ipotesi di sviluppare una pressione media di 100 [bar]; inoltre, non si notano differenze significative nelle prestazioni generate al variare delle logiche di controllo. Le servovalvole scelte si rivelano essere ampiamente sovra-dimensionate per l'azione di controllo necessaria (figure 6.12 e 6.13), in quanto il valore massimo di apertura è inferiore al 20%. Si riportano i soli valori della barra anteriore perché risulta essere quella maggiormente sollecitata.

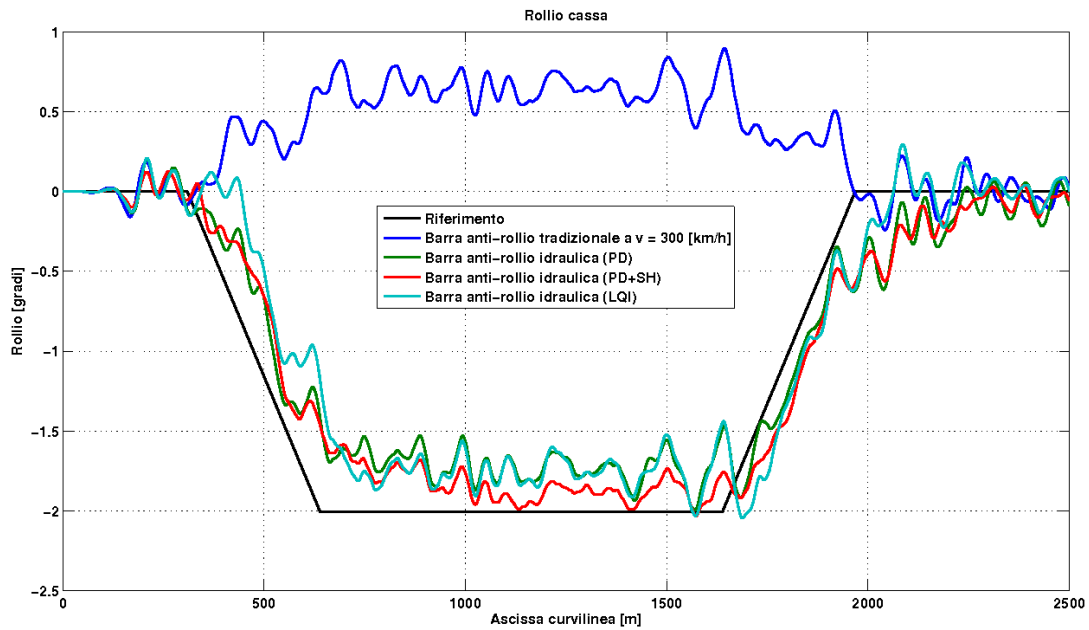


Figura 6.7: Confronto del rollio per barra anti-rollo passiva e attiva con multipli controllori in curva ad alta velocità

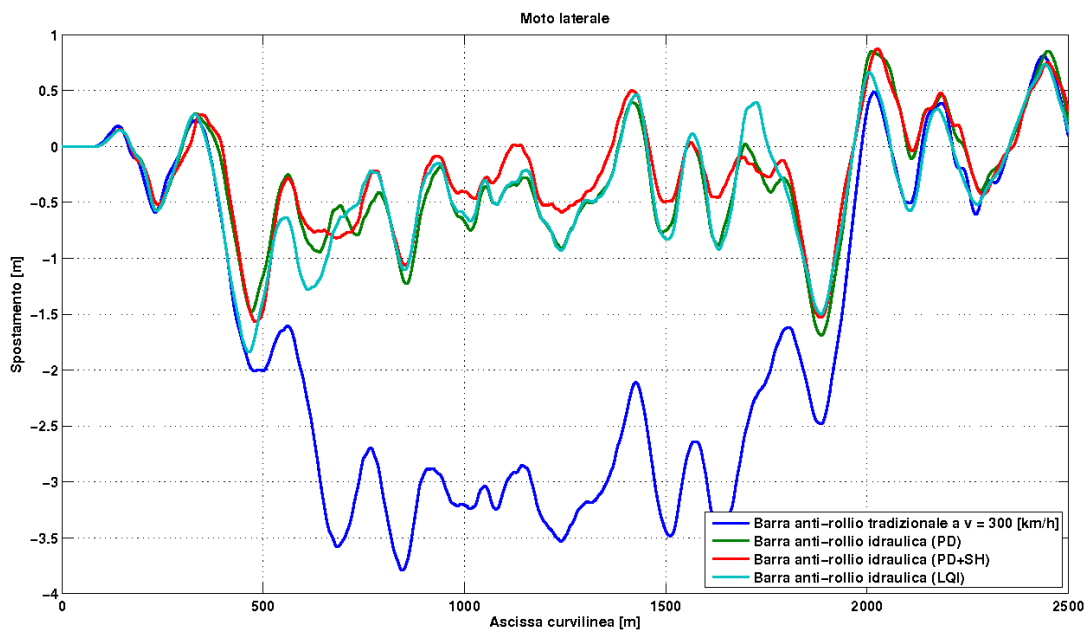


Figura 6.8: Confronto dello spostamento laterale del baricentro della cassa per barra anti-rollo passiva e attiva con multipli controllori in curva ad alta velocità

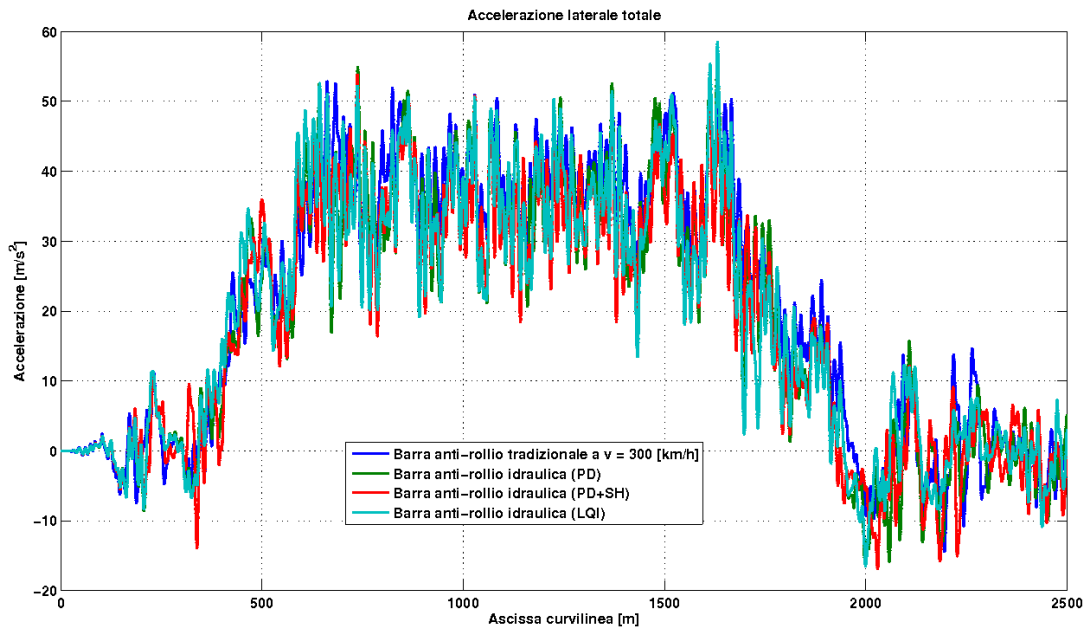


Figura 6.9: Confronto dell'accelerazione laterale del baricentro della cassa non compensata, per barra anti-rollo passiva e attiva con multipli controllori in curva ad alta velocità

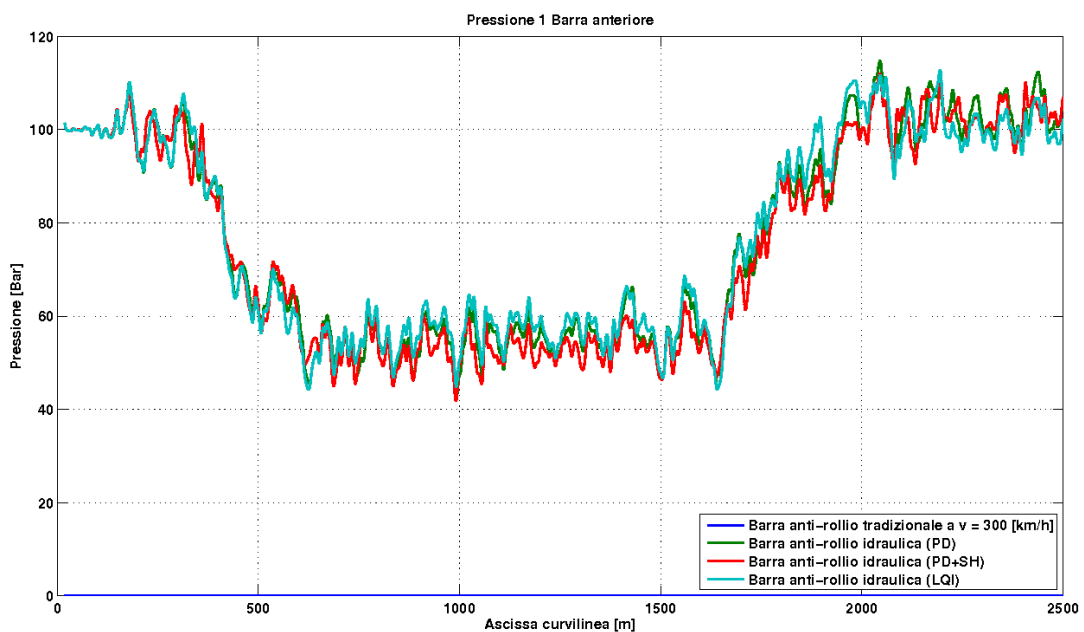


Figura 6.10: Confronto della pressione nel circuito 1 della barra anti-rollo in curva ad alta velocità

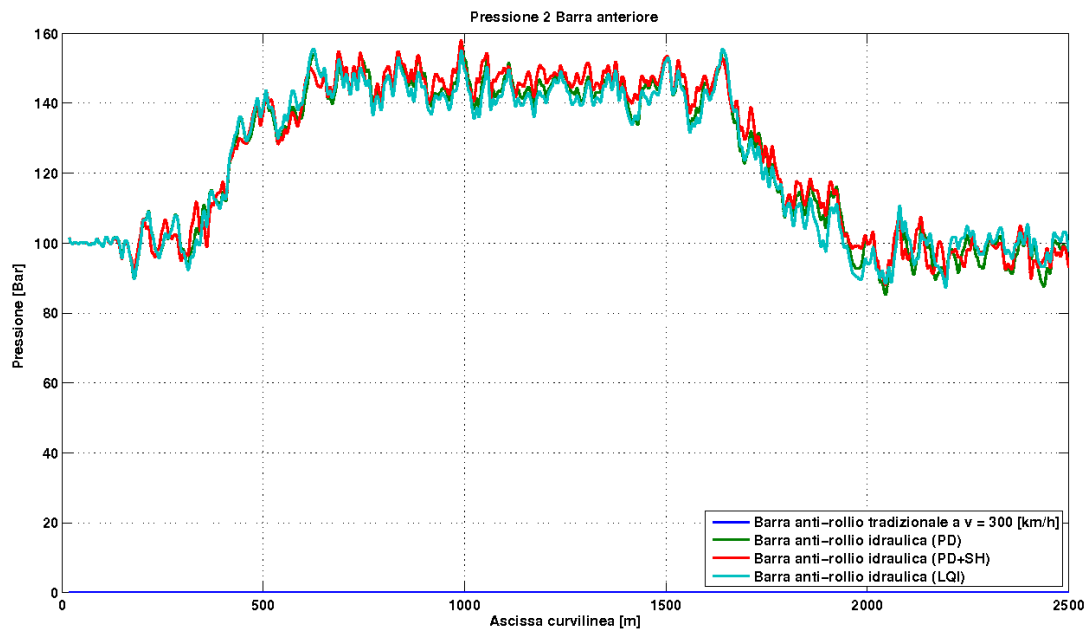


Figura 6.11: Confronto della pressione nel circuito 1 della barra anti-rollo in curva ad alta velocità

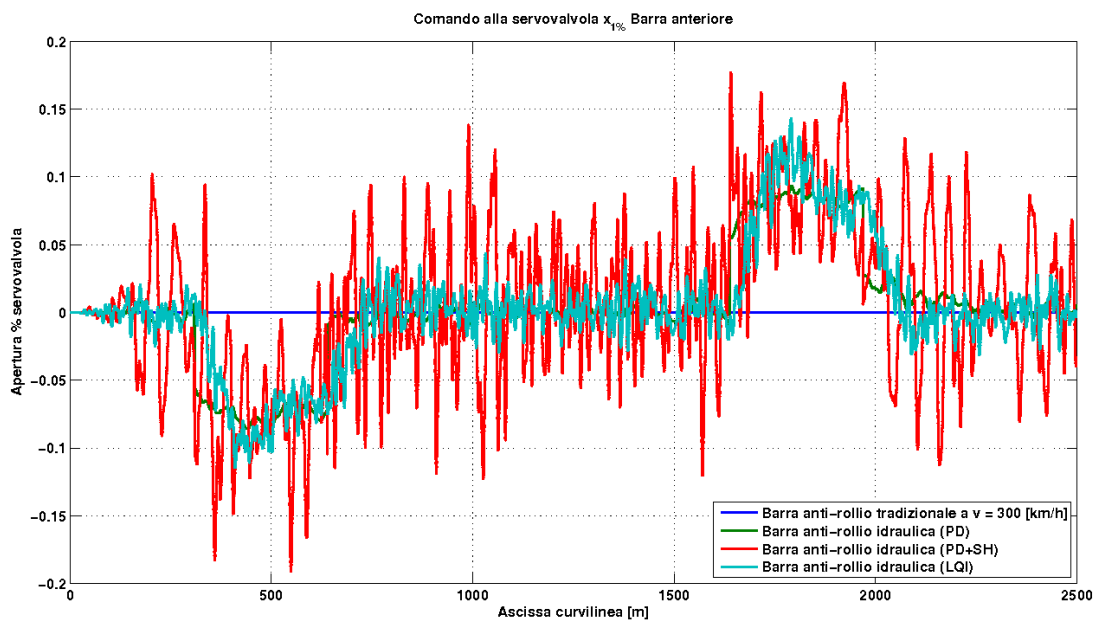


Figura 6.12: Comando della servovalvola del circuito 1 della barra anti-rollo anteriore in curva ad alta velocità

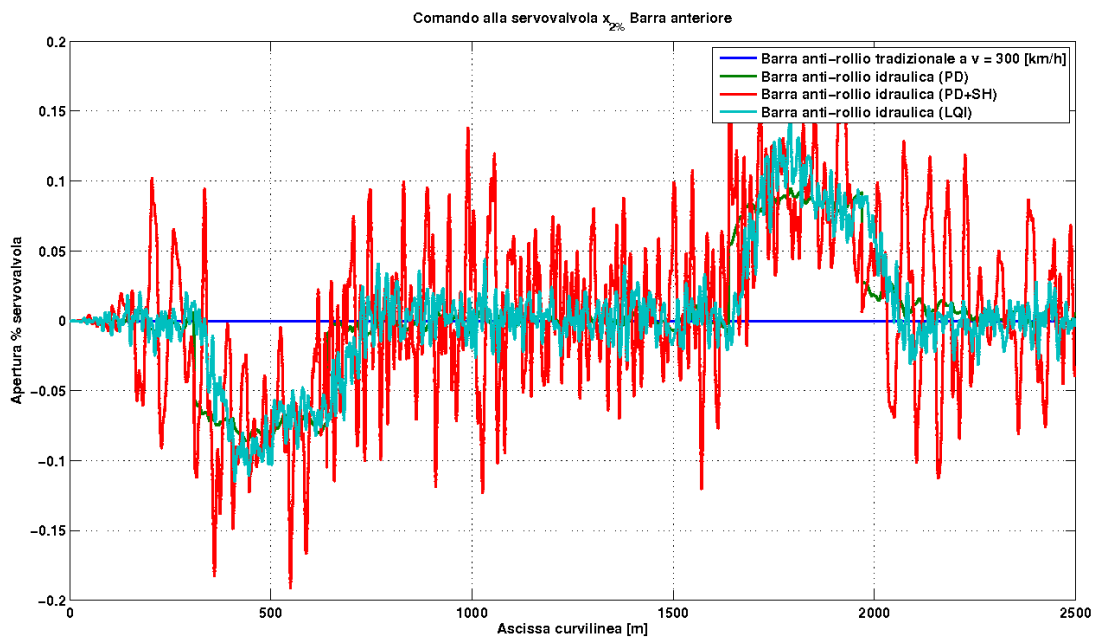


Figura 6.13: Comando della servovalvola del circuito 2 della barra anti-rollo anteriore in curva ad alta velocità

### 6.3.2 Curva di linea convenzionale

La simulazione è analoga alla precedente, si sono solamente modificati la tipologia di curva e le velocità di percorrenza:  $135 [km/h]$  per il modello tradizionale e  $150 [km/h]$  per il modello con barra idraulica attiva. Come si nota, questo percorso è maggiormente critico per le prestazioni del controllore, poiché pur avendo velocità ridotte, le accelerazioni laterali e il minor tempo di percorrenza danno origine a un riferimento più difficile da seguire (figura 6.14), poiché il tempo a disposizione per eseguire la rotazione di rollio diminuisce da 3,5 a 2,4 secondi. Dalla stessa immagine è possibile notare come nuovamente il controllo ottimo risulti più lento degli altri due e presenti marcate oscillazioni, che peggiorano significativamente le sue performance di comfort.

La tabella 6.3 riporta proprio gli indici di comodità, evidenziando come anche in questo caso il comfort offerto a velocità maggiore sia non solo inferiore all'indice cinematico, ma addirittura pari o migliore di quello del modello tradizionale. Questo miglioramento è dovuto in particolar modo alle minori accelerazioni laterali massime, mentre sono maggiori gli indici del jerk e della velocità di rollio, come ci si può attendere da un veicolo pendolante.

Per quanto concerne l'attuatore, osservando le figure 6.15 e 6.16 si nota a una quasi totale saturazione dei limiti di pressione, in particolare per il controllore ottimo, il quale soffre di una notevole sovra-elongazione nell'inseguimento del riferimento. Le prestazioni ottenute nelle simulazioni rappresentano quindi il



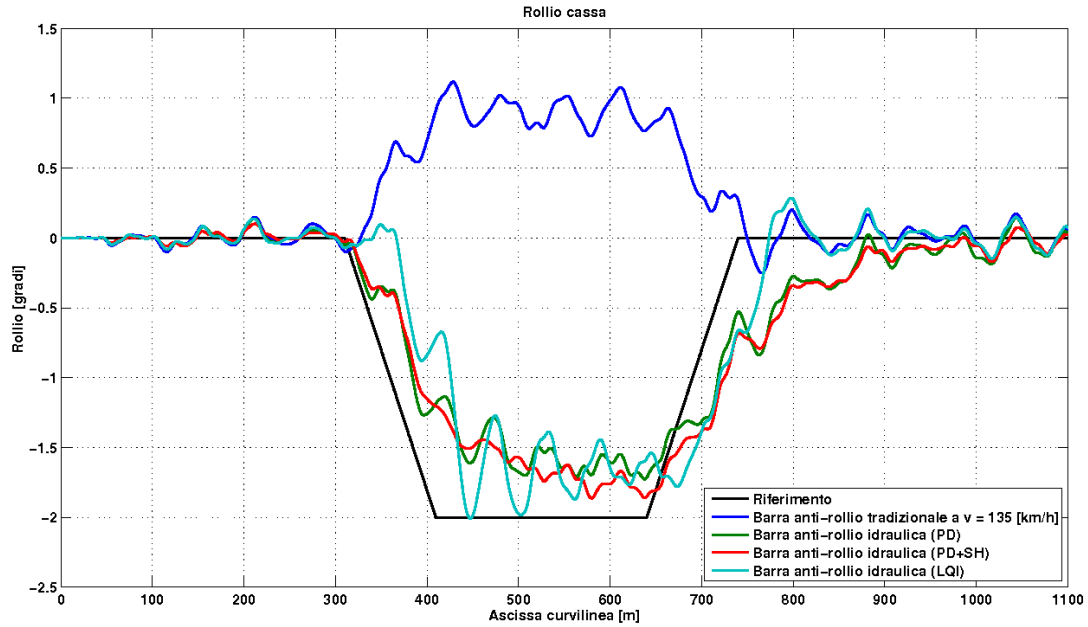


Figura 6.14: Confronto del rollio per barra anti-rollio passiva e attiva con multipli controllori in curva di linea convenzionale

Tabella 6.3: Confronto fra gli indici di comfort (barra tradizionale e barra idraulica attiva) per curva di linea convenzionale

	Indice cinematico (150 [km/h])	Barra tradizionale (135 [km/h])	PD (150 [km/h])	PD con sky-hook (150 [km/h])	LQI (150 [km/h])
$PCT_{stand}$	36,64	31,66	32,51	30,99	36,73
$PCT_{seat}$	10,81	9,34	9,74	9,20	11,41
$\ddot{y}_{1s}$	1,284	1,086	1,085	1,046	1,154
$\dot{y}_{1s}$	0,536	0,568	0,610	0,588	0,718
$\dot{\rho}_{1s}$	0,042	0,037	0,058	0,055	0,059
$RMS_{\ddot{y}}$	0,6249	0,5259	0,5026	0,4929	0,5108
$RMS_{\dot{p}}$	0,0645	0,0492	0,0656	0,0549	0,0738

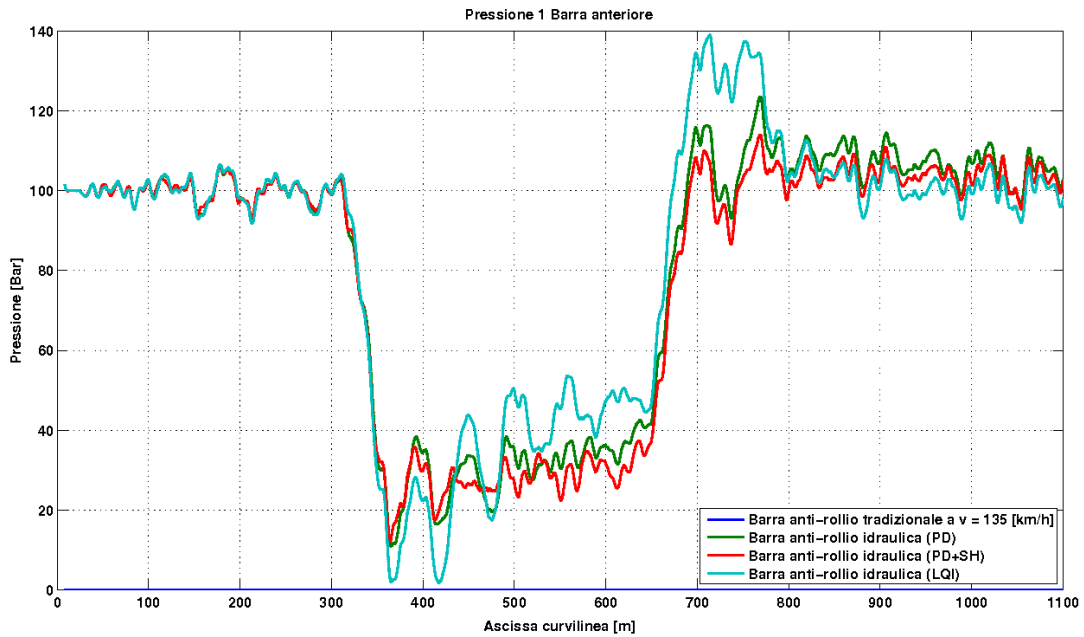


Figura 6.15: Confronto della pressione nel circuito 1 della barra anti-rollo in curva di linea convenzionale

Tabella 6.4: Confronto fra gli indici di comfort (barra tradizionale e barra idraulica attiva) per curva di linea convenzionale senza irregolarità

	Barra tradizionale (135 [km/h])	Molle ad aria attive (150 [km/h])	PD (150 [km/h])	PD con sky-hook (150 [km/h])	LQI (150 [km/h])
$PCT_{stand}$	30,9	29,9	31,6	30,3	35,4
$PCT_{seat}$	9,0	8,47	9,4	8,9	10,9
$\ddot{y}_{1s}$	1,083	1,095	1,074	1,038	1,139
$\dot{y}_{1s}$	0,535	0,469	0,581	0,5677	0,675
$\dot{\rho}_{1s}$	0,038	0,054	0,059	0,056	0,059

miglior risultato ottenibile dalla barra anti-rollo dimensionata nel capitolo 3, mentre le servovalvole scelte non superano il 25% dell'apertura disponibile, come mostrato nelle figure 6.17 e 6.18.

Al termine della sezione, si propone di confrontare il comportamento fra il migliore dei modelli con molle ad aria riportati in [5] e i veicoli dotati di la barra oleodinamica attiva sulla curva in esame, priva tuttavia delle irregolarità presenti nelle precedenti simulazioni. Tale comparativa, come mostrato in 6.4 pone il controllore PD con smorzamento ottimo sostanzialmente alla pari delle molle ad aria attive, il cui modello tuttavia dispone anche di un sospensione laterale attiva in grado di centrare la cassa autonomamente.



Figura 6.16: Confronto della pressione nel circuito 2 della barra anti-rollo in curva tradizionale

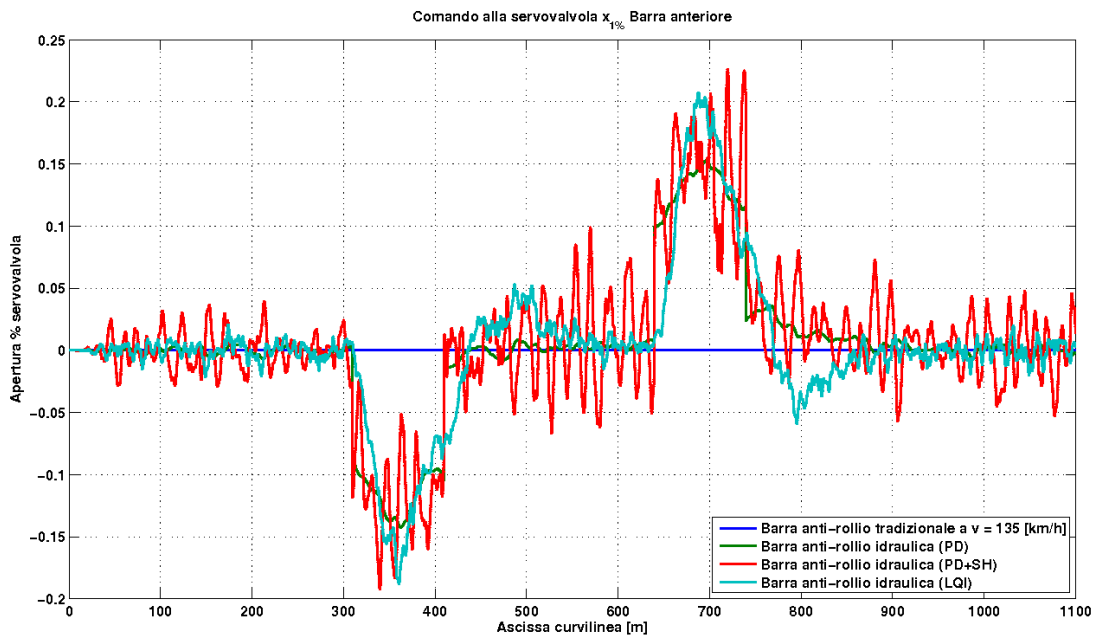


Figura 6.17: Comando della servovalvola del circuito 1 della barra anti-rollo anteriore in curva di linea convenzionale

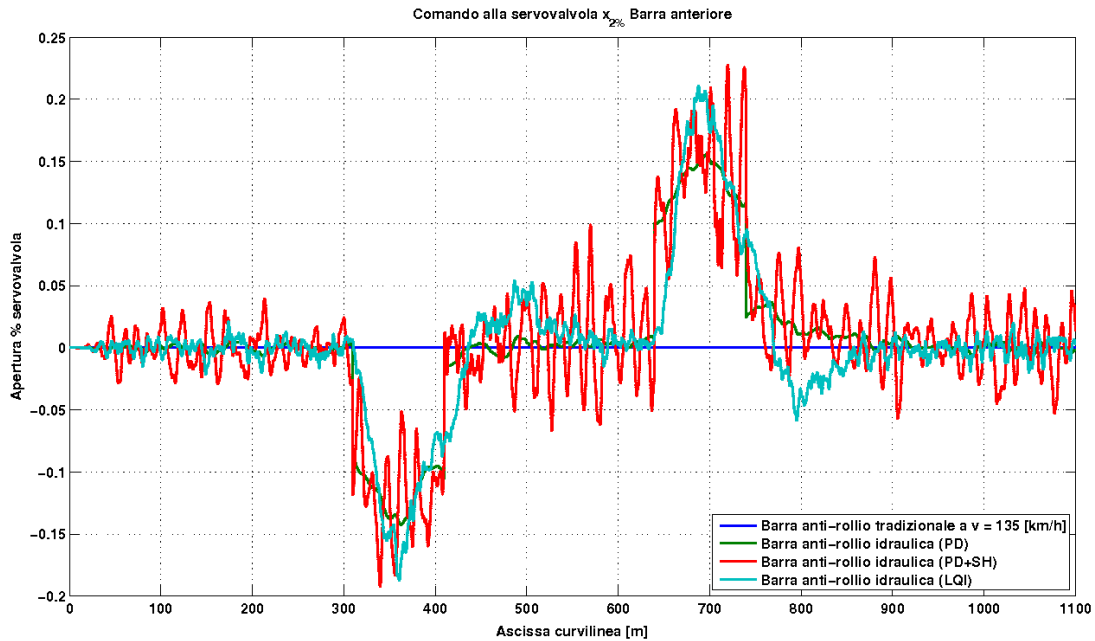


Figura 6.18: Comando della servovalvola del circuito 2 della barra anti-rollo anteriore in curva di linea convenzionale

## 6.4 Verifica delle forze a terra

Questa sezione intende verificare che le forze scaricate a terra dai modelli con barra idraulica attiva non differiscano eccessivamente dal modello tradizionale. All'aumentare delle forze laterali infatti si aumenta l'usura delle ruote e del binario, mentre valori troppo ridotti delle forze verticali possono degenerare fino al distacco della ruota dal tracciato e al ribaltamento del veicolo. Come anticipato nella sezione 6.1, si sfrutteranno i seguenti indici:

- $\Sigma Y_{i,m}$ : valor medio delle forze di Ripage della sala i-esima
- $Y/Q_{i,max}$ : massimo del rapporto fra le forze laterali e verticali sulla ruota destra (esterno-curva) per la sala i-esima
- $CS_i$ : coefficiente di scaricamento definito secondo l'equazione (6.4)

per confrontare nelle tabelle l'effetto di usura e la sicurezza dei veicoli con barra anti-rollo attiva. Si è scelto di ricavare tutti i parametri dalle simulazioni in curva di linea tradizionale, poiché più critica per le forze scaricate a terra a causa del raggio minore.

Si può notare come vi sia un notevole incremento passando dal veicolo tradizionale viaggiante a 135 [km/h] al modello con barra idraulica attiva a velocità maggiore, ma tale differenza è data dall'incremento di velocità e non dal tipo di

Tabella 6.5: Confronto fra le forze di Ripage laterali per ogni sala ferroviaria

	Barra tradizionale (135 [km/h]) [kN]	Barra tradizionale (150 [km/h]) [kN]	PD (150 [km/h]) [kN]	PD con sky-hook (150 [km/h]) [kN]	LQI (150 [km/h])
$F_{L1med}$	-1,50	-3,02	-3,05	-3,08	3,04
$F_{L2med}$	-5,96	-7,07	-7,05	-7,02	-7,06
$F_{L3med}$	-1,00	-2,58	-2,33	-2,31	-2,39
$F_{L4med}$	-6,46	-7,51	-7,75	-7,78	-7,69

Tabella 6.6: Confronto fra gli indici  $Y/Q$  massimi per ogni sala ferroviaria

	Barra tradizionale (135 [km/h])	Barra tradizionale (150 [km/h])	PD (150 [km/h])	PD con sky-hook (150 [km/h])	LQI (150 [km/h])
$Y/Q_{1max}$	0,31	0,30	0,30	0,30	0,33
$Y/Q_{2max}$	0,32	0,30	0,32	0,32	0,34
$Y/Q_{3max}$	0,24	0,28	0,30	0,30	0,31
$Y/Q_{4max}$	0,26	0,28	0,28	0,29	0,31

controllo, come si osserva comparando i veicoli attivi e tradizionali alla stessa velocità. Il ruolo della barra idraulica attiva, sebbene presente, è decisamente più contenuto e trascurabile.

La tabella 6.6 riporta i massimi valori dell'indice  $Y/Q$ , i quali sono ampiamente al di sotto del limite di deragliament, che ricordiamo essere fissato a 0,8.

Tabella 6.7: Confronto dei coefficienti di scaricamento per le due sale

	Barra tradizionale (135 [km/h])	Barra tradizionale (150 [km/h])	PD (150 [km/h])	PD con sky-hook (150 [km/h])	LQI (150 [km/h])
$CS_1$	0,63	0,55	0,48	0,51	0,43
$CS_2$	0,66	0,55	0,60	0,62	0,49

I coefficienti di scaricamento (6.7) indicano forze verticali minori all'aumentare della velocità a causa delle maggiori forze centrifughe, ma i valori di tutti i veicoli con barra anti-rollo attiva sono lontani dal ribaltamento, indicato in letteratura da un indice di 0,1. Si desidera aggiungere che nelle simulazioni in curva ad alta velocità, dove avere un elevato margine di sicurezza è fondamentale perché l'azione delle forze aerodinamiche laterali può ridurre notevolmente il coefficiente di scaricamento in marcia, tale diminuzione risulta molto più contenuta, con i  $CS_i$  di tutti i controllori superiori a 0,6.

## 6.5 Dimensionamento della pompa

Nel lavoro di tesi si è sempre supposto di avere a disposizione una portata illimitata a pressione costante a valle della servo-valvola, senza mai investigare il funzionamento della pompa che deve fornire tale portata. In questa sezione non si intende introdurre un modello di macchina idraulica, ma dai risultati delle

Tabella 6.8: Prestazioni richieste alla pompa dell'olio per curva ad alta velocità

	Barra tradizionale (338 [km/h]) [W]	PD (338 [km/h]) [W]	PD con sky-hook (338 [km/h]) [W]	LQI (338 [km/h]) [W]
$P_{pompaAmax}$	-	1427	2556	2110
$RMS_{PpompaA}$	-	587	857	634
$P_{pompaBmax}$	-	1471	2564	2004
$RMS_{PpompaB}$	-	556	835	641

Tabella 6.9: Prestazioni richieste alla pompa dell'olio per curva a bassa velocità

	Barra tradizionale (150 [km/h]) [W]	PD (150 [km/h]) [W]	PD con sky-hook (150 [km/h]) [W]	LQI (150 [km/h]) [W]
$P_{pompaAmax}$	-	2365	3409	3171
$RMS_{PpompaA}$	-	768	892	828
$P_{pompaBmax}$	-	1938	3487	4430
$RMS_{PpompaB}$	-	615	745	942

simulazioni è possibile fornire delle indicazioni di massima sul funzionamento di tale componente e delle prestazioni richieste. Nelle tabelle 6.8 e 6.9 si indicano i valori massimi e il valor quadratico medio della potenza richiesta alla pompa, ricavabile mediante l'equazione:

$$P_{pompa} = \frac{Q\Delta P}{\eta} \quad (6.5)$$

Dove  $\eta$  è il rendimento della pompa stessa, ipotizzato pari a 0,85.

È possibile notare come la tipologia di controllore influenzi notevolmente le richieste di potenza, che deve quindi essere un parametro rilevante all'interno del processo decisionale della progettazione.

# Capitolo 7

## Conclusioni

Il lavoro di tesi si prefiggeva come obiettivo l'analisi e la sintesi di un sistema idraulico al fine di sostituire la barra anti-rollio meccanica passiva presente su un treno ad alta velocità con una barra oleodinamica attiva in grado di migliorare le prestazioni in curva del suddetto treno a parità di comfort percepito dai passeggeri grazie a un'azione di pendolamento.

Dopo aver modellato il circuito analiticamente, sia nella forma linearizzata che in quella non lineare, esso è stato dimensionato per avere in modalità passiva le stesse caratteristiche dinamiche del corrispettivo componente meccanico. Si sono sintetizzate tre tipologie di controllori lineari su un modello linearizzato di veicolo ferroviario e un ricostruttore di stato che fornisce una stima delle misure mancanti; quindi, unendo l'attuatore nella forma non lineare con un modello multi-body di cassa rigida con due carrelli, si sono analizzate le prestazioni di comfort rispetto al modello tradizionale e al modello con molle ad aria attive.

I risultati ottenuti sono assolutamente positivi, specialmente per quanto concerne il controllo PD con sky-hook, che fornisce le migliori prestazioni in termini di comfort di marcia: nella percorrenza di curve ad alta velocità e ampio raggio, a fronte di un notevole incremento di velocità di 38 [km/h], ovvero del 12,6% il *motion sickness* per i passeggeri in piedi risulta comparabile al veicolo passivo, ma migliora il comfort generale, come mostrato dal valore quadratico medio delle accelerazioni laterali non compensate. In caso di curve a corto raggio, il comfort è perfino migliorato in ogni aspetto a fronte di un incremento della velocità da 135 [km/h] a 150 [km/h]. Le forze a terra non sono modificate sostanzialmente, scongiurando il pericolo di usure eccessive, e la stabilità del veicolo è assicurata da un ridotto indice  $Y/Q$  e da elevate forze in direzione verticale. Si è verificato che le portate e le pressioni richieste all'attuatore sono compatibili con un ragionevole dimensionamento di massima: quest'ultimo è risultato persino eccessivamente conservativo, lasciando spazio a possibili ottimizzazioni successive per ridurre ingombri e masse trasportate. Fra i controllori, il PD con sky-hook è risultato sempre il migliore nel filtraggio delle vibrazioni, mentre il controllore ottimo con inseguitore integrale, a causa dei guadagni negativi sul controllo del moto laterale

e della dinamica non lineare dei tamponi, presenta performance molto minori rispetto a quanto prospettato in una prima sintesi. Comparando le prestazioni fra la barra anti-rollo idraulica e le molle ad aria attive sviluppate in lavori precedenti, si è notata una sostanziale parità di prestazioni, nonostante le molle ad aria necessitino di portate d'aria ingenti e siano energeticamente più dispendiose dell'attuazione oleodinamica.

Le possibilità di futuri sviluppi del presente lavoro sono numerose, a partire da una modellazione più puntuale e precisa del circuito idraulico, valutando sperimentalmente le perdite di carico distribuite e concentrate, inserendo la modellazione non lineare delle portate di *leakage* nella servovalvola per valutare meglio la dinamica della pressione media e inserendo la curva caratteristica della pompa dell'olio. Infine, nel presente lavoro non si è considerato l'effetto della viscosità dell'olio nel moto verticale della cassa, che è rimasto invariato: nella realtà è possibile che ad alta frequenza l'attuatore si comporti come una rigidità aggiuntiva in grado di trasmettere maggiori vibrazioni peggiorando la qualità del viaggio. Tutti questi aspetti possono essere approfonditi mediante un simulatore a elementi finiti per la fluidodinamica o mediante prove sperimentali. Il modello multi-body di veicolo ferroviario inoltre potrebbe essere modificato per avere una cassa e un basamento deformabili per lo studio del comportamento oltre i 5 – 6 [Hz] che al momento costituiscono il limite di validità delle analisi. Infine, si potrebbe valutare la possibilità di un unico controllore per carrozza ferroviaria in grado di retro-azionare in maniera sincrona le barre anti-rollo dei due carrelli, migliorando la dinamica della cassa.

Infine, si ritiene estremamente interessante la possibilità di inserire un attuatore laterale che lavori in parallelo alla barra anti-rollo attiva stabilizzando e controllando gli spostamenti laterali della cassa. I benefici sarebbero sicuramente migliori della somma dei contributi singoli, poiché con una dinamica laterale più stabile sarebbe possibile incrementare i guadagni dei controllori della barra anti-rollo attiva, riducendo ulteriormente le accelerazioni non compensate dovute al ritardo del pendolamento. Se tale attuatore fosse anche idraulico, potrebbe sfruttare il circuito già in uso per l'approvvigionamento dell'olio in pressione necessario, in modo da giustificare anche l'investimento nella tecnologia oleodinamica.

Non è compito di questo lavoro valutare il rapporto costi/benefici di una sospensione attiva come quella studiata. È tuttavia palese il crescente bisogno di mezzi di spostamento rapidi, sicuri e confortevoli, di cui ne è prova il recente successo dei treni ad alta velocità, che riporta fermento nel settore dei trasporti su rotaia. Ci si augura che le elaborazioni fornite dal presente studio possano contribuire allo sviluppo di veicoli migliori a beneficio degli operatori del settore e della collettività.



# Appendice A

## Modello della cassa a tre g.d.l.

In questa sezione si intende ricavare il modello dinamico della sala ferroviaria nel piano verticale ipotizzando che la cassa sia un corpo rigido prismatico e che le sospensioni primarie posseggano una rigidità così elevata da essere assimilabili a un vincolo a terra. Ai componenti inerziali, elastici e smorzanti tradizionalmente presenti in un convoglio ad alta velocità si aggiungerà la barra anti-rollo oleodinamica sviluppata nella parte precedente in maniera integrata. Il modello sarà ottenuto mediante metodi energetici e in particolare secondo il ben noto teorema di Lagrange.

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial E_c}{\partial \dot{\mathbf{q}}}\right) - \frac{\partial E_c}{\partial \mathbf{q}} + \frac{\partial D}{\partial \dot{\mathbf{q}}} + \frac{\partial V}{\partial \mathbf{q}} = \frac{\partial L}{\partial \mathbf{q}} \quad (\text{A.1})$$

che nel caso di un sistema lineare può essere esplicitato come:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{R}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} = \mathbf{Q} \quad (\text{A.2})$$

laddove il vettore  $\mathbf{q}$  contiene le variabili libere del sistema. Successivamente si perviene ad una scrittura in forma di stato così da garantire una forma coerente sia per i controlli tradizionali che per quelli moderni.

Si considera la massa della cassa come libera di muoversi in tutti e tre i gradi di libertà del piano  $\mathbf{q} = [x \ y \ \rho]$ , rispettivamente moto orizzontale, moto verticale e rollio, secondo le convenzioni riportate in figura A.

La matrice di massa risulta diagonale, e contiene massa per i gradi di libertà traslazionali e momento d'inerzia per il rollio:

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 \\ 0 & 0 & J \end{bmatrix} \quad (\text{A.3})$$

Nel modello presentato sono presenti due smorzatori verticali e uno laterale. Chiamati  $r_V$  lo smorzamento dei tamponi verticali,  $r_L$  quello dato dagli smorzatori orizzontali ??,  $h_{RL}$  la distanza fra l'attacco al carrello degli smorzatori orizzontali,

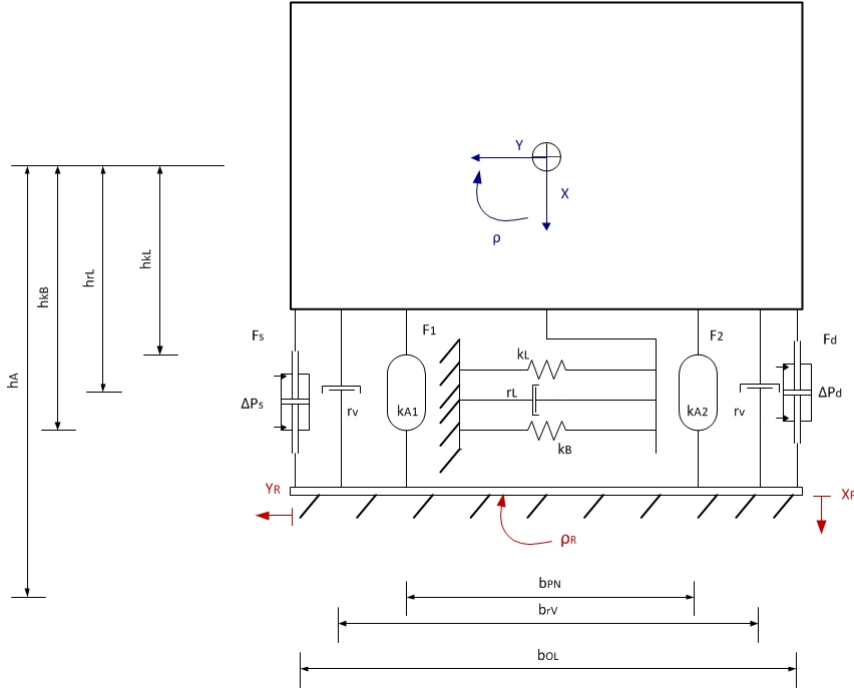


Figura A.1: Modello a corpi rigidi a tre soli gradi di libertà della sala ferroviaria

$b_{RV}$  la distanza fra i due smorzatori verticali e  $r_{tor}$  lo smorzamento dovuto al solo rotolio, è possibile scrivere:

$$\mathbf{R} = \begin{bmatrix} 2r_v & 0 & 0 \\ 0 & r_L & r_L h_{RL} \\ 0 & r_L h_{RL} & 2r_v \frac{b_{RV}^2}{4} + r_L h_{RL}^2 + r_{tor} \end{bmatrix} \quad (\text{A.4})$$

La trattazione della matrice di rigidità sarà suddivisa in due parti, la prima riguardante la componente elastica, la seconda quella gravitazionale. Successivamente si tratterà la linearizzazione delle molle ad aria che forniscono la rigidità verticale. Le molle presenti nel modello sono 2, entrambe laterali, denominate  $k_L$  e  $k_B$ , poste a una distanza pari a  $h_{KL}$  e  $h_{kB}$ , rispettivamente. La matrice di rigidità elastica risulta:

$$\mathbf{K}_k = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_L + k_B & k_L h_{kL} + k_B h_{kB} \\ 0 & k_L h_{kL} + k_B h_{kB} & k_L h_{kL}^2 + k_B h_{kB}^2 \end{bmatrix} \quad (\text{A.5})$$

Per quanto riguarda la componente gravitazionale, la presenza di una massa sospesa può essere interpretata similmente a un pendolo rovescio, in quanto fornisce un contributo in forza pari a  $mgh_A \sin(\rho)$ , il quale linearizzato diviene:

$$\mathbf{K}_g = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -mgh_A \end{bmatrix} \quad (\text{A.6})$$

Dove  $h_A$  è la distanza fra il baricentro della cassa e la mezzeria delle molle ad aria, il cui accorciamento statico  $\Delta l_0$  compensa la forza peso della cassa stessa.

Riferendosi a lavori precedentemente svolti sul comportamento e la modellazione delle molle ad aria passive, è possibile partire dall'equazione di stato per gas perfetti:

$$\dot{p}_{gas} V_{0gas} + k_{AD} p_{0gas} \dot{V}_{gas} = k_{AD} R_{gas} T_{gas} G_{gas} \quad (\text{A.7})$$

Dove  $k_{AD}$  è la costante delle trasformazioni adiabatiche,  $R_{gas}$  la costante universale dei gas,  $T_{gas}$  la temperatura,  $G_{gas}$  la portata molare,  $V_{0gas}$  il volume iniziale del recipiente, e  $p_{gas}$  la pressione. Assumendo l'esistenza di un'area equivalente, media fra l'area della molla ad aria deformabile sgonfia e gonfia, è possibile scrivere:

$$\dot{V} = A_{eq} \left( -\dot{x} \pm \frac{b_{pn}}{2} \dot{\rho} \right)$$

in maniera simile a quanto fatto per la barra anti-rollio oleodinamica. Nel presente modello le molle ad aria sono solamente passive, quindi è possibile scrivere:

$$\Delta F_{aria} = A_{eff} \Delta p_{gas} \quad (\text{A.8})$$

in cui il termine  $A_{eff}$  rappresenta l'area efficace su cui agisce la pressione dell'aria. A quest'ultima si aggiunge l'equazione della trasformazione adiabatica di un gas perfetto:

$$V_{0gas} p_{gas} + k_{AD} p_{0gas} \Delta V_{gas} = 0 \quad (\text{A.9})$$

Unendo le quattro equazioni precedenti e riarrangiando i termini, è possibile trovare l'espressione delle forza scaricate dalle molle ad aria sulla cassa e sul vincolo a terra:

$$\begin{aligned} \Delta F_{aria} &= \frac{k_{AD} p_{0gas} A_{eq} A_{eff}}{V_{0gas}} \left( x - \frac{b_{pn}}{2} \rho \right) \\ &= k_A \left( x - \frac{b_{pn}}{2} \rho \right) \end{aligned} \quad (\text{A.10})$$

La costante  $k_A$  è genericamente differente per la molla sinistra e quella destra, ma considerando la simmetria del sistema e ipotizzando come piccole le oscillazioni della cassa, è possibile affermare che le costanti  $k_{A1}$  e  $k_{A2}$  sono uguali fra loro e costanti per tutta la simulazione. La matrice di rigidità arricchita del contributo delle molle ad aria linearizzate diviene così:

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_{A1} + k_{A2} & 0 & 0 \\ 0 & k_L + k_B & k_L h_{kL} + k_B h_{kB} \\ 0 & k_L h_{kL} + k_B h_{kB} & k_L h_{kL}^2 + k_B h_{kB}^2 - mgh_A + (k_{A1} + k_{A2}) \frac{b_{PN}^2}{4} \end{bmatrix} \quad (\text{A.11})$$

Le uniche componenti lagrangiane agenti sulla cassa derivano dalle forze dell'attuatore oleodinamico, pari a  $F_s = A_p \Delta P_s$  e  $F_d = A_p \Delta P_d$ , da cui l'equazione:

$$\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ A_p \frac{b_{ol}}{2} \Delta P_s - A_p \frac{b_{ol}}{2} \Delta P_d \end{bmatrix} \quad (\text{A.12})$$

Si rammenta il modello conclusivo lineare a cui si era pervenuti alla fine del capitolo 2.3

$$\frac{V_o}{\beta} \Delta \dot{P}_S + (2C_i + C_e + K_c) P_S + A_p (\dot{y}_s - \dot{y}_d) = K_q x_d$$

Si noti come in questo caso tuttavia lo spostamento dei pistoni non sia determinato unicamente dal moto della cassa, ma anche da quello del vincolo a terra. Risulta pertanto più corretto scrivere:

$$\frac{V_o}{\beta} \Delta \dot{P}_S + (2C_i + C_e + K_c) P_S + A_p b_{ol} \dot{\rho} = K_q x_d + A_p (\dot{\rho}_v) \quad (\text{A.13})$$

Essendo  $\rho_v$  il rollio dato dai cedimenti vincolari sinistro e destro, atti a rappresentare le irregolarità del binario passanti attraverso la sospensione primaria e il carrello.

Come preannunciato, si intende passare alla forma di stato per consentire una trattazione uniforme e agevole di tutti i controlli implementati nel seguito. Il vettore delle variabili di stato, tenendo conto anche della dinamica dell'attuatore, è così definito:

$$\mathbf{z} = \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ \dot{\rho} \\ x \\ y \\ \rho \\ \Delta P_s \end{Bmatrix}$$

E la forma di stato, una volta raccolti ordinatamente i membri, si presenta come:

$$\ddot{\mathbf{z}} = \mathbf{A}\mathbf{z} + \mathbf{B}u + \mathbf{E}d \quad (\text{A.14})$$

Le cui matrici saranno ora elencate:

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{R} & -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{K} & \mathbf{M}^{-1}\mathbf{Q}_z \\ \mathbf{I}_{3,3} & \mathbf{0}_{3,3} & \mathbf{0}_{3,4} \\ \frac{\beta}{V_0}\mathbf{P}_x & \mathbf{0}_{1,5} & \frac{\beta}{V_0}\mathbf{P}_p \end{bmatrix} \quad (\text{A.15})$$

$$\mathbf{Q}_z = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ b_{ol}A_p \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{P}_x = [0 \quad 0 \quad -b_{ol}A_p]$$

$$\mathbf{P}_p = [-C_{tot}]$$

$$C_{tot} = 2C_i + C_e + K_c$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{k_q\beta}{V_0} \end{bmatrix} \quad (\text{A.16})$$

$$u = x_d$$

$$\mathbf{E} = \begin{bmatrix} 2r_V & 0 & 0 & k_{A1} + k_{A2} & 0 & (k_{A2} - k_{A1})\frac{b_{pn}}{2} \\ 0 & r_L & r_L h_{rL} & 0 & k_L + k_B & h_{kL}k_L + h_{kB}k_B \\ 0 & r_L h_{rL} & r_V \frac{b_{ol}^2}{2} + r_L h_{rL}^2 + r_V \frac{b_{rV}}{2} & 0 & h_{kL}k_L + h_{kB}k_B & k_L h_{kL}^2 + k_B h_{kB}^2 + (k_{A1} + k_{A2})\frac{b_{pn}^2}{4} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{A_p b_{ol}\beta}{V_0} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (\text{A.17})$$

$$\mathbf{d} = \begin{bmatrix} \dot{x}_R \\ \dot{y}_R \\ \dot{\rho}_R \\ x_R \\ y_R \\ \rho_R \end{bmatrix}$$

Dove  $d$  rappresenta i cedimenti vincolari provenienti dal binario ordinati secondo le tre direzioni nel piano.



# Appendice B

## Nomenclatura e lista degli acronimi

### Capitolo 3

$W_{in}$ : portata massica in ingresso al volume di controllo

$W_{out}$ : portata massica in uscita dal volume di controllo

$\rho_F$ : densità del fluido

$V$ : dimensioni del volume di controllo

$T$ : temperatura

$T_0$ : temperatura di equilibrio intorno alla quale viene effettuata la linearizzazione

$P$ : pressione

$P_0$ : pressione di equilibrio intorno alla quale viene effettuata la linearizzazione

$\rho_0$ : densità di equilibrio intorno alla quale viene effettuata la linearizzazione

$\alpha$ : coefficiente di dilatazione volumetrica isobaro

$\beta$ : modulo di comprimibilità volumetrica isotermico

$Q_{in}$ : portata volumica in ingresso

$Q_{out}$ : portata volumica in uscita

$V_0$ : volume della camera a pistone centrato

$A_p$ : area equivalente del pistone

$y_{pist}$ : spostamento del pistone

$C_i$ : coefficiente di perdita per trafilamento interno  $C_e$ : coefficiente di perdita per trafilamento esterno

$P_i$ : pressione nella  $i$ -esima camera

$P_{vi}$ : pressione nell' $i$ -esimo serbatoio

$Q_i$ : portata volumica entrante nella  $i$ -esima camera

$\Delta P_s$ : differenza di pressione fra le camere dell'attuatore sinistro

$\Delta P_d$ : differenza di pressione fra le camere dell'attuatore destro

$\Delta P_v$ : differenza di pressione fra i due serbatoi

$y_s$ : spostamento del pistone sinistro

$y_d$ : spostamento del pistone destro

$Re$ : numero di Reynolds

$\rho_{olio}$ : densità dell'olio

$v_{fluido}$ : velocità del fluido nel condotto

$D_{tubo}$ : diametro del condotto

$\mu_{olio}$ : viscosità dell'olio

$C_{tubi}$ : coefficiente di perdita per attrito nei tubi

$P_{inizio}$ : pressione a inizio condotto

$P_{fine}$ : pressione a fine condotto

$L$ : lunghezza del condotto

$V_{serbatoio}$ : volume del serbatoio in pressione

$P_{serbatoio}$ : pressione all'interno del serbatoio in pressione

$Q^I$ : portata in ingresso al primo ramo del circuito idraulico

$Q^{II}$ : portata in ingresso al secondo ramo del circuito idraulico

$Q_L$ : pressione media fluente nel circuito

$Q_{or}$ : portata attraverso l'orifizio

$C_C$ : coefficiente di contrazione stato stato

$A_0$ : area nominale dell'orifizio

$A_t$ : area del condotto a monte dell'orifizio

$\Delta P_{or}$ : differenza di pressione a cavallo dell'orifizio

$x_d$ : comando della servovalvola

$K_q$ : coefficiente di portata della servovalvola

$K_c$ : coefficiente di pressione della servovalvola

$P_{man}$ : pressione di mandata a monte della servovalvola

$P_{sc}$ : pressione di scarico a monte della servovalvola

$J$ : momento d'inerzia della cassa

$b_{ol}$ : distanza fra i due cilindri della barra anti-rollio

$y_{max,pistone}$ : corsa del pistone all'interno del cilindro

$k_{mollearia}$ : rigidezza linearizzata delle molle ad aria

$b_{pn}$ : distanza fra le molle ad aria

$m$ : massa della cassa

$g$ : accelerazione di gravità

$h_a$ : altezza del baricentro della cassa

## Capitolo 4

$x_{dFF}$ : comando in feed-forward alla servovalvola

$k_d$ : guadagno derivativo

$k_p$ : guadagno proporzionale

$\rho_{rif}$ : rollio di riferimento

$k_{acc}$ : guadagno per l'accelerazione

$Q$ : matrice dei pesi del controllo ottimo

$p_i$ : peso dell' $i$ -esima variabile di stato stato

$k_i$ : guadagno dell' $i$ -esima variabile di

## Capitolo 5

$Q_{eff}$ : portata volumica uscente dalla servovalvola

$Q_{nom}$ : portata volumica uscente dalla servovalvola in condizioni nominali di salto di pressione

$\Delta P_{nom}$ : salto di pressione nominale a cavallo della servovalvola

$Q_{max}$ : portata massima erogabile dalla servovalvola

$x_{3\%}$ : comando della servovalvola 3x2 (compreso fra -1 e 1)

$x_{d1}$ : componente anti-simmetrica del comando della servovalvola

$\Delta P_{or1}$ : salto di pressione a cavallo della servovalvola connessa al circuito idraulico 1

$\Delta P_{or2}$ : salto di pressione a cavallo della servovalvola connessa al circuito idraulico 2

$x_{d2}$ : componente simmetrica del comando della servovalvola

$P_m$ : media delle pressioni dei due circuiti idraulici

$x_{1\%}$ : comando della servovalvola connessa al circuito 1

$x_{2\%}$ : comando della servovalvola connessa al circuito 2

$k_{Pm}$ : guadagno proporzionale della retroazione sulla pressione media

$P_{mrif}$ : pressione media di riferimento

$\mathbf{M}_v$ : matrice di massa per il veicolo multi-body

$\mathbf{C}_v$ : matrice di smorzamento per il veicolo multi-body

$\mathbf{K}_v$ : matrice di rigidezza per il veicolo multi-body

$\mathbf{x}_v$ : vettore delle coordinate per il veico-



lo multi-body

$\mathbf{F}_e$ : vettore delle forze generalizzate date dalle sospensioni secondarie

$\mathbf{F}_i$ : vettore delle forze d'inerzia per riferimento non inerziale

$\mathbf{F}_{nl}$ : vettore delle forze non lineari

$\mathbf{F}_{cv}$ : vettore delle forze dal binario

$\mathbf{x}_t$ : vettore delle coordinate del basamento

$\mathbf{M}_t$ : matrice di massa del basamento

$\mathbf{C}_t$ : matrice di smorzamento del basamento

$c_x$ : smorzamento verticale

$c_y$ : smorzamento orizzontale

$\mathbf{K}_t$ : matrice di rigidità del basamento

$s$ : scartamento

$\mathbf{F}_{ct}$ : vettore delle forze a terra

## Capitolo 5

$P_{CTseat}$ : indice di comfort per passeggero seduto

$P_{CTstand}$ : indice di comfort per passeggero in piedi

$RMS_{\ddot{y}_j}$ : valor quadratico medio delle accelerazioni laterali

$RMS_{\ddot{\rho}}$ : valor quadratico medio delle accelerazioni di rollio

$\Sigma Y_{i,m}$ : valor medio della somma delle forze laterali applicate alla sala i-esima

$Y/Q_{i,max}$ : massimo rapporto fra le forze laterali e verticali sulla ruota destra (esterno-curva)

$|\dot{y}_{1s}|_{max}$ : modulo del massimo valore assunto in ingresso curva dalle accelerazioni laterali percepite dai passeggeri mediate su intervalli di 1 secondo

$|\ddot{y}_{1s}|_{max}$ : modulo del massimo valore assunto in ingresso curva dal jerk laterale percepito dai passeggeri mediato su intervalli di 1 secondo

$|\dot{\rho}_{1s}|_{max}$ : modulo del massimo valore assunto in ingresso curva dalla velocità di rollio percepita dai passeggeri mediata su intervalli di 1 secondo

$CS_i$ : coefficiente di scaricamento, minimo della somma delle forze verticali sulle ruote interno-curva diviso per la somma dei carichi statici in rettilineo sulle medesime ruote

$P_{pompa}$ : potenza della pompa. Il pedice "A" indica la pompa della barra anti-rollio anteriore, "B" la pompa della barra anti-rollio posteriore.

$P_{pompaAmax}$ : potenza massima richiesta alla pompa della barra anti-rollio anteriore

$RMS_{P_{pompaA}}$ : valor quadratico medio della potenza richiesta alla pompa della barra anti-rollio anteriore

$P_{pompaBmax}$ : potenza massima richiesta alla pompa della barra anti-rollio anteriore

$RMS_{P_{pompaB}}$ : valor quadratico medio della potenza richiesta alla pompa della barra anti-rollio anteriore

## Appendice A

$x$ : grado di libertà verticale

$y$ : grado di libertà orizzontale

$\rho$ : grado di libertà rollio

$m$ : massa della cassa

$J$ : momento d'inerzia della cassa

$r_V$ : smorzamento verticale

$r_L$ : smorzamento laterale

$h_{RL}$ : distanza dello smorzatore laterale dal baricentro della cassa

$b_{RV}$ : distanza fra i due smorzatori verticali

$r_{tor}$ : smorzamento angolare dei tamponi della barra anti-rollio

$k_L$ : rigidezza laterale  
 $h_{kL}$ : distanza dello rigidezza laterale dal baricentro della cassa  
 $k_B$ : rigidezza della sospensione laterale  
 $h_{kB}$ : distanza dello sospensione laterale dal baricentro della cassa  
 $g$ : accelerazione di gravità  
 $h_a$ : altezza del baricentro della cassa  
 $p_{gas}$ : pressione del gas  
 $V_{0gas}$ : volume di equilibrio del gas  
 $p_{0gas}$ : pressione di equilibrio del gas  
 $V_{gas}$ : volume del gas  
 $k_{AD}$ : costante adiabatica  
 $R_{gas}$ : costante universale dei gas  
 $T_{gas}$ : temperatura del gas  
 $G_{gas}$ : portata molare del gas  
 $A_{eq}$ : area equivalente della molla ad aria  
 $\Delta F_{aria}$ : differenza di forza esercitata dalle molle ad aria  
 $A_{eff}$ : area effettiva delle molle ad aria  
 $b_{pn}$ : distanza fra le molle ad aria  
 $k_{Ai}$ : rigidezza equivalente per l' $i$ -esima molla ad aria  
 $\rho_v$ : cedimento vincolare della sospensione primaria a rollio  
 $[A]$ : matrice di stato  
 $[B]$ : matrice di attuazione  
 $[E]$ : matrice dei disturbi sul sistema  
 $d$ : vettore dei disturbi sul sistema

# Bibliografia

- [1] R. Persson, R. M. Goodall & K. Sasaki, Carbody tilting – technologies and benefits. *Vehicle System Dynamics*, 47:8 (2009), pp. 949-981
- [2] A. Orvnäs, Active Secondary Suspension in Trains: A Literature Survey of Concepts and Previous Work
- [3] R. M. Goodall, Active Railway Suspensions: Implementation Status and Technological Trends, *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, Volume 28, Issue 2-3 (1997)
- [4] R. M. Goodall, A. Zolotas & J. Evans, Assessment of the Performance of Tilt System Controllers (2000)
- [5] S Alfi, S Bruni, G Diana, A Facchinetti , & L. Mazzola, Active control of air spring secondary suspension to improve ride quality and safety against crosswinds, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit* 225:84 (2010)
- [6] J. T. Pearson, R. M. Goodall & I. Pratt, Control system studies of an active anti-roll bar tilt system for railway vehicles, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit* 212: 43 (1998)
- [7] A. C. Zolotas, R. M. Goodall & G. D. Halikias, Recent results in tilt control design and assessment of high-speed railway vehicles, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, 221:2 (2007)
- [8] R. Zhou, A. Zolotas & R. M. Goodall, Integrated tilt with active lateral secondary suspension control for high speed railway vehicles, *Control Engineering Practice* 8:5 (2000)
- [9] S. Bruni, R. M. Goodall, T.X. Mei & H. Tsunashima, Control and monitoring for railway vehicle dynamics, *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 45:7-8 (2007)
- [10] R. Shimamune & K. Tanifuji, Application of Oil-Hydraulic Actuator for Active Suspension of Railway Vehicle: Experimental Study, *SICE '95. Proceedings of the 34th SICE Annual Conference. International Session Papers*, (2005)

- [11] T. Hirata, S. Koizumis & R. Takahashi, H infinite Control of Railroad Vehicle Active Suspension, *Automatica*, 31:1 (1995)
- [12] A. Orvnäs, S. Stichel & R. Persson, On track tests with active lateral secondary suspension: a measure to improve ride comfort (2008)
- [13] N. Docquier , A. Poncelet , M. Delannoy & P. Fisette, Multiphysics modelling of multibody systems: application to car semi-active suspensions, *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 48:12 (2010)
- [14] G. Diana & F. Resta, *Controllo dei sistemi meccanici*, Polipress, Milano, 2007.
- [15] Moog D633 and D634 Series Direct Drive, <http://www.moog.com/>
- [16] Moog D636 and D638 Series, <http://www.moog.com/>
- [17] MTS Series 252 Seivalves, <http://www.mts.com/>
- [18] H. E. Merritt, *Hydraulic Control Systems*, John Wiley & Sons, New York, 1967.
- [19] E.R. Booser, *Tribology Data Handbook*, CRC Press
- [20] Parker Compact Hydraulic Cylinders Catalog, Series CH3 & CHD
- [21] A. Y. Goharrizi & N. Sepehri, A Wavelet-Based Approach to Internal Seal Damage Diagnosis in Hydraulic Actuators, *IEEE Transaction On Industrial Electronics*, 57:5 (2010)
- [22] M. F. Rahmat, Zufatman, A. R. Husain, K. Ishaque, Y. M. Sam, R. Ghazali & S. Md Rozali, Modeling and controller design of an industrial hydraulic actuator system in the presence of friction and internal leakage, *International Journal of Physical Sciences*, 6:14, (2011)
- [23] UNI EN 12299:2009, Railway applications. Ride comfort for passengers. Measurement and evaluation (2009)