

POLITECNICO DI MILANO Department of Mechanical Engineering Doctoral Programme In Mechanical Engineering

Stima delle forze di contatto tra ruota e rotaia

Doctoral Dissertation of: Pietro Francesco Crosio

Supervisor: **Prof. Marco Bocciolone**

Tutor: **Prof. Andrea Collina**

The Chair of the Doctoral Program: **Prof. Gianpiero Mastinu**

2011 - XXIV

Arrivare fino a questo momento non è stato facile. Tutto questo lo devo ai miei genitori e a mia sorella che mi hanno sostenuto durante gli studi, nei momenti belli ma soprattutto in quelli di difficoltà. Durante questo cammino ho trovato molti amici e persone importanti che mi hanno aiutato, ed io spero di avere aiutato. Grazie a Franz che ha letto e corretto la tesi. Grazie ad Egidio e Filippo che hanno litigato con me a Madrid durante le prove. Grazie a Giancarlo che mi sopporta ed è sempre disponibile. Grazie a Alfredo Marco e Marcello che mi hanno permesso di fare il Dottorato. Infine un grazie speciale a Martina che mi sopporta e mi insegna tutti i giorni, ha diviso con me tanto e spero che ancora continuerà.

Abstract

VEICOLI ferroviari durante la marcia su di un tracciato scaricano a terra, attraverso ruota a rotaia, forze che permettono al treno di seguire il tracciato.Le forze scam-- biate dipendono dal tracciato, dal comportamento dinamico del treno e dal carico che quest'ultimo trasporta. Solitamente le forze al contatto vengono scomposte in tre direzioni principali, in modo tale da identificare le forze verticali, le forze laterali e la forze longitudinali. Queste informazioni sono utilizzate per valutare la sicurezza di marcia del veicolo, effettuare diagnosi sia sul veicolo sia sulla linea, sviluppare modelli matematici del veicolo, programmare e verificare interventi di manutenzione sulla linea ed, infine, i valori delle forze stimate vengono utilizzati nella normativa UNI EN 14363 per l'omologazione dei veicoli ferroviari. Vari metodi di misura delle forze di contatto sono stati sviluppati durante gli anni. Questi metodi, essenzalmente, si basano sulla stima delle forze al contatto attraverso la misura delle deformazioni della sala in vari punti che possono essere posizionati sull'assile o sulle vele delle ruote. La misura delle forze non è quindi diretta ma è necessaria un'ooperazione di taratura per risalire al valore delle forze dalle misure di deformazione. In aggiunta al metodo di misura sono stati sviluppati anche vari metodi di calibrazione delle sale dinamometriche che prevedono di fornire forze note alla sala e di misurare le deformazioni nei punti prestabiliti della sala, che può rimenere ferma o può essere messa in rotazione durante la taratura.

Il lavoro svolto presenta un metodo di stima delle forze di contatto ibrido (in quanto integra le misure clkassiche di deformazione con altre misure) ottimizzato (al fine di ottenere un sistema di misura robusto ed economico) che prevede l'utilizzo di deformazioni sia dell'assile sia delle vele e quando possibile la misura dello schiaccimento delle sospensioni primarie. Inoltre, il metodo di taratura sviluppato prevede l'applicazione e la misura diretta delle forze sulla rotaia utilizzando l'intero sistema sala-carrello in modo tale mantenere inalterate le condizioni di vincolo tra sala e carrello durante le operazioni di taratura e le operazioni di misura in linea. Il sistema complessivo utilizza una matrice di taratura, ottenuta tramite la matrice pseudoinversa di Moore-Penrose, che, sfruttando i segnali misurati durante la marcia, del treno fornisce le forze al contatto completo di incertezza.

Summary

EL lavoro presentato verrà discussa la metodologia di stima di forze di contatto tra ruota e rotaia e verra discussa la procedura di calibrazione di sale dinamometriche.

Nel capitolo 1 verrà analizzato lo stato dell' arte sia per quanto riguarda la m isura che per quanto riguarda la taratura di sale analizzando i pregi ed i difetti dei metodi presenti in letteratura.

Nel capitolo 2 verrà introdotto il concept di misura per l'utilizzo della sala come dinamometro e verranno analizzati i contributi delle singole misure alla stima delle forze al contatto. Verranno discussi il setup di misura minimo ed i setup di misura ottimizzati in funzione di alcuni parametri di interesse. infine verra descritto il setup di misura scelto per la metodologia presentata.

Nel capitolo 3 verranno discusse le posizioni in cui è possibile applicare la srtumentazione di misura sulla sala dinamometrica e verranno anailzzate tramite metodo agli elementi finiti le deformazioni delle vele.

Nel capitolo 4 verrà discussa il banco di taratura progettato ed utilizzato per la calibrazione delle sale dinamometriche e verrà discussa la procedura di calibrazione con gli sviluppi matematici del caso.

Nel capitolo 5 verranno presentate le stime delle forze di contatto effettuate tramite la sala dinamometrica calibrata ricavate da prove in linea su treni esistenti.

Nel capitolo 6 saranno presentate le conclusioni e gli eventuali sviluppi futuri del metodo proposto.

Indice

1	Stat	o dell'arte 1
	1.1	Introduzione
	1.2	Metodi di misura
		1.2.1 Metodo di misura La Sapienza
		1.2.2 Metodo di misura ALSTOM
		1.2.3 Metodo di misura Polimi
		1.2.4 Metodo di misura DB
	1.3	Metodi di taratura
		1.3.1 Metodo di taratura DB
		1.3.2 Metodo di taratura Lucchini
		1.3.3 Metodo di taratura Polimi 7
2	Con	cent di misura 9
-	2.1	Introduzione 9
	2.1	Utilizzo della sala come dinamometro 9
	2.2	Analisi dello stato di deformazione dell'assile
	2.5	2 3.1 Deformazioni flessionali nel piano verticale
		2.3.1 Deformazioni flessionali nel piano orizzontale
		2.3.2 Detormazioni nessionan nei piano orizzontale
	24	Analisi dello stato di deformazione della vela
	2.4	Analisi delle reazioni scaricate sulle sospensioni primarie
	2.5	Analisi delle reazioni scarteate sune sospensioni primarie
	2.0	261 Setup di misure minimo
		2.0.1 Setup di misura infinitio $\dots \dots \dots$
	27	2.0.2 Setup di misura lucale
	2.1	
3	Sce	te delle posizioni di misura 21
	3.1	Introduzione
	3.2	Scelte delle posizioni di misura sull'assile
		3.2.1 Considerazioni geometriche
		3.2.2 Proiezione delle deformazioni lungo il piano verticale

Indice

	4.1 4.2	Descrizione del banco di taratura	35 35						
	4.1 4.2	Introduzione	35 35						
	4.2 4.3	Procedura di calibrazione	35 38						
	4.44.5	Taratura statica	40 41 42						
5	Prove in linea								
	5.1 5.2	Introduzione	45 45						
6	Con	clusioni e sviluppi futuri	51						
Bil	bliog	rafia	55						

CAPITOLO 1

Stato dell'arte

1.1 Introduzione

Vari metodi di misura delle forze al contatto tra ruota e rotaia e metodi di calibrazione del sistema di misura sono stati sviluppati nel corso degli anni da vari enti di ricerca e produttori di veicoli ferroviari. Di seguito verranno descritti i metodi che maggiormante hanno contribuito allo sviluppo dele meotdologie presentate in questo lavoro. Nella prima parte verranno descritti i metodi di misura. Tutti i metodi di misura che verranno discussi si basano sulla misura di deformazioni sulla sala, alcuni sulle deformazioni dell'assile, altri sulle deformazioni della vela. Nella seconda parte verranno descritti i metodi di taratura utilizzati per la calabrazione delle sale dinamometriche discutendone pregi e difetti.

1.2 Metodi di misura

1.2.1 Metodo di misura La Sapienza

Il metodo di misura La Sapienza [1], sviluppato presso l'Università La Sapienza di Roma, è un metodo di stima delle forze di contatto che sfrutta unicamente la misura di deformazione delle superfici interne ed esterne della vela. In particolare, il metodo studiato analizza lo stato di deformazione della vela e propone alcuni tipi di posizionamento dei ponti estensimetrici per ottenere segnali che non sono influenzati dalla componente centrifuga di deformazione della vela e dal gradiente termico che si instaura tra cerchione e mozzo. Questo studio dimostra come, misurando la deformazione in tre punti particolari della vela, si possa risalire alle forze applicate in direzione verticale e laterale, ponendo come condzione che le deformazioni siano influenzate dalle forze in maniera linearmente indipendente. L'approccio utilizzato per risalire alle forze è di

Capitolo 1. Stato dell'arte

tipo black-box tramite l'utilizzo di una matrice pseudoinversa.

I pregi di questo metodo sono la relativa semplicità di applicazione della strumentazione e la successiva taratura, dalla banda passante che va da 0 Hz a circa 100 Hz e dal fatto che le misure sono effettuate in una zona prossima al punto di contatto. Questo tipo di metodologia trascura però la componente longitudinale della forza di contatto ed inoltre, per le configurazioni di ponte presentate e riassunte in Figura 1.1, fornisce i valori corretti di forza due volte per ogni giro della ruota, non rendendo possibile la misura in continuo.



Figura 1.1: Schemi di misura La Sapienza

1.2.2 Metodo di misura ALSTOM

Il metodo di misura ALSTOM [3], evoluzione del metodo precedente, prevede di risalire alle forze applicate alle rutote tramite la misura di deformazioni in direzione radiale sulle superici interna ed esterna della vela. In particolare il metodo tratta due tipi di misura: misura discreta e misura continua. La misura discreta utilizza tre ponti estensimetrici con collegamento a ponte intero, uno con quattro estensimetri sulla superficie esterna della vela, uno con quattro estensimetri sulla superficie interna della vela ed uno con quattro estensimetri su entrambe le superfici. Gli estensimetri vengono posizionati su di una circonferenza in posizioni diametralmente opposte. In Figura 1.2 è mostrato il posizionamento degli estensimetri ed il loro collegamento elettrico.

Con questo tipo di posizionamento, a parità di carico laterale e verticale, si ottiene in uscita, al variare della posizione angolare della sala, un segnale sinusoidale. La sensibilità del sistema non è quindi costante ma varia, in valore assoluto, da un valore massimo al valore nullo. Questo metodo viene chiamato metodo discreto perchè si otiene la sensibilità massima, in modulo, solo due volte al giro. Anche conoscendo la posizione angolare della sala non è possibile stimare i valori di forza in maniera continua con una solo ponte estensimetrico configurato come detto, perchè per alcune posizioni angolari la sensibilità è nulla.

Per quanto riguarda il metodo di misura continuo, anch'esso prevede la misura di deformazioni radiali su più circonferenze della vela, ma con questo metodo l'uscita dei ponti estensimetrici risulta essere circa costante al variare della posizione angolare della sala. In particolare vengono applicati sedici estensimetri collegati come in Figura 1.3 sulla superficie esterna della vela ed altrettanti estensimetri sulla superficie interna della vela. Viene inoltre configurato un ponte con otto estensimetri sulla superficie interna della vela ed otto sulla superficie esterna collegati come mostrtato nella parte inferiore della



Figura 1.2: Schema di misura ALSTOM per misure discrete

Figura 1.3.



Figura 1.3: Schema di misura ALSTOM per misure continue

Tramite la misura dei segnali dei tre ponti estensimetrici è possibile stimare le forze laterali e verticali agenti sulla ruota a prescindere dal punto di contatto, a patto che le forze influenzino le deformazioni in maniera linearmente indipendente.

Questa metodologia di misura non permette l'identificazione delle forze longitudinali applicate alla ruota in quanto i ponti estensimetrici, in entrambe le modalità, risultano essere sensibili solo alle forze verticali e laterali. In aggiunta, questi tipi di misura sono influenzati dalla velocità di rotazione della sala. La vela in rotazione subisce una deformazione data dall'effetto centrifugo che deve essere compensata in fase di processamento dati per evitare la dipendenza del segnale dalla velocità.

I pregi di questo metodo sono la possibilità di effettuare misure in continuo (Per il secondo metodo) e la larga banda passante, da 0 Hz a circa 100 Hz. Il principale difetto di questo metodo è che, per effettuare misure in continuo, serve applicare una grande quantità di estensimetri.

1.2.3 Metodo di misura Polimi

Il metodo di misura Polimi [2] fornisce una stima delle forze al contatto tramite la misura delle deformazioni flessionali e torsionali dell'assile. Questo metodo prevede l'utilizzo di sezioni estensimetrate posizionate sia all'esterno delle ruote, cioè sui fuselli, che all'interno delle ruote, cioè posizioni centrali. La misura di deformazione viene fatta su due piani ortogonali, solidali con l'assile. A parità di carichi applicati alle due ruote, i segnali in uscita dai ponti estensimetrici al variare della posizione angolare della sala sono di tipo sinusoidale e devono essere ricomposti per ricavare il momento agente in ogni sezione dell'assile. La ricomposizione avviene tramite la radice quadrata della somma dei quadrati dei segnali di una sezione. Le grandezze ricostruite sono funzione sia del momento nel piano verticale, che è causato dalle forze verticali e laterali, sia dal momento nel piano orizzontale, causato dalle forze in direzione longitudinale. Tramite le grandezze sopra citate è possibile ricavare le forze verticali e laterali prescindendo dal punto di contatto che non viene quindi considerato ed è perciò fonte di incerterzza. Questo metodo, anche tramite l'applicazione di estensimetri per la misura di deformazione itorsionali, fornisce una stima delle azioni longitudinali.

Il pregio di questo metodo è la minor complessità di applicazione della strumentazione e la possibilità di poter effettuare misure in continuo. Il principale difetto, invece, è l'incertezza causata dal fatto che l'influenza del punto di contatto non è modellata ed inoltre, misurando deformazioni dell'assile, la banda passante del sistema di misura va da 0 Hz a circa 30 Hz.

1.2.4 Metodo di misura DB

Il metodo di misura DB [4] utilizza, per la stima delle forze di contatto, le deformazioni flessionali dell'assile e radiali di alcuni punti delle vele di una sala dedicata. Il metodo di misura risulta essere un insieme dei metodi sopra descritti e riporta quindi pregi e difetti dei metodi discussi. Il principale vantaggio che questo metodo offre è l'utilizzo di una sala dedicata e collaudata per la misura delle forze. Questa procedura è però anche il principale difetto in quanto il veicolo ferroviario equipaggiato con la sala di misura, in generale, non mantiene il medesimo comportamento che avrebbe con le sale utilizzate in esercizio. Le condizioni di vincolo della sala di misura sono quindi differenti rispetto a quelle della sala in esercizio a causa degli adatttamenti necessari per poter installare la sala sul veicolo in prova.

1.3 Metodi di taratura

1.3.1 Metodo di taratura DB

Il metodo di taratura DB [4] prevede di eseguire le operazioni di taratura con la sala non installata sul carrello, quindi con le condizioni di vincolo della sala non identiche alle condizioni di vincolo che si presenteranno durante la fase di misura. I carichi applicati alla sala in fase di taratura sono diretti sia in senso verticale sia in senso laterale. I carichi verticali sono applicati ai fuselli mentre la sala poggia sul banco di prova ed il contatto alla ruota è realizzato tramite elementi cilindrici vincolati a terra. Il sistema di applicazione dei carichi laterali è costituito da un martinetto che viene interposto fra le ruote ed applica il carico tra di esse. I carichi applicabili al banco di taratura,

Capitolo 1. Stato dell'arte

quindi, sono diretti sempre verso l'esterno della sala ed inoltre non sono applicati nel punto di contatto ma sulla parte interna del cerchio della ruota. Le forze laterali vengono misurate da una cella di carico posta in serie al martinetto che fornisce il valore di forza applicato alle due ruote e che risulta quindi uguale in modulo e contrario in verso. Questo procedimento risulta essere corretto se la sala si comportasse come un sistema lineare ma, in generale, questa assunzione non è corretta. Infatti l'utilizzo di elementi in gomma o polimerici nel vincolamento della sala al carrello rende il sistema non lineare e la geometria del contatti introduce un'ulteriore nonlinearità. La taratura della sala viene effettuata applicando carichi statici e la sala non viene posta in rotazione durante le fasi di applicazione dei carichi.



Figura 1.4: Banco di taratura DB

1.3.2 Metodo di taratura Lucchini

Il metodo di taratura Lucchini [2] utilizza un banco rotante sul quale viene posta la sala in taratura. La sala viene quindi messa in rotazione e la taratura viene eseguita con carichi applicati in maniera quasi statica. La sala in taratura viene collegata alla struttura di carico tramite i fuselli ed appoggiata su due ruotoni del diametro di due metri che all' esterno riportano il profilo di una rotaia. Tramite la configurazione descritta, le condizioni di contatto sono le medesime che si presenteranno durante le operazioni di misura. Le condizioni di vincolo della sala sui fuselli sono però diverse in quanto i cuscinetti della sala si collegheranno alla struttura di carico tramite sospensioni primarie che, in generale, non sono quelle installate sul veicolo. I carichi verticali e laterali vengono forniti da attuatori idraulici posti tra la struttura di carico ed il portale collegato a terra. Le forze verticali e non vengono misurate direttamente ma vengono ricavate dalle forze applicate dagli attuatori mentre le forze laterali vengono stimate tramite lo spostamento laterale del fungo delle rotaie calettate sui ruotoni. tale metodo di taratura consente di applicare carichi dinamici ad una frequenza massima pari a 2 Hz.



Figura 1.5: Banco di taratura BU300,Lucchini

1.3.3 Metodo di taratura Polimi

Il Metodo di taratura Polimi prevere l'installazione della sala e del suo carrello su di un banco prova dotato di due attuatori verticali ed uno laterale. L'applicazione delle forze laterali e verticali avviene tramite una trave di carico che si accoppia sul carrello esattamente come avviene tra cassa e carrello. La sala in taratura poggia su due conci di rotaiasolidali a due bilance dinamometriche a sette componenti per la misura diretta delle forze di contatto laterali, verticali e longitudinali. Le prove di taratura comprendono l'applicazione di un set di carichi abbastanza vario che comprende tre livelli di carico per ogni forza verticale e quattro livelli di carico per ogni forza laterale. I livelli di carico derivano da simulazioni numeriche della marcia del veicolo effettuate precedentemente alle operazioni di taratura. Le forze longitudinali di taratura vengono applicate tramite martinetti meccanici manuali. Le varie combinazioni di carico vengono applicate ad ogni piano di flessione strumentato, ed eventualmente anche ad alcuni piani intermedi, ed infine la matrice di taratura comprende tutte le prove di taratura effettuare. La verifica della dipendenza del segnale delle vele dalla velocità viene effettuata sollevando il sistema carrello-sala e ponendo la sala in rotazione a velocità variabile. Tramite l'operazione descritta viene caratterizzata sperimentalmente la dipendenza del segnale delle vele dalla velocità e, successivamente, tale effetto verrà compensato sfruttando il principio di sovrapposizione degli effetti.

I pregi di questo metodo di taratura sono la misura diretta delle forze al contatto tramite le bilance dinamometriche e l'ampio set di condizioni di carico considerate durante le fasi di taratura che, nel caso il sistema non fosse lineare, è pensato per verificare e modellare, in fase di taratura, le nonlinearità del sistema carrello-sale. Il principale difetto di questo metodo di taratura è il sistema di applicazione dei carichi che prevede l'utilizzo di un solo attuatore laterale. Le forze laterali al contatto non derivano

Capitolo 1. Stato dell'arte

direttamente dalla forza laterale applicata ma sono le risultanti del sistema iperstatico carrello-sale. Risulta perciò laborioso, se non impossibile, raggiungere coindizioni di carico che potrebbero essere presenti tra le condizioni di carico presenti in linea.



Figura 1.6: Configurazione di taratura metodo Polimi

CAPITOLO 2

Concept di misura

2.1 Introduzione

Il concept di misura studiato deriva dai metodi descritti nel capitolo 1 che sono stati studiati e collaudati evidenziandone pregi e difetti. Il metodo di misura proposto cerca, prima di tutto, di comprendere le necessità della misura da effettuare seguendo le linee guida della norma UN EN 14363 e di colmare eventuali mancanze o difficoltà di realizzazione dei metodi sviluppati precedentemente. In questo capitolo verranno discusse le condizioni necessarie per una corretta stima delle forze al contatto, verranno analizzati i comportamenti degli elementi strumentabili ed il ruolo che essi hanno nella misura, verrà infine descritto il setup di misura che viene considerato ottimale ed eventuali set di misura alternativi nel caso non fosse possibile utilizzare il metodo ottimale.

2.2 Utilizzo della sala come dinamometro

La sala, in genere, è un elemento interamente metallico (sala monoblocco) che comprende principalmente tre elementi: due ruote ed un assile (solitamente sono presenti anche i dischi freno ma talvolta i ceppi frenenti agiscono direttamente sulla ruota). La sala viene vincolata al carrello tramite cuscinetti e sospensioni primarie. L'utilizzo della sala come dinamometro può quindi considerare l'interazione che gli elementi descritti hanno con le forze generalizzate provenienti dalla struttura del carrello e che si scaricano a terra tramite le ruote. Le forze generalizzate applicate ad ogni sala sono quattro: due forze generalizzate applicate dal carrello tramite le sospensioni primarie e due forze generalizzate applicate dalle rotaie direttamente alle ruote. Le forze descritte vengono solitamente scomposte nelle tre direzioni caratteristiche mostrate in Figura 2.1: direzione verticale, direzione laterale e direzione longitudinale.

Per rilevare le sei componenti di forza presenti al contatto si rende la sala dinamometri-



Figura 2.1: Schematizzazione delle forze applicate alla sala

ca. Volendo identificare sei componenti di forza si hanno sei incognite, sono necessarie perciò almeno sei equazioni linearmente indipendenti. Il punto di appplicazione delle forze al contatto però non è fisso ma varia durante la marcia del treno lungo il tracciato. La posizione del punto di contatto, che dipende dall'angolo di attacco della sala e dalla posizione laterale relativa tra sala e rotaia, o equivalentemente i momenti alle boccole, introducono altre due incognite per ruota (trascurando il momento in direzione laterale che a causa dei cuscinetti consideriamo nullo). in prima approssimazione si trascura lo spostamento longitudinale del punto di contattom in quanto trascurabile rispetto allo spostamento laterale.

Le da stimare per ogni ruota diventano quindi quattro: forza verticale, forza laterale, forza longitudinale e momento di trasporto associato alla posizione laterale del pun to di contatto, per un totale di otto incongite che necessitano almeno di otto equazioni linearmente indipendenti. Seguendo le indicazioni della normativa UNI EN 14363, possono essere introdotte alcune semplificazioni nella stima delle forze: la misura delle forze al contatto deve essere eseguita utilizzando una sala non motrice e non frenata. Le incognite si riducono pertanto da otto a sette in quanto, a meno degli attriti generati sui cuscinetti, le forze longitudinali risultanti al contatto devono essere uguali in modulo ed opposte in verso. Introducendo questa equazione di vincolo, che verrà verificata in taratura, il set di misure analizzato risulta essere sufficente se adatto ad identificare sette componenti di forza che sono: due forze verticali, due forze laterali, due momenti di trasporto ed una forza longitudinale.



Figura 2.2: Schematizzazione della posizione laterale di contatto

2.3 Analisi dello stato di deformazione dell'assile

L'assile è l'elemento su cui vengono calettate le ruote ed i cuscinetti che vincolano la sala al carrello. Su di esso agiscono quindi tutte e quattro le forze generalizzate, sia quelle provenienti dalle ruote che quelle provenienti dai cuscinetti. L'assile, sottoposto all'azione di forze, si deforma ed in particolare si flette. L'idea è quindi di misurare la deformazione di flessione sulla superficie di tale elemento e resta da identificare la posizione di sensori di deformazione che consentano di effettuare misure linearmente indipendenti. L'analisi delle deformazioni flessionali dell'assile verrà eseguita lungo piani, uno verticale ed uno orizzontale. Verrà inoltre analizzata la deformazione torsionale a cui esso è soggetto. Per semplicità l'assile verrà schematizzato come una trave e le ruote come mensole perpendicolari all'assile.

2.3.1 Deformazioni flessionali nel piano verticale

Analizzando il sistema di forze applicato all'assile si evince che, nel piano verticale, le deformazioni sono causate unicamente dalle forze verticali,dalle forze laterali,e dal momento di trasporto, mentre le forze longitudinali non producono flessione in questo piano.

Con riferimento alla Figura 2.3, che descrive l'andamento dei momenti flettenti lungo l'asse delle assile, si nota che le forze verticali tendono la parte superiore della assile e comprimono la parte inferiore per tutta la lunghezza dell'elemento. Le forze laterali introducono uno stato di deformazione differente rispetto alla forze verticali: inducono uno stato di compressione nella parte superiore dell'assile e di trazione nella parte inferiore nella zona esterna alla ruota (chiamata fusello) su cui è applicato il carico laterale. In prima approssimazione, tralasciando il reale punto di applicazione del carico ed evetuali disomogeneità nel materiale della sala, la relazione tra forze applicate



Figura 2.3: Schematizzazione delle forze applicate alla sala nel piano verticale

e deformazioni flessionali dell'assile può essere scritta come:

$$\left\{ \begin{array}{c} \epsilon f_{a} \\ \epsilon f_{f} \\ \epsilon c_{a} \\ \epsilon c_{f} \end{array} \right\} = \left[\begin{array}{c} SQa_\epsilon f_{a} & SQf_\epsilon f_{a} & SYa_\epsilon f_{a} & SYf_\epsilon f_{a} \\ SQa_\epsilon f_{f} & SQf_\epsilon f_{f} & SYa_\epsilon f_{f} & SYf_\epsilon f_{f} \\ SQa_\epsilon c_{a} & SQf_\epsilon c_{a} & SYa_\epsilon c_{a} & SYf_\epsilon c_{a} \\ SQa_\epsilon c_{f} & SQf_\epsilon c_{f} & SYa_\epsilon c_{f} & SYf_\epsilon c_{f} \end{array} \right] * \left\{ \begin{array}{c} Q_{a} \\ Q_{f} \\ Y_{a} \\ Y_{f} \end{array} \right\} =$$
(2.1)

$$\{ \epsilon_v \} = [S_v] * \{ F_v \}$$
(2.2)

dove,

 Q_x = Forza verticale lato x Y_x = Forza laterale lato x ϵf_x = Deformazione fusello lato x ϵc_x = Deformazione centro assile lato x $SXx_{\epsilon}Z_z$ = Sensibilità alla forza Xx della misura Zz

Sarebbero quindi sufficienti quattro misure di deformazione a flessione, due sui fuselli e due tra le ruote, per ricavare le forze applicate. Il momento di trasporto agisce come incertezza di misura. La matrice di taratura si ottiene quindi invertendo la matrice S_v . Volendo invece considerare il momento di trasporto dalla Figura 2.3 si evince che le deformazioni flessionali causate dal momento hanno la stessa forma delle deformazioni causate dalla forza laterale e quindi entrano in maniera linearmente dipendente nel set di equazioni considerate ed ottengo inoltre una matrice di sensibilità non quadrata e, quindi, non è possibile individuare ulteriori due equazioni linearmente indipendenti dalle precedenti per la stima di tali grandezze.

2.3.2 Deformazioni flessionali nel piano orizzontale

Nel piano orizzontale le deformazioni di flessione sono causate unicamente dalle forze longitudinali che, schematizzando una sala non frenata ed ignorando la posizione laterale effettiva del punto di contatto, forniscono un diagramma dei momenti flettenti come schematizzato in Figura 2.4.



Figura 2.4: Schematizzazione delle forze applicate alla sala nel piano orizzontale

Il diagramma dei momenti flettenti nel piano orizzontale è quindi antisimmetrico rispetto al centro della sala. Va inoltre ricordato che, utilizzando una sala non frenata e potendo ignorare la coppia di attrito sui cuscinetti, l'assile è soggetto ad una torsione costante nella zona compresa fra le due ruote. Misurando quindi la deformazione di torsione applicata all'assile, è possibile risalire alle forze applicate in quanto la deformazione è linearmente dipendente da tali forze.

$$\{ \epsilon t \} = [SXa_{\epsilon}t] * \{Xa\}$$

$$(2.3)$$

Dove,

 ϵt = misura di deformazione di torsione effettuata sulla parte centrale dell'assile $SXa_{\epsilon}t$ = sensibilità della misura ϵt alla forza Xa Xa = forza longitudinale applicata al contatto sul lato a

2.3.3 Contributo alla misura delle misure sull'assile

Riassumendo si può affermare che misure effettuate sull'assile sono adatte al rilievo delle forze al contatto. L'assile è adatto alla misura delle forze al contatto a patto di ignorare il momento di trasporto causato dallo spostamento laterale tra sala e binario. Nel caso in cui si intenda ignorare questo momento esso rientra come fonte di errore di misura e determina incremento dell'incertezza di misura finale.

Va sottolineato che l'assile è un elemento che rototrasla durante la marcia del treno.Le misure di forza, invece, devono essere in un sistema traslante con la sala.Come passare da un sistema rototraslante ad un sistema traslante verrà descritto nel seguito. Per ora si supponga di aver fatto questo cambio di riferimento. Allora:

$$\begin{cases} \epsilon f_{a} \\ \epsilon f_{f} \\ \epsilon c_{a} \\ \epsilon c_{f} \\ \epsilon c_{ec} \\ \epsilon c_{f} \\ \epsilon t \end{cases} = \begin{bmatrix} SQa_{-}\epsilon f_{a} & SQf_{-}\epsilon f_{a} & SYa_{-}\epsilon f_{a} & SYf_{-}\epsilon f_{a} & 0 \\ SQa_{-}\epsilon f_{f} & SQf_{-}\epsilon f_{f} & SYa_{-}\epsilon f_{f} & SYf_{-}\epsilon f_{f} & 0 \\ SQa_{-}\epsilon c_{a} & SQf_{-}\epsilon c_{a} & SYf_{-}\epsilon c_{a} & 0 \\ SQa_{-}\epsilon c_{f} & SQf_{-}\epsilon c_{f} & SYa_{-}\epsilon c_{f} & SYf_{-}\epsilon c_{f} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & SXa_{-}\epsilon t \end{bmatrix} * \begin{cases} Qa \\ Qf \\ Ya \\ Yf \\ Xa \end{cases} =$$

$$\{ \epsilon_{a} \} = \begin{bmatrix} S_{a} \end{bmatrix} * \{ F_{r} \}$$

$$(25)$$

Con riferimento all equazione (2.4), si può notare come le misure di deformazione flessionale nel piano verticale e torsionale nella parte centrale dell'assile siano linearmente indipendenti e sufficienti a risalire alle forze applicate al contatto invertendo la matrice S_a e moltiplicandola per il vettore delle misure E_a . Volendo modellare anche i momenti di trasporto applicati al contatto la relazione diventa:

$$\left\{ \begin{array}{c} \epsilon_{a} \end{array} \right\} = \left[\begin{array}{c} S_{a} \end{array} \right] * \left\{ \begin{array}{c} F_{r} \end{array} \right\} + \left[\begin{array}{c} SMa_{-}\epsilon f_{a} & SMf_{-}\epsilon f_{a} \\ SMa_{-}\epsilon f_{f} & SMf_{-}\epsilon f_{f} \\ SMa_{-}\epsilon c_{a} & SMf_{-}\epsilon c_{a} \\ SMa_{-}\epsilon c_{f} & SMf_{-}\epsilon c_{f} \\ 0 & 0 \end{array} \right] * \left\{ \begin{array}{c} Ma \\ Mf \end{array} \right\}$$
(2.6)

Con riferimento all equazione (2.6), si nota come le misure sull'assile non siano sufficienti a risalire in maniera univoca alle forze di contatto: è necessario aggiungere almeno altre due misure che introducano equazioni linearmente indipendenti. Sarebbe inutile, ai fini della soluzione del sistema di equazioni (2.6), aggiungere altre misure di deformazione dell'assile, sia sui fuselli che nella parte centrale, o di deformazione torsionale in quanto si introdurrebbero equazioni linearmente dipendenti da quelle già prese in considerazione.

2.4 Analisi dello stato di deformazione della vela

La vela, a causa dell'applicazione dei carichi al contatto, si deforma a flessione a compressione e a torsione. Le deformazioni di flessione sono causate dal momento di trasporto e dalla forza laterale, le deformazioni di compressione/trazione sono causate dalla forza verticale mentre le deformazioni di torsione sono causate dalle forze longitudinali.

Con riferimento alla Figura 2.5 si può notare come l'andamento del momento flessionale causato dalla forza laterale abbia un andamento triangolare ossia parte dal valore nullo nel punto di contatto per arrivare al valore massimo che viene raggiunto nel punto di incastro sull'assile. L'andamento del momento flessionale causato dal momento di trasporto applicato al contatto ha invece un andamento costante lungo la vela. Per quanto riguarda l'entità delle deformazioni che la superficie della vela subisce, non è possibile determinarle semplicemente a causa della variazione di sezione resistente, variabile da ruota a ruota, passando dal punto di contatto verso il centro dell'assile. Per esaminare in dettaglio le deformazioni sulla reale superficie della vela occorre quindi sviluppare un modello ad elementi finiti che consideri la forma della vela. Il modello ad elementi finiti ed i risultati saranno discussi successivamente.



Figura 2.5: Schematizzazione delle deformazioni superficiali della vela

Ammettendo di poter misurare un segnale di deformazione sulle superfici della vela, uno per ogni vela, e volendo esprimere, come per il caso dell'assile, in forma matematica il rapporto tra forze e deformazioni misurate si ottiene:

 $\left\{ \begin{array}{c} Va\\ Vf \end{array} \right\} = \left[\begin{array}{ccccc} SQa_Va & 0 & SYa_Va & 0 & SMa_Va & 0 & SXa_Va\\ 0 & SQf_Vf & 0 & SYf_Vf & 0 & SMf_Vf & -SXf_Vf \end{array} \right] * \left\{ \begin{array}{c} Qf\\ Ya\\ Yf\\ Ma\\ Mf\\ Xa \end{array} \right\}$ (2.7)

Nella equazione (2.7) viene evidenziata la dipendenza del segnale di deformazione della vela unicamente dai carichi applicati aulla stessa. In prima approssimazione, se le ruote sono uguali e la misura viene eseguita nelle medesime posizioni, i coefficenti di sensibilità alla forza longitudinale sono uguali ed opposti in segno, condizione che deriva dall'utilizzo di una sala non motrice e non frenata. Utilizzando le misure sulla vela si renderebbero quindi necessari tre punti di misura linearmente indipendenti per ogni ruota più un ulteriore punto di misura, sempre linearmente indipendente dagli altri, per la stima della forza longitudinale. Si noti che nel caso in cui si intendessero effettuare misure in continuo, ossia indipendenti dalla posizione angolare della sala, devono essere effettuate alcune operazioni che verranno descritte nel capitolo successivo.

2.5 Analisi delle reazioni scaricate sulle sospensioni primarie

Con riferimento alla Figura 2.3 si può schematizzare l'effetto che le forze al contatto hanno sulle sospensioni primarie. Il sistema di vincoli in direzione verticale crea un sistema isostatico per cui, a meno della reale conoscenza delle posizioni delle reazioni e del punto di contatto, risulta essere abbastanza semplice da schematizzare. Le forze verticali provocano reazioni verticali sulle sospensioni poste ai due lati della sala con il medesimo verso e differente intensità, mentre l'effetto delle forze laterali e del momento di trasporto provoca reazioni verticali con verso opposto e differente intensità. In direzione laterale il sistema di vincoli rende la struttura iperstatica, quindi, a meno di conoscere lo stato di deformazione interno della struttura, non è possibile risalire alle singole forze applicate alle ruote. In direzione longitudinale le reazioni applicate nel caso di sala non frenata, sono uguali ed opposte ed inoltre dipendono unicamente dalle forze longitudinali (riferimento Figura 2.3).

Sintetizzando, si ottiene la relazione (2.8):

										- (Q^{a}	
(Rav) [- SQa_Rav	SQf_Rav	SYa_Rav	SYf_Rav	SMa_Ra_v	SMa_Rav	0	1	Qf	
Į	Rf_{v}	L_	SQa_Rf_{v}	SQf_Rf_v	SYa_Rf_v	SYf_Rf_v	SMa_Rf_{v}	SMa_Rf_{v}	0		Ya Yf	(2.8)
	Rao	$\left[\begin{array}{c} - \end{array}\right]$	0	0	0	0	0	0	SXa_Rao		Ma	(2.0)
C	Rfo .	, (0	0	0	0	0	0	$-SXa_Rf_0$	1	Mf	
										l	X a	

. . .

Dalla (2.8) si evince che non è possibile risalire alle forze applicate al contatto unicamente dalle reazioni che vengono scaricate sulle sospensioni primarie in quanto il numero di incognite risulta superiore al numero di equazioni (quattro) linearmente indipendenti che si riescono ad ottenere. Volendo ottenere informazioni sulle forze a cui sono sottoposte le sospensioni primarie è possibile misurarne la lunghezza ed ottenere tramite la differenza rispetto la lunghezza a riposo un valore dal quale risalire alle forze applicate, eventualmente tramite relazioni non lineari.

2.6 Setup di misura ideale e setup di misura minimo

Considerando le informazioni provenienti dagli elementi costituenti la sala ed i vincoli tra questa ed il carrello, è possibile definire il setup di misura minimo che è necessario installare per la stima delle forze al contatto.Il setup di misura ideale invece richiede L'aggiunta di considerazioni relative alla robustezza del sistema di misura, che richiederebbe l'aggiunta di più punti di misuraper avere misure ridondanti, e relative a considerazioni economiche, ossia relative al numero di canali effettivamente misurabile (telemetria) alla complessità dell'installazione (n. di estensimetri/sensori da applicare) e alla necessità di intervenire sulla geometria della sala per permettere la misura (forare o meno le ruote per far passare i cavi).

2.6.1 Setup di misura minimo

Come descritto sopra, le incognite del problema sono sette: due forze verticali, due forze laterali, due momenti di trasporto applicati alle ruote ed una forza longitudinale. Per poter stimare correttamente tali sette incognite occorrono sette informazioni linearmente indipendenti. La forza longitudinale può essere stimata correttamente da tre informazioni disponibili che sono:

- 1. la deformazione di torsione dell'assile;
- 2. la deformazione di torsione della vela;
- 3. la deformazione orizzontale delle sospensioni primarie;
- 4. la deformazione dell'assile nel piano orizzontale.

Le quattro informazioni elencate dipendono unicamente dalle forze longitudinali e quindi sono interscambiabili. La misura più semplice da eseguire è la deformazione delle sospensioni primarie in quanto non richiede l'intervento di particolari sistemi di misura senza fili. Come seconda scelta per semplicità, che richiede l'utilizzo di un sistema di telemetria, si può strumentare l'assile per la misura delle deformazioni di torsione. Infine, come terza scelta a causa della necessità di utilizzare più punti di misura per avere un segnale continuo, si può strumentare la vela per la misura delle deformazioni di torsione. Passando dalla prima all'ulima scelta si complica il sistema di misura (ed il suo costo cresce) ma si estende la banda passnate. va inoltre notato che mantre la misura di deformazione torsionale dell' assile può essere fatta praticamente in ogni punto compreso tra le ruote la misura delle deformazioni a torsione della vela potrebbe portare maggiori difficolta nell'identificazione della zona su cui applicare estensimetri. La flessione nel piano orizzontale dell'assile non è una scelta consigliata anche se non richiede particolari complicazioni di installazione, ma il rapporto segnalerumore potrebbe essere molto basso a causa della necessità di ricavare le deformazioni sul piano orizzontale. Volendo stimare le forze longitudinali dalla deformazione orizzontale dell'assile inoltre è necessario conoscere l'angolo di attacco della sala.

Considerando le sei componenti di forza rimanenti, il set di misura deve essere scelto tra:

• due deformazioni di flessione dell'assile in corrispondenza di ogni fusello nel piano verticale;

- due deformazioni di flessione dell'assile nella parte centrale nel piano verticale;
- N deformazioni di ciascuna vela;
- 2 deformazioni verticali delle sospensioni primarie.

Con riferimento alla Figura 2.3 si può notare come le deformazioni flessionali dell'assile in corrispondenza del fusello (la zona esterna alle ruote) siano direttamente proporzionali alle reazioni scambiate in corrispondenza della sospensione più vicina al fusello e quindi alla deformazione delle stesse; Queste due misure possono quindi essere interscambiate. Si noti inoltre, come per le forze longitudinali, che la misura delle deformazioni delle sospensioni primarie è meno invasiva rispetto alla misura delle deformazioni dei fuselli, perchè quest'ultima richiede la foratura delle vele per permettere il passaggio dei cavi di misura al sistema telemetrico, che solitamente viene installato nella parte centrale della sala per motivi di disponibilità di spazio.

Una volta scelto quale delle misure sopracitate effettuare si recuperano due informazioni delle sei necessarie alla corretta stima delle forze al contatto. Le rimanenti quattro informazioni devono essere ricavate o dalla misura della deformazione di flessione nella parte centrale dell'assile o da misure di deformazione della vela. La scelta delle rimanenti informazioni da ricavare va fatta considerando che per la misura delle deformazioni della vela deve essere sviluppato un modello ad elementi finiti. Le informazioni provenienti dalla deformazione assile nella parte centrale sono facilmente disponibili in quanto la misura di deformazione a flessione su alberi cilindrici è pratica consolidata ed inoltre non richiedono la modifica della geometria della sala per permettere il passaggio dei cavi. Le informazioni disponibili dalla deformazione della parte centrale dell'assile sono però solo due e non sono sufficienti a completare il set di informazioni richieste. La scelta di almeno due deformazioni provenienti dalle vele risulta essere quindi obbligata per avere le informazioni necessarie. Il set minimo e più semplice di misura, per le considerazioni fatte, risulta pertanto:

- due deformazioni verticali delle sospensioni primarie;
- due deformazioni flessionali nella parte centrale dell'assile;
- due deformazioni sulla vela;
- una deformazione longitudinale delle sospensioni primarie.

Anche se, come detto, la banda passante del sistema ridulta limmitata oltre a problemi di nonlinearità.

2.6.2 Setup di misura ideale

Il setup di misura ideale dipende dal peso sttribuito alla robustezza e all'economicità. Il numero di canali misurabili è solitamente limitato dal sistema telemetrico che è anche solitamente la parte più costosa della catena di misura. La scelta del sistema ideale, nel caso la componente economica fosse determinante, è un compromesso tra numero di canali e numero di estensimetri da installare. Il costo finale del sistema di misura, tolte le operazioni di calibrazione che devono comunque essere svolte, dipende principalmente dal costo della telemetria e dal costo degli estensimetri in opera. Attualmente la componente di costo preponderante è il sistema telemetrico e quindi la scelta più economica tende ad essere la scelta con minor numero di canali di telemetria a scapito di una eventuale maggiore complicazione di installazione degli estensimetri. Nel caso in cui non si presentassero vincoli di tipo economico, sul numero di canali misurabili o di modifiche alla geometria, il set di misura ideale prevede l'acquisizione di un opportuno set sovrabbondante dei canali sopracitati. In tal caso infatti se durante le prove in linea una delle informazioni venisse a mancare la stima delle forze al contatto può essere comunque portata a termine.

Nel caso in cui avessi un numero di canali acquisibili limitato, il setup di misura ideale ricade sul setup di misura minimo, in quanto è il setup che richiede meno canali da misurare.

Nel caso in cui la geometria del sistema non possa essere modificata e le vele non possano essere forate, la scelta del setup ideale di misura ricade sulle configurazioni che non comprendono la misura di deformazione dei fuselli e non prevedono di misurare la deformazione su entrambi i lati delle vele.

2.7 Scelta del setup di misura

Il setup di misura scelto deriva da considerazioni economiche e dalla necessità di ottenere un setup di misura robusto. Partendo dalla scelta del sistema telemetrico, che è la componente più costosa della catena di misura, sono imposti i vincoli sul numero di canali disponibili. La telemetria scelta è una telemetria a sedici canali che risulta essere la scelta di compromesso ottima fra numero di canali e costo (numero di canali >8 per setup minimo). Va sottolineato che, volendo effettuare misure in continuo, per ogni sezione di misura di deformazione a flessione dell'assile si necessitano due canali estensimetrici posti su piani perpendicolari passsanti per l'asse dell'assile.

Considerando il set di misura minimo, la scelta delle sezioni di misura di deformazione dell'assile comprende sicuramente 2 sezioni di misura delle deformazioni flessionali poste nella parte centrale dell'assile. Per misurare correttamente la deformazione in queste sezioni si necessita di 4 canali estensimetrici. Sempre con riferimento al set di misura minimo, è necessario misurare almeno due segnali provenienti dalle vele. Per quanto riguarda le vele, i segnali ottenibili da queste componenti, come descritto nel metodo di misura ALSTOM, sono di due tipi: di tipo continuo e di tipo discreto.

Utilizzando una configurazione di misura continua sulle vele è necessario almeno un canale per ogni vela. Sempre considerando il setup di misura minimo, si introduce nel setup di misura la deformazione verticale delle sospensioni primarie che fornisce altre due informazioni che saranno acquisite da un sistema di acquisizione con cavi e perciò non si sommano al computo dei canali acquisiti dalla telemetria. Con il setup descritto si coprono sei delle sette informazioni necessarie alla misura delle forze al contatto, ossia le sei informazioni necessarie per ricavare le forze verticali e laterali ed i momenti applicati al contatto. La forza longitudinale verrà discussa in seguito. Le sei informazioni sopra descritte occupano come detto due canali di misura cablati e sei canali di misura telemetrici. I restanti dieci canali di misura telemetrici verranno utilizzati per rendere il sistema di misura ridondante e quindi più robusto. In particolare la scelta dei segnali aggiuntivi da acquisire, considerando la difficoltà di installazione dei canali estensimetrici sulla vela, ricade su segnali di deformazione flessionale dell'assile. I ca-

Capitolo 2. Concept di misura

nali aggiuntivi saranno perciò due sezioni di misura sui fuselli e due sezioni di misura nella parte centrale dell'assile in posizioni differenti rispetto a quelle già comprese nel setup di misura minimo. le sezioni di misura aggiuntive sono in totale quattro per un totale di otto canali estensimetrici da acquisire tramite telemetria.

Per la misura delle forze longitudinali viene considerato che il setup di misura scelto occupa quattordici dei sedici canali disponibili alla telemetria e, volendo ottenere una ridondanza anche sulle informazioni legate alle forze longitudinali, i due canali disponibili verranno utilizzati per la misura delle deformazioni torsionali dell'assile.

Riassumendo, il setup di misura scelto differisce dal setup di misura minimo e dai setup di misura ottimali descritti, essendo un compromesso tra costi e robustezza di misura del sistema e semplicità di installazione. Il sistema di misura comprende quindi le seguenti informazioni provenienti dalla sala:

- quattro sezioni di misura poste nella parte centrale dell'assile;
- due sezioni di misura poste sulla vela;
- due punti di misura delle deformazioni delle sospensioni primarie;
- due sezioni di misura della deformazione sui fuselli;
- due sezioni di misura della deformazione a torsione nella parte centrale dell' assile. setup di misura minimo

In totale verranno acquisite dodici informazioni ridondanti. Queste informazioni, successivamente alle operazioni di taratura, potranno essere utilizzate per ricavare le forze al contatto ruota-rotaia.

CAPITOLO 3

Scelte delle posizioni di misura

3.1 Introduzione

In questo capitolo verranno discusse le problematiche relative all'installazione e alle caratteristiche della strumentazione di misura, alla scelta della posizioni in cui applicare la strumentazione e alle metodologie per risalire dalle deformazioni alle forze di contatto.

3.2 Scelte delle posizioni di misura sull'assile

La scelta delle posizioni di misura di deformazione flessionale sull'assile deriva dall'analisi dello stato di deformazione dell'assile (paragrafo 2.3).Con riferimento alla Figura 2.3, che descrive l'andamento dei momenti flettenti nel piano verticale lungo l'asse delle assile, si può notare come l'intensità dei momenti flettenti sia maggiorein prossimità alla ruote e diminuisce allontanandosi da esse. Analizzando la Figura 2.4, che descrive l'andamento dei momenti flettenti nel piano orizzontale lungo l'asse delle assile, si osserva come l'intensità dei momenti flettenti sia maggiore nelle zone prossime. Le posizioni di misura delle deformazioni flessionali sui fuselli sono vincolate dalla geometria del sistema ed alla parte di fusello disponibile all'installazione di estensimetri. Per sceglere le posizioni delle sezioni di misura nelle parte centrale dell'assile è necessario considerare come verranno ricostruiti i momenti nel piano verticale necessari alla stima delle forze al contatto. I momenti flettenti verranno ricostruiti tramite la misura delle deformazioni. Per ricostruire tali momenti flettenti si possono seguire tre vie:

- considerazioni geometriche;
- proiezione delle deformazioni nel piano verticale traslante con la sala;

- approssimazione del momento nel piano verticale con il momento totale.
- 3.2.1 Considerazioni geometriche



Figura 3.1: Momento flettente totale e componenti nei piani di interesse

Per risalire al momento applicato nel piano verticale traslante con la sala di una sezione di misura è necessario dapprima calcolare il momento totale nel sistema di riferimento Traslante con la sala oppure nel sistema di riferimento rotanto traslante composto dai piani di misura solidali all'assile. Con riferimento alla Figura 3.1, il momento totale è la composizione vettoriale dei due momenti nei piani verticale ed orizzontale ($Mv \ e \ Mo$). Il momento totale risulta essere però anche la composizione vettoriale dei momenti nei due piani di misura ($Mv' \ e \ Mo'$) ruotati di un angolo θ rispetto al sistema di riferimento traslante. Considerando le deformazioni di flessione nel piano orizzontale, Figura 2.4, si nota che queste sono causate unicamente dalla forze longitudinali ($Xa \ e \ Xf$). Le forze longitudinali, come descritto nel paragrafo 2.3.2, sono le uniche forze che causano la torsione dell'assile e perciò esiste una dipendenza lineare tra la flessione nel piano orizzontale di una data sezione (Mo) e la misura di deformazione torsionale (ϵ_t). Pertanto, dalle misure di deformazione flessionale di una sezione e dalla misura di deformazione torsionale dell'assile, è possibile calcolare il momento flettente nel piano verticale tramite:

$$Mv^{2} = (Mv')^{2} + (Mo')^{2} - (K_{t} * \epsilon_{t})^{2}$$
(3.1)

Dove K_t è una costante caratteristica della sezione di misura e deve essere ricavata per ogni sezione di misura. Tramite l'equazione (3.1) è possibile risalire al modulo del momento applicato ad una sezione ma non al suo segno.Il segno del momento applicato è però determinato dalle forze verticali che, analizzando il sistema, non possono che essere dirette verso l'alto (il vincolo ruota-rotaia monolatero). Pertanto il momento nel piano verticale non cambia mai di segno.

3.2.2 Proiezione delle deformazioni lungo il piano verticale

Analizzando il caso di sala non frenata con riferimento alla Figura 2.4, si può notare come la deformazione flessionale dell'assile nel piano orizzontale sia antisimmetrica,

in prima approssimazione, rispetto al centro dell'assile. Cio significa che, se le sezioni di misura della deformazione flessionale dell'assile sono equidistanti dal centro dell'assile, vale la relazione:

$$\epsilon_o a = -\epsilon_o f \tag{3.2}$$

Dove $\epsilon_o x$ è la deformazione nel piano orizzontale agente in posizione x. La flessione dell'assile nei piani di misura (ϵ'_x) viene proiettata sui piani orizzontale e verticale del sistema traslante con la sala tramite l'equazione:

$$\left\{ \begin{array}{c} \epsilon_v \\ \epsilon_0 \end{array} \right\} = \left[\begin{array}{c} \cos(\theta) & \sin(\theta) \\ -\sin(\theta) & \cos(\theta) \end{array} \right] * \left\{ \begin{array}{c} \epsilon'_v \\ \epsilon'_o \end{array} \right\}$$
(3.3)

Che può essere riscritta come:

$$\left\{ \begin{array}{c} \epsilon_o \\ \epsilon_v \end{array} \right\} = \left[\begin{array}{c} \epsilon'_v & \epsilon'_o \\ -\epsilon'_v & \epsilon'_o \end{array} \right] * \left\{ \begin{array}{c} sen(\theta) \\ cos(\theta) \end{array} \right\}$$
(3.4)

Considerando due sezioni di misura simmetriche rispetto al centro della sala si ottiene:

$$\left\{ \begin{array}{c} \epsilon_v a\\ \epsilon_o a \end{array} \right\} = \left[\begin{array}{c} \epsilon'_o a & \epsilon'_v a\\ -\epsilon'_v a & \epsilon'_o a \end{array} \right] * \left\{ \begin{array}{c} sen(\theta)\\ cos(\theta) \end{array} \right\}$$
(3.5)

$$\left\{ \begin{array}{c} \epsilon_v f \\ -\epsilon_o f \end{array} \right\} = \left[\begin{array}{c} \epsilon'_o f & \epsilon'_v f \\ -\epsilon'_v f & \epsilon'_o f \end{array} \right] * \left\{ \begin{array}{c} sen(\theta) \\ cos(\theta) \end{array} \right\}$$
(3.6)

Dalle due ultime equiazioni si ricava:

$$\left\{ \begin{array}{c} sen(\theta) \\ cos(\theta) \end{array} \right\} = \left[\begin{array}{c} -\epsilon'_v a & \epsilon'_o a \\ -\epsilon'_v f & \epsilon'_o f \end{array} \right]^{-1} * \left\{ \begin{array}{c} \epsilon_o \\ -\epsilon_o \end{array} \right\}$$
(3.7)

che permette di identificare l'angolo di rotazione della sala rispetto al sistema di riferimento traslante note le deformazioni nei piani di misura. Da notare che per la procedura descritta sopra non è necessaria la conoscenza di ϵ_o . Conoscendo l'angolo di rotazione della sala, è possibile sfruttare l'equazione (3.3) per ricavare i momenti nel piano verticale per le diverse sezioni di misura.

3.2.3 Approssimazione del momento nel piano verticale con il momento totale

Una stima del momento flettente nel piano verticale può esere fatta approssimando il momento nel piano verticale con il momento totale, ossia:

$$Mv^2 \approx (Mv')^2 + (Mo')^2$$
 (3.8)

Cosi facendo il momento nel piano orizzontale agisce come un disturbo nel calcolo del momento nel piano verticale. Data la relazione non lineare che lega i momenti misurati Mv' e Mo' al momento nel piano verticale Mv approssimato non è possibile correggere a posteriori tale disturbo. In funzione della metodologia applicata per ricostruire il momento nel piano verticale traslante con la sala vengon scelte le posizioni delle sezioni di misura nella zona centrale dell'assile: volendo ricostrure la posizione angolare della sala le due sezioni di misura devono essere poste in posizioni simmetriche rispetto al centro dell'assile; volendo invece approssimare il momento flettente nel piano verticale con il momento totale, conviene posizionare le sezioni di misura in zonoe che risentono poco del momento nel piano orizzontale ossia in zone prossime al centro dell'assile (a scapito di una minore differenza di sensibilità ai carichi nel piano verticale).

3.3 Scelte delle posizioni di misura sulla vela

La scelta del numero delle sezioni di misura della vela è stata descritta nel capitolo precedente. Verrà ora descritto come scegliere la posizione migliore per la misura sulla vela, concentrandosi sull'analisi dell'influenza tra carichi verticali e laterali. L'obiettivo è ottenere un segnale, indipendente dalla posizione angolare della sala, che sia sensibile al carico laterale e al momento di trasposto ed insensibile al carico verticale.

3.3.1 Simulazione della vela





Per la determinazione della posizione di misura ottima sull vela viene utilizzato il metodo degli elementi finiti (Figura 3.2).Si fa riferimento alla vela della ruota in dotazione al treno, modificata solo attraverso l'esecuzione di due fori in direzione assiale, in posizioni diametralmente opposte, per permettere il passaggio dei cavi dei ponti estensimetrici. La presenza dei fori è di fondamentale importanza per la distribuzione delle deformazioni in zone prossime ai fori stessi e, come vedremo, determina la periodicità del segnale in uscita dal ponte estensimetrico installato sulle vele. Partendo dalla

geometria della vela, viene sviluppato un modello al quale verranno applicati carichi verticali e laterali al fine di ottenere le deformazioni superficiali della vela. La simulazione della vela oltre a considerare i carichi agenti al contatto, tiene anche conto delle forze centrifughe che agiscno sulla vela quando la stessa ruota.

3.3.2 Analisi delle deformazioni della vela sotto carichi noti

Al fine di ricavare lo stato di deformazione superficiale della velasi applicano carichi verticali e laterali, separatamente di intensità pari 10 kN in corrispondenza del punto di contatto sul cerchione. Il valore del carico applicato è scelto per ottenere un valore di deformazione sensibilmente maggiore della accuratezza del calcolatore ed evitare approssimazioni associate al roundofff error. Come detto la geometria della vela comprende due fori assiali che saranno presi come riferimento angolare, uno per 0° e l'altro per 180°. Partendo dalla posizione angolare di zero, il cerchione viene caricato in posizioni angolari diverse in modo da poter ricavare lo stato di deformazione al variare della pòosizione angolare della sala come mostrato in Figura 3.3.



Figura 3.3: *Punti di applicazione dei carichi per* 0°,45° *e* 90°

Le deformazioni superficiali della vela verranno scomposte lungo le direzioni di misura stesse, ossia in direzione radiale, in direzione circonferenziale e in direzione assiale (sistema di riferimento cilindrico). Tuttavia non prevedendo di realizzare ulteriori fori sulla vela non è possibile misurare le deformazioni assiali sulla superificie.Si fara quindi riferimento alle sole componenti di deformazione in direzione radiale e in direzione tangenziale. A fronte dell'applicazione dei carichi vericale (Q) e laterale (Y) in una data posizione angolare della sala posizione angolare, si puo tracciare l'andamento delle componenti di deformazione considerate al variare della posizione radiale (Figura 3.4) oppure della posizione angolare (Figura 3.5 e Figura 3.6). Con riferimento alla Figura 3.4 si nota come le deformazioni radiali siano molto più intense rispetto alle deformazioni tangenziali e come le deformazioni causate dal carico verticale siano di piccola intensità se paragonate a quelle causate dal carico laterale. Gli estensimetri



Figura 3.4: Deformazioni radiali e tangenziali della vela in funzione della posizione radiale



Figura 3.5: Deformazioni radiali e tangenziali della vela in funzione della posizione angolare su di una circonferenza prossima al cerchione



Figura 3.6: Deformazioni radiali e tangenziali della vela in funzione della posizione angolare su di una circonferenza prossima all'assile

applicati saranno quindi molto più deformati dal carico laterale rispetto a quello verticale (a pari ampiezza di carico). Si nota inoltre che le deformazioni causate dela carico laterale hanno segni opposti sulle due facce, interna ed esterna, della vela. Infine, le deformazioni causate dalla forza laterale risultano essere più intense nella zona prossima all'assile e diminuiscono di intensità spostandosi verso il cerchione.

Con riferimento alla Figura 3.5 si nota come le deformazioni in corrispondenza di una circonferenza prossima al cerchione siano di piccola intensità sia in direzione radiale che in direzione tangenziale e circa della stessa intensità per i due tipi di carico considerati.

Analizzando infine le deformazioni in corrispondenza di una circonferenza prossima all'assile, Figura 3.5, si nota come le deformazioni più intense, e quindi più facilmente misurabili, siano le deformazioni radiali e che tali deformazioni, per una data posizione angolare, hanno segno opposto sulle due facce della vela. Al variare della posizione angolare si nota che le deformazioni radiali raggiungono il valore massimo in moduloin corrispondenza della posizione angolare di applicazione del carico e che, in corrispondenza della posizione diametralmente opposta presentano un altro massimo relativo. Il segno dei due massimi di deformazione è di trazione trazione, nella zona diametralmente opposta è di compressione (con un intensità inferiore) o viceversa.

La scelta delle posizioni di applicazione degli estensimetri deve tenere conto dell'intensità e della natura delle deformazioni. Volendo utilizzare un metodo di misura continuo, tipo ALSTOM (paragrafo 1.2.2), è necessario applicare gli estensimetri lungo una circonferenza sulla superficie interna e lungo una circonferenza sulla superficie esterna della vela. Le circonferenze della vela che, a pari forza applicata presentano maggiori deformazioni, e quindi una maggiore sensibilità, sono quelle più prossime all'assile e la direzione di misura scelta è quella radiale.

Sottoponendo la vela ad una rotazione con velocità angolare costante,nascono delle deformazioni causate dalle forze centrifughe. Tramite la modellazione ad elementi finiti è possibile verificare l'entità di tale deformazione in modo da prevederne l'effetto dulla misura.



Figura 3.7: Effetto della forza centrifuga sulla vela a 50 km/h e 100 km/h

Con riferimento alla Figura 3.7 si nota come la forza centrifuga provochi uno stiramento della vela verso l'esterno, nonchè a causa del profilo radiale della vela stessa, una deformazione di flessione che non è uguale per i due lati della vela. Si avrà quindi una dipendenza dalla velocità dei segnali provenienti dalle vele. L'effetto descritto deve essere essere indagato sperimentalmente e compensato in fase di elaborazione dei segnali.

3.3.3 Configurazione del ponte estensimetrico



Figura 3.8: Ponte estensimetrico

La configurazione del ponte estensimetrico è a ponte (Figura 3.8), quindi l'effetto delle deformazioni che che agiscono su lati opposti si somma quello delle deformazioni che agiscono su lati contigui si sottrae.

$$\frac{\Delta V}{V} = \frac{\Delta R_1}{R_1} - \frac{\Delta R_2}{R_2} + \frac{\Delta R_3}{R_3} - \frac{\Delta R_4}{R_4}$$
(3.9)

essendo ΔR_i le variazioni di resistenza degli estensimetri dovute alla deformazione del componente sul quale l' estensimetro è applicato:

$$K\epsilon_i = \frac{\Delta R_i}{R_i} \tag{3.10}$$

dove K è la sensibilità dell' estensimetro.

Per ottenere una misura di deformazione continua, ossia indipendente dalla posizione angolare, si prevede di installare più estensimetri sullo stesso lato del ponte e di collegare gli estensimetri installati su lati opposti della vela su lati contigui del ponte. In tal modo infatti, si raddoppia la sensibilità rispetto alla misura su di un solo lato della vela in quanto le deformazioni sono di segno opposto. Questa configurazione del ponte estensimetrico, inoltre, risulta essere termicamente compensata in quanto un aumento di temperatura uniforme provoca una deformazione uguale per tutti gli estensimetri che si traduce in un effetto di sbilanciamento del ponte estensimetrico nullo. L'effetto centrifugo è più difficilmente compensabile tramite il posizionamento degli estensimetri perchè necessità il posizionamento degli estensimetri in zone la cui deformazione, a pari velocità, è identica (in generale non è detto che esistano). Tale effetto verrà compensato nella fase di post-processing dei segnali acquisiti.

3.3.4 Ottimizzazione del ponte estensimetrico

Il ponte estensimetrico che si intende installare sulla vela non è standard in quanto prevede l'utilizzo di più di quattro estensimetri. Il collegamento, il tipo ed il numero di estensimetri devono essere studiati per fornire un segnale quanto più costante possibile in funzione della posizione angolare del punto di contatto e l'installazione deve essere utilizzabile con la tipologia di telemetria installata che, come tutti i sistemi di telemetria, impone limiti sulla resistenza equivalente dei rami del ponte per motivi di potenza ed energia disponibile. In particolare la telemetria scelta vincola il valore di resistenza minimo per ogni lato del ponte a 350 Ω .

Perciò la resistenza totale di ogni lato del ponte deve quindi avere un valore di resistenza equivalente maggiore od uguale al limite imposto.

Il numero minimo di estensimetri dipende dalla necessità di ottenere un segnale continuo in funzione della posizione angolare, mentre il numero massimo deriva da considerazioni economiche e difficoltà di installazione. Volendo infatti installare più di trentadue estensimetri per ogni lato della vela i collegamenti e l'installazione si complicano notevolmente e il costo risulta elevato. Il valore di resistenza nominale degli estensimetri applicati viene quindi scelto per rispettere il limite imposto sulla resisteza equivalente di ogni lato del ponte.

Per quanto riguarda l'ottimizzazione del ponte estensimetrico, vengono esaminate configurazioni con 2^n estensimetri posizionati su di una circonferenza prossima all'assile in posizioni angolari eqidistanti di $\left(\frac{360}{2^n}\right)^\circ$. Come funzione obiettivo dell'ottimizzazione si considera il valore di ampiezza media del segnale e la sua deviazione standard sul giro.

Con riferimento alla Figura 3.10 si nota come il valore di ampiezza medio del segnale non vari significativamente al variare del numero degli estensimetri. La deviazione standard, invece, diminuisce all'aumentare del numero degli estensimetri. Si può notare che passando da quattro a sedici estensimetri per ogni lato della vela la varianza del segnale diminuisce notevolmente (circa un ordine di grandezza) e che raddoppiando ulteriormente gli estensimetri si ottiene ancora un miglioramento ma molto piccolo. Analizzando l'andamento del segnale in funzione della posizione angolare (Figura 3.9) si nota come, anche aumentando il numero degli estensimetri, il segnale rimanga periodico con periodo angolare pari a 180°. Tale periodicità è dovuta alla presenza dei fori che permettono il passaggio dei cavi e non può quindi essere del tutto eliminata.

In definitiva quindi, il miglior compromesso tra variazione del segnale nel giro ruota ed economicità di installazione si ha per un numero di estensimetri pari a trentadue, sedici per ogni lato della vela, installati sulla circonferenza più prossima all'assile con passo angolare 22.5°. Il collegamento degli estensimetri, posizionati su di una delle due superfici della vela, nel ponte estensimetrico avviene mettendo in serie quattro estensi-



Figura 3.9: Segnali della vela la variare del numero degli estensimetri in funzione della posizione angolare



Figura 3.10: Valore medio e deviazione stanmdard sul giro dei segnali della v el in funzione del numero di estensimetri

3.4. Scelte delle posizioni di misura sulle sospensioni primarie

metri contigui, partendo a quello in posizione 0°, che verranno messi in parallelo con gli altri quattro estensimetri contigui collegati in serie per andare a completare un lato del ponte. Il lato opposto del ponte estensimetrico vedrà collegati alla stessa maniera gli altri otto estensimetri sulla stessa superfice della vela, mentre gli altri sedici, che saranno sempre collegati in serie e parallelo come descritto, verranno posti sugli altri due lati del ponte estensimetrico. Lo schema di collegamento è mostrato in Figura 3.11. In Figura 3.12 viene mostrato l'andamento del valore di sensibilità ai carichi verticali e laterali in funzione della posizione angolare del punto di contatto. Si nota che, come detto nei paragrafi precedenti, il ponte estensimetrico così configurato offre una buona sensibilità al carico laterale ed una sensibilità praticamente nulla al carico verticale. Si nota inoltre che il valore di sensibilità è periodico con periodo di 180°.



Figura 3.11: Schema di collegamento elettrico dei ponte estensimetrico ottimizzato installato sulla vela

3.4 Scelte delle posizioni di misura sulle sospensioni primarie

Le posizioni di misura di deformazione delle sospensioni primarie vengono scelte in base alla disponibilità di spazio per il collegamento di trasduttori di spostamento relativo. Le dimensioni dei trasduttori da installare variano in base alla rigidezza delle sospensioni, sospensioni più morbide presentamo maggiori deformazioni e quindi richiedono trasduttori con maggiore corsa (e quindi di dimensioni maggiori). In generale sono sconsigliati trasduttori di misura a non contatto come i laser a triangolazione o trasduttori a correnti parassite in quanto la zona su cui questi trasduttori puntano potrebbe essere alterata da sporcizia durante i test in linea quindi alterare le proprietà che la stessa superfice aveva durante le fasi di taratura invalidando la calibrazione eseguita. I trasduttori di spostamento utilizzabili sono i potenziometri lineari e gli LVDT. In fun-

Capitolo 3. Scelte delle posizioni di misura



Figura 3.12: Sensibilità della vela ai carichi verticali e laterali stimata tramite FEM

zione del campo di misura necessario e della sensibilità richiesta la scelta ricade su uno o sull'altro tipo di sensori. Entrambe le tipologie di sensori, installati su questo tipo di sistema meccanico, offrono un effetto di carico basso e sono adatti per la misura da effettuare. Per l'utilizzo di sensori a contatto è fondamentale la corretta installazione che, se possibile, dovrebbe essere fatta tramite giunti rigidi (nella direzione di misura) vincolati ai due estremi di misura. Durante l'installazione è necessario inoltre verificare che i trasduttori non vadano a pacco quando il treno viene caricato con il carico massimo. Nel caso in cui le sospensioni fossero vincolate alla sala tramite sistemi articolati è necessario individuare, quando possibile, una zona di installazione che fornisca una relazione lineare tra spostamento relativo misurato e carico applicato, eventualmente utilizzando trasduttori di spostamento angolare relativo.

CAPITOLO 4

Metodo di taratura

4.1 Introduzione

In questo capitolo verranno descritte nel dettaglio le stumentazioni e le procedure utilizzate per la calibrazione della sala dinamometrica. Verrà descritto il banco prova progettato e realizzato per la calibrazione delle sale dinamometriche evidenziandone pregi e difetti. Successivamente sarà discussa la procedura di calibrazione utilizzata ed il set di prove scelte. Verranno poi discusse le procedure matematiche che vengono utilizzate per ricavare la matrice di taratura e verranno mostrati i risultati della taratura di una sala dinamometrica utilizzando i metodi descritti in precedenza.

4.2 Descrizione del banco di taratura

Si è deciso di progettare un banco di taratura non rotolante, strumentato in maniera da permettere di misurare direttamente le forze di contatto. Inoltre, al fine di essere in grado di riprodurre esattamente sia il contatto che le condizioni al contorno, e quindi ottenere sale strumentate in grado di stimare le forze di contatto con elevata accuratezza, si è deciso di progettare un impianto di prova che permette di ospitare un carrello completo. In questo caso, infatti, la sala strumentata è soggetta condizioni di vincolo che sono esattamente uguali a quelle che si avranno durante le prove in linea. Si noti che, al fine di ridurre la complessità (e costo) del banco prova, solo una sala alla volta può essere calibrata. Se il carrello è dotato di più di una sala strumentata, la procedura di calibrazione deve essere ripetuta per ogni sala. A causa della variabilità dei tipi di carrelli adottati su veicoli destinati al trasporto passeggeri o merci, al fine di progettare un banco universale è necessario prendere in considerazione i seguenti parametri:

• numero di assi;

- passo del carrello;
- scartamento;
- diametro della ruota;
- valori massimi delle forze di contatto ruota-rotaia.

Per quanto riguarda l'architettura del carrello è possibile trovare in servizio da veicoli senza carrello fino veicolo con carrello dotati di quattro assi, quando i veicoli per trasporto di materiale pesante sono coinvolti. Il passo è strettamente legato all'architettura, di solito maggiore è il numero delle sale montate più piccolo è il passo. Lo scartamento è unificato per scopi di interoperabilità a 1435 mm, ma valori diversi si trovano in varie ferrovie, per esempio sulla Circumvesuviana (una ferrovia a scartamento ridotto in provincia di Napoli) ha uno scartamento di 950 mm, mentre i valori fino a 1668 millimetri sono adottati nelle ferrovie spagnole e portoghesi. Anche il diametro delle ruote varia al fine di soddisfare i requisiti, l'intervallo di variazione è da 360 mm per carri a basso pianale dei carri fino a 1200 mm per i treni ad alta velocità o locomotive. Il carico massimo può variare da 17 tonnellate (per i veicoli passeggeri) e 22,5 tonnellate (per i carri merci)e solitamente i carichi verticali sono limitati a quei valori al fine di prevenire i danni alla strada ferrata. Al fine di definire il carico laterale massimo applicato alla ruota, deve essere preso in considerazione che il massimo coefficiente di Nadal Y / Q (carico laterale sul carico verticale sulla ruota), senza ottenere deragliamento, dipende dalla geometria di binario e ruota ed utilizzando profili effettivamente utilizzati può raggiungere valori fino a 1,8. Per quanto riguarda il carico longitudinale è interessato il carico massimo verticale raggiungibile, ed è pari a circa il carico verticale moltiplicato per il coefficente di attrito al contatto ruota-rotaia. Le specifiche del progetto del banco prova sono definiti in base al campo di variazione dei parametri precedentemente descritti, al fine di garantire la massima flessibilità di utilizzo. La struttura del banco prova è essenzialmente composta da due parti, la base e il portale. La base è vincolata a terra e le rotaie sono installate sulla parte superiore della base, avendo la possibilità di variare lo scartamento. Ogni rotaia è dotati profili tipo UIC60 ed è montata con un 1/20 di inclinazione. le rotaie sono divise in due parti, viene utilizzato la prima solo per sostenere il carrello mentre la seconda parte ha una funzione di misura, infatti questa parte è collegato per mezzo di una piastra sagomata alle celle di carico al fine di ottenere una misura diretta delle forze di contatto. Ogni piastra è collegata anche ad attuatori laterali e longitudinali al fine di applicare direttamente le forze alla rotaia in queste direzioni.

La base è inoltre composta da due travi laterali, collocate parallelamente ai binari, dove è fissato il portale. Sulla superficie delle travi sono disposti numerosi fori in modo da fissare il portale in apposite posizioni longitudinale rispetto al banco. Dal momento che il portale funge da base per gli attuatori verticali, la sua posizione longitudinale è scelta per mantenere allineati gli attuatori verticale rispetto alle sospensioni verticale secondarie. Il portale è costituito da due colonne laterali, collegate alla base, e una traversa che collega le colonne e può essere fissata ad altezze differenti. Gli attuatori verticali sono installati sulla traversa attraverso giunti sferici e la loro posizione verticale può essere modificata agendo sulla trave trasversale. Inoltre la loro posizione laterale può essere impostata in modo da corrispondere alla distanza laterale delle sospensioni

verticale secondarie. Al fine di evitare grandi spostamenti del carrello sono realizzati dei fine corsa nelle direzioni laterale e longitudinale. Per quanto riguarda gli attuatori, quelli idraulici sono stati scelti per la loro capacità di generare forza (maggiore di azionamenti elettrici a parità di ingombro) ed applicare piccoli spostamenti attorno alla stessa posizione di lavoro. Per ottenere una banda passante più alta possibile, si è deciso di collocare gli attuatori idraulici, quando possibile(ad esempio per i movimenti longitudinali e laterali), al contatto ruota-rotaia e dotarli servovalvole ad alte prestazioni. In direzione verticale, invece, si è deciso di collocare gli attuatori sulla parte superiore del carrello in modo da applicare le forze attraverso la sospensione secondaria. Questa decisione è stata presa al fine di limitare l'altezza del carrello in prova per ragioni di sicurezza. Quindi, anche se servovalvole ad alte prestazioni sono state installate anche per gli attuatori verticali, la banda passante in direzione verticale è limitata dalla banda passante di sospensioni primarie e secondarie. Per essere in grado di calibrare quasi ogni tipo di sala strumentata, si è deciso di adottare attuatori verticali che possono generare un carico massimo di 250kN ciascuno. Tuttavia, a causa della configurazione flessibile del dispositivo di prova, poterbbero essere installati attuatori più grandi od addirittura più di due attuatori. Per quanto riguarda gli attuatori longitudinali e laterali, anche se solo due attuatori per ogni bilancia dinamometrica sarebbero sufficienti (uno in senso longitudinale e uno in direzione laterale), si è deciso di utilizzare tre attuatori (per motivi di ingombro, due posti longitudinalmente e un posto lateralmente) al fine di essere in grado di generare ogni movimento nel piano, e quindi di valutare anche l'influenza della posizione del punto di contatto sulla matrice di calibrazione. Per raggiungere l'obiettivo richiesto di flessibilità, per entrambi gli attuatori longitudinale e laterale si è deciso di adottare attuatori in grado di generare una forza di 50kN. Come per gli attuatori verticali, se fossero necessarie forze superiori, sia gli attuatori longitudinale e laterale poterbbero facilmente essere sostituiti da altri più prestanti. Come già sottolineato, il vantaggio di un banco di prova non rotolante rispetto a quelli a rotolamento è che le forze al contatto ruota-rotaia possono essere misurata direttamente. Di conseguenza, nel banco sotto ogni ruota della sala, è posizionata una bilancia a sette componenti dotata di un profilo a rotaia. Tre celle di carico sono posizionate sulla parte superiore degli attuatori nel piano (longitudinale e laterale) e quattro celle di carico sono collocato sulla cima di quattro aste con giunti sferici alle estremità che collegano la rotaia alla base del banco. Questa configurazione della bilancia dinamometrica consente di misurare non solo i tre componenti della forza di contatto (longitudinale, laterale e verticale), ma anche le coppie che ne risultano (coppie di beccheggio, rollio e imbardata) che possono essere proficuamente utilizzate per determinare la posizione del punto di contatto. Le celle di carico sono scelte per misurare le forze fino al valore massimo possibile, cioè:

- il carico massimo applicato dagli attuatori (per il longitudinale e laterale) moltiplicato per un coefficente di sicurezza
- un quarto della somma del carico massimo applicato dai due attuatori verticali più il peso del carrello diviso per il numero di ruote più il peso della sala montata divisa per due,moltiplicati per un fattore di sicurezza.

Ovviamente, a causa del fatto che anche la componente statica della forza è di interesse, sono adottate celle di carico estensimetriche. Le soluzioni ingegneristiche adot-

Capitolo 4. Metodo di taratura

tate nella progettazione del banco garantiscono la flessibilità di impiego richiesto dalle specifiche, infatti:

- lo scartamento può variare da 600 mm a 1700 mm;
- carrelli con diverse architetture e passi possono essere montati nel banco;
- possono essere testate sale con ruote fino a 1200mm;
- la massima forza verticale totale che può essere applicata al carrello attraverso la sospensione secondaria è di 500 kN;
- la forza laterale massima applicabile a ciascuna ruota è di 50 kN;
- la massima forza longitudinale è di 100 kN.

4.3 Procedura di calibrazione

In questo paragrafo viene descritta più dettagliatamente la procedura di calibrazione della sala dinamometrica. Al fine, infatti, di utilizzare la sala ferroviaria come uno strumento di misura delle forze di contatto ruota-rotaia è necessario provvedere alla calibrazione della stessa in modo da correlare le deformazioni misurate dai ponti estensimetrici ai valori delle forze di contatto che le producono. Per tale attività viene impiegato il banco prova descritto in precedenza. In tal modo è possibile applicare delle forze direttamente al carrello attraverso il sistema di attuazione e misurare contemporaneamente i valori di deformazione dell'asse e delle ruote nelle sezioni di misura e i valori assunti dalle forze di contatto mediante le bilance a 7 componenti. Il processo di calibrazione della sala si articola essenzialmente in quattro fasi. La prima fase prevede la definizione e l'esecuzione di un piano di prove mediante il quale è possibile ricavare la matrice di taratura della sala misurando sia gli ingressi (forze di contatto) che le uscite (deformazioni) del sistema (sala dinamometrica). La seconda fase consta nella valutazione dell'incertezza associata alla stima delle forze di contatto mediante il confronto tra i valori di riferimento misurati con le bilance a 7 componenti e quelli stimati attraverso la sala dinamometrica, dopo aver ottenuto la matrice di taratura. La terza fase permette di identificare, grazie alla ridondanza del sistema, alcune matrici di taratura di backup, il cui uso si renderebbe necessario in seguito all'eventuale malfunzionamento in linea di alcuni ponti estensimetrici. La guarta fase, infine, prevede una verifica al banco delle proprietà dinamiche della sala dinamometrica. In particolare viene imposta una storia di carico, rappresentativa del transito in curva e si verifica che la matrice di taratura definita nella seconda fase permetta di riprodurre correttamente i carichi al contatto ruota-rotaia.

Alla base della procedura di calibrazione c'è la definizione del piano di prove, che deve esplorare, nei limiti del possibile, le varie combinazioni di carico a cui la sala può essere soggetta in linea. A tale scopo possono essere impiegate delle simulazioni numeriche su un modello del veicolo al quale il carrello e la sala appartengono, in modo da identificare 3 livelli di carico (alto, medio e basso) per ciascuna componente delle forze di contatto ruota-rotaia, come riassunto in Figura 4.1.

Si stabilisce, quindi, un DoE (Design of Experiments), schematicamente rappresentato in Figura 4.2, con le varie combinazioni di livello di carico sulle due ruote. Le

	Li	ivelli - Leve	els
	Alto <i>High</i> [kN]	Medio <i>Medium</i> [kN]	Basso <i>Low</i> [kN]
Forza verticale Q Vertical force Q	50	25	0
Forza laterale Y Lateral force Y	20	10	0
Forza longitudinale X Longitudinal force X	10	5	0

Figura 4.1: Riassunto dei livelli di carico verticale e laterale



Figura 4.2: Combinazioni di carico sulle due ruote della sala dinamometrica

Capitolo 4. Metodo di taratura

stesse indagini condotte sul modello ad elementi finiti della sala vengono eseguite sperimentalmente per quantificare l'influenza della posizione assiale e circonferenziale del punto di contatto sulla stima delle forze di contatto. In particolare, per valutare l'eventuale effetto della posizione assiale del punto di contatto si è stabilito di ripetere lo stesso schema diprove per ciascuna delle 3 posizioni relative possibili tra sala e binario (contatto a bordino sulla ruota destra, contatto sulle tavole di rotolamento e contatto a bordino sulla ruota sinistra). Inoltre, essendo la calibrazione effettuata in condizioni statiche, lo schema di prova viene ripetuto in quattro differenti posizioni angolari della sala (0°, 20°, 45°, 90° rispetto ad un riferimento prefissato)

4.4 Taratura statica

In ciascuna delle prove di taratura sono stati acquisiti i segnali misurati dagli estensimetri e quelli dalle bilance, campionati ad una frequenza di 200 Hz. Al fine di eliminare il rumore di misura si è proceduto ad effettuare una media su una storia temporale di 10 s. In tal modo per ciascuna prova si ottengono le 6 componenti di forza al contatto e analogamente i 16 canali estensimetrici. È possibile utilizzare solo una parte dei canali estensimetrici per ricostruire le componenti delle forze di contatto solo ad un gruppo di canali. Ad esempio, una possibilità consiste nel considerare solo i canali di deformazione dei ponti sull'assile. La deformazione complessiva nella sezione di misura i-esima (i=1,7 se vengono considerate solo le deformazioni flessio- nali sull'assile e la deformazione torsionale in una delle sezioni di misura) viene ottenuta sommando i due contributi sui due piani ortogonali, in modo da ottenere un segnale non variabile con la posizione angolare della sala:

$$\epsilon_i = (\epsilon_{i,0}^2 + \epsilon_{i,90}^2)^{\frac{1}{2}}$$
(4.1)

Per ciascuna componente della forza di contatto F_j misurata dalla bilancia a 7 componenti (j=1,6, considerando le tre componenti della forza di contatto su ciascuna delle due ruote dell'asse strumentato), è possibile scrivere un'equazione che la lega alle deformazioni considerate ϵ_i , mediante i coefficienti di influenza $\alpha_{i,j}$:

$$F_j = \sum_{i=1}^n (\alpha_{i,j} * \epsilon_i)$$
(4.2)

I coefficienti di influenza $\alpha_{i,j}$ risultano essere quindi le incognite del problema. In particolare nel caso considerato il numero di incognite risulta essere pari a 6 x N° canali, pertanto è necessario un numero di equazioni identico per poterle determinare. Per ciascuna prova si possono scrivere le 6 equazioni del tipo (4.2) e pertanto per risolvere il problema vanno eseguite prove tante prove quanti sono i canali utilizzati. In tal modo è possibile identificare in modo deterministico le incognite $\alpha_{i,j}$; è preferibile, d'altro canto, utilizzare un numero maggiore di prove, eseguite sulla base del DoE precedentemente descritto, al fine di rendere più robusta la determinazione dei coefficienti di influenza, che, in tal caso vengono ottenuti con un approccio ai minimi quadrati. La procedura può essere descritta in maniera più compatta impiegando un formalismo matriciale. Considerando ogni prova di taratura è possibile rag- gruppare in un vettore colonna $F^t = [Q_{dx} \ Q_{sx} \ Y_{dx} \ Y_{sx} \ X_{dx} \ X_{sx}]$ le sei componenti delle forze di contatto sulle due ruote e, analogamente, i canali estensimetrici possono essere raggruppati in un vettore colonna ϵ . Per ciascuna prova, pertanto, vale la relazione:

$$F = [A] \epsilon \tag{4.3}$$

avendo definito con [A] la matrice di taratura della sala dinamometrica, cioè la matrice contenente i coefficienti di influenza. Raggruppando ulteriormente in un'unica matrice [F] i valori delle componenti delle forze di contatto ruota-rotaia e analogamente in un'altra matrice [ϵ] i valori dei canali estensimetrici (ogni prova corrisponde ad una colonna delle due matrici) e indicando con [A^*] la stima della matrice di taratura della sala, incognita del problema, è possibile scrivere la relazione (4.4), valida per tutte le prove, in maniera sintetica in forma matriciale:

$$[F] = [A^*][\epsilon]$$

$$(4.4)$$

essendo [F] una matrice di dimensioni 6 x N° prove, [ϵ] una matrice di dimensioni N° canali x N° prove, e [A^*] una matrice di dimensioni 6 x N° canali.

Manipolando opportiunamente l'equazione (4.4) si può definire esplicitamente la stima della matrice di taratura [A^*]:

$$[A^*] = [F] [\epsilon]^t ([\epsilon]^t [\epsilon]^t)^{-1}$$

$$(4.5)$$

Ricordando la definizione di pseudo-inversa di una matrice rettangolare, secondo Moore-Penrose:

$$\begin{bmatrix} \epsilon^* \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \epsilon \end{bmatrix}^t (\begin{bmatrix} \epsilon \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \epsilon \end{bmatrix}^t)^{-1}$$
(4.6)

Si ottiene che la stima della matrice di taratura [A^*] può essere definita come prodotto tra due matrici, la matrice [F] che contiene i valori di forza misurati in tutte le prove e la pseudo-inversa della matrice [ϵ^* che contiene i valori di deformazione:

$$[A^*] = [F] [\epsilon^*]$$

$$(4.7)$$

La matrice [A^*] così definita risulta essere la stima ottima, nel senso dei minimi quadrati, della matrice[A].

4.4.1 Compensazione della velocità

La dipendenza dei segnali delle vele dalla velocità viene verificata sperimentalente al fine di ricavare una funzione di compensazione di tale effetto che sarà utilizzata durante le prove in linea. In particolare la sala viene sollevata e posta in rotazione a velocità variabile fino a raggiungere la velocità periferica massima della ruota a cui è possibile muoversi durante i test in linea. Durante questa operazione viene misurata la velocità periferica delle ruote ed i segnali provenienti dalle vele. La dipendenza dei segnali delle vele dalla velocità è di tipo quadreatico (essendo dipendente dalla accelerazione centripeta) e verrà approssimata tramite una relazione del tipo:

$$\begin{bmatrix} V_x \end{bmatrix} = K_{xv} \quad V_{treno}^2 \tag{4.8}$$

La costante K_{xv} verra ricavata tremite il metodo dei minimi quadrati, minimizzando la somma del quadrato degli scarti tra segnale della vela sperimentale e curva di approssimazione. Il risultato della compensazione è mostrato in Figura 4.3.



Figura 4.3: Compensazione della componente di deformazione centrifuga misurata dalle vele

4.5 Risultati di taratura

Definita la matrice di taratura è possibile calcolare, per ciascuna prova, i valori delle componenti di forza stimati e confrontarli con quelli di riferimento, misurati attraverso le bilance a 7 componenti; in particolare si può definire l'errore di stima Δ come:

$$\Delta = F_{rif} - F_{stim} \tag{4.9}$$

Una misura dell'incertezza associata alla stima delle forze di contatto può essere espressa dalla deviazione standard dell'errore di stima σ_{Δ} .

Nelle figura seguenti (Figura 4.4, Figura 4.5 e Figura 4.6) si riporta, per ciascuna delle componenti delle forze di contatto ruota-rotaia, il confronto tra i valori di forza stimati e quelli di riferimento. Sull'asse delle ascisse ci sono i va- lori di riferimento, mentre su quello delle ordinate i valo- ri stimati. Ogni punto sul grafico rappresenta una prova di taratura, in aggiunta viene riportata la banda $F_{rif} + \sigma_{\Delta}$.



Figura 4.4: Confronto tra valori di carico verticale di riferimento e stimati



Figura 4.5: Confronto tra valori di carico laterale di riferimento e stimati



Figura 4.6: Confronto tra valori di carico longitudinale di riferimento e stimati

CAPITOLO 5

Prove in linea

5.1 Introduzione

Nel seguente capitolo verrà mostrato un esempio di prova in linea. Verrà mostrato il tracciato ed i valori di forza stimati tramite la sala dinamometrica. In aggiunta alle informazioni ricavate dalla sala, si analizzeranno le misure ricavate da altri strumenti di misura posizionati sul treno in prova. I dati raccolti saranno successivamente utilizzati per fornire indicazioni sulla sicurezza di marcia del treno

5.2 Esempio e descrizione di prove in linea

La prova consiste nell'acquisizione dei dati in un tracciato compreso tra due stazioni di una linea di metropolitana. La prova è stata eseguita con treno a pieno carico rispettando le velocità imposte dal controllore della linea per i treni in normale esercizio. I dati ricavati sono stati elaborati come descritto nei precedenti paragrafi per ricavare le forze di contatto e successivamente sono stati processati secondo la normativa UNI EN 14363. In Figura 5.1 viene descritto il tracciato percorso durante la prova. La lunghezza totale del percorso è di 1,65 km e comprende quattro curve a destra e tre curve a sinistra dotate di sopraelevazione e tratti di raccordo. La velocità di percorrenza è di circa 70 km/h ed è la velocità di esercizio dei treni che percorrono quel tratto di linea metropolitana (Figura 5.2). Il transito in curva viene rilevato tramite un trasduttore potenziometrico a filo posizionato tra cassa e carrello. I valori misurati da tale trasduttore sono riportati in Figura 5.3. Se il segnale è maggiorre di zero la curva è verso sinistra mentre se il segnale è inferiore al valore nullo la curva è verso destra. A segnale nullo il treno sta transitando su di un tratto rettilineo.

I valori di forza stimata vengono riportati in Figura 5.4 e Figura 5.5. La convenzione utilizzata prevede valori positivi per le forze verticali se dirette verso l'alto e valori



Figura 5.1: Tratta percorsa durante la prova.



Figura 5.2: Velocità istantanea di percorrenza della tratta in funzione della progressiva di linea



Figura 5.3: Segnale di presenza della curva



Figura 5.4: Forza vericale stimata



Figura 5.5: Forza laterale stimata

positivi per le forze laterali se dirette verso l'interno della sala. Si nota che, durante il transito in curva, si presenta un trasferimento di carico dalla ruota interna alla ruota esterna e che le forze laterali di contatto aumentano notevolmente. Gli effetti descritti sono dovuti al comportamento dinamico del treno, al tracciato ed all'interazione tra i due. In particolare si nota che la forza laterale sulla ruota esterna è diretta verso il centro della curva ed ha un valore maggiore della forza laterale sulla ruota interna che invece è diretta verso l'esterno della curva. Il valore della forza risultante permette al treno di effettuare la curva mentre il valore della forza sulla ruota interna alla curva è dato dallo slittamento cui essa è soggetta. Per quanto riguarda le forze verticali, il trasferimento di carico è causato principalmente dall'accelerazione laterale che agisce sulla cassa. I valori di accelerazione laterale misurati sono riportati in Figura 5.6.



Figura 5.6: Forza laterale stimata

Analizzando la forza verticale e la forza laterale agenti sulla stessa ruota è possibile ricavare il coefficente di Nadal come rapporto tra la forza laterale e la forza verticale. In Figura 5.7 si nota che, per la tratta in esame, il coefficente di Nadal non supera ma il valore limite di 0.8, che è il coefficente di svio statico per il profilo di ruota considerato. Quindi per quanto riguarda la tratta scelta, analizzando la stima delle forze al contatto, si può dire che l'interazione tra treno e tracciato non presenta particolari condizioni di pericolosità per le velocità in esame.



Figura 5.7: Forza laterale stimata

CAPITOLO 6

Conclusioni e sviluppi futuri

Nel presente lavoro sono stati analizzati diversi metodi esistenti per la misura delle forze al contatto tra ruota e rotaia e per la taratura del sistema di misura. Dall'analisi di questi metodi è stato possibile sviluppare una metodologia di misura e di taratura che sfrutti i pregi delle diverse medodologie esistenti e che ne colmi le principali lacune. La medodologia di misura è stata applicata a sale esistenti. Le sale sono state analizzate tramite metodo ad elementi finiti e sono state strumentate in accordo ai risultati delle simulazioni eseguite. Un nuovo banco di taratura è stato progettato e realizzato, colmando alcune lacune dei banchi di taratura analizzati nello stato dell'arte. A titolo di esempio una sala di veicolo metropolitano,montata sul carrello, è stata calibrata sul banco di prova progettato e, successivamente alle operazioni di taratura, è stata utilizzata per la misura in linea. Tramite la stima delle forze di contatto è stato possibile ricavare indici di sicurezza di marcia del treno sulle tratte perse in considerazione. La metodologia sviluppata colma alcune lacune presenti nei metodi precedenti ma, purtroppo, ne mantiene altre. In particolare la procedura è applicabile solo a sale con ruote dotate di vele in quanto prevede la misura delle deformazioni sulla vela delle ruote.

dotate di vele in quanto prevede la misura delle deformazioni sulla vela delle ruote. Inoltre la medodologia proposta non prevede la compensazione o la stima della posizione longitudinale del punto di contatto che potrebbe variare durante la marcia del treno in funzione dell'angolo di attacco della sala. Infine la procedura, essendo sviluppata in accordo con la normativa UNI EN 14363, mantiene i limiti e le semplificazioni imposti dalla normativa, ossia non è applicabile a sale frenate o motorizzate durante i test in linea. In futuro, eventualmente tramite nuove tecnologie disponibili, si prevede di studiare le lacune rimanenti nella metodologia e di colmarle ove possibile.

Elenco delle figure

1.1	Schemi di misura La Sapienza	2
1.2	Schema di misura ALSTOM per misure discrete	3
1.3	Schema di misura ALSTOM per misure continue	4
1.4	Banco di taratura DB	6
1.5	Banco di taratura BU300,Lucchini	7
1.6	Configurazione di taratura metodo Polimi	8
2.1	Schematizzazione delle forze applicate alla sala	10
2.2	Schematizzazione della posizione laterale di contatto	11
2.3	Schematizzazione delle forze applicate alla sala nel piano verticale	12
2.4	Schematizzazione delle forze applicate alla sala nel piano orizzontale .	13
2.5	Schematizzazione delle deformazioni superficiali della vela	15
3.1	Momento flettente totale e componenti nei piani di interesse	22
3.2	Modello ad elementi finiti della sala	24
3.3	Punti di applicazione dei carichi per $0^{\circ}, 45^{\circ}$ e 90°	25
3.4	Deformazioni radiali e tangenziali della vela in funzione della posizione radiale	26
3.5	Deformazioni radiali e tangenziali della vela in funzione della posizione	20
0.0	angolare su di una circonferenza prossima al cerchione	27
3.6	Deformazioni radiali e tangenziali della vela in funzione della posizione	
0.0	angolare su di una circonferenza prossima all'assile	28
3.7	Effetto della forza centrifuga sulla vela a 50 km/h e 100 km/h	29
3.8	Ponte estensimetrico	30
3.9	Segnali della vela la variare del numero degli estensimetri in funzione	
	della posizione angolare	32
3.10	Valore medio e deviazione stanmdard sul giro dei segnali della v el in	
	funzione del numero di estensimetri	32
3.11	Schema di collegamento elettrico dei ponte estensimetrico ottimizzato	
	installato sulla vela	33
3.12	2 Sensibilità della vela ai carichi verticali e laterali stimata tramite FEM .	34

Elenco delle figure

4.1	Riassunto dei livelli di carico verticale e laterale	39						
4.2	Combinazioni di carico sulle due ruote della sala dinamometrica							
4.3	Compensazione della componente di deformazione centrifuga misurata							
	dalle vele	42						
4.4	Confronto tra valori di carico verticale di riferimento e stimati	43						
4.5	Confronto tra valori di carico laterale di riferimento e stimati	43						
4.6	Confronto tra valori di carico longitudinale di riferimento e stimati	43						
5.1	Tratta percorsa durante la prova.	46						
5.2 Velocità istantanea di percorrenza della tratta in funzione della pro								
	siva di linea	47						
5.3	Segnale di presenza della curva	47						
5.4	Forza vericale stimata	48						
5.5	Forza laterale stimata	48						
5.6	Forza laterale stimata	49						
5.7	Forza laterale stimata	50						

Bibliografia

- [1] G.B. Broggiato, E. Cosciotti. OTTIMIZZAZIONE NUMERICA DELLA DISPOSIZIONE DI PONTI ESTEN-SIMETRICI SULLE SALE FERROVIARIE UTILIZZATE NELLA MISURA DELLE FORZE DI CONTATTO RUOTA-ROTAIA Associazione Italiana per l'Analisi delle Sollecitazioni (AIAS) XXXV Convegno Nazionale 13-16 Settembre 2006, Università Politecnica delle Marche
- Braghin F., Bruni S., Cervello S., Cigada A., Resta F.. A new method for the measure of wheel-rail contact forces
 International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems (CM2003), Gothenburgh, Sweden June 10-13, 2003, Pagg. 313-319
- [3] M.Alessandria, B.Dotta. *Calibration of estensometric bridges applied to the wheel disk of an instrumented wheelset within the framework of the widem project*. Alstom ferroviaria testing and homologation
- [4] available online at www.bahn.de.