



**SAPIENZA**  
UNIVERSITÀ DI ROMA

**Facoltà di Ingegneria Civile ed Industriale**

**Dottorato di Ricerca in Infrastrutture e Trasporti (XXX° Ciclo)**

**Curriculum: Ingegneria Ferroviaria**

*“Studio delle interazioni ruota-rotaia ai fini della sicurezza dell’esercizio e della manutenzione: sviluppo di un sistema di misura sperimentale per il monitoraggio dei carichi trasversali”.*

Dottorando:

**Ing. Daniele Cortis**

Tutor:

**Prof. Gabriele Malavasi**

Anno Accademico 2016/17

*“Il più grande pericolo per molti di noi non sta nel fatto che i nostri obiettivi siano troppo elevati e quindi non raggiungibili, ma nel fatto che siano troppo bassi e che li si raggiunga”.*

Michelangelo Buonarroti

# Indice

<b>Introduzione</b> .....	<b>5</b>
<b>Capitolo 1 La sicurezza e la manutenzione dei veicoli nel sistema ferroviario europeo</b> .....	<b>6</b>
1.1 L'andamento della sicurezza nel sistema ferroviario italiano .....	6
1.2 L'andamento della sicurezza nel sistema ferroviario europeo .....	11
1.3 Le azioni europee per la prevenzione e la mitigazione dei deragliamenti.....	16
1.3.1 L'utilizzo dei detettori di svio nel trasporto delle merci pericolose .....	16
1.3.2 La prevenzione e la mitigazione degli effetti dei deragliamenti nel trasporto merci.....	18
1.3.3 Il Progetto D-RAIL: soluzioni e strategie per ridurre il rischio di deragliamento .....	21
1.4 La manutenzione dei veicoli nel sistema ferroviario europeo .....	23
1.4.1 I Soggetti Responsabili della Manutenzione (ECM – Entity in Charge of Maintenance).....	23
1.4.2 La certificazione degli ECM per la manutenzione dei carri merci .....	24
1.4.3 L'attestazione degli ECM per la manutenzione veicoli ferroviari (ad esclusione dei carri merci) secondo la Linea Guida dell'ANSF .....	25
1.4.4 Tecniche innovative di manutenzione predittiva: Big Data e Machine Learning .....	27
<b>Capitolo 2 I sistemi di monitoraggio delle forze di contatto ruota-rotaia</b> .....	<b>28</b>
2.1 Le forze di contatto ed il fenomeno dello svio: il rapporto Y/Q.....	28
2.1.1 La guida vincolata e la stabilità di marcia.....	28
2.1.2 Le forze di contatto ruota-rotaia.....	30
2.1.3 Il coefficiente di svio.....	32
2.2 I sistemi di monitoraggio installati a bordo treno .....	35
2.3 I sistemi di monitoraggio installati lato infrastruttura.....	38
2.3.1 I sistemi di monitoraggio delle forze di contatto trasversali: stato dell'arte.....	39
2.3.2 Il Sistema di Monitoraggio dei Carichi Verticali (SMCV) sviluppato dal Dipartimento DICEA (Università di Roma "La Sapienza") e Rete Ferroviaria Italiana (RFI) .....	44
<b>Capitolo 3 La misura delle forze di contatto trasversali: lo studio di fattibilità</b> .....	<b>46</b>
3.1 La misurabilità dei carichi trasversali trasmessi al binario: 1° Convenzione di Ricerca con Rete Ferroviaria Italiana (RFI) .....	46
3.2 Il metodo del "gambo" .....	47
3.2.1 Gli effetti della sollecitazione di flessione sul gambo della rotaia .....	47
3.2.2 L'analisi degli effetti deformativi attraverso simulazioni agli elementi finiti.....	50
3.2.3 Le prove sperimentali e la validazione dei risultati teorici.....	59
3.3 Il metodo della "suola" .....	65
3.3.1 Gli effetti della sollecitazione di taglio sulla suola della rotaia .....	65
3.3.2 L'analisi degli effetti deformativi attraverso simulazioni agli elementi finiti.....	70
3.3.3 Le prove sperimentali e la validazione dei risultati teorici.....	78

3.4	Il metodo più idoneo alla misura dei carichi trasversali .....	85
<b>Capitolo 4</b>	<b>Gli sviluppi teorici e sperimentali del metodo della "suola" .....</b>	<b>87</b>
4.1	La simulazione agli elementi finiti del sistema di misura: analisi statica.....	87
4.1.1	<i>Ottimizzazione della configurazione estensimetrica .....</i>	<i>88</i>
4.1.2	<i>Stima dell'influenza del punto di applicazione del carico verticale sulle misure.....</i>	<i>90</i>
4.1.3	<i>Stima dell'incertezza di misura .....</i>	<i>91</i>
4.2	La validazione sperimentale dei risultati.....	93
4.3	La valutazione della robustezza del sistema di misura: Design of Experiments .	99
4.3.1	<i>Scelta del piano fattoriale e della variabile di risposta .....</i>	<i>99</i>
4.3.2	<i>Fattori principali e studio delle interazioni .....</i>	<i>101</i>
4.3.3	<i>Modello di regressione .....</i>	<i>104</i>
4.4	La simulazione agli elementi finiti del sistema di misura: analisi transiente.....	109
4.4.1	<i>Modellazione agli elementi finiti.....</i>	<i>109</i>
4.4.2	<i>Verifica del modello attraverso i dati sperimentali del sistema SMCV.....</i>	<i>110</i>
4.4.3	<i>Analisi dei risultati e confronto con le analisi statiche .....</i>	<i>112</i>
<b>Capitolo 5</b>	<b>Il Sistema di Monitoraggio dei Carichi Trasversali (SMCT) .....</b>	<b>115</b>
5.1	Lo sviluppo di una stazione di misura dei carichi trasversali trasmessi al binario dai rotabili in transito: 2° Convenzione di Ricerca con Rete Ferroviaria Italiana (RFI).....	115
5.2	Le prove sperimentali presso il laboratorio "Infrastruttura" di RFI.....	117
5.2.1	<i>Modalità di esecuzione delle prove in laboratorio.....</i>	<i>117</i>
5.2.2	<i>Attrezzaggio della stazione di misura .....</i>	<i>120</i>
5.2.3	<i>Elenco delle prove sperimentali.....</i>	<i>124</i>
5.3	L'analisi dei risultati sperimentali.....	126
5.3.1	<i>Analisi degli effetti dell'applicazione della sollecitazione verticale (Q) .....</i>	<i>126</i>
5.3.2	<i>Analisi degli effetti dell'applicazione della sollecitazione verticale (Q) e trasversale (Y) .....</i>	<i>131</i>
5.3.3	<i>Scelta della sezione di misura ottimale.....</i>	<i>140</i>
5.3.4	<i>Stima dell'incertezza di misura .....</i>	<i>144</i>
	<b>Conclusioni.....</b>	<b>146</b>
	<b>Riferimenti Bibliografici .....</b>	<b>147</b>

## Introduzione

Negli ultimi anni i sistemi di monitoraggio delle forze di contatto tra ruota e rotaia, lato infrastruttura, hanno attratto l'interesse dei diversi soggetti che operano nel settore Ferroviario. L'interesse è dovuto alla possibilità di monitorare il parco rotabile circolante che questi sistemi permettono. Identificare in tempo reale lo stato di un rotabile permette ai Gestori dell'Infrastruttura di segnalare eventuali non conformità alle Imprese Ferroviarie per l'adozione delle conseguenti azioni correttive. Attualmente sistemi di misura di questo tipo sono impiegati per monitorare diverse grandezze come i carichi verticali ( $Q$ ), utili per individuare eventuali sbilanciamenti e/o sovraccarichi, anomalie o guasti al funzionamento delle sospensioni. La misura dei carichi trasversali ( $Y$ ), principalmente presenti nella marcia in curva, è un tema invece meno esplorato rispetto a quanto disponibile per la misura delle stesse forze, ma con stazioni di misura a bordo treno.

A livello normativo, l'entità delle forze di contatto scambiate tra ruota e rotaia è soggetta ai limiti stabiliti dalla norma UNI EN 14363, che regola le prove quasi statiche e dinamiche per l'omologazione del materiale rotabile. La norma si applica a tutti i veicoli che possono essere impiegati in esercizio commerciale e circolanti su binari a scartamento standard (1435 mm). I limiti della norma sono direttamente correlati con le prestazioni strutturali del binario, con la sicurezza nei confronti dello svio, con il confort di marcia e con il mantenimento nel tempo della geometria del binario. In un contesto di questo tipo si intuisce come sia utile e necessario un apparato che consente il monitoraggio completo delle forze di contatto, la stima del coefficiente di svio (rapporto  $Y/Q$ ), l'elaborazione dei dati acquisiti e la loro successiva l'archiviazione.

Il presente lavoro, esaminando la situazione del settore ferroviario europeo in relazione alla sicurezza della circolazione ed alla manutenzione dei veicoli [*Capitolo 1*], affronta lo studio della misura delle forze di contatto [*Capitolo 2*], su base teorica e sperimentale, ai fini dello sviluppo di un sistema sperimentale per il monitoraggio dei carichi trasversali ( $Y$ ), lato infrastruttura. Attraverso una prima convenzione di ricerca con Rete Ferroviaria Italiana (RFI), è stato effettuato uno studio di fattibilità preliminare, confrontando tra loro due metodologie di misura differenti [*Capitolo 3*]; successivamente la ricerca è proseguita a livello accademico approfondendo le potenzialità applicative di uno dei due metodi precedentemente analizzati [*Capitolo 4*]. Infine, attraverso una seconda convenzione di ricerca, sempre con Rete Ferroviaria Italiana (RFI), si è sviluppato il sistema di misura a livello prototipale conducendo ulteriori prove sperimentali di laboratorio ed installando l'apparato direttamente in linea durante il normale esercizio [*Capitolo 5*].

# Capitolo 1

## La sicurezza e la manutenzione dei veicoli nel sistema ferroviario europeo

### 1.1 L'andamento della sicurezza nel sistema ferroviario italiano

Come previsto dall'articolo 7 del decreto legislativo 10 agosto 2007, n.162 "Attuazione delle direttive 2004/49/CE e 2004/51/CE relative alla sicurezza ed allo sviluppo delle ferrovie comunitarie", che recepisce l'articolo 18 della Direttiva 2004/49/CE, ogni anno l'ANSF (Agenzia Nazionale per la Sicurezza delle Ferrovie) redige il "Rapporto Annuale sulla Sicurezza" [1]. Tale documento descrive l'andamento nel corso dell'anno della sicurezza nella parte di sistema ferroviario italiano sulla quale, ai sensi del citato decreto, l'ANSF svolge la sua attività di regolamentazione, autorizzazione e supervisione.

In riferimento all'anno 2015, ultimo del quale sono note le elaborazioni, l'ANSF indica una riduzione del numero degli incidenti significativi<sup>1</sup> rispetto all'anno precedente (Tabella 1.1). Confrontando l'andamento degli incidenti totali negli ultimi dieci anni, si nota una riduzione in termini percentuali del 28% rispetto al 2005 e dell'11% rispetto al 2014. Le uniche categorie che hanno mostrato un incremento nell'ultimo anno sono state "incidenti ai passaggi a livello" e "incidenti al materiale rotabile", mentre gli incidenti più frequenti continuano sempre a riguardare "incidenti alle persone che coinvolgono materiale rotabile in movimento" insieme agli "incidenti ai passaggi a livello" (Figura 1.1).

Disaggregando tali dati in base alla causa principale dell'incidente (Figura 1.2), risulta che circa il 74% degli eventi totali risulta associato alle indebite presenze od attraversamenti della sede ferroviaria da parte dei pedoni, inclusi i casi accaduti in prossimità dei passaggi a livello. Questi incidenti hanno causato quasi l'87% delle vittime totali del 2015. Il fenomeno è rappresentato prettamente dalle vittime appartenenti alla categoria "persone non autorizzate sulla sede ferroviaria", le quali nel 2015 hanno rappresentato il 70% del totale.

---

<sup>1</sup> Per "incidente significativo" si intende ai sensi dell'Allegato 1 del D.lgs. 162/2007 un evento improvviso indesiderato e non intenzionale o specifica catena di siffatti eventi aventi conseguenze dannose; gli incidenti si dividono nelle seguenti categorie: collisioni, deragliamenti, incidenti ai passaggi a livello, incidenti a persone causati da materiale rotabile in movimento, incendi e altro.

Per "incidente grave" si intende invece ai sensi dell'Allegato 1 del D.lgs. 162/2007 un qualsiasi collisione ferroviaria o deragliamento di treni che causa la morte di almeno una persona o il ferimento grave di cinque o più persone o seri danni al materiale rotabile, all'infrastruttura o all'ambiente e qualsiasi altro incidente analogo avente un evidente impatto sulla regolamentazione della sicurezza ferroviaria o sulla gestione della stessa; seri danni: i danni il cui costo totale può essere stimato immediatamente dall'organismo investigativo in almeno 2 milioni di euro.

Tabella 1.1 – Incidenti significativi ai sensi dell'All. I del D.lgs. 162/2007 e s.m.i. [1]

Cause	Anno										
	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015
Collisione di treni	5	4	4	2	3	2	6	7	4	9	4
Collisioni di treni con veicoli ferroviari	2	1	2	1	0	0	0	0	0	1	1
Collisioni di treni contro ostacoli che ingombrano la sagoma libera dei binari	3	3	2	1	3	2	6	7	4	8	3
Deragliamenti di treni	6	11	8	8	5	3	3	5	6	4	3
Incidenti ai passaggi a livello	25	32	19	9	5	15	18	13	14	16	19
Incidente alle persone che coinvolge materiale rotabile in movimento	90	76	83	79	73	77	77	79	71	74	67
Incendi di materiale rotabile	4	4	4	2	0	0	0	1	2	0	2
Altri tipi di incidenti	4	5	3	3	7	3	2	1	1	6	2
<b>TOTALE</b>	<b>134</b>	<b>132</b>	<b>121</b>	<b>103</b>	<b>93</b>	<b>100</b>	<b>106</b>	<b>106</b>	<b>98</b>	<b>109</b>	<b>97</b>

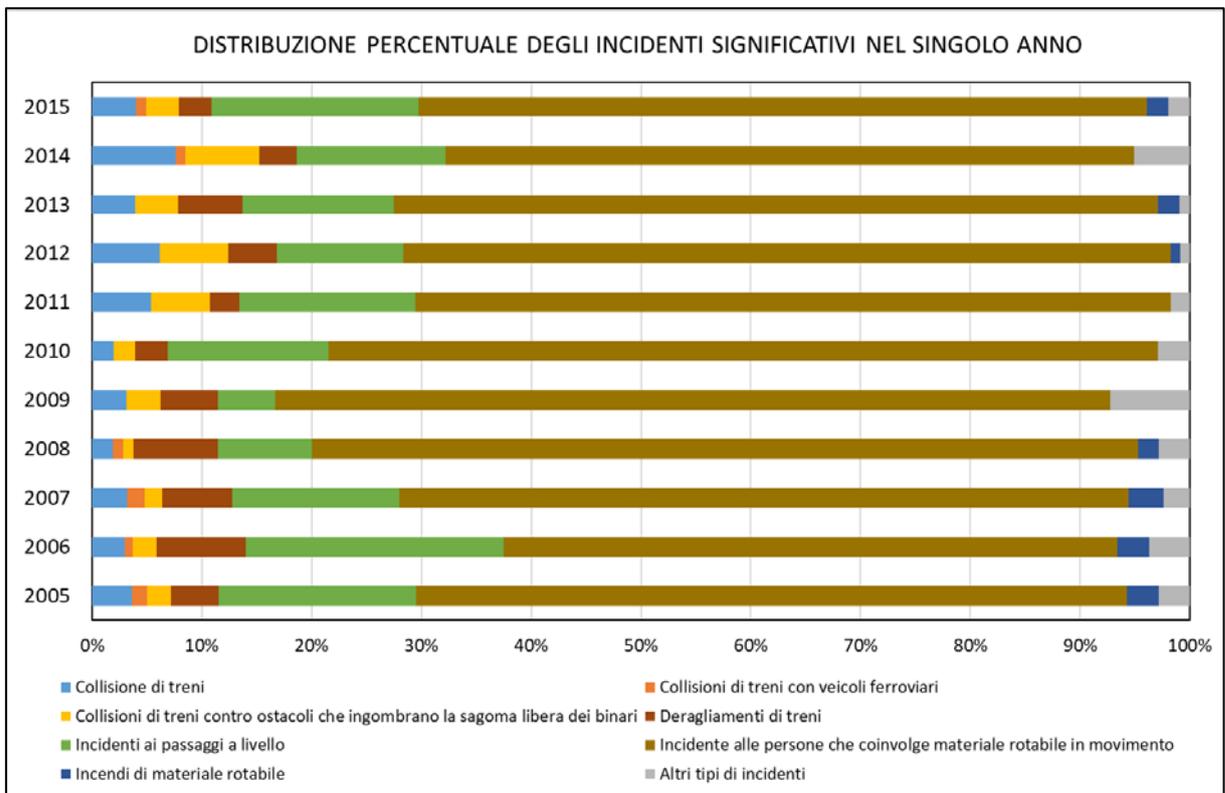


Figura 1.1 – Distribuzione percentuale degli incidenti significativi nel singolo anno [1]

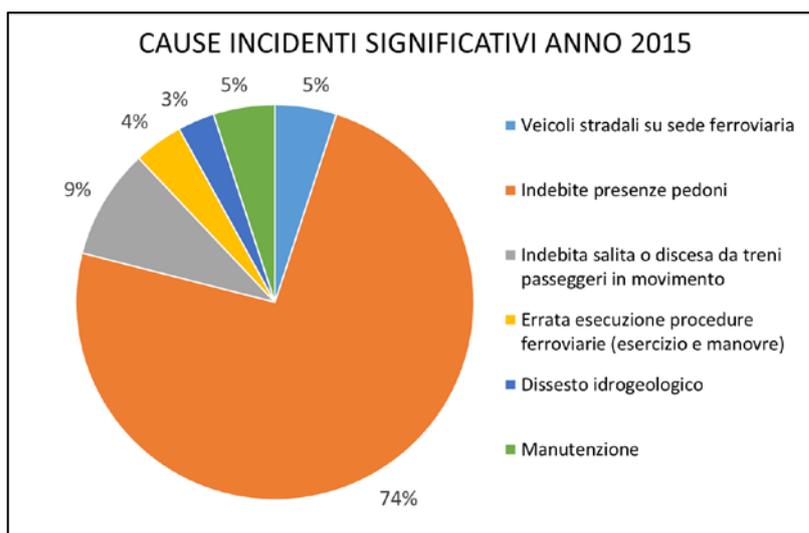


Figura 1.2 – Cause degli incidenti significativi relativi all'anno 2015 [1]

Il grafico di Figura 1.3 mostra invece la distribuzione delle cause di incidente al netto delle indebite presenze di pedoni sulla sede ferroviaria e permette di quantificare la distribuzione degli incidenti strettamente legati al funzionamento dei sottosistemi del settore ferroviario (infrastruttura, armamento, segnalamento, ecc.). Come è facile evincere dal grafico, si rileva una buona incidenza delle problematiche connesse alle attività manutentive (20%).

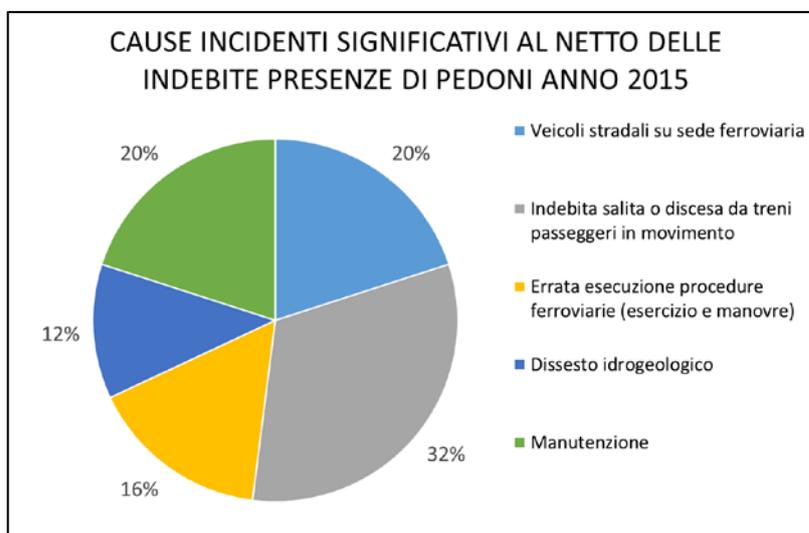


Figura 1.3 – Cause degli incidenti significativi al netto delle indebite presenze di pedoni sulla sede ferroviaria relativi all'anno 2015 [1]

Durante la sua attività di supervisione, l'ANSF ha evidenziato inoltre nel suo rapporto la permanenza di alcune criticità legate sia all'infrastruttura, sia al materiale rotabile ed alle attività connesse con le Imprese Ferroviarie. L'ANSF ribadisce infatti la necessità di rafforzare le proprie strutture tecniche interne per garantire una più attenta gestione dei processi di sicurezza dal punto di vista dei controlli, della strutturazione dei processi stessi, dell'analisi del rischio e della formazione del personale. Da ciò in particolare emerge la necessità che:

- le Imprese Ferroviarie e il Gestore dell'Infrastruttura focalizzino l'attenzione sui processi manutentivi e di esercizio prevedendo un'accurata organizzazione del lavoro;
- gli Operatori Ferroviari vigilino sui processi gestiti da soggetti esterni, sia nell'esecuzione sia nei processi di supporto, assicurando un adeguato controllo delle attività e dei rischi legati soprattutto alla manutenzione;
- il Gestore dell'Infrastruttura prosegua l'attrezzaggio dell'infrastruttura con dispositivi che consentono di prevenire gli incidenti o di limitarne le conseguenze (rilevatori termici, boccole di nuova generazione, pese dinamiche, portali multifunzione, sensori, ecc.), superando le fasi di sperimentazione e adottando nel frattempo le necessarie mitigazioni;
- le Imprese Ferroviarie valutino l'opportunità di attrezzare i treni con dispositivi a bordo in grado di rilevare e segnalare tempestivamente il degrado o il malfunzionamento di alcuni componenti e di mitigarne i relativi rischi (RTB a bordo treno, rilevatori di svio, miglioramenti delle porte dei treni, telecamere, sistemi di interazione porte-trazione ed eventuali altri dispositivi), adottando nel frattempo le necessarie mitigazioni.

In relazione al traffico merci internazionale, l'ANSF è invece intervenuta per circoscrivere le criticità emerse dalle sue analisi con interventi restrittivi sull'utilizzo della componentistica. In particolare a livello europeo l'ANSF indica che occorre:

- incidere sulla manutenzione dei veicoli con l'introduzione di tecniche più innovative che consentano la tracciabilità della manutenzione dei componenti e la definizione della loro vita utile;
- individuare con maggior precisione e coerenza i ruoli e le responsabilità dei soggetti che gestiscono, utilizzano e mantengono i veicoli ferroviari.

In base alle precedenti constatazioni dell'ANSF è facile annoverare le problematiche manutentive lato veicoli e lato infrastruttura come una buona base del totale degli incidenti e dei cosiddetti precursori. Si stima che tale insieme di problematiche rappresenti circa il 30% del totale. La manutenzione rimane pertanto uno degli aspetti sui quali l'ANSF focalizza la sua attenzione, proprio perché proprio singoli eventi possono condurre a conseguenze disastrose. Considerando il fatto che la non corretta manutenzione dell'infrastruttura è causa di circa il 13% degli eventi totali, l'ANSF ha chiesto al Gestore di:

- gestire correttamente le parti di propria competenza dell'interfaccia ruota-rotaia per garantire il funzionamento sicuro del sistema;
- superare le persistenti difficoltà ad analizzare compiutamente gli incidenti nei quali è coinvolta e a garantire che lo stato dei luoghi non sia modificato prima di effettuare i rilievi sull'infrastruttura;
- assicurare una omogenea e conforme applicazione di procedure e regole per la definizione e la gestione delle esigenze manutentive;

- individuare ed adottare provvedimenti mitigativi per la gestione dei periodi transitori fino alla risoluzione di criticità rilevate.

Per quanto riguarda le Imprese Ferroviarie, le cui problematiche relative alla manutenzione hanno causato circa il 15% degli eventi totali, l'ANSF ha chiesto l'adozione di specifici provvedimenti atti, per esempio, alla verifica dell'esistenza di cause ripetute. Per queste ultime ed in generale per altre problematiche sono state individuate azioni correttive modificando, in alcuni casi, i piani di manutenzione sulla base dei riscontri dell'esercizio. Inoltre l'ANSF ha richiesto alle Imprese Ferroviarie di presidiare più efficacemente i processi manutentivi attivando tutte le possibili sinergie e gli strumenti di controllo nei confronti delle altre figure interessate (detentori e soggetti responsabili della manutenzione). Sono state inoltre sollecitate l'adozione di sistemi che intervengano sulla mitigazione delle conseguenze degli incidenti.

Le problematiche manutentive dei veicoli hanno inoltre una rilevanza internazionale, considerando l'apertura del mercato ferroviario e lo svolgimento delle attività manutentive di molti veicoli italiani presso società estere. A tal proposito l'ANSF ha svolto il proprio ruolo nei diversi ambiti europei, in particolare per:

- i carri merci, attraverso i criteri di tracciabilità degli assi ferroviari ed i controlli visivi degli stessi;
- l'adozione obbligatoria del dispositivo rilevatore di svio;
- l'estensione in ambito comunitario delle misure adottate sugli assili anche ad altri componenti;
- il trasferimento delle conoscenze dai vecchi soggetti (le principali Imprese Ferroviarie) ai nuovi (i soggetti responsabili della manutenzione) dei diversi dei paesi europei;
- la revisione Regolamento 445/2011 (Certificazione ECM Carri) ed estensione campo di applicazione.

Concludendo, nell'attività di verifica del raggiungimento delle performance da parte del Gestore dell'Infrastruttura e delle Imprese Ferroviarie, l'ANSF ha rilevato che negli anni i provvedimenti messi in atto hanno ridotto l'incidenza di alcuni fattori sugli incidenti, tra i quali si segnalano:

- la diminuzione degli incidenti significativi, in particolare quelli legati ad aspetti esclusivamente tecnici;
- il completamento dell'attrezzaggio con sistemi di protezione marcia treno;
- la riduzione delle problematiche relative al trasporto di merci pericolose;
- la diminuzione dell'incidenza della manutenzione sugli incidenti;
- la crescita della consapevolezza, da parte degli Operatori ferroviari, del proprio ruolo.

Questi risultati sono il frutto di sinergie tra l'utilizzo di nuovi strumenti tecnologici, modifiche normative e l'impegno degli Operatori del settore.

## 1.2 L'andamento della sicurezza nel sistema ferroviario europeo

In ambito comunitario ogni due anni l'Agenzia Ferroviaria Europea (ERA - European Union Agency for Railways) pubblica un rapporto sulle performance di sicurezza degli stati membri [2]. I dati di cui si compone tale rapporto vengono forniti dagli organismi nazionali per le investigazioni, dalle autorità nazionali per la sicurezza, dalla Commissione Europea e da altre fonti ufficiali. Il monitoraggio della sicurezza è uno dei compiti principali dell'ERA al fine di promuovere e garantire la corretta armonizzazione del sistema ferroviario in tutta Europa.

Da un'analisi dei dati del rapporto 2016, si evince come le ferrovie europee siano considerate il mezzo di trasporto terrestre più sicuro in assoluto. Negli ultimi dieci anni, il livello di sicurezza è infatti migliorato a ritmi impressionanti, in gran parte grazie ai progressi tecnologici raggiunti dal sistema nel suo complesso. Tuttavia, anche se estremamente rari, negli ultimi anni si sono verificati alcuni incidenti catastrofici (Italia e Germania) che hanno avuto un forte impatto sull'opinione pubblica e sulle statistiche. Questi avvenimenti mostrano come, nonostante tutto, ci sia ancora molta strada da fare affinché il sistema ferroviario europeo diventi leader di sicurezza a livello mondiale. Infatti il livello di sicurezza all'interno degli stati membri varia considerevolmente, con differenze di livelli di rischio anche di un ordine di grandezza. Questa circostanza è quindi una chiara indicazione della presenza di un elevato potenziale di miglioramento che può essere esteso a tutti i settori del sistema stesso.

Quantificando la situazione, nel 2014 gli stati membri hanno comunicato all'ERA 2.076 incidenti significativi che hanno prodotto 1.054 vittime ed 819 feriti gravi. Rispetto all'anno precedente, questi dati indicano un aumento del 5% del numero di incidenti ma, allo stesso tempo, un calo delle vittime. Nel periodo 2007-2014 c'è stata infatti un'uniforme riduzione del numero di vittime e feriti gravi (Figura 1.4).

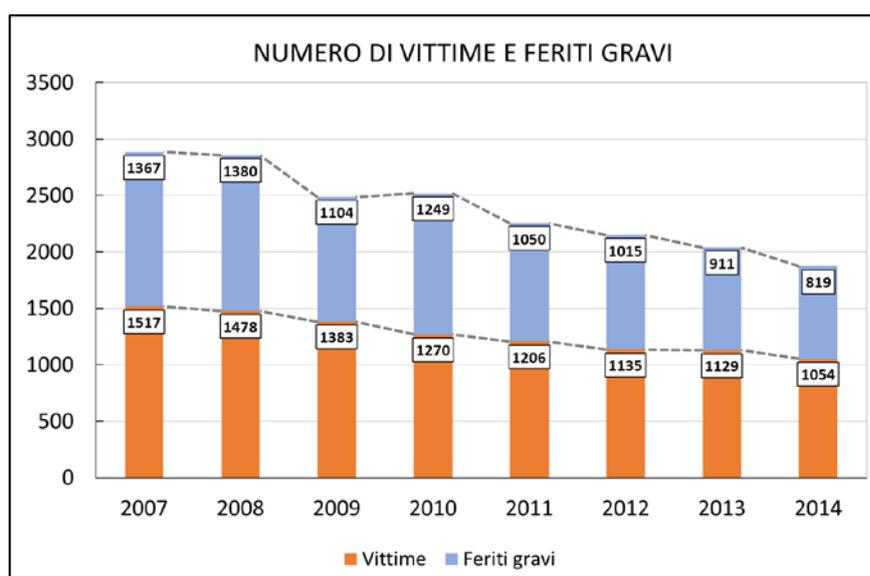


Figura 1.4 – Numero di vittime e feriti gravi relativi agli anni 2007-2014 [2]

Come anticipato, in molti degli stati membri (circa 1/3), il livello di rischio è significativamente più elevato rispetto ad altri paesi (Figura 1.5). Se tutti gli stati riducessero il rischio di mortalità al livello registrato dagli stati più virtuosi, il tasso di mortalità generale scenderebbe circa del 40%, con un valore di circa 0,16 decessi per milione di chilometri-treno; valore paragonabile a quello dei paesi leader a livello mondiale. Oltre ad un evidente beneficio in termini di vite umane, ogni paese membro beneficerebbe di una significativa riduzione dei costi economici dovuti agli incidenti, quantificabile in circa mezzo miliardo di euro ogni anno in termini di vite salvate.

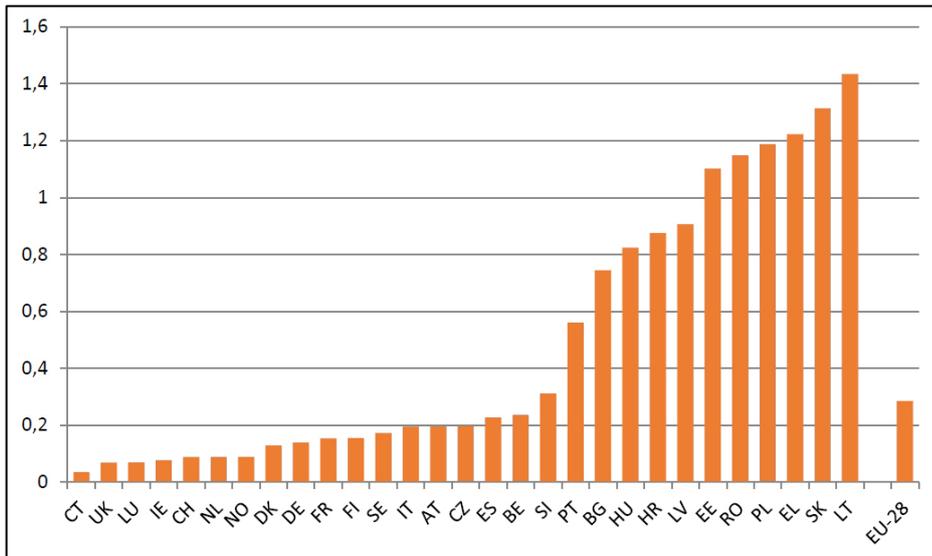


Figura 1.5 – Numero di vittime per milione di chilometri-treno relativi agli anni 2010-2014 [2]

A partire dal 1990, il livello complessivo di sicurezza è gradualmente migliorato, come dimostrano il numero di collisioni mortali e deragliamenti (Figura 1.6). Nonostante una notevole dispersione di anno in anno dei valori registrati, la tendenza complessiva è una chiara riduzione degli incidenti di circa il 4% ogni anno.

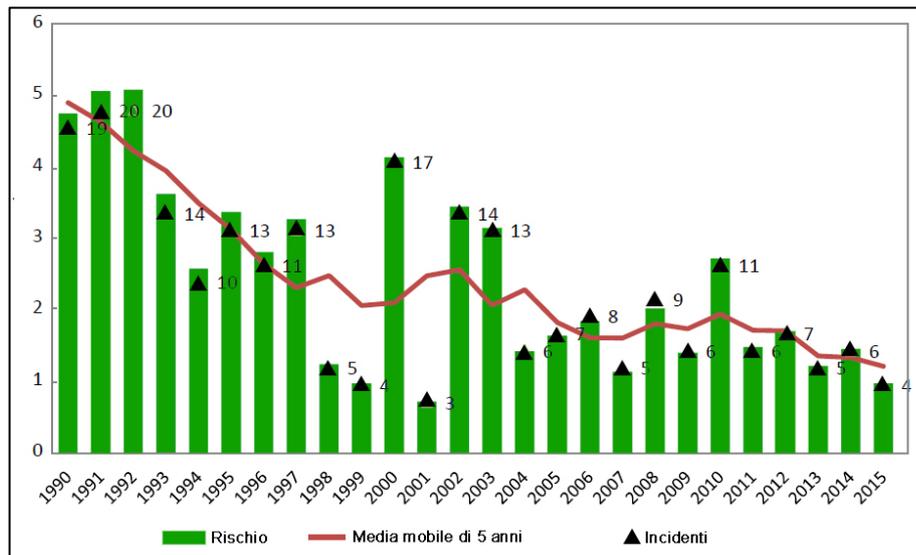


Figura 1.6 – Numero di collisioni e deragliamenti per miliardo di treni-chilometro relativi agli anni 1990-2015 [2]

Nonostante questo trend positivo che si è verificato negli ultimi vent'anni, il grafico fa notare che questo miglioramento da partire dalla fine degli anni novanta si è rallentato.

Per quanto riguarda gli "incidenti gravi", tipologia molto rara, mediamente si verificano meno di 10 incidenti ogni anno fra tutti i paesi dell'Unione Europea. In particolare ci sono stati 6 incidenti gravi nel 2014, 4 incidenti nel 2015 e 6 incidenti nei primi otto mesi del 2016, di cui uno in Italia sulla linea Bari-Barletta, che ha causato ben 39 morti e 37 feriti gravi. Il numero degli incidenti gravi è aumentato del 5% nel 2014. Questo è il primo aumento dopo circa dieci anni. In relazione agli "incidenti significativi" si verificano invece sulle ferrovie europee più di 2.000 incidenti ogni anno, causando circa 1.000 vittime ed un numero simile di feriti gravi. Il costo attribuito a questi eventi supera gli 1,4 miliardi di euro ogni anno. Nel complesso, collisioni fra treni e deragliamenti rappresentano il 10% del totale, mentre incidenti a persone provocate da materiale rotabile in movimento e incidenti ai passaggi a livello costituiscono ben l'84%, ad esclusione dei suicidi. Negli ultimi tre anni, se da un lato gli incidenti ai passaggi a livello hanno segnato una lieve diminuzione, il numero di collisioni e deragliamenti è rimasto pressoché costante. I fattori ambientali non sembrano aver svolto un ruolo significativo in questo breve periodo ed il volume di traffico complessivo è rimasto praticamente costante ed è altamente improbabile che cresca in modo significativo nel breve termine. La figura 1.7 mostra la suddivisione percentuale degli incidenti significativi degli ultimi tre anni. Gli incidenti a persone rappresentano il 58% del totale, seguiti dagli incidenti ai passaggi a livello 26%, mentre, come anticipato, collisioni, deragliamenti ed altri incidenti rappresentano ciascuno circa il 5%.

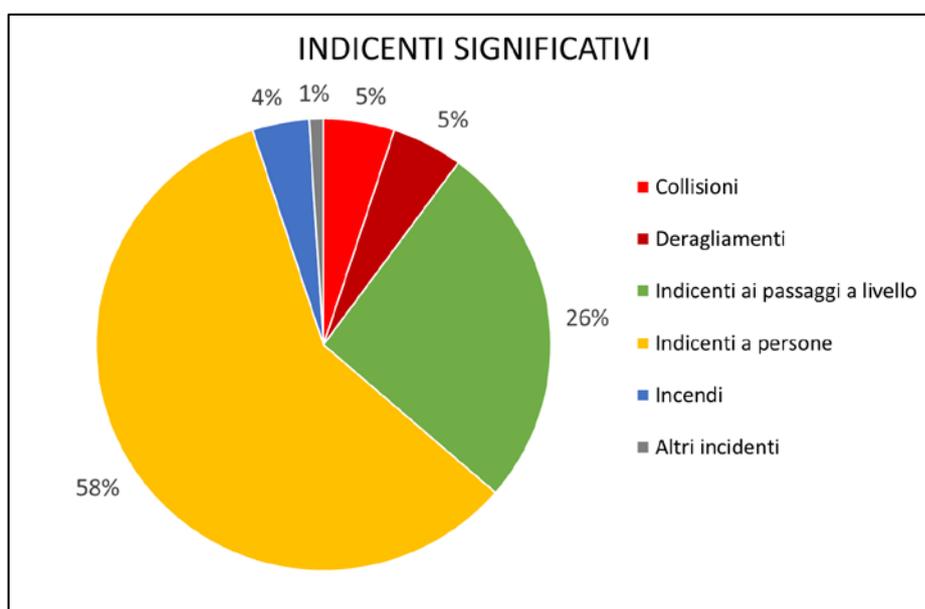


Figura 1.7 – Suddivisione percentuale degli incidenti significativi relativi agli anni 2012-2014 [2]

Da non sottovalutare sono inoltre gli incidenti che coinvolgono il trasporto di merci pericolose, che possono avere delle conseguenze catastrofiche in termini di impatto sulla salute umana e sui danni ambientali. A seconda del tipo di conseguenze, tali incidenti possono essere

segnalati come significativi o meno. Nel 2014 nei paesi dell'Unione Europea ci sono stati 40 incidenti che hanno coinvolto merci pericolose ed in 16 casi le merci sono state rilasciate nell'ambiente durante l'incidente (Figura 1.8).

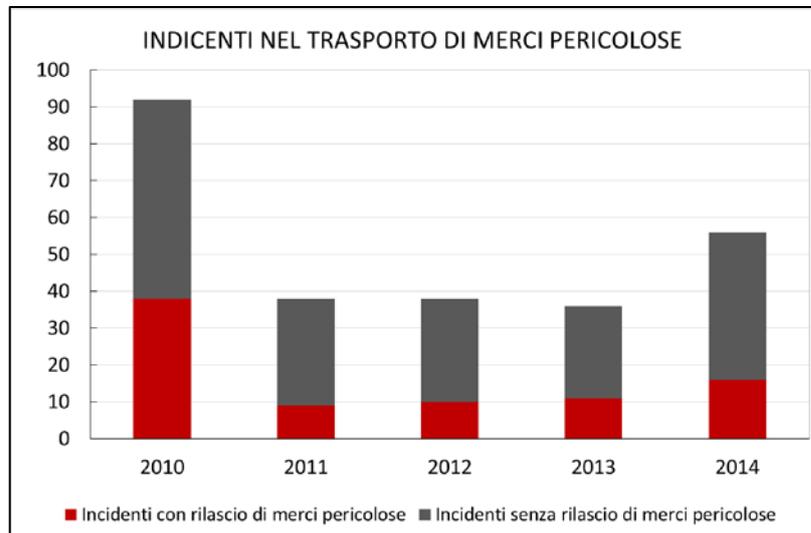


Figura 1.8 – Numero di incidenti che coinvolgono il trasporto di merci pericolose relativi agli anni 2010-2014 [2]

Da far notare che questi 40 incidenti si sono verificati in solo 11 paesi dell'Unione e tra questi la Germania ha registrato ben 18 occorrenze. In base a questi dati e ad altre statistiche più dettagliate, si può concludere che il trasporto di merci pericolose attraverso il sistema ferroviario europeo ha un elevato livello di sicurezza paragonato ad altri mezzi di trasporto. È possibile quantificare tale valore in circa 0,1 morti per miliardi di tonnellate-chilometro trasportate, che rappresenta un valore di almeno un ordine di grandezza inferiore rispetto al rischio di trasporto su gomma. Fermo restando quanto detto, le potenziali conseguenze di un incidente di questo tipo rimangono comunque significative, ed è quindi necessario un approccio proporzionato a tali conseguenze nell'analisi e nella riduzione di tale rischio.

Un'altra parte fondamentale della gestione della sicurezza è il monitoraggio degli eventi con conseguenze meno gravi rispetto ad un incidente. Essi vengono chiamati comunemente "precursori" o "quasi incidenti" e rappresentano indicatori di eventi od episodi che in altre circostanze avrebbero potuto portare ad un incidente. Questi dati vengono raccolti all'interno delle CSI (Common Safety Indicators) e gli indicatori dei "quasi incidenti" sono rappresentati dalle seguenti categorie: rotaie danneggiate, sghebbi, passaggi dei segnali a via impedita (SPAD), errati segnalamenti, rotture di ruote ed assili. Nel periodo 2012-2014, sono stati segnalati all'ERA più di 10.000 "quasi incidenti" ogni anno, con un rapporto di 1 a 5 rispetto ad ogni incidente significativo verificatosi. Tuttavia, scartando gli incidenti a persone causate da materiale rotabile in movimento, il rapporto tra i "quasi incidenti" o "precursori" e gli incidenti significativi scende ad 1 a 9. Questi dati indicano il grande contributo che l'analisi di questi dati costituisce e può costituire sempre più nel futuro per il monitoraggio proattivo della sicurezza

ferroviaria. Analizzando i dati di Figura 1.9, le rotaie danneggiate rappresentano il “precursore” più comune, da sole rappresentano quasi la metà di tutte le segnalazioni. In particolare nel 2014, un numero relativamente alto di rotaie danneggiate è stato segnalato dalla Grecia, Polonia e Romania, a conferma dei dati degli anni precedenti. Il secondo “precursore” più diffuso sono invece gli sghembi. Nel solo 2014, sono stati segnalati in tutta Europa ben 4.120 casi. Un numero relativamente alto è stato segnalato nei paesi dell’Europa meridionale, Italia, Grecia e Portogallo. Inoltre il numero totale degli sghembi ha visto un forte aumento nell’ultimo anno, con un incremento di circa l’11%.

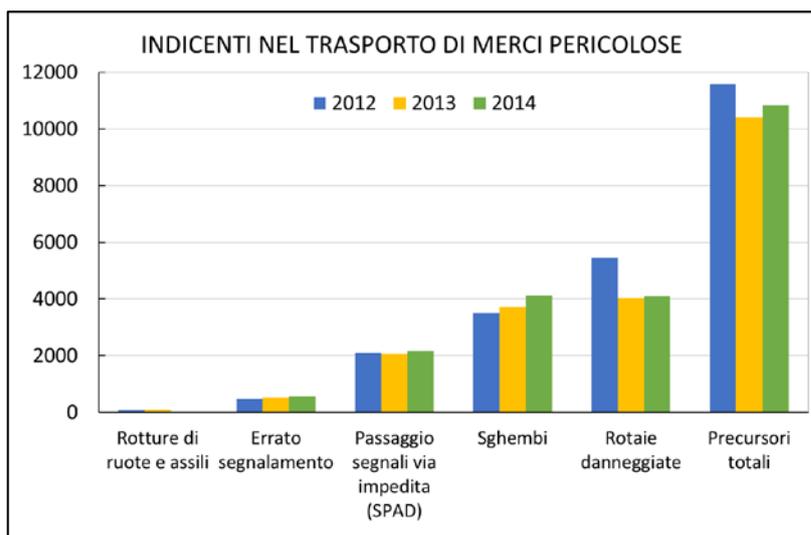


Figura 1.9 – Numero dei “quasi-incidenti” relativi agli anni 2012-2014 [2]

Un altro tra i più diffusi “precursori” è il passaggio dei segnali a via impedita (SPAD). Esso rappresenta uno degli episodi più gravi in relazione alla circolazione dei treni. Il numero degli SPAD è relativamente stabile con circa 2.100 casi ogni anno. Nel 2014, un numero relativamente alto di SPAD è stato segnalato in Romania, Danimarca, Svezia e Norvegia. Gli errati segnalamenti sono invece la tipologia meno comune. Complessivamente nel 2014, ben 13 stati membri hanno riportato un valore nullo di questi casi. Un numero relativamente alto è stato invece riportato in Irlanda, Francia e Danimarca. Per quanto riguarda le rotture di ruote ed assili, il loro numero nel 2014 è stato molto basso rispetto agli altri “precursori”. Sono state segnalate complessivamente sul materiale rotabile in circolazione solo 11 rotture di ruote e 14 di assili. I dati sui “quasi-incidenti” forniscono quindi ulteriori informazioni sul livello di sicurezza del sistema ferroviario europeo, tuttavia il loro valore intrinseco nel supportare un efficace gestione della sicurezza è ancora limitato. Un’indagine dettagliata svolta dall’ERA nel 2015 ha infatti rilevato che ci sono grandi differenze negli obblighi di rendicontazione di tali eventi in tutta Europa. Risulta infatti che il monitoraggio dei “quasi-incidenti” cambi notevolmente da stato a stato. Questo fatto rappresenta sicuramente ancora un grande limite per il monitoraggio e la supervisione congiunta a livello comunitario, soprattutto per quelle imprese ferroviarie che operano in più di un paese.

### **1.3 Le azioni europee per la prevenzione e la mitigazione dei deragliamenti**

I rapporti sulla sicurezza ferroviaria dell' Agenzia Nazionale per la Sicurezza delle Ferrovie (ANSF) e dell' Agenzia Ferroviaria Europea (ERA) sul sistema ferroviario italiano ed europeo, riassunti nel paragrafo precedente, hanno mostrato come, al netto degli incidenti in cui sono coinvolte persone, i deragliamenti rappresentino una buona percentuale degli incidenti totali e dei costi connessi ai danni all'infrastruttura ed al materiale rotabile.

In base alle analisi italiane ed europee, le principali cause che conducono al verificarsi di questi eventi sono da ricondurre a problematiche manutentive dell'infrastruttura e del materiale rotabile. In particolare nelle due precedenti analisi è stata data molta importanza ai così detti "precursori" o "quasi incidenti", che rappresentano indicatori di eventi od episodi che in altre circostanze avrebbero potuto portare ad un incidente. Lo studio ed il monitoraggio di tali parametri può infatti indicare in anticipo, e quindi prevenire, il rischio di svio. A tal fine l'utilizzo di sistemi di monitoraggio in tempo reale di particolari grandezze costituisce un elemento importante ai fini della sicurezza della circolazione.

In tale contesto, negli anni passati, l' Agenzia Ferroviaria Europea (ERA) ha portato avanti numerose azioni volte allo studio delle cause dei deragliamenti, suggerendo ed indicando misure per la prevenzione del rischio e sulla mitigazione degli effetti. Nei paragrafi di seguito sono riassunti gli obiettivi ed i risultati raggiunti da tre differenti studi condotti dall'ERA, cronologicamente consecutivi nel tempo e direttamente connessi uno all'altro.

#### **1.3.1 L'utilizzo dei detettori di svio nel trasporto delle merci pericolose**

Lo studio realizzato dall' Agenzia Ferroviaria Europea (ERA), "*Impact Assessment on the use of Derailment Detection Devices in the EU Railway System*" (ERA/REP/03-2009/SAF), ha valutato nel 2009 i potenziali effetti che l'introduzione dei sistemi di rilevamento dello svio, meglio noti come detettori di svio o D.D.D. (Derailment Detection Device), avrebbe comportato se fossero stati adottati obbligatoriamente sui carri merci ed in particolare per quelli relativi al trasporto di merci pericolose. L'adozione provvisoria, da parte del Comitato di Esperti per il Trasporto di Merci Pericolose (RID Committee of Experts), di una disposizione che rendesse obbligatorio l'utilizzo dei detettori di svio sui vagoni dei carri merci che trasportano merci pericolose, ha portato il Comitato per l'Interoperabilità e la Sicurezza Ferroviaria (RISC, Railway Interoperability and Safety Committee) ha richiedere all'ERA una valutazione del potenziale impatto di questa nuova disposizione all'interno del sistema di trasporto ferroviario delle merci europeo. All'epoca infatti non era presente alcuna norma che definiva le funzionalità e le prestazioni richieste per tagli sistemi, i quali hanno il principale obiettivo di ridurre la magnitudo di un potenziale deragliamento e non di prevenirlo, come in realtà esplicitamente richiesto dall' articolo 4 della Direttiva 2004/49/CE relativa alla sicurezza delle ferrovie comunitarie, che dichiara una netta preferenza per le misure di prevenzione.

Premesso ciò, la valutazione di impatto è stata basata sullo studio delle seguenti opzioni:

- **Opzione 0:** situazione di riferimento senza l'utilizzo dei detettori di svio;
- **Opzione 1:** utilizzo volontario dei detettori di svio;
- **Opzione 2a:** utilizzo obbligatorio sui carri che trasportano le merci considerate più pericolose (come richiesto dalla disposizione del RID);
- **Opzione 2b:** utilizzo obbligatorio su tutti i carri merci che trasportano merci pericolose (ampliamento della disposizione del RID);
- **Opzione 3:** utilizzo obbligatorio su tutti i carri merci.

Inoltre la valutazione ha comportato lo studio dettagliato delle conseguenze sul livello di rischio per la sicurezza delle persone, dell'ambiente e del sistema ferroviario nel suo complesso (infrastruttura e materiale rotabile); gli impatti a livello giuridico e legislativo; gli effetti sull'interoperabilità e le conseguenze dal punto di vista economico. Tutti i potenziali miglioramenti sono stati valutati rispetto alla condizione di riferimento (**Opzione 0**) dopo aver preso in considerazione per la valutazione di impatto i risultati dell'esperienza Svizzera, i dati sui deragliamenti dei carri merci avvenuti nei precedenti dieci anni, così come le informazioni riguardanti l'analisi del rischio per il trasporto di merci pericolose.

I risultati dell'analisi di impatto sono stati dall'ERA così riassunti:

- Dal punto di vista della sicurezza, la proposta del RID (**Opzione 2a**) avrebbe contribuito in modo significativo alla riduzione del rischio per le persone, ci sarebbe stata una riduzione inferiore ad una fatalità per anno;
- Dal punto di vista dell'interoperabilità, sarebbero state necessarie numerose modifiche alle TSI (Technical Standards for Interoperability) relative al materiale rotabile ed ai carri merci. Sarebbero state necessarie inoltre modifiche alle regole ed alle procedure dei Gestori dell'Infrastruttura e delle Imprese Ferroviarie per quanto riguarda la gestione della circolazione. Tutto questo avrebbe comportato l'introduzione di nuove norme poco utili e spese aggiuntive rispetto ai ridotti vantaggi per quanto riguarda la sicurezza;
- Dal punto di vista economico, fu stimato invece che i costi dei deragliamenti ammontassero per tutto il sistema ferroviario europeo a circa 200 milioni di euro l'anno, la quasi totalità imputabili a danni all'infrastruttura ed al materiale rotabile. Nonostante ciò, i costi associati all'implementazione della proposta del RID sarebbero potuti non essere coperti dai benefici attesi dall'adozione di questi sistemi.

Concludendo, la valutazione di impatto dell'ERA ha consigliato alla Commissione Europea di non adottare la disposizione proposta dal Comitato di Esperti per il Trasporto di Merci Pericolose (RID Committee of Experts). Considerando infatti i potenziali benefici economici che si possono realizzare dalla riduzione del numero dei deragliamenti, è stato suggerito di esplorare soluzioni atte alla loro prevenzione, oltre ad eventuali misure di mitigazione dei loro effetti.

### **1.3.2 La prevenzione e la mitigazione degli effetti dei deragliamenti nel trasporto merci**

Alla fine del 2009, a seguito del mandato comune da parte del Comitato per l'Interoperabilità e la Sicurezza Ferroviaria (RISC, Railway Interoperability and Safety Committee) e dal Comitato per il Trasporto su Terra di Merci Pericolose (ITDGC, Inland Transport of Dangerous Goods Committee), l'Agenzia Ferroviaria Europea (ERA) è stata incaricata dalla Commissione Europea di studiare le possibilità di ridurre in modo efficace i rischi connessi al deragliamento dei treni merci. In particolare all'ERA fu stato chiesto di studiare le possibili misure di prevenzione che avrebbero potuto ridurre più efficacemente il rischio rispetto alle misure di mitigazione basate sull'immediata identificazione dell'avvenuto deragliamento. All'ERA fu inoltre chiesto di analizzare in via ulteriore le problematiche connesse all'utilizzo dei detettori di svio, a completamento della valutazione di impatto e delle raccomandazioni presentate sempre alla Commissione nel 2009. Per l'analisi di tutte le possibili misure di prevenzione e per stabilire un elenco delle soluzioni più convenienti ed efficaci, l'ERA incaricò la fondazione internazionale Det Norske Veritas (DNV). I risultati riportati nello studio DNV sono stati poi utilizzati dalla stessa ERA come input per redazione della sua valutazione, tenendo conto dei possibili sviluppi della legislazione europea e non solo. In particolare, sono stati considerati nella valutazione anche i risultati del gruppo di lavoro sulla manutenzione istituito a seguito dell'incidente di Viareggio del 2009.

Le indicazioni emerse in seguito a questo studio hanno riguardato azioni da applicare nel breve e medio termine, insieme ad ulteriori indicazioni da applicare nel lungo periodo. In particolare dall'ERA fu consigliato di:

- implementare, in via prioritaria, i Sistemi di Gestione per la Sicurezza (SGS) per tutte le Imprese Ferroviarie ed i Gestori dell'Infrastruttura, insieme alla certificazione ECM (Entity in Charge of Maintenance) per la manutenzione dei carri merci;
- adottare in collaborazione con le autorità nazionali di sicurezza, sempre su base volontaria, alcune misure tecniche individuate dal rapporto, tenendo conto del contesto specifico di applicazione in relazione alle misure già esistenti;
- sviluppare e valutare l'impatto delle misure di prevenzione e mitigazione indicate per il lungo periodo, considerando tali misure come azioni supplementari per la riduzione del rischio.

Nello giungere alle sue conclusioni, l'ERA ha inoltre tenuto conto del fatto di non penalizzare attraverso il suo giudizio il trasporto delle merci su ferro rispetto al trasporto su gomma. A tal fine sono stati valutati attentamente gli attuali livelli di rischio del trasporto ferroviario, sempre in diretto confronto con quelli del trasporto su strada, comprendendo anche il trasporto delle merci pericolose.

Soffermandoci sull'analisi delle indicazioni emerse, la stessa ERA ha sottolineato il fatto che spesso si era cercato di ridurre i rischi solo attraverso l'adozione di nuove misure tecniche, tralasciando i principi base della gestione della sicurezza. Per questo motivo ha indicato come prioritario l'attuazione completa dei sistemi SGS, il quale compito è quello proprio di identificare le azioni prioritaria per migliorare la sicurezza, misure che, non necessariamente, corrispondono con l'adozione di nuove soluzioni tecnologiche. Tuttavia, l'ERA ha valutato come l'adozione di alcune particolari misure tecniche portino effettivamente ad un miglioramento oggettivo della sicurezza e ad una riduzione del rischio di svio. Tra le principali soluzioni troviamo i sistemi di misura dei carichi applicati alle ruote, atti a prevenire il deragliamento a causa di difetti di forma e di sbilanciamenti del carico stesso. Un elenco di tutte le misure individuate per il breve e medio termine è riportato in Tabella 1.2. Per quanto riguarda invece le ulteriori indicazioni individuate, la cui applicazione è da valutare nel lungo periodo, l'elenco è riportato in Tabella 1.3.

In ogni caso, nessuna delle precedenti misure è stata reputata obbligatoria, in particolare perché:

- si potrebbe favorire indebitamente il trasporto su gomma, rispetto al trasporto su ferro;
- l'analisi dell'ERA ha considerato i miglioramenti solo sulle norme già armonizzate;
- se alcune delle precedenti misure sono state già attuate in alcuni paese membri o da particolari operatori, la riduzione del rischio dovuta all'aggiunta di ulteriori prescrizioni potrebbe essere non giustificabile;
- il fatto che le misure precedenti siano state valutate come economicamente e tecnicamente convenienti, dovrebbe essere sufficiente a far sì che vengano implementate dai soggetti interessati ad una potenziale riduzione del rischio nel loro contesto operativo;
- le misure di cui sopra dovrebbero essere considerate a livello complessivo, insieme a tutte le altre misure adottate o potenzialmente adottabili, al fine di valutare quale tra di esse è la più efficace ed efficiente per la corretta applicazione del SGS.

Per finire, lo studio dell'ERA ha ribadito inoltre la raccomandazione già emessa per quanto riguarda l'utilizzo dei detettori di svio. Questa decisione è stata rafforzata dal fatto che esistevano già altre misure (organizzative, operative e tecniche) immediatamente applicabili, più efficaci e più efficienti per ridurre il rischio di svio dei treni merci, anche nel caso di trasporto di merci pericolose.

Tabella 2.2 – Misure tecniche per la riduzione del rischio di svio a breve e medio termine [4]

Misura tecnica identificata	Riduzione potenziale del rischio di svio	Categoria di applicazione	Ambito temporale	Ambito di implementazione
Attuazione del sistema di gestione della sicurezza e del sistema di manutenzione	Da -1% a -26%	Sistema di gestione della sicurezza e del sistema di manutenzione	Breve termine	Sistema di gestione della sicurezza e del sistema di manutenzione
Monitoraggio dei difetti geometrici del tracciato	- 23%	Infrastruttura	Breve termine	Infrastruttura e Sistema di Gestione della Sicurezza
Misura dei carichi applicati alle ruote	- 23%	Circolazione	Medio termine	Infrastruttura e Sistema di Gestione della Sicurezza
Monitoraggio acustico dei cuscinetti	- 13%	Circolazione	Medio termine	Infrastruttura e Sistema di Gestione della Sicurezza
Rilevatori di carrelli	- 8%	Circolazione	Medio termine	Infrastruttura e Sistema di Gestione della Sicurezza
Sostituzione delle gabbie a rulli in ottone con quelle in poliammide	- 7%	Carri merci	Medio termine	Carri merci e Sistema di Gestione della Sicurezza

Tabella 3.3 – Misure tecniche per la riduzione del rischio di svio a lungo termine [4]

Misura tecnica identificata	Riduzione potenziale del rischio	Categoria di applicazione	Ambito temporale	Ambito di implementazione
Revisione dei limiti di intervento in materia di qualità del binario	- 17%	Infrastruttura	Lungo termine	Infrastruttura e Sistema di Gestione della Sicurezza
Monitoraggio in tempo reale del Tracciato, di Carri merci e Treni	Contributo per una più efficiente prevenzione dei deragliamenti	Circolazione	Lungo termine	Infrastruttura e Sistema di Gestione della Sicurezza
Condivisione armonizzata delle informazioni sulla sicurezza	Contributo per una più efficiente prevenzione dei deragliamenti	Manutenzione e Circolazione	Lungo termine	Sistema di Gestione della Sicurezza
Applicazioni telematiche per la sicurezza e la logistica	Contributo per un'ulteriore riduzione del rischio nel trasporto merci ferroviario	Circolazione	Lungo termine	Infrastruttura, Carri merci e Sistema di Gestione della Sicurezza

### 1.3.3 Il Progetto D-RAIL: soluzioni e strategie per ridurre il rischio di deragliamento

Il Progetto D-RAIL [5] fu uno studio finanziato nell'ambito del 7° Programma Quadro dalla Commissione Europea avente lo scopo di individuare delle soluzioni e delle strategie per ridurre il rischio e le conseguenze dei deragliamenti nel settore del trasporto ferroviario europeo. Lo studio, di durata triennale, ha avuto inizio nell'ottobre 2011 e si è concluso con una dissertazione finale dei risultati a Stoccolma nel novembre 2014. L'attività di ricerca, svolta sotto il coordinamento dell'Università di Newcastle e dell'UIC (International Union of Railways), ha visto partecipare 20 partner differenti provenienti da 11 paesi europei: gestori dell'infrastruttura, imprese ferroviarie, università ed operatori vari del settore. Nel dettaglio, lo scopo del progetto era individuare quelle soluzioni e strategie che avrebbero consentito nei successivi 30 anni una riduzione del numero dei deragliamenti tra l'8 ed il 12 % ed una riduzione dei costi relativi ai danni al sistema ferroviario nel suo complesso tra il 10 ed il 20%. Tutto il materiale prodotto dai partner del progetto, 25 rapporti, è stato alla fine pubblicato e reso disponibile al pubblico sul sito internet: <http://www.d-rail-project.eu/>.

Il risultato dello studio fu una serie di raccomandazioni per tutta l'industria ferroviaria europea sull'utilizzo dei sistemi di monitoraggio. La partecipazione di numerosi partner ha consentito di garantire che le soluzioni proposte non comportassero, per i gestori dell'infrastruttura e le imprese ferroviarie, costi eccessivi per la loro implementazione e che non andassero a minare la loro competitività del sistema. Una delle principali conclusioni dello studio è stata l'indicazione che più del 50% dei deragliamenti, i quali valgono circa il 75% dei costi complessivi, può essere ridotto tramite l'implementazione di tre tecnologie esistenti di monitoraggio, in particolare:

- il rilevamento della temperatura delle boccole e delle ruote;
- la verifica del carico per asse dei carrelli;
- la misura della geometria del tracciato.

Tralasciando l'applicazione di nuove tecnologie in fase di studio, è stato visto che gli obiettivi posti al Progetto D-RAIL potevano essere pienamente raggiunti applicando tecnologie già esistenti, sviluppandole ed implementandole propriamente a seconda delle circostanze. A tal proposito, studi delle Ferrovie Svizzere e della Gran Bretagna hanno valutato che nessuna delle tre precedenti soluzioni poteva essere implementata ragionevolmente su larga scala, ma sarebbe servita una strategia mirata e localizzata per ottenere un miglioramento della sicurezza complessivo.

Il Progetto D-RAIL nel dettaglio operativo fu suddiviso in nove Work Package (WP) differenti, di seguito elencati:

- **WP 1 (Derailment Impact)**, ha raccolto tutti i dati per comprendere a pieno le cause dei deragliamenti ed ha valutato l'impatto di questi eventi sul tutto il sistema ferroviario: implicazioni economiche, danni all'infrastruttura ed al materiale rotabile ed effetti sulle interruzioni della circolazione.
- **WP 2 (Freight Demand and Operation)**, ha stimato i potenziali livelli di traffico fino al 2050, considerando differenti scenari basati su diverse tendenze socio-economiche.
- **WP 3 (Derailment Analysis and Prevention)**, ha avuto lo scopo di identificare e valutare, attraverso simulazioni ed analisi, i fattori chiave che contribuiscono ai deragliamenti.
- **WP 4 (Inspection Monitoring Techniques)**, ha fornito una valutazione critica delle tecnologie di monitoraggio e delle tecniche di ispezione in relazione alla prevenzione ed alla mitigazione dei deragliamenti, sia lato infrastruttura che lato materiale rotabile.
- **WP 5 (Integration of Monitoring Techniques)**, ha analizzato le interazioni tra le componenti tecniche che formano le reti di monitoraggio. Ha inoltre analizzato le comunicazioni tra i Gestori dell'Infrastruttura, le Imprese Ferroviarie ed i Soggetti Responsabili della Manutenzione.
- **WP 6 (Field Testing and Evaluation)**, ha validato, attraverso prove sperimentali, le tecnologie di monitoraggio per la mitigazione dei deragliamenti.
- **WP 7 (Operational Assessment and Recommendation)**, ha fornito un riassunto dei principali studi sui parametri RAMS per valutare l'impatto delle potenziali soluzioni proposte sull'affidabilità, la disponibilità ed il livello di rischio per la sicurezza del sistema ferroviario nel suo complesso.
- **WP 8 (Dissemination and Exploitation)**, si è occupato della diffusione dei risultati e delle conclusioni del progetto.
- **WP 9 (Project Coordination)**, ha riguardato il coordinamento del progetto da parte dell'Università di Newcastle e dell'UIC (International Union of Railways).

## **1.4 La manutenzione dei veicoli nel sistema ferroviario europeo**

Nel seguente paragrafo si incentrerà l'analisi sulle modalità con cui viene svolta la manutenzione dei veicoli ferroviari dagli operatori dell'Unione Europea. Si è scelto di soffermare l'analisi sulla manutenzione del materiale rotabile, rispetto a quella dell'infrastruttura, perché, come emerso dai suggerimenti e dalle raccomandazioni emerse dai vari studi europei, lo "stato di salute" di un veicolo ferroviario riveste un ruolo fondamentale sulla prevenzione del rischio di svio. Inoltre, rispetto all'infrastruttura ferroviaria, dove per quanto riguarda la prevenzione del rischio di deragliamento, il rispetto dei vincoli geometrici del tracciato è l'elemento fondante, un veicolo ferroviario è composto di numerosi sottosistemi e componenti da monitorare, che possono inaspettatamente influenzarsi a vicenda.

Questa premessa non toglie, come emerso dagli studi condotti dall'Agenzia Ferroviaria Europea (ERA), che i sistemi di monitoraggio di alcune grandezze possano essere installati sia a bordo dei veicoli, sia lungo l'infrastruttura. Un esempio di tali sistemi è rappresentato dal monitoraggio dei carichi per asse dalle ruote, i quali possono essere monitorati lato treno, sia lato infrastruttura con sistemi che misurano gli effetti deformativi provocati sull'armamento. Altro esempio di questo tipo, sono i sistemi di monitoraggio della temperatura delle boccole, che sono in grado di rilevare con anticipo l'imminente rottura. Risulta quindi, chiaro ed evidente, come dando per assodato il rispetto dei vincoli geometrici del tracciato, buona parte della prevenzione del rischio di svio si sposti lato veicolo, facendo sì che le modalità con cui avviene la manutenzione del materiale rotabile sia di primaria importanza.

### **1.4.1 I Soggetti Responsabili della Manutenzione (ECM – Entity in Charge of Maintenance)**

La Direttiva 2008/100/CE, modifica della precedente Direttiva 2004/49/CE in relazione alla sicurezza delle ferrovie comunitarie, ha introdotto l'obbligo di individuare il soggetto responsabile della manutenzione di ciascun veicolo ferroviario iscritto nel Registro di Immatricolazione Nazionale (RIN). Il Soggetto Responsabile della Manutenzione (SRM), o Entity in Charge of Maintenance (ECM), deve assicurare che i veicoli di cui è responsabile sia in grado di circolare in sicurezza, rispettando il sistema di manutenzione il quale garantisce la conformità ai piani di manutenzione, ai requisiti previsti dalle normative nazionali ed alle Specifiche Tecniche di Interoperabilità (STI). Nel caso in cui il veicolo sia un carro merci, la Direttiva 2008/110/CE, prescrive che il Soggetto Responsabile della Manutenzione consegua una particolare certificazione che attesta la conformità del sistema di manutenzione adottato ai requisiti fissati dal Regolamento 445/2011/UE. Nel caso in cui la manutenzione venga affidata a soggetti esterni, come officine od aziende subappaltanti, il Soggetto Responsabile della

Manutenzione risponde della conformità del sistema manutentivo applicato dai soggetti terzi, a meno che quest'ultimi non abbiano conseguito a loro volta la certificazione.

Nel caso di veicoli diversi da carri merci, non esiste l'obbligo di tale certificazione, ma i soggetti interessati la possono conseguire su base volontaria. In questo caso, il conseguimento volontario della certificazione fornisce la presunzione di conformità rispetto ai requisiti manutentivi previsti nell'ambito delle procedure per l'ottenimento dell'autorizzazione di sicurezza. Per quanto riguarda quest'ultimo argomento, in Italia si è creata una forte sensibilità su tale argomento e l'ANSF, per questa ragione, in linea con quanto previsto dalla Direttiva 2016/798/CE sulla sicurezza delle ferrovie, sta cercando di anticipare gli sviluppi della regolamentazione europea. Il testo della Direttiva cita testualmente quanto segue:

*“La manutenzione del materiale rotabile costituisce un elemento importante del sistema di sicurezza. Ad oggi non esiste un vero e proprio mercato europeo della manutenzione delle attrezzature ferroviarie a causa della mancanza di un sistema di certificazione delle officine di manutenzione. Tale situazione ha aumentato i costi per il settore e impone viaggi a vuoto. È quindi opportuno sviluppare e aggiornare gradualmente condizioni comuni per la certificazione delle officine di manutenzione e dei soggetti responsabili della manutenzione dei veicoli diversi dai carri merci, e l'Agenzia Ferroviaria Europea (ERA) è l'organismo più adatto per proporre soluzioni adeguate alla Commissione”.*

In diretto accordo con quanto riportato, l'ANSF ha redatto recentemente la "Linea Guida per l'attestazione dei Soggetti Responsabili della Manutenzione dei veicoli ferroviari (ad esclusione dei carri merci)" [6].

#### **1.4.2 La certificazione degli ECM per la manutenzione dei carri merci**

Come riportato nel paragrafo precedente, nel caso in cui un veicolo ferroviario sia un carro merci, il Soggetto Responsabile della Manutenzione, di seguito indicato come ECM, deve conseguire una specifica certificazione a norma del Regolamento 445/2011/UE. A tal proposito, l'Agenzia Ferroviaria Europea ha redatto nel 2013 una Linea Guida [7] sull'applicazione dell'art. 14 di tale Direttiva. Tra gli elementi più importanti descritti nella Linea Guida è l'organizzazione del Sistema di Manutenzione che un ECM deve possedere.

In accordo all'articolo 4 del Regolamento 445/2011/UE, il Sistema di Manutenzione deve essere composto di quattro differenti funzioni:

- a) funzione di gestione**, che sovrintende e coordina le funzioni di manutenzione di cui ai successivi punti (b), (c) e (d) e garantisce lo stato di sicurezza del carro merci nel sistema ferroviario;
- b) funzione di sviluppo della manutenzione**, è responsabile della gestione della documentazione di manutenzione, basata sui progetti e dati operativi, nonché sulle

prestazioni e sui ritorni di esercizio; inoltre si occupa del rispetto delle norme di interoperabilità, la creazione e l'aggiornamento continuo del piano di manutenzione.

- c) **funzione di gestione della manutenzione della flotta**, si occupa dell'analisi di fattibilità e della disponibilità per l'invio dei veicoli agli impianti di manutenzione; in particolare comprende tutte le attività finalizzate alla gestione dei veicoli per quanto riguarda il rispetto delle scadenze manutentive e la gestione dei rapporti con gli altri servizi interni dell'ECM e/o con le officine esterne;
- d) **funzione di esecuzione della manutenzione**, si occupa dell'esecuzione delle attività manutentive nel rispetto degli ordini di manutenzione ricevuti dalla funzione di gestione della manutenzione della flotta; come input ha gli ordini di manutenzione ed i veicoli da mantenere, e come output rilascia il resoconto della manutenzione effettuata e le comunicazioni relative ai ritorni dell'esercizio.

Le ultime tre funzioni devono essere integrate nel Sistema di Manutenzione attraverso un preciso processo di gestione, riportato, come indicato dalla Linea Guida dell'Agenzia Ferroviaria Europea, nello schema di Figura 1.10. Lo schema non va ovviamente inteso come obbligatorio, tuttavia la struttura organizzativa messa in atto da un ECM deve riflettere la suddetta ripartizione funzionale dei ruoli e della documentazione.

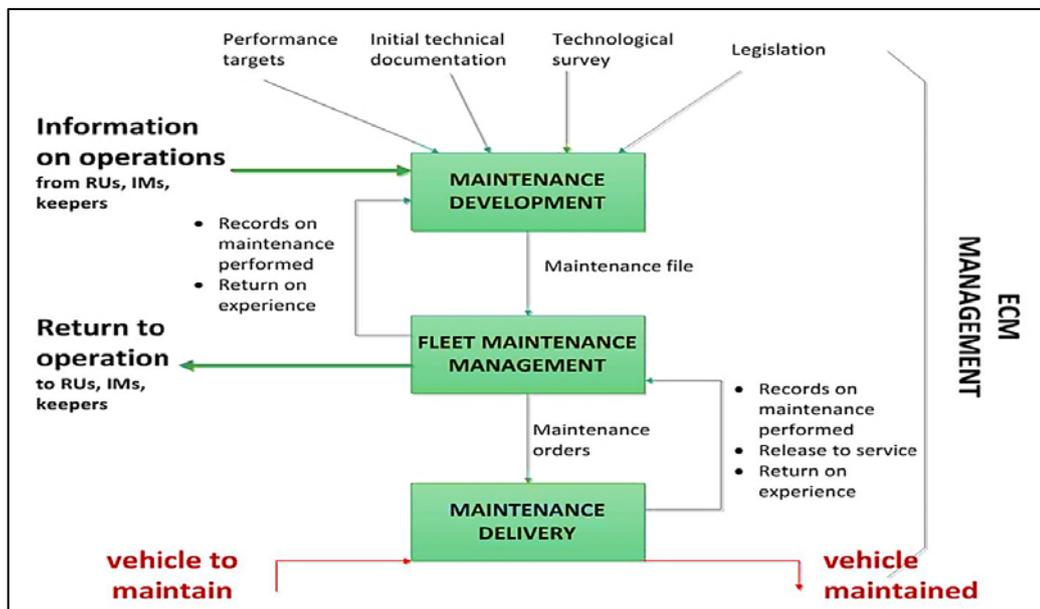


Figura 1.10 – ECM Management Process [7]

### 1.4.3 L'attestazione degli ECM per la manutenzione veicoli ferroviari (ad esclusione dei carri merci) secondo la Linea Guida dell'ANSF

In linea con i requisiti richiesti dal Regolamento 445/2011/UE, l'ANSF ha redatto recentemente una Linea Guida [6] come riferimento per gli ECM responsabili della manutenzione di veicoli ferroviari diversi dai carri merci. La suddetta linea, in base al fatto che la responsabilità della

manutenzione è la medesima a prescindere dal tipo di veicoli interessato, fornisce indicazioni in merito ai requisiti che deve possedere un ECM di veicoli diversi dai carri per ottenere l'attestazione di ECM. Lo scopo di tale Linea Guida è quindi quello di fornire per ogni funzione del sistema di manutenzione degli indirizzi per valutare i requisiti degli ECM di veicoli ferroviari diversi dai carri merci, adottando come riferimento quanto già previsto per i carri secondo il Regolamento 445/2011/UE.

Il sistema di manutenzione dell'ECM di veicoli diversi dai carri è composto delle stesse quattro funzioni descritte dall'articolo 4 del Regolamento 445/2011/UE relativo ai carri: funzione di gestione, funzione di sviluppo della manutenzione, funzione di gestione della manutenzione della flotta e funzione di esecuzione della manutenzione. La prima funzione è propria di ogni ECM, mentre le altre tre possono essere delegate a soggetti terzi. L'ultima funzione, relativa all'esecuzione della manutenzione, assume invece un ruolo particolare. Infatti ogni ECM può utilizzare più officine sparse sul territorio nazionale ed e non, in base al luogo in cui si trova in veicolo ed in relazione agli interventi tecnici necessari. In maniera speculare, ogni officina può lavorare per più ECM.

Per quanto riguarda la documentazione necessaria per l'attestazione, l'ECM deve predisporre quanto segue:

- un manuale del Sistema di Manutenzione, che descriva tutte le procedure organizzative e tecniche, che abbiano impatto diretto ed indiretto sulla sicurezza del sistema ferroviario;
- le procedure per ogni funzione, indipendentemente che alcune siano appaltate a soggetti terzi.

In fine la Linea Guida dell'ANSF elenca i requisiti degli Organismi di Attestazione degli ECM idonei a svolgere tale attività. In particolare possono ricoprire questo ruolo i Verificatori Indipendenti di Sicurezza (VIS) in possesso dei seguenti requisiti:

- possesso della qualifica di VIS per almeno i sottosistemi "Manutenzione", "Materiale Rotabile" e "Controllo-Comando e Segnalamento di bordo";
- possesso del riconoscimento come Organismo di Certificazione degli ECM dei carri da parte del Ministero delle Infrastrutture e dei Trasporti;
- indipendenza e terzietà organizzativa, funzionale e decisionale nelle attività di attestazione delle imprese ferroviarie, dai Gestori dell'Infrastruttura, dai detentori in generale e dai Soggetti Responsabili della Manutenzione;
- personale dotato di necessaria competenza ed integrità professionale relativa alla organizzazione e manutenzione dei veicoli diversi da carri merci e relativo sistema di manutenzione.

#### 1.4.4 Tecniche innovative di manutenzione predittiva: Big Data e Machine Learning

Non è possibile concludere il discorso sulla manutenzione senza parlare delle nuove applicazioni che da qui ai prossimi anni modificheranno sostanzialmente l'approccio tecnico, e di conseguenza organizzativo, del mondo manutentivo. La presenza oggi giorno di un gran numero di sensori utilizzati per registrare una serie di parametri come forze, temperature, pressioni, ecc., consente il monitoraggio continuo ed in tempo reale dei diversi sistemi e, attraverso l'elaborazione di tali dati, consente di ricavare importanti informazioni sul funzionamento e sulla definizione degli interventi di manutenzione. In tale scenario la disponibilità di un'enorme quantità di dati (**Big Data**) da parte della sensoristica di misura, ha fatto nascere l'esigenza di algoritmi intelligenti di apprendimento automatico (**Machine Learning**) atti alla previsione dei meccanismi di guasto ed all'individuazione delle relazioni causa-effetto fra i vari parametri registrati. Attraverso questo tipo di analisi è infatti possibile dedurre e ricavare relazioni empiriche tra grandezze diverse e non necessariamente congruenti le quali, rapportate tra loro, possono indicare l'imminente verificarsi di guasto di uno o più sistemi, che mediante il monitoraggio classico delle grandezze misurate dalla sola sensoristica non sarebbe possibile. In tale contesto la possibilità di interconnessione dei sistemi alla rete Internet (Internet of Things) consente lo scambio dati in tempo reale dei parametri registrati, la loro elaborazione ed il monitoraggio continuo. L'applicazione di queste nuove tecnologie, consentirà la conversione del mondo della manutenzione verso un approccio quasi totalmente predittivo, non più basato quindi su scadenze o ricorrenze cicliche, o su azioni puramente correttive, ma su concrete esigenze pratiche, riducendo di molto i costi operativi e di gestione.

L'introduzione e lo sviluppo di sistemi di monitoraggio continui di grandezze come le forze di contatto ruota-rotaia, rappresenta quindi un'opportunità per gli scenari futuri, sia per quanto riguarda l'aspetto manutentivo dell'infrastruttura, mediante lo sviluppo di algoritmi di previsione dell'usura dell'armamento, sia per quanto riguarda il materiale rotabile ed i numerosi sottosistemi che lo compongono. Tutto questo senza dimenticare le possibilità di riduzione del rischio della circolazione, come ad esempio quello dello svio / deragliamento, ampiamente descritto nei paragrafi precedenti (Figura 1.11).

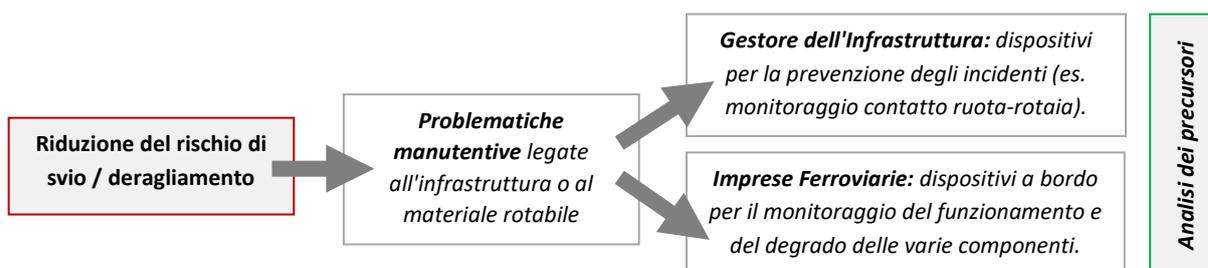


Figura 1.11 – Riduzione del rischio di svio

## Capitolo 2

### I sistemi di monitoraggio delle forze di contatto ruota-rotaia

#### 2.1 Le forze di contatto ed il fenomeno dello svio: il rapporto Y/Q

##### 2.1.1 La guida vincolata e la stabilità di marcia

Il sistema di trasporto ferroviario è un sistema di trasporto a guida vincolata [8], quest'ultima assicurata dall'accoppiamento di forza tra due guide parallele (le rotaie) e l'insieme dell'assile e delle ruote su di esso calettate (la sala montata), Figura 2.1. Le ruote, di forma tronco conica, sono provviste di un bordino interno, il quale assicura la funzione di guida rispetto alla singola rotaia del binario. Questa configurazione produce la nascita di forze di interazione ruota-rotaia che sono alla base del comportamento dinamico del veicolo ed influenzano importanti aspetti quali la stabilità di marcia, l'usura delle ruote e delle rotaie, il rumore e le vibrazioni trasmesse all'interno sistema.

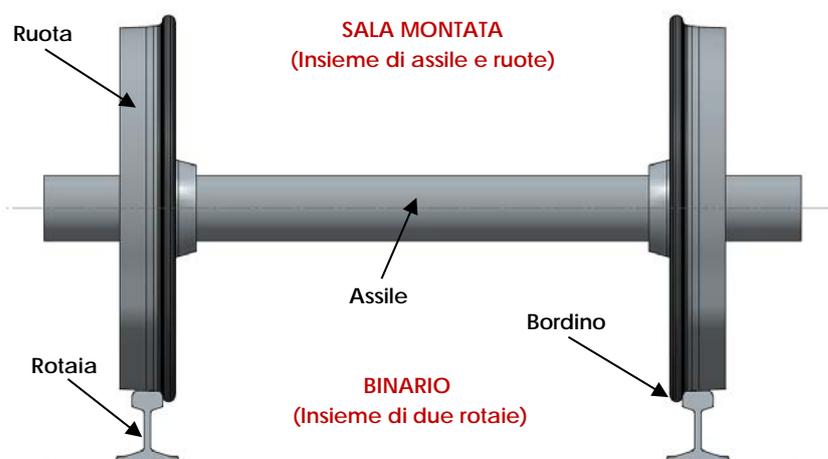


Figura 2.1 – Sala montata e binario

La guida, la sustentazione e la locomozione di un veicolo ferroviario coinvolgono sempre almeno due sale montate, parallele tra loro e solidali ad un telaio chiamato carrello, sul quale a sua volta è vincolata la cassa del veicolo stesso. La dinamica dovuta a questo tipo di accoppiamento realizza durante la marcia un sistema di guida "autostabilizzante", in cui ogni allontanamento della sala montata dalla posizione centrata di rotolamento fa nascere delle forze di richiamo gravitazionali che tendono a riportarla nella posizione in iniziale. Questo fenomeno è meglio noto come "moto di serpeggio" (Figura 2.2). Il primo che cercò di interpretare questo comportamento, studiando gli aspetti geometrici, cinematici e dinamici del moto di un bicono in rettilineo (Figura 2.3), fu alla fine del XIX secolo lo studioso Klingel. È

infatti grazie alla presenza delle ruote tronco coniche che, durante il rotolamento in rettilineo, l'assile ferroviario rimane centrato rispetto al binario sfruttando l'uguaglianza dei raggi di rotolamento delle due ruote.

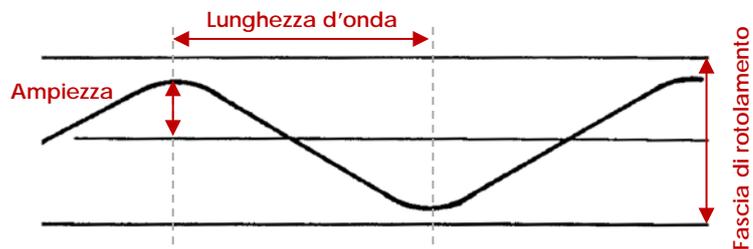


Figura 2.2 – Moto di serpeggio [8]

Inoltre durante la marcia in curva, la forma conica (Figura 2.4) consente un effetto differenziale ponendo le due ruote su diversi raggi di rotolamento, nei limiti dell'escursione massima del bordino, evitando quindi gli strisciamenti.

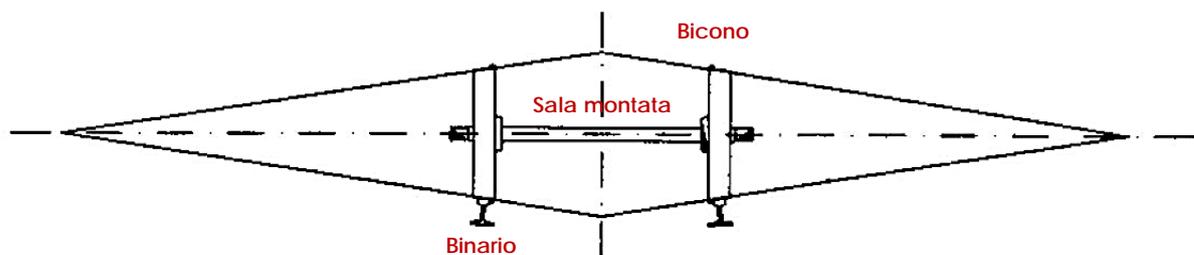


Figura 2.3 – Schematizzazione della sala montata come un bicono [8]

La presenza del bordino interno sulle ruote ha quindi la funzione fondamentale di limitare il movimento trasversale dell'assile durante la marcia in curva e durante il moto di serpeggio, prevenendo l'uscita della sala montata dalla guida fornita dalle due rotaie, cioè evitando il deragliamento. Nelle situazioni in cui si arriva alla fine corsa del bordino, si generano elevate forze trasversali, la così detta "spinta di bordino", che produce una prematura usura della ruota e della rotaia.

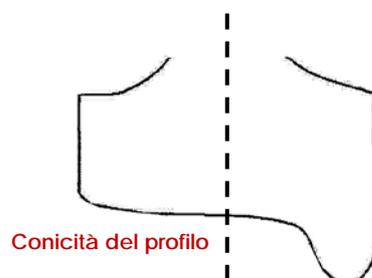


Figura 2.4 – Forma conica della ruota [8]

Per quanto riguarda la sustentazione, le masse dei veicoli sono legate principalmente al carico per asse trasferibile al binario. Maggiori carichi per asse consentono la circolazione di veicoli

più pesanti con maggiori forze di trazione prossime al limite di aderenza. Attualmente il massimo carico per asse consentito è di 22,5 tonnellate. Risulta evidente quindi come il carico verticale, è un parametro fondamentale che permette o meno la circolazione di un determinato rotabile su di una specifica linea o tratta. Quest'ultime sono infatti suddivise in categorie a seconda del carico per asse consentito, il quale è funzione del tipo di rotaia, di traversa e di sostentamento delle opere d'arte (ponti e viadotti).

Da questa breve introduzione, si evince facilmente come le prestazioni, la qualità di marcia ed i limiti operativi di un veicolo ferroviario non sono solamente legate alle caratteristiche di trazione e di frenatura, ma anche alle caratteristiche tecniche della via ferrata. Da ciò si deduce che nell'analisi del sistema ferroviario non si può mai prescindere dallo studio completo dell'insieme veicolo-infrastruttura.

### 2.1.2 Le forze di contatto ruota-rotaia

Le forze che si generano nel contatto ruota-rotaia possono suddivise in tre categorie:

- Forze verticali (Q)
- Forze longitudinali (X)
- Forze trasversali o laterali (Y)

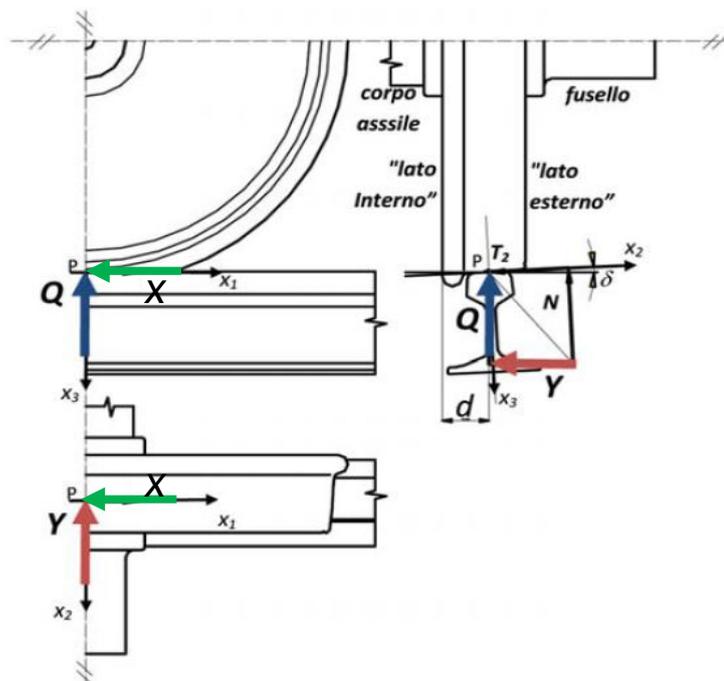


Figura 2.5 – Classificazione delle forze di contatto ruota-rotaia

Le forze verticali sono dovute principalmente al peso dei rotabili ed agli effetti dinamici che la marcia di un veicolo può generare. Irregolarità del tracciato accentuano questi ultimi aspetti

producendo sollecitazioni alternate ed intensificazione dei carichi. Tipicamente oggi giorno si accettano carichi per asse di 200 kN per treni ad alta velocità e di circa 225 kN per treni a traffico misto [9].

Le forze longitudinali si generano invece prettamente quando a causa degli effetti termici sul tracciato (termica del binario), a causa di tensioni interne indotte durante il processo di saldatura e durante la trazione e la frenatura di un veicolo. In particolare in quest'ultimo caso la causa delle forze di contatto longitudinali sono gli assi motori di un rotabile. Verranno prodotte tensioni di trazione nella parte anteriore dell'assile mentre tensioni di compressione nella parte retrostante. Si stima che le forze longitudinali dovute alla trazione non superano il 5% delle forze di contatto dovute alla termica del binario e per tale motivo possono essere trascurate durante il progetto di un tracciato [9]. Nel caso invece di frenatura la differenza principale è che una sezione maggiore del tracciato è interessata dal fenomeno perché tutti gli assi di un rotabile esercitano un'azione frenante. La distribuzione delle tensioni in questo caso risulta invertita rispetto a quella di trazione e l'entità delle forze può essere stimata in circa il 15% rispetto a quelle della termica del binario. Per tale motivo le forze longitudinali di frenatura non possono essere trascurate [9].

Per quanto riguarda le forze trasversali o laterali, esse sono prodotte principalmente durante la marcia in curva a causa del contatto tra il bordino della ruota ed il fungo della rotaia ma anche in entità minore durante il moto di serpeggio. Esse dipendono da diversi parametri specifici del veicolo e dell'infrastruttura quali, carico per asse, passo dei carrelli, tipologia di carrello, geometria del tracciato e velocità di marcia [9].

Il progetto di un tracciato non può quindi prescindere dallo studio e dell'analisi delle forze di contatto ruota-rotaia. Sulla base della teoria della trave Winkler su suolo elastico, dove il suolo elastico rappresenta l'infrastruttura ferroviaria (ballast, sottosuolo, ecc.), nel 1988 Zimmermann fu il primo ad introdurre un metodo di progetto del tracciato ferroviario utilizzato per molto tempo e valido per la maggiore parte dei carichi statici. Il modello è stato successivamente sviluppato da Eisenmann anche sulla base delle teorie di Timoshenko. Lo scopo di questi modelli è la stima delle tensioni indotte dalle forze di contatto all'interno della rotaia. In figura 2.6 è riportato l'andamento delle linee di influenza del momento flettente nel piano verticale della rotaia secondo la teoria della trave Winkler su suolo elastico [9].

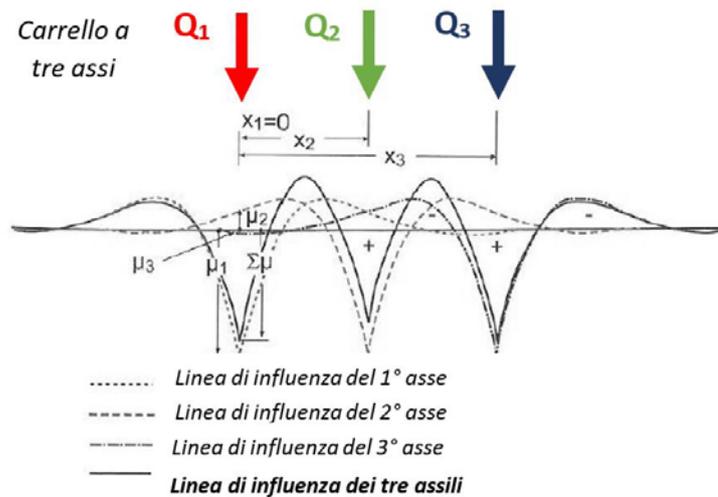


Figura 2.6 – Linee di influenza del momento flettente secondo la trave Winkler su suolo elastico [9]

La costruzione di nuove linee ad alta velocità e l'aumento del carico per asse dei rotabili ha portato nel tempo allo sviluppo di nuove metodologie di progetto dell'infrastruttura in grado di tener conto dei fenomeni dinamici. Le basse frequenze (quasi-statiche) risultano infatti importanti per quanto riguarda le proprietà di marcia del veicolo e riguardano ad esempio il progetto delle sospensioni. Ad esempio la carrozza di un treno passeggeri ha una frequenza naturale di vibrazione di circa 1 Hz mentre quella del carrello è pari a circa 10 Hz. A queste frequenze e fino a valori prossimi ai 20 Hz il binario si comporta come una molla rigida ed il progetto del tracciato può avvenire con i classici metodi quasi-statici [9]. Per frequenze che superano i 40 Hz le forze di inerzia iniziano ad assumere un ruolo rilevante. Questa situazione si verifica quando le masse non sospese (sala montata, boccole, assili, cambio, ecc.) contribuiscono agli effetti delle azioni di contatto ruota-rotaia. In particolare da frequenze di 600 Hz in poi il progetto dei supporti verticali del binario deve essere effettuato considerando gli effetti dinamici, mentre per gli effetti trasversali la frequenza limite è inferiore e pari a 400 Hz [9]. A tali frequenze si hanno diversi modi di vibrare delle traverse ed i carichi applicati al ballast, come il suo stesso comportamento, non sono più lineari.

### 2.1.3 Il coefficiente di svio

Il fenomeno dello svio (o deragliamento) è provocato dalla spinta esercitata dalla forza trasversale  $Y$  dall'assile al binario. La causa dell'insorgere di questa forza è dovuta essenzialmente alle reazioni tangenziali trasmesse dalla superficie di rotolamento a quella della ruota per effetto dell'angolo di incidenza  $\alpha$  (Figura 2.7) tra piano della ruota e asse della ruota stessa [10]. Come detto, questa situazione si può verificare non solo durante la marcia in curva, caso più frequente, ma anche in rettilineo a causa del moto di serpeggio e del gioco tra rotaia e bordino.

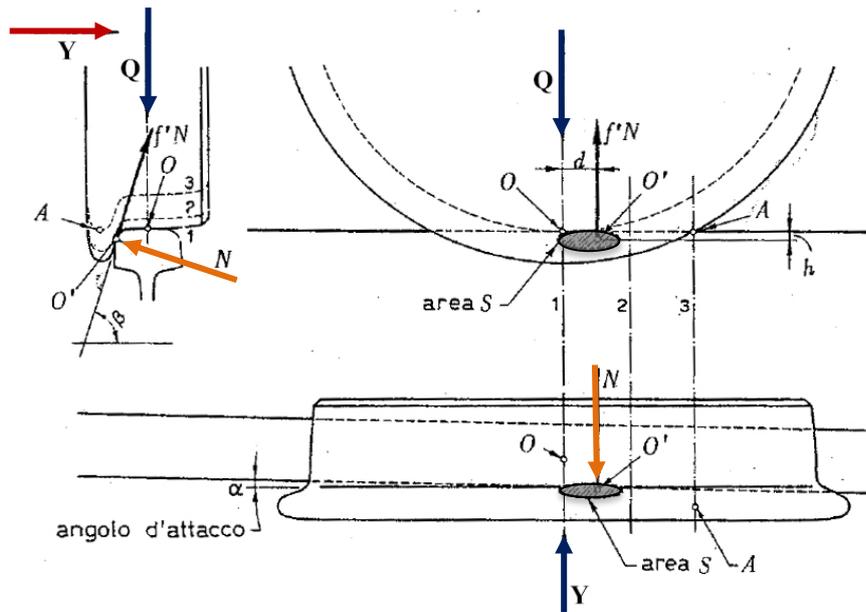


Figura 2.7 – Angolo di attacco e forza di bordino [10]

In queste condizioni è la presenza del bordino, che opponendosi al contatto con la ruota esterna della sala montata esercitando una forza  $Y$ , evita lo svio. Considerando la schematizzazione delle forze di Figura 2.8, dove  $Q$  è la forza verticale,  $Y$  la forza di bordino,  $\beta$  l'angolo formato con l'orizzontale del fianco del bordino con  $N$  la reazione esercitata dal fianco della rotaia ed  $f'$  il coefficiente di attrito, il punto di contatto tra bordino e rotaia è situato nel punto  $O'$ . Nel punto  $O$  la rotaia esercita sul bordino una reazione d'attrito  $f'N$  che contrasta la forza  $Q$  sollevando la ruota e facendole sormontare la rotaia [10].

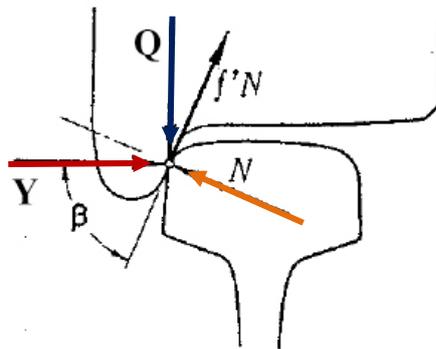


Figura 2.8 – Forze che agiscono sulla ruota in condizioni di svio [10]

Analiticamente la condizione di svio si avrà uguagliando le componenti delle forze in gioco. Considerando il caso in cui il sormonto del bordino sia già iniziato, cioè la condizione in cui la ruota è già sollevata sul bordino, si avrà:

$$Q \sin \beta - f' Q \cos \beta = Y \cos \beta + f' \sin \beta \quad (2.1)$$

da cui si ricava:

$$\frac{Y}{Q} = \frac{\operatorname{tg}\beta - f'}{1 + f'\operatorname{tg}\beta} \quad (2.2)$$

nota come formula di Pochet – Nadal (coefficiente di svio  $Y/Q$ ). Essa indica il valore massimo della forza trasversale  $Y$  in relazione alla forza  $Q$ , oltre il quale si verifica il fenomeno dello svio.

Si fa notare che un valore dell'angolo  $\beta$  troppo grande non è consigliabile perché produce un aumento dei consumi del bordino e della rotaia. Tuttavia un profilo consumato ha angoli  $\beta$  maggiori ma una migliore stabilità contro lo svio (Figura 2.9).

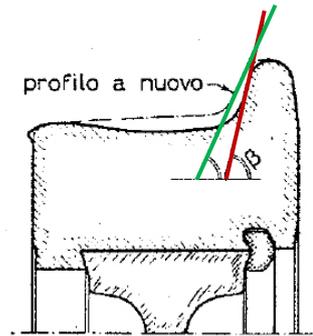


Figura 2.9 – Angolo beta ed usura del profilo della ruota [10]

Analizzando l'usura di lungo periodo di rotaia esterne alle curve si riscontra infatti una notevole differenza di usura per raggi di curvatura superiori a 600 m rispetto a raggi di curvatura di 300 m o inferiori. Nella prima condizione (Figura 2.10 a), dove l'angolo di attacco  $\alpha$  ha valori minimi, la zona usurata è limitata alla parte superiore del fungo per  $\beta$  piccoli. Ciò vuol dire che il contatto avviene nella gola del bordino. Nella seconda condizione (Figura 2.10 b), la zona usurata è più profonda e l'angolo  $\beta$  maggiore. Ciò mostra come il contatto sia avvenuto lungo tutto il fianco del bordino. Questa maggiore usura però aumenta l'angolo  $\beta$  e di conseguenza migliora la stabilità di marcia e riduce il rischio di svio [10].

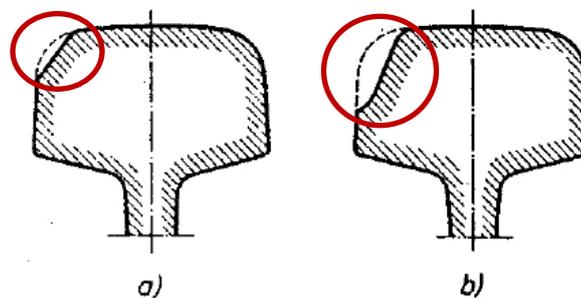


Figura 2.10 – Usura della rotaia al variare dell'angolo di attacco [10]

Nella pratica si ritiene che la stabilità contro lo svio sia assicurata per valori della forza trasversale  $Y \leq Q$ . In particolare la norma EN 14363 [11] che regola le prove e le simulazioni per l'omologazione del materiale rotabile, prescrive un limite massimo per il coefficiente di svio pari a 1,2.

## 2.2 I sistemi di monitoraggio installati a bordo treno

La misura sperimentale delle forze di contatto tra ruota e rotaia a bordo treno, che avviene attraverso sale montate appositamente strumentate, è un'attività complessa le cui origini risalgono a qualche decennio fa e che, negli ultimi anni, è diventata un requisito fondamentale per quanto riguarda i processi di valutazione della conformità alle norme europee. Questi processi fanno parte dell'iter autorizzativo per la messa in servizio dei veicoli ferroviari e si sono evoluti da processi nazionali a processi che coinvolgono più attori reciprocamente collegati del settore ferroviario.

Attualmente i metodi per la misura delle forze non sono tantissimi e si basano tutti sul rilievo degli effetti meccanici che le forze stesse procurano su alcune componenti del veicolo (es. assile, sospensioni, ruote). In particolare il principio fondante è che partendo dallo stato di deformazione indotto dalle forze sulla sala di misura, con un'opportuna inversione, si può risalire al valore delle stesse forze di contatto.

È possibile raggruppare i metodi di misura secondo due categorie principali:

- Misura delle deformazioni dell'assile
- Misura delle deformazioni della ruota

Il primo metodo strumentala l'assile con estensimetri opportunamente collegati in modo da fornire i segnali correlati allo stato di deformazione generato dalle forze di contatto sull'assile stesso. In questo modo è possibile ottenere la misura di tutte e tre le componenti delle azioni di contatto  $X$ ,  $Y$ , e  $Q$  (Figura 2.11).

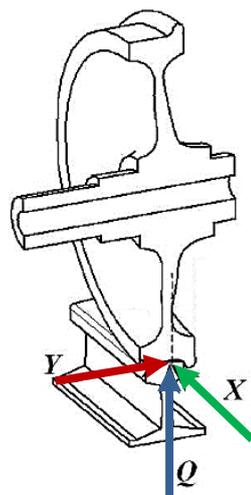


Figura 2.11 – Componenti delle azioni di contatto

Il secondo invece prevede la strumentazione, sempre con estensimetri, della singola ruota. In realtà lo stato di deformazione provocato dalle forze di contatto su un disco di una ruota

ferroviaria è più complesso di quello di un assile. Quest'ultimo infatti può essere assimilato con una buona approssimazione ad una trave. Al contrario lo stato di deformazione di un disco richiede studi sperimentali anche con modelli agli elementi finiti. I vantaggi però introdotti dal metodo di misura delle deformazioni della ruota sono diversi: scarsi effetti dell'inerzia del materiale compreso tra punto di contatto della ruota e gli estensimetri, possibilità di misura su ruote a carrelli indipendenti, possibilità di misura in presenza di trazione e frenatura del convoglio, vantaggi sulla realizzazione della catena di misura. In questo modo è possibile ottenere la misura di due componenti, la  $Y$  e la  $Q$ .

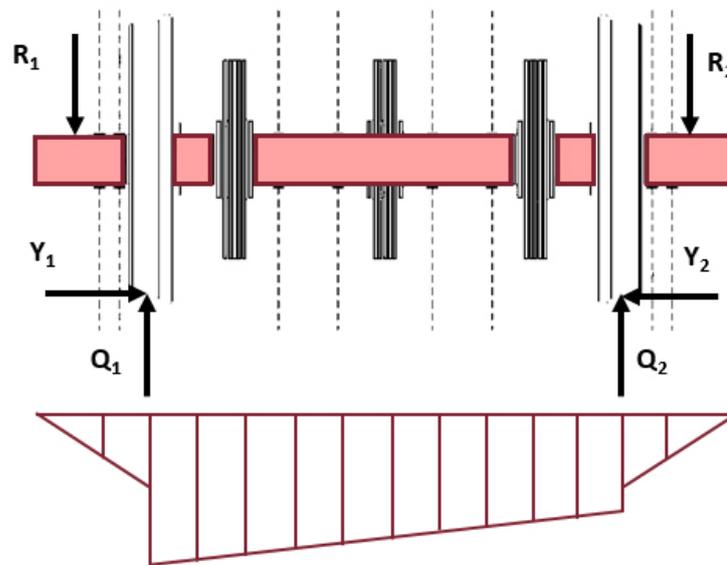


Figura 2.12 – Andamento del momento flettente su di un assile ferroviario

In tale contesto si cita la ricerca effettuata da ALSTOM Ferroviaria S.p.A. e l'Università di Roma "La Sapienza" [12], sulla misura delle forze di contatto a partire dalle proprietà della ruota. In pochi anni tale ricerca ha portato ad eliminare alcune problematiche che caratterizzavano tale metodo di rilevamento come, la continua variazione della posizione d'azione della forza  $Q$  dai risultati della misura delle  $Y$ , assieme alle derive di segnale correlate alla velocità di rotazione della ruota ed al riscaldamento del cerchione. Ne è risultato un metodo di misura continuo della forza  $Y$  di accuratezza superiore, nonché un sistema di misura discontinuo della forza  $Q$  che sfrutta a pieno le proprietà metrologiche dei moderni sistemi di condizionamento del segnale.

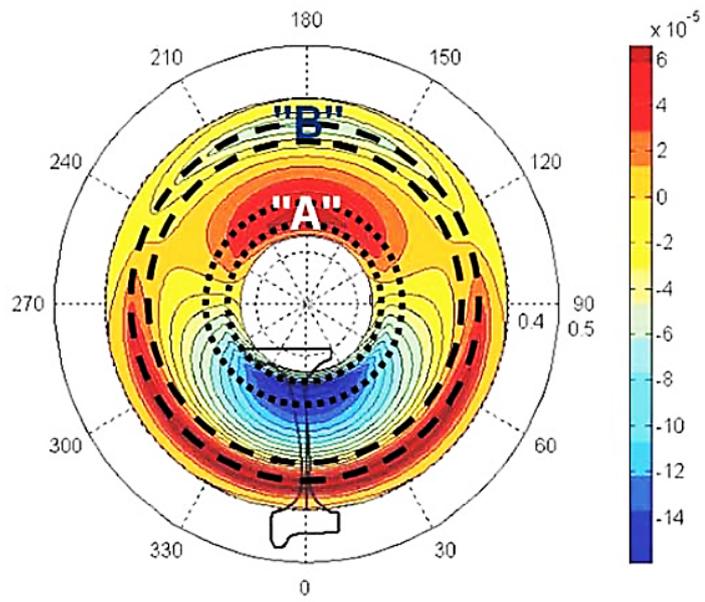


Figura 2.13 – Deformazione radiale del disco della ruota dovuta alla forza Y [12]

### 2.3 I sistemi di monitoraggio installati lato infrastruttura

I sistemi di monitoraggio delle forze di contatto lato infrastruttura sono concepiti come sistemi di diagnostica da utilizzare per periodi di medio lungo termine, a differenza delle stazioni di misura delle forze a bordo treno che sono normalmente utilizzate all'atto dell'omologazione del rotabile [13].

Il principio di misura su cui si basano è la rilevazione delle deformazioni indotte dai carichi sul binario. In particolare vengono monitorate, a seconda delle metodologie, le deformazioni del gambo o della suola della rotaia (Figura 2.14). I diversi approcci si distinguono l'uno dall'altro prevalentemente in base alla tipologia di sensore utilizzato (estensimetri elettrici a resistenza, rilevatori ottici, celle di carico, ecc.) ed in base alla zona in cui le deformazioni vengono registrate. Questa zona è direttamente collegata alla tipologia di forza di contatto che si vuole misurare, verticale o trasversale.

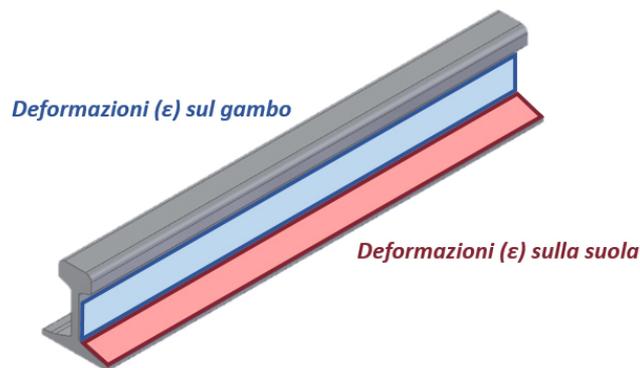


Figura 2.14 – Zone di misura delle deformazioni per i sistemi di monitoraggio lato infrastruttura

Negli ultimi anni i sistemi di monitoraggio delle forze di contatto lato infrastruttura hanno attratto l'interesse dei diversi soggetti operanti nel settore Ferroviario, Gestori dell'Infrastruttura (GI) ed Imprese Ferroviarie (IF). Tale interesse è legato essenzialmente alla possibilità di monitorare il parco rotabile circolante e, in particolare, il settore delle merci. La possibilità di identificare, in tempo reale, lo stato del materiale rotabile consente ai Gestori dell'Infrastruttura di segnalare eventuali non conformità alle Imprese Ferroviarie per le relative azioni correttive. In tale contesto si rende quindi utile un apparato che consenta la registrazione, l'archiviazione e la catalogazione dei dati acquisiti e successivamente l'accesso a suddette informazioni a tutti gli utenti coinvolti [13].

Allo stato attuale, la disponibilità di sistemi di misura in grado di rilevare, al passaggio dei differenti veicoli, le forze scambiate al contatto ruota-rotaia, consente ai Gestori dell'Infrastruttura di diagnosticare le condizioni non conformi di carico verticale  $Q$  (sbilanciamenti o sovraccarichi) e, in prospettiva, di segnalare alle Imprese Ferroviarie le

possibili condizioni di degrado dei profili delle ruote e delle funzionalità delle sospensioni del rodiggio [13].

Al momento l'entità delle forze di contatto scambiate tra ruota e rotaia sono soggette al rispetto di limiti stabiliti nella norma UNI EN14363 [11], la quale regola le prove quasi-statiche e dinamiche finalizzate all'omologazione del materiale rotabile. Essa si applica essenzialmente a tutti i veicoli ferroviari utilizzabili in esercizio commerciale e circolanti su binari a scartamento standard (1435 mm) e prescrive precise metodologie per l'esecuzione delle prove di caratterizzazione. I limiti imposti dalla norma sono correlati direttamente con le prestazioni strutturali che il binario deve assicurare, con la sicurezza nei confronti dello svio, con il confort di marcia e con il mantenimento nel tempo della corretta geometria del binario [13]. Le grandezze di valutazione del comportamento dinamico sono misurate sia in modo diretto, sia derivandole dalle grandezze misurate direttamente e sono:

- forze di interazione ruota-rotaia (verticali  $Q$  e trasversali  $Y$ , somma delle forze di guida di assile  $\Sigma Y$ , rapporto  $Y/Q$ );
- forze di boccola;
- accelerazioni di assili, carrelli e cassa del veicolo.

Le grandezze derivate ( $\Sigma Y$  e  $Y/Q$ ) sono ritenute le più critiche dal punto di vista della sicurezza di marcia del veicolo ferroviario. La  $\Sigma Y$  è necessaria per valutare il rischio di slineamento (ripage) della via. Il rapporto  $Y/Q$ , calcolato sulla ruota esterna della sala di guida, determina il valore critico per la verifica dell'attitudine allo svio, per sormonto del bordino della ruota sul fianco della rotaia [13].

Gli studi di settore hanno portato a stabilire il valore massimo del rapporto  $Y/Q$  pari a 1,2 (per angoli di bordino  $\beta = 70^\circ$  e coefficiente d'attrito  $f = 0,36$ ). Le forze di guida  $Y$  ed il carico  $Q$  per ruota costituiscono inoltre la base per la valutazione delle sollecitazioni trasmesse alla via nelle direzioni trasversale e verticale. La misura delle accelerazioni sono invece utilizzate per la valutazione semplificata della sicurezza di marcia oltre che per la valutazione del confort [13].

### **2.3.1 I sistemi di monitoraggio delle forze di contatto trasversali: stato dell'arte**

Oggi giorno il monitoraggio delle forze di contatto verticali è un settore discretamente sviluppato attraverso l'adozione di diverse soluzioni tecniche. Dalla parte opposta, invece, la misura contemporanea delle forze verticali e trasversali non è ancora consolidata e diffusa. In particolare il tema della misura delle forze trasversali, attraverso l'esame della letteratura scientifica su pubblicazioni nazionali ed internazionali, risulta meno esplorato rispetto a quanto presentato nell'ambito della misura delle stesse forze, ma effettuata con stazioni di misura installate a bordo del treno.

Nei decenni passati diversi autori hanno condotto studi sull'argomento; tra i principali troviamo ad esempio Ahlbeck-Harrison [14÷16] e Moreau [17]. Con approcci diversi, le loro tecniche di misura si basavano rispettivamente sulla rilevazione delle deformazioni sulla suola e sul gambo della rotaia mediante estensimetri elettrici a resistenza opportunamente collocati in aree sensibili ai carichi da misurare. La difficoltà principale che si incontra però nello sviluppo di questo tipo di sistemi di misura è il disaccoppiamento degli effetti deformativi prodotti dalle singole forze, verticali e trasversali, sull'intero corpo della rotaia. In particolare le forze verticali e trasversali sono la causa, allo stesso tempo, di momenti flettenti e torcenti sul gambo e sulla suola della rotaia, e rendono arduo identificare l'entità delle singole forze (Figura 2.15).

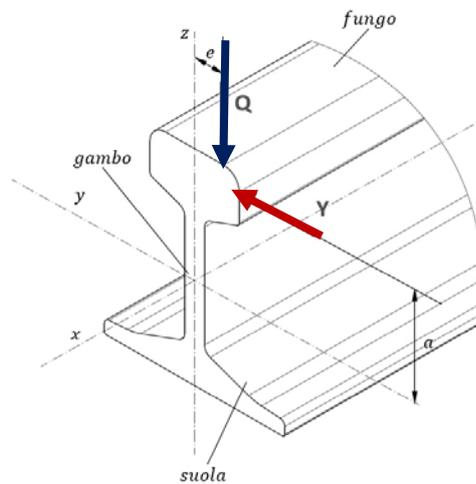


Figura 2.15 – Forze agenti su una generica sezione della rotaia

Nonostante ciò, negli ultimi anni diversi autori hanno provato a superare queste problematiche e limitazioni. Un esempio è il metodo proposto da Milkovic et al. [18] basato sul Blind Signal Separation (BSS) usando l'Independent Component Analysis (ICA). La tecnica tenta di minimizzare la correlazione tra i segnali di misura e nel contempo aumentarne la loro indipendenza. La configurazione sperimentale si compone di un insieme di estensimetri elettrici a resistenza posizionati sul fungo e sul gambo della rotaia (Figura 2.16).

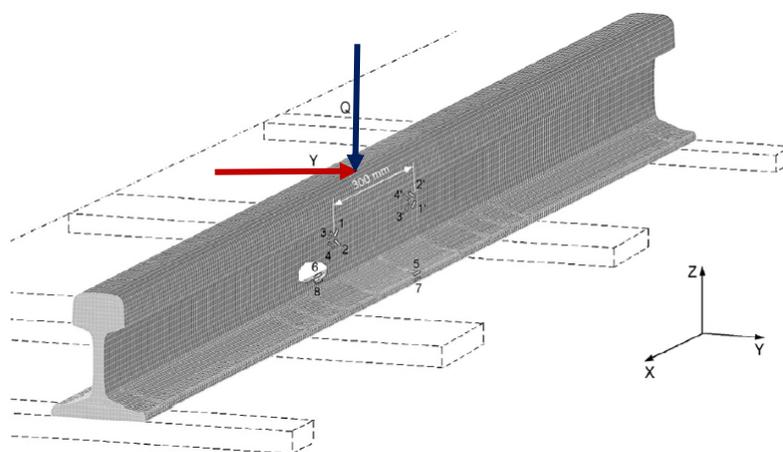


Figura 2.16 – Posizionamento degli estensimetri secondo il metodo proposto da Milkovic et al. [18]

Gli estensimetri collocati sulla superficie del fungo hanno il compito di rilevare gli effetti della forza verticale, mentre quelli sulla superficie della suola si riferiscono alla misura della forza trasversale. La principale limitazione di questo metodo è nella dipendenza non lineare tra le coordinate del punto di contatto ruota-rotaia e la geometria del profilo del fungo. Questa dipendenza, sfruttata nell'elaborazione dei segnali, è una funzione nota per un profilo nuovo di cui si conosce l'esatta geometria, mentre per un profilo usurato può essere determinata solamente per via sperimentale. Quest'ultimo fatto fa capire che la dipendenza si modifica progressivamente all'usura del binario ed è differente per la rotaia interna od esterna. Di conseguenza tale metodo richiede una periodica ricalibrazione al fine di non ridurre la precisione di misura.

Con un altro approccio Delprete et al. [19] hanno sviluppato un semplice trasduttore circolare, chiamato MPQY, che si installa all'interno di un foro praticato sul gambo della rotaia in prossimità del centro di taglio della sezione (Figura 2.17). Il trasduttore misura, allo stesso tempo, forze verticali e trasversali, sfruttando l'unica posizione che secondo gli autori consente una separazione degli effetti. Come è noto però le coordinate del centro di taglio dipendono dalla geometria della sezione della rotaia, la quale rende la tecnica strettamente collegata alla tipologia di sezione adottata.

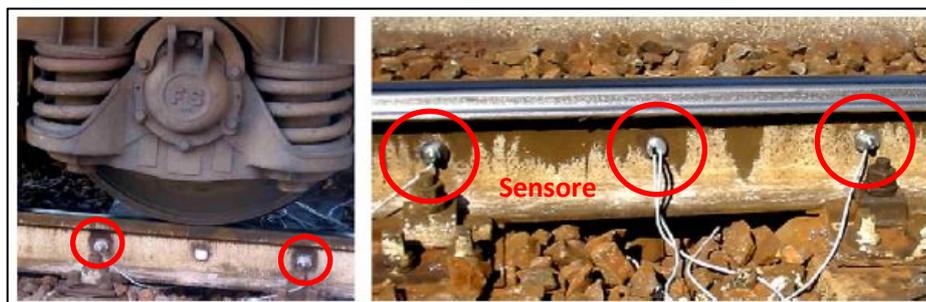


Figura 2.17 – Sensore MPQY proposto da Delprete et al. [19]

Con lo stesso approccio Molatefi et al. [20] hanno effettuato uno studio agli elementi finiti sfruttando l'asse baricentrico del gambo della rotaia, zona nella quale le forze trasversali hanno meno influenza sugli effetti delle misure (Figura 2.18). La ricerca confronta un metodo convenzionale che sfrutta estensimetri elettrici a resistenza incollati sul gambo, con l'approccio proposto dal sensore MPQY. Il lavoro di mostra che l'entità delle deformazioni verticali è pressoché la medesima per il trasduttore MPQY ed il metodo convenzionale, mentre il valore assoluto delle deformazioni trasversali registrate è inferiore. Questo risultato dimostra che le misure effettuate all'interno della sezione della rotaia attraverso l'installazione del trasduttore, sono meno sensibili e quindi meno idonee alla rilevazione della forza trasversale.

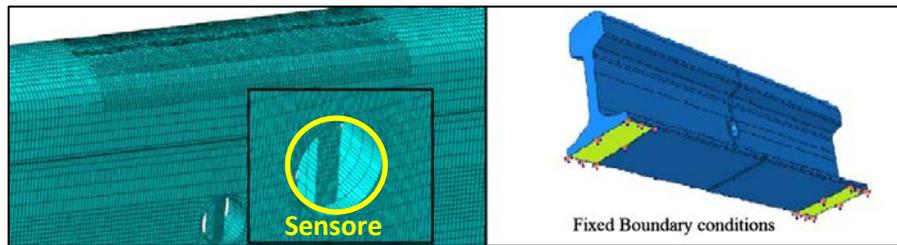


Figura 2.18 – Studio agli elementi finiti di Molatefi et al. [20]

Sempre sull'approccio dell'installazione di sensoristica all'interno del fungo della rotaia, anche Bracciali et al. [21÷23] hanno proposto un sensore capace di misurare contemporaneamente le forze verticali e trasversali (Figura 2.19). In questo caso il sensore è stato sviluppato tenendo conto del fatto che all'interno del gambo della rotaia passano i piani neutri della flessione deviata. Posizionando il sensore in corrispondenza del piano neutro orizzontale, si accede ad una zona in cui ogni componente delle forze può essere misurata singolarmente.



Figura 2.19 – Sensore proposto da Bracciali et al. [21]

Gli svantaggi di tale soluzione sono una sensibilità di misura più bassa per i carichi trasversali, come dimostrato dai precedenti autori, la notevole abilità necessaria alla produzione del sensore a causa del ridotto spazio all'interno del quale collocare gli estensimetri elettrici a resistenza, i problemi legati all'installazione forzata all'interno del foro del gambo della rotaia al fine di garantire l'affidabilità delle misurazioni nel tempo ed infine la non semplice procedura di calibrazione che deve essere eseguita direttamente in linea.

Di recente, sempre Bracciali et al. [24] hanno valutato altre di misura per i carichi trasversali. La loro ricerca ha investigato l'applicazione simultanea di tre metodi disponibili in letteratura che forniscono intrinsecamente informazioni differenti. L'articolo descrive una procedura iterativa per individuare la posizione del punto di contatto ruota-rotaia, fornendo al contempo la stima delle forze verticali e trasversali. Tuttavia la ricerca mostra una considerevole mancanza di accuratezza tra le simulazioni usate nello studio ed i risultati sperimentali (scostamento del circa 30%). Gli autori attribuiscono questa mancanza di precisione ad una configurazione sperimentale che differisce in parte a quella adottata per le simulazioni. Inoltre i risultati sperimentali, relativi alle misure delle forze trasversali, non sono stati confrontati con nessun altro valore di riferimento sperimentale, in contrasto con quanto fatto per quelle verticali. La

convalida delle misure dei carichi trasversali è stata fatta tenendo in considerazione solo i risultati ottenuti in situazioni simili e paragonabili.

Per concludere, Yifan et al. [25] hanno proposto un metodo basato sul momento flettente che agisce sulla rotaia. Il metodo considera la rotaia come una trave a sbalzo e misura la differenza di momento flettente sul gambo della rotaia a diverse quote. Purtroppo l'articolo non fornisce ulteriori indicazioni aggiuntive.

La gran parte di questi autori ha proposto lo sviluppo di nuova sensoristica di misura, che il più delle volte va ad alterare l'integrità strutturale della rotaia mediante la realizzazione di fori sul gambo. Altri invece hanno avanzato metodologie basate su complesse relazioni matematiche ed il più delle volte dipendenti da fattori geometrici e/o dal punto di contatto ruota-rotaia, il quale è di solito ignoto. Inoltre molte delle metodologie proposte per le forze trasversali hanno mostrato una scarsa sensibilità di misura se confrontata ai metodi per i carichi verticali e la necessità di una frequente ricalibrazione.

Commercialmente parlando, si possono invece citare le soluzioni di Argos e Multirail sviluppate rispettivamente dalle aziende HBM e Schenck. Il primo sistema è in grado di rilevare, a seconda delle versioni, la condizione di avvenuto svio del veicolo in transito, la misura della risultante ( $Q$ ) delle forze verticali per ruota e dei difetti della ruota, le forze trasversali ( $Y$ ), il rapporto di svio  $Y/Q$  per ruota ed i livelli di rumore e vibrazioni. Il secondo invece, sempre a seconda delle versioni proposte, è in grado di rilevare le forze verticali ( $Q$ ), trasversali ( $Y$ ), il rapporto  $Y/Q$ , non conformità geometriche delle ruote, caratteristiche di svio, tipologia di carrello ed instabilità trasversale di marcia. Purtroppo analizzando la documentazione tecnica fornita dai produttori non è sempre facile identificare esattamente il principio di misura adottato per le varie soluzioni, la sensoristica installata e soprattutto la precisione delle misure.

In riferimento invece alle principali amministrazioni Ferroviarie Europee si segnala l'interessante pubblicazione "Wayside Train Monitoring System – An actual overview" [26] all'interno della quale si offre una panoramica degli ultimi sviluppi dei sistemi di monitoraggio treno lato infrastruttura (Wayside Train Monitoring Systems, WTMS) e delle differenti tecnologie attualmente di uso quotidiano e presenti sul mercato. La pubblicazione mette in risalto il fatto che l'aspetto tecnico è solo una parte della strategia globale da adottare, che deve anche considerare gli aspetti operativi ed organizzativi, l'utilizzo dei dati di monitoraggio per migliorare la manutenzione dei veicoli e le procedure da adottare in caso di incidenti.

### 2.3.2 Il Sistema di Monitoraggio dei Carichi Verticali (SMCV) sviluppato dal Dipartimento DICEA (Università di Roma "La Sapienza") e Rete Ferroviaria Italiana (RFI)

Il Sistema di Monitoraggio dei Carichi Verticali (SMCV) è un sistema di misura delle forze verticali  $Q$  applicate al binario dal transito dei rotabili lato infrastruttura. Il metodo è stato sviluppato in collaborazione da Rete Ferroviaria Italiana (RFI) e l'Università La Sapienza di Roma (Dipartimento Ingegneria Civile, Edile e Ambientale – DICEA). La ricerca è stata sviluppata attraverso modelli teorici, simulazioni numeriche, prove in laboratorio ed in linea durante il normale esercizio [27]. Le prove su di un binario in esercizio, con analisi automatica dei dati per l'identificazione del tipo di rodiggio dei veicoli, degli assi, delle ruote e degli indicatori di carico trasmesso, assoluto e relativo (squilibri), hanno permesso di verificare l'efficacia della stazione di misura e la sua attitudine a rilevare superamenti di valori di soglia impostabili per i carichi massimi e gli squilibri relativi [27].

Tecnicamente parlando, il principio di misura su cui si basa il sistema sfrutta la distribuzione del diagramma dello sforzo di taglio lungo il piano verticale della rotaia dovuto all'applicazione del carico verticale  $Q$  tra due traverse consecutive (Figura 2.20).

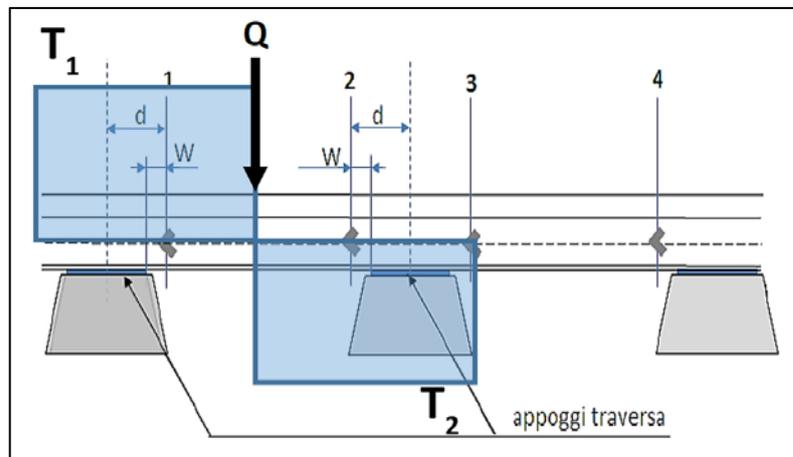


Figura 2.20 – Diagramma dello sforzo di taglio [28]

La differenza di valore del taglio prima e dopo il punto di applicazione della forza verticale  $Q$  è uguale al valore della forza applicata:

$$Q = T_1 - T_2 \quad (2.3)$$

Sfruttando tale principio la forza verticale  $Q$  è indipendente dalla posizione di applicazione tra le due traverse, essendo il valore della forza di taglio costante nei due tratti. Inoltre considerando più campate, è possibile rilevare la storia di carico in funzione nel tempo ed individuare ad esempio i difetti geometrici delle ruote. In aggiunta i risultati di tale metodo risultano indipendenti dalla rigidità delle traverse [27].

Per quanto riguarda la sensoristica, il sistema SMCV si compone di 4 estensimetri elettrici a resistenza a forma di V (Figura 2.21) collocati sul gambo della rotaia in prossimità dell'asse neutro della flessione orizzontale.

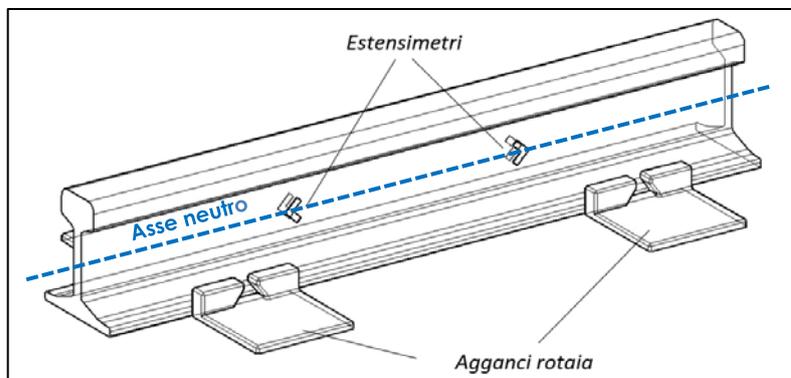


Figura 2.21 – Configurazione estensimetrica sistema SMCV

Gli estensimetri sono collocati su entrambi i lati, 2 per ogni sezione di misura. I due estensimetri della singola sezione sono connessi tra loro attraverso un ponte completo di Wheatstone. Nel complesso il sistema prevede l'installazione degli estensimetri su 7 campate e su entrambe le rotaie che compongono il binario. Grazie a questa configurazione sono disponibili 28 canali di acquisizione, 14 per ogni rotaia. La calibrazione del sistema avviene in laboratorio applicando carichi noti su ogni sezione e determinando la costante di proporzionalità tra forza e deformazione registrata.

Sviluppando il Sistema di Monitoraggio dei Carichi Verticali (SMCV), Rete Ferroviaria Italiana (RFI) si è dotata di uno strumento capace di ridurre il rischio di immissione da parte delle Imprese Ferroviarie sulla rete nazionale di rotabili con un carico non conforme [27], come richiesto dall'ANSF. Inoltre RFI fornisce alle Imprese Ferroviarie un servizio rivolto al controllo delle anomalie di carico, sovraccarichi e/o squilibri che potrebbero non essere noti [27]. A seguito della ricerca condotta con l'Università La Sapienza di Roma (Dipartimento Ingegneria Civile, Edile e Ambientale – DICEA), RFI ha provveduto all'ingegnerizzazione del sistema ed alla definizione delle tipologie di installazione e manutenzione. L'obiettivo finale è quello di realizzare un insieme di "check points" per il rilevamento delle anomalie di carico presso i punti più importanti di ingrosso e/o immissione nella rete ferroviaria italiana, come porti, scali merci, impianti di smistamento e varchi di transito internazionale [27]. Tra le stazioni di misura realizzate si segnalano le seguenti installazioni:

- Verona Quadrante Europa (due SMCV)
- Valico di Domodossola: Domo 2 (un SMCV) e Varzo (due SMCV)
- Novara Boschetto (tre SMCV)
- Roccasecca (due SMCV prototipali di cui uno in linea e uno su un binario di circolazione)

## Capitolo 3

### La misura delle forze di contatto trasversali: lo studio di fattibilità

#### 3.1 La misurabilità dei carichi trasversali trasmessi al binario: 1° Convenzione di Ricerca con Rete Ferroviaria Italiana (RFI)

Tra la fine del 2014 e l'inizio del 2015 la possibilità di misurare i carichi trasversali trasmessi al binario è stata oggetto di una Convenzione di Ricerca tra il Dipartimento di Ingegneria Civile Edile ed Ambientale (DICEA, Università di Roma "La Sapienza") e Rete Ferroviaria Italiana (RFI, Gruppo Ferrovie dello Stato). La ricerca ha avuto lo scopo di esplorare gli aspetti tecnici e scientifici inerenti la misura delle forze trasversali  $Y$  che le ruote di un treno applicano alle rotaie durante il transito su un binario ed ha approfondito una o più soluzioni tecniche in relazione ai seguenti aspetti [29]:

- studio di fattibilità di una stazione di misura dei carichi trasversali  $Y$  con tecnologia indipendente dalla rigidità del binario e dalla rigidità dei sistemi di attacco;
- studio dell'integrazione con la stazione di misura SMCV dei carichi verticali  $Q$  [28];
- studio sulla possibilità di misurare i seguenti parametri combinati da parte di un sistema integrato: forza trasversale massima applicata dalla singola ruota ( $Y_{max}$ ), forza di ripage del singolo asse ( $\Sigma Y$ ) e coefficiente di svio ( $Y/Q$ ).

A seguito dei risultati della ricerca sono stati redatti due rapporti tecnici denominati R1 e R2, all'interno dei quali sono stati sviluppati gli argomenti riportati di seguito.

##### Rapporto R1 – Analisi preliminare e teorica

- Analisi dello stato dell'arte e delle soluzioni commerciali dei sistemi di misura dei carichi trasversali  $Y$  in uso presso le principali amministrazioni ferroviarie europee
- Analisi dei fenomeni utili al fine della misura dei carichi trasversali  $Y$
- Selezione della metodologia di misura idonea alla soluzione del problema e verifica teorica attraverso delle simulazioni agli elementi finiti

##### Rapporto R2 – Analisi sperimentale e conclusioni

- Esecuzione di prove sperimentali per la misura dei carichi trasversali  $Y$  attraverso il banco di taratura per sale ferroviarie del Dipartimento DICEA ed approfondimento dell'analisi teorica
- Studio dell'integrazione con la stazione di misura SMCV dei carichi verticali  $Q$  [28]

### 3.2 Il metodo del "gambo"

La prima soluzione analizzata all'interno dello studio di fattibilità per la misura dei carichi trasversali è il così detto metodo del "gambo". Il metodo prevede la misura delle deformazioni che si generano sulla superficie del gambo della rotaia e la successiva combinazione delle tensioni dovute alla sollecitazione di flessione lungo il piano trasversale. La ricerca ha preso spunto dal lavoro svolto nel 1987 da Moreau [17] ed aggiunge importanti risultati rispetto a quelli ottenuti dallo studioso francese [30]. La valutazione delle possibilità applicative di questa soluzione è stata realizzata attraverso simulazioni agli elementi finiti e prove di verifica in laboratorio. I risultati numerici e sperimentali [29] hanno mostrato chiara la possibilità di disaccoppiare gli effetti deformativi prodotti dalla contemporanea applicazione sulla rotaia di forze verticali (Q) e trasversali (Y).

#### 3.2.1 Gli effetti della sollecitazione di flessione sul gambo della rotaia

La contemporanea applicazione di una forza verticale (Q) e trasversale (Y) sul fungo della rotaia produce dei momenti flettenti in differenti piani geometrici della rotaia stessa (Figura 3.1). La presenza di questo insieme di forze produce di conseguenza un complesso stato tensionale e deformativo. In particolare la forza verticale (Q), principalmente dovuta al peso del materiale rotabile, è la principale causa delle sollecitazioni di taglio e di flessione nel piano verticale (x-z) mentre, la forza trasversale (Y), prevalentemente presente in curva, produce le medesime sollecitazioni nel piano orizzontale (y-x). Inoltre, entrambe le forze generano un momento torcente lungo l'asse longitudinale (x). Risulta quindi evidente che per disaccoppiare gli effetti delle singole forze di contatto sia necessaria un'approfondita analisi dello stato deformativo della rotaia.

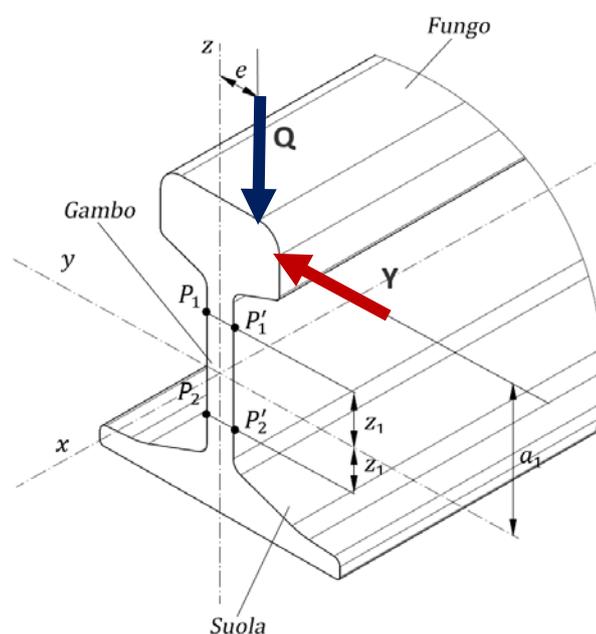


Figura 3.1 – Schema di applicazione delle forze di contatto in una generica sezione della rotaia [30]

Come anticipato, il metodo proposto da Moreau [17] si basa sulla misura delle deformazioni che si producono sulla superficie del fungo, in particolare in quattro punti distinti simmetricamente disposti rispetto l'asse  $z$  della rotaia (Figura 3.1). Per disaccoppiare gli effetti delle forze trasversali ( $Y$ ) rispetto a quelli delle forze verticali ( $Q$ ), Moreau propose di combinare insieme le tensioni di flessione misurate in questi quattro punti. Applicando la ben nota equazione per il calcolo delle tensioni di flessione (3.1), in questo caso lungo l'asse  $x$ , si ottengono le seguenti relazioni (3.2 ÷ 3.5):

$$\sigma_z = \pm \frac{M_x}{I_x} y \quad (3.1)$$

$$\sigma_{z1} = + \frac{Qe u}{I_x} \frac{u}{2} - \frac{Y(a_1 - z_1) u}{I_x} \frac{u}{2} \quad (3.2)$$

$$\sigma_{z2} = + \frac{Qe u}{I_x} \frac{u}{2} - \frac{Y(a_1 + z_1) u}{I_x} \frac{u}{2} \quad (3.3)$$

$$\sigma'_{z1} = - \frac{Qe u}{I_x} \frac{u}{2} + \frac{Y(a_1 - z_1) u}{I_x} \frac{u}{2} \quad (3.4)$$

$$\sigma'_{z2} = - \frac{Qe u}{I_x} \frac{u}{2} + \frac{Y(a_1 + z_1) u}{I_x} \frac{u}{2} \quad (3.5)$$

Sommando algebricamente tra loro le tensioni così calcolate (3.6), Moreau dimostrò possibile rimuovere l'influenza della forza verticale ( $Q$ ), lasciando come contributo finale solo quello della forza trasversale ( $Y$ ):

$$\sum \sigma_z = \sigma_{z1} + \sigma'_{z2} - (\sigma'_{z1} + \sigma_{z2}) = \frac{2 u z_1}{I_x} \cdot Y = K \cdot Y \quad (3.6)$$

Il coefficiente di proporzionalità  $K$  (3.7) tra forza trasversale ( $Y$ ) e tensioni, dipende esclusivamente da fattori geometrici come lo spessore del gambo ( $u$ ), la distanza dall'asse neutro della flessione ( $z_1$ ) ed il momento di inerzia ( $I_x$ ) lungo l'area della sezione orizzontale del gambo stesso:

$$K = \frac{2 u z_1}{I_x} \quad (3.7)$$

Tuttavia il coefficiente  $K$  non può assumere un valore costante, perché difatti il momento di inerzia ( $I_x$ ) dipende dall'effettiva area della sezione che reagisce al sistema di sollecitazioni esterne. Quest'area non può essere calcolata a priori perché durante il transito di un treno le ruote cambiano continuamente la loro posizione lungo l'asse longitudinale ( $x$ ) della rotaia.

Come è noto, la teoria alla base del calcolo delle tensioni di flessione si basa sulle ipotesi di Navier-Bernoulli, le quali ipotizzano che durante l'inflessione di una trave le sezioni trasversali

della stessa rimangono piane e normali alle fibre longitudinali deformate. L'ipotesi, dimostrata successivamente da Saint-Venant, è valida solo nel caso di flessione semplice. Quando insieme ad una sollecitazione di flessione sono presenti sforzi di taglio il principio di Saint-Venant non è più valido: la presenza infatti di uno sforzo di taglio cambia la distribuzione delle tensioni e le sezioni non restano piane e normali alle fibre longitudinali deformate come ipotizzato. L'influenza dello sforzo di taglio sulle tensioni di flessione è inoltre funzione del rapporto tra l'altezza e la lunghezza di una trave. Quando l'altezza è molto più piccola della lunghezza, gli effetti dello sforzo di taglio possono essere trascurati ed è possibile considerare ancora valide le ipotesi di Navier-Bernoulli. Per tale ragione in questo caso lo sforzo di taglio, che viene prodotto lungo il gambo della rotaia dalla contemporanea applicazione di una forza verticale (Q) e trasversale (Y), può essere trascurato.

Si consideri ora una generica trave incastrata agli estremi con una forza verticale (Q) applicata a metà della sua lunghezza. In questo caso, analizzando la distribuzione del momento flettente, è possibile notare l'esistenza di due "punti di zero" dove il momento flettente si annulla (Figura 3.2). Assumendo come lunghezza totale della trave quella di un segmento di rotaia lungo 1 metro, vincolato agli estremi mediante due traverse distanti tra loro 600 mm, ed avente una lunghezza libera di inflessione di 450 mm, i "punti di zero" della distribuzione del momento flettente vengono a collocarsi ad una distanza di  $\pm 112.5$  mm dalla mezzeria della campata (asse z). In questi punti la curvatura delle sezioni è nulla ( $1/\rho = M_x/EI_x = 0$ ) ed il momento flettente dovuto alla forza verticale (Q), nel piano orizzontale (x-y), minimizza i suoi effetti rispetto a quelli prodotti dalla forza trasversale (Y). La distribuzione del momento flettente nel piano orizzontale (x-y), a causa della forza trasversale (Y), è infatti differente e dipende anche in questo caso dalla lunghezza libera di inflessione e dalle reazioni vincolari ipotizzate. A valle di questo ragionamento, è quindi possibile individuare lungo l'asse longitudinale (x) della rotaia delle zone dove gli effetti deformativi prodotti dalla forza trasversale (Y) sono meno influenzati da quelli prodotti dalla contemporanea applicazione della forza verticale (Q).

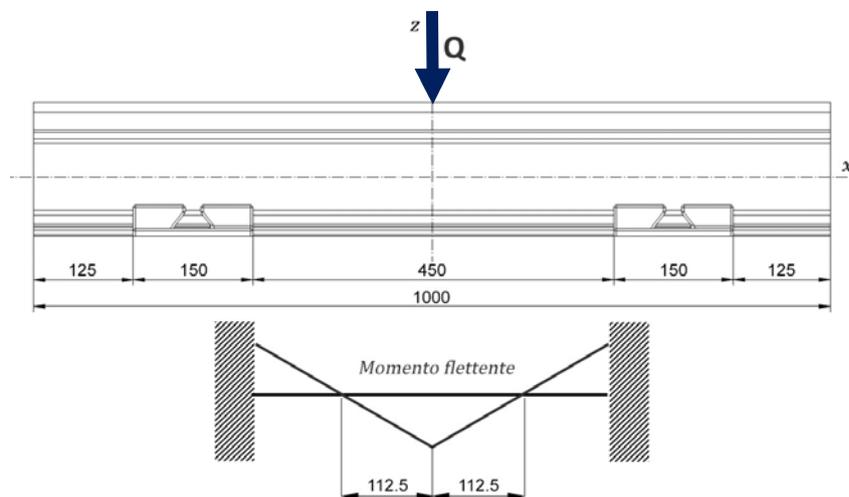


Figura 3.2 – Distribuzione del momento flettente lungo il piano verticale (x-z) della rotaia [30]

### 3.2.2 L'analisi degli effetti deformativi attraverso simulazioni agli elementi finiti

L'approccio teorico e le assunzioni fatte nel paragrafo precedente, che sono alla base del metodo del "gambo", sono state verificate attraverso diverse simulazioni agli elementi finiti. Le simulazioni realizzate sono state di tipo statico ed hanno voluto verificare gli effetti deformativi prodotti sul gambo della rotaia in condizioni di transito di un rotabile a bassa velocità (inferiore a 30 km/h), che si verificano in genere in stazioni, depositi, impianti di smistamento, ecc. In queste condizioni simulazioni di tipo statico sono pienamente in grado di riprodurre gli effetti che si vengono a creare nella realtà.

Nel dettaglio, un segmento di rotaia lungo 1 metro (tipologia UIC60/60E1), vincolato tra due traverse distanti tra loro 600 mm, è stato modellato attraverso il software ANSYS Mechanical APDL® (Figura 3.3). Il volume dell'intera geometria della rotaia è stato discretizzato attraverso elementi tridimensionali esaedrici (elemento: SOLID45, dimensione della mesh: 4 mm) e sul gambo, nelle zone di misura delle deformazioni, è stato ricoperto da elementi bidimensionali di tipo shell (elemento: SHELL181). Quest'ultima soluzione è stata adottata al fine di riprodurre lo stesso segnale generato da un estensimetro elettrico a resistenza incollato sulla superficie del gambo della rotaia. Gli elementi shell sono stati resi solidati con gli elementi esaedrici di volume sottostanti facendo combaciare i rispettivi nodi della mesh. In questo modo sia gli elementi esaedrici che gli elementi shell hanno le stesse dimensioni e subiscono le stesse deformazioni. Per quanto riguarda le condizioni di vincolo, in prossimità delle piastre di fissaggio i nodi del modello sono stati vincolati rispetto alle traslazioni trasversali, mentre la presenza delle solette elastiche, interposte tra piastre di fissaggio e rotaia, è stata modellata inserendo degli elementi verticali di tipo molla (elemento: SPRING-DAMPER, dimensione della mesh: 5 mm) ai quali è stata attribuita la costante elastica propria delle solette pari a  $3.0 \cdot 10^8$  N/m. Infine è stato considerato l'angolo di posa ( $\beta$ ), che per lo standard italiano è pari ad  $1/20$ .

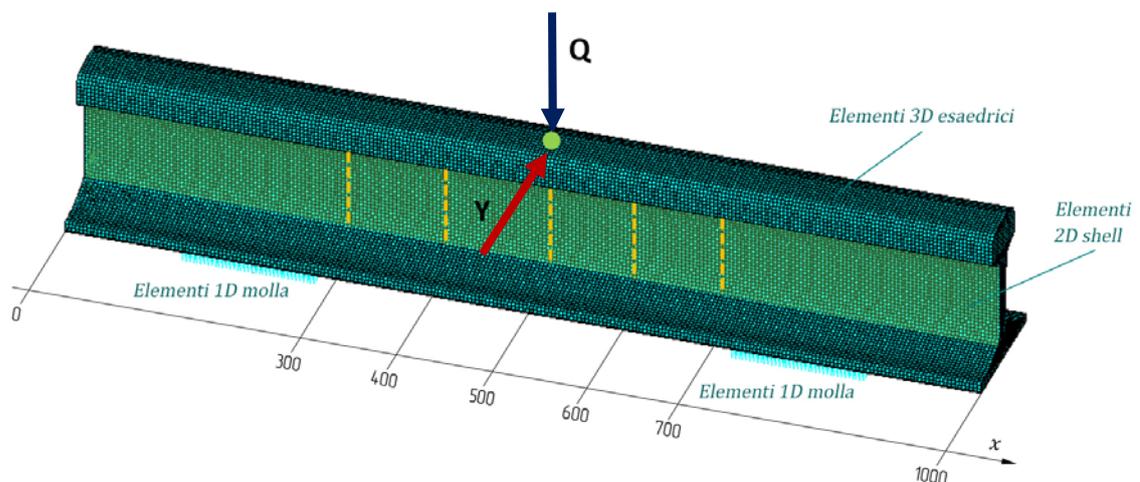


Figura 3.3 – Modello agli elementi finiti metodo del "gambo" [30]

Al fine di individuare la sezione di misura più appropriata per la misura delle deformazioni, il coefficiente  $K$  (3.8) è stato calcolato lungo l'asse longitudinale della rotaia in cinque differenti sezioni ( $x_i$ ) su entrambi i lati della superficie del gambo (Tabella 3.1).

Tabella 3.1 – Sezioni di misura

Sezioni di misura	Distanza dall'asse neutro
$x_i$ (mm)	$z_1$ (mm)
300	±10, ±20, ±30, ±40
400	
500	
600	
700	

Per ogni sezione di misura sono state calcolate le deformazioni flessionali ( $\epsilon_z$ ) a differenti distanze dall'asse neutro ( $z_1$ ) della flessione lungo il piano orizzontale (x-y).

$$K = \frac{\sum \sigma_z}{Y} \quad (3.8)$$

La forza verticale (Q) e trasversale (Y) sono state applicate nel modello tenendo conto di due differenti scenari (Figura 3.4). Il primo scenario considera il moto di una sala montata in rettilineo, in presenza quindi di soli carichi verticali (Q). In questa condizione il punto di contatto ruota-rotaia è stato collocato a 11 mm dall'asse z di simmetria (z) della sezione della rotaia. Il secondo scenario considera il moto di una sala montata in curva, con la contemporanea presenza quindi di una forza verticale (Q) e di una trasversale (Y). In questo caso il punto di contatto ruota-rotaia è stato considerato a 36 mm dall'asse z di simmetria (z) della sezione della rotaia ed a 14 mm al di sotto del piano di rotolamento. Nonostante queste assunzioni, si è visto che i risultati delle simulazioni non sono stati influenzati in maniera rilevante dalla reale posizione dei punti di applicazione delle forze. Come si può infatti vedere dall'espressione (3.7), la il coefficiente  $K$  è indipendente dalle coordinate dei punti di contatto lungo l'asse y.

Negli schemi di Figura 3.4, le forze (Q) e (Y) rappresentano rispettivamente la forza verticale e quella trasversale applicate nelle simulazioni lungo l'asse z e lungo l'asse y del sistema di riferimento globale del programma agli elementi finiti. Le forze ( $Q_r$ ) e ( $Y_r$ ) rappresentano invece le reazioni vincolari della rotaia. Quest'ultime sono ottenute scomponendo le forze Q e Y lungo il sistema di riferimento locale della rotaia ( $\zeta$ - $\eta$ ), inclinato dell'angolo di posa  $\beta = 1/20$  rispetto al riferimento globale (z-y). Le condizioni di carico applicate nelle simulazioni sono riportate in Tabella 3.2. Il peso proprio della sala montata (6 kN) è stato considerato all'interno del valore della forza verticale (Q).

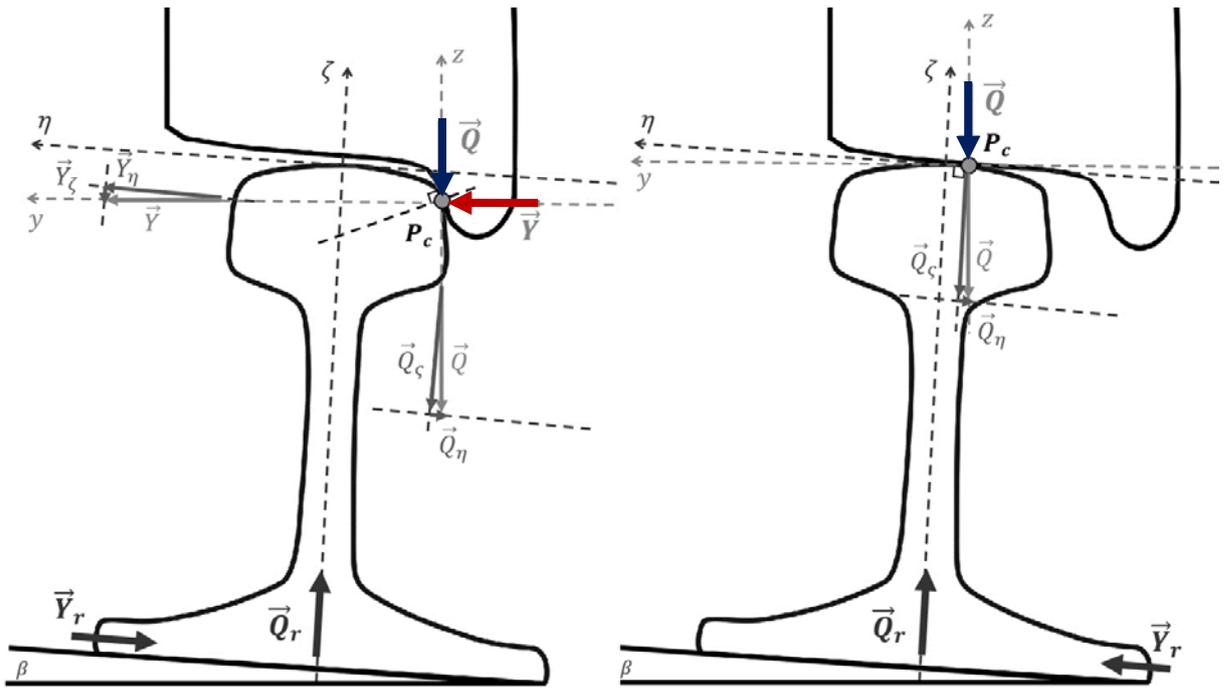


Figura 3.4 – Punti di applicazione delle forze di contatto ruota-rotaia (scenario 1 e 2) [30]

Tabella 3.2 – Condizioni di carico applicate durante le simulazioni agli elementi finiti

Test	Forza verticale e laterale		Reazioni della rotaia		Punti di applicazione delle forze di contatto P <sub>c</sub>		Rigidità soletta
	Q (kN)	Y (kN)	Q <sub>r</sub> (kN)	Y <sub>r</sub> (kN)	η (mm)	ζ (mm)	
A1	6,00	0,00	5,99	-0,30	-11,00	0,00	3,0·10 <sup>8</sup>
A2	16,00	0,00	15,98	-0,80	-11,00	0,00	3,0·10 <sup>8</sup>
A3	26,00	0,00	25,97	-1,30	-11,00	0,00	3,0·10 <sup>8</sup>
A4	36,00	0,00	35,96	-1,80	-11,00	0,00	3,0·10 <sup>8</sup>
A5	46,00	0,00	45,94	-2,30	-11,00	0,00	3,0·10 <sup>8</sup>
B1	6,00	10,00	6,49	9,69	-36,00	-14,00	3,0·10 <sup>8</sup>
B2	16,00	10,00	16,48	9,19	-36,00	-14,00	3,0·10 <sup>8</sup>
B3	26,00	10,00	26,47	8,69	-36,00	-14,00	3,0·10 <sup>8</sup>
B4	36,00	10,00	36,45	8,19	-36,00	-14,00	3,0·10 <sup>8</sup>
B5	46,00	10,00	46,44	7,69	-36,00	-14,00	3,0·10 <sup>8</sup>
C1	6,00	20,00	6,99	19,68	-36,00	-14,00	3,0·10 <sup>8</sup>
C2	16,00	20,00	16,98	19,18	-36,00	-14,00	3,0·10 <sup>8</sup>
C3	26,00	20,00	26,97	18,68	-36,00	-14,00	3,0·10 <sup>8</sup>
C4	36,00	20,00	36,95	18,18	-36,00	-14,00	3,0·10 <sup>8</sup>
C5	46,00	20,00	46,94	17,68	-36,00	-14,00	3,0·10 <sup>8</sup>
D1	6,00	30,00	7,49	29,66	-36,00	-14,00	3,0·10 <sup>8</sup>
D2	16,00	30,00	17,48	29,16	-36,00	-14,00	3,0·10 <sup>8</sup>
D3	26,00	30,00	27,47	28,66	-36,00	-14,00	3,0·10 <sup>8</sup>
D4	36,00	30,00	37,45	28,16	-36,00	-14,00	3,0·10 <sup>8</sup>
D5	46,00	30,00	47,44	27,67	-36,00	-14,00	3,0·10 <sup>8</sup>
E1	6,00	40,00	7,99	39,65	-36,00	-14,00	3,0·10 <sup>8</sup>
E2	16,00	40,00	17,98	39,15	-36,00	-14,00	3,0·10 <sup>8</sup>
E3	26,00	40,00	27,97	38,65	-36,00	-14,00	3,0·10 <sup>8</sup>
E4	36,00	40,00	37,95	38,15	-36,00	-14,00	3,0·10 <sup>8</sup>
E5	46,00	40,00	47,94	37,65	-36,00	-14,00	3,0·10 <sup>8</sup>
F1	6,00	100,00	10,99	99,58	-36,00	-14,00	3,0·10 <sup>8</sup>
F2	31,00	100,00	35,96	98,33	-36,00	-14,00	3,0·10 <sup>8</sup>
F3	56,00	100,00	60,92	97,08	-36,00	-14,00	3,0·10 <sup>8</sup>
F4	81,00	100,00	85,89	95,83	-36,00	-14,00	3,0·10 <sup>8</sup>
F5	106,00	100,00	110,86	94,58	-36,00	-14,00	3,0·10 <sup>8</sup>

Le seguenti Figure 3.5 ÷ 3.7 mostrano i primi risultati ottenuti con le simulazioni. Per ogni sezione di misura ( $x_i$ ) è stato riportato il valore del coefficiente  $K$  in funzione della forza trasversale ( $Y$ ) applicata e della distanza dall'asse neutro ( $z_1$ ). Nelle figure, ogni singolo punto rappresenta una differente condizione di carico elencata in Tabella 3.2.

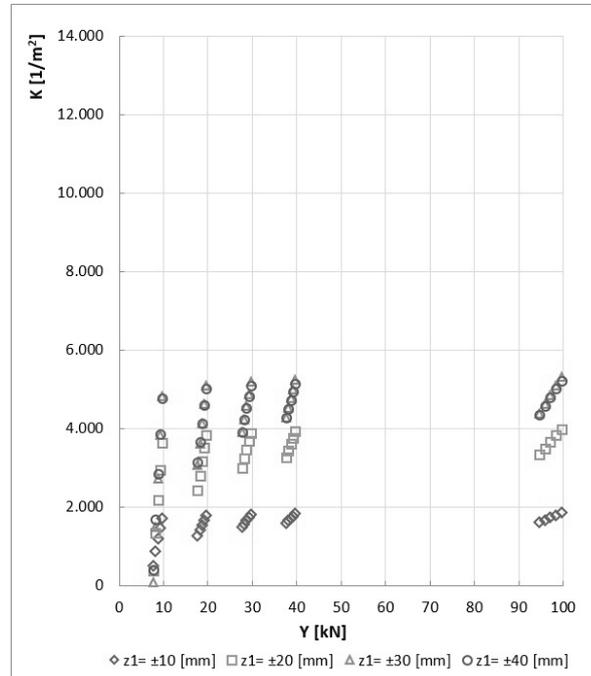


Figura 3.5 – Coefficiente K, sezione di misura  $x = 300/700$  mm [30]

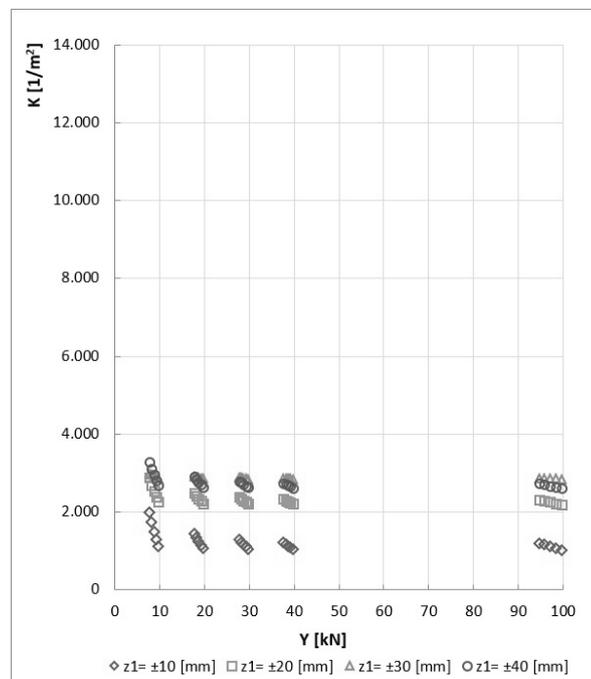


Figura 3.6 – Coefficiente K, sezione di misura  $x = 400/600$  mm [30]

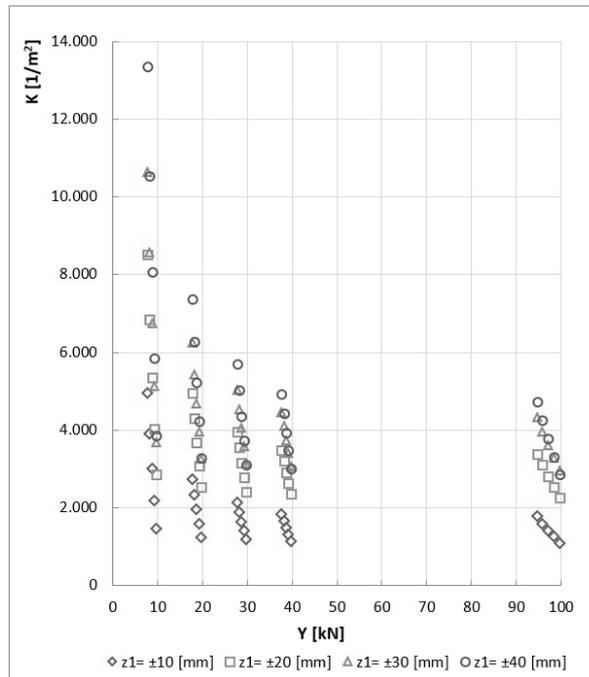


Figura 3.7 – Coefficiente  $K$ , sezione di misura  $x = 500$  mm [30]

Analizzando i grafici si nota che la minore dispersione del coefficiente  $K$  si ha in prossimità della sezione di misura  $x = 400/600$  mm ( $\pm 100$  mm dalla sezione di mezzeria della rotaia) e per una distanza dall'asse neutro ( $z_1$ ) pari a  $\pm 30$  mm. Questi risultati suggeriscono che la sezione con la minor dispersione dei valori del coefficiente  $K$  sia la più appropriata per misurare le deformazioni lungo l'asse longitudinale della rotaia, mentre per quanto riguarda la distanza dall'asse neutro ( $z_1$ ) la migliore posizione si colloca ad un valore intermedio compreso tra i  $20 \div 30$  mm oppure tra i  $30 \div 40$  mm.

Le Figure 3.8 ÷ 3.10 mostrano invece l'andamento del coefficiente  $K$  al variare delle condizioni di carico. Lungo l'asse delle ordinate è riportato il valore del coefficiente  $K$ , mentre in ascissa il valore della coordinata  $x$  lungo la rotaia. Nelle figure ciascuna curva rappresenta una delle condizioni di carico riportate in Tabella 3.2. Al fine di identificare la sezione di misura più appropriata, sono stati valutati i risultati per distanze dall'asse neutro ( $z_1$ ) pari a  $\pm 26$ ,  $\pm 30$  e  $\pm 34$  mm, in accordo con le indicazioni dei grafici precedenti. Le Figure 3.8 ÷ 3.10 mostrano l'esistenza di due sezioni ( $x_s$ ) dove il valore del coefficiente  $K$  è indipendente dalla magnitudo dei carichi applicati. Queste sezioni sono collocate a circa  $x = 390/610$  mm ( $\pm 110$  mm dalla sezione di mezzeria della rotaia). Questi risultati confermano quanto già ipotizzato nell'analisi degli effetti che produce una sollecitazione di flessione sul gambo della rotaia (Paragrafo 3.2.1). Inoltre cambiando la distanza dall'asse neutro ( $z_1$ ) le sezioni di misura ( $x_s$ ) rimangono collocate alla medesima ascissa  $x$  ed il valore del coefficiente  $K$  rimane costante.

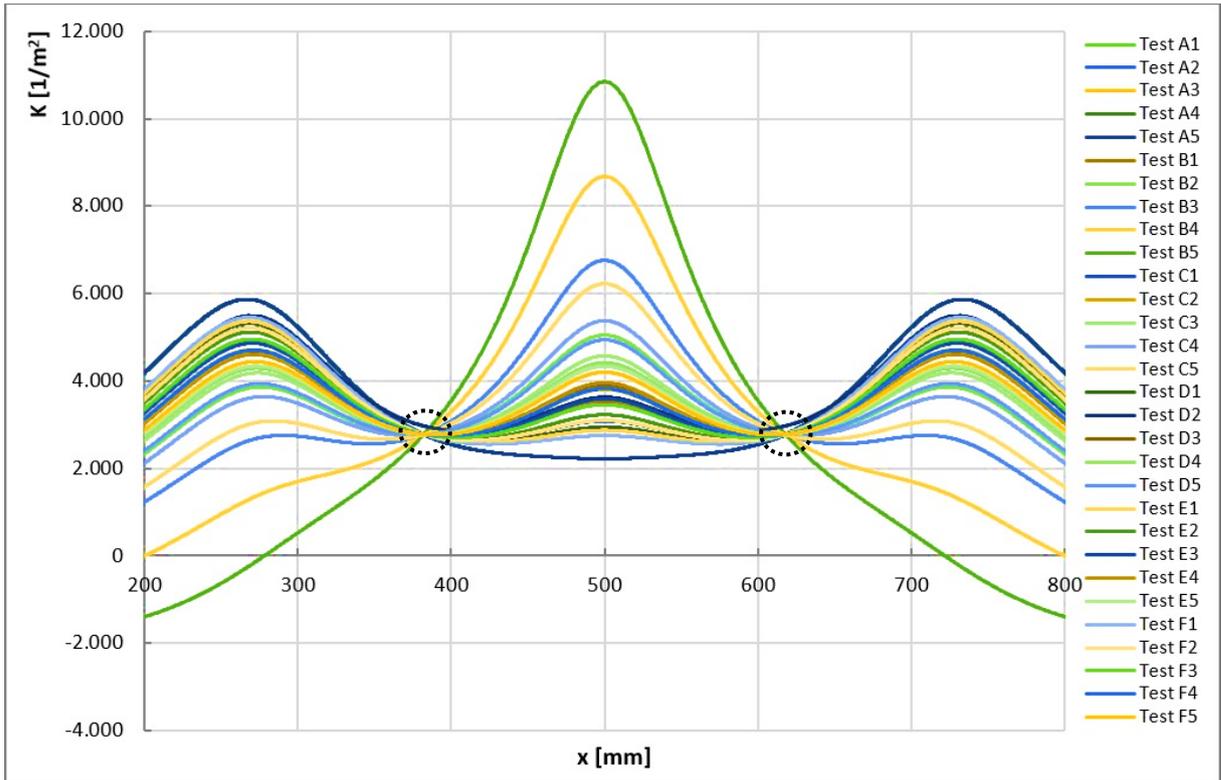


Figura 3.8 – Coefficiente K – Distanza dall'asse neutro  $z_1 = \pm 26$  mm [30]

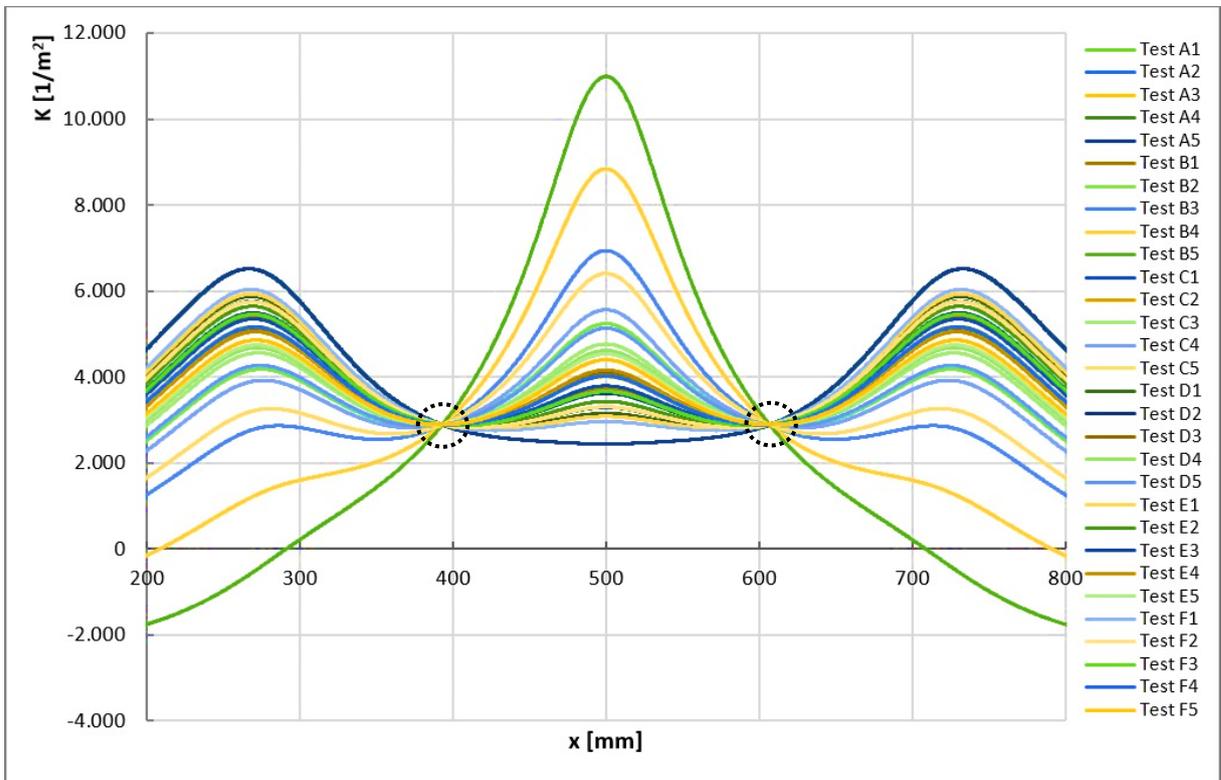


Figura 3.9 – Coefficiente K – Distanza dall'asse neutro  $z_1 = \pm 30$  mm [30]

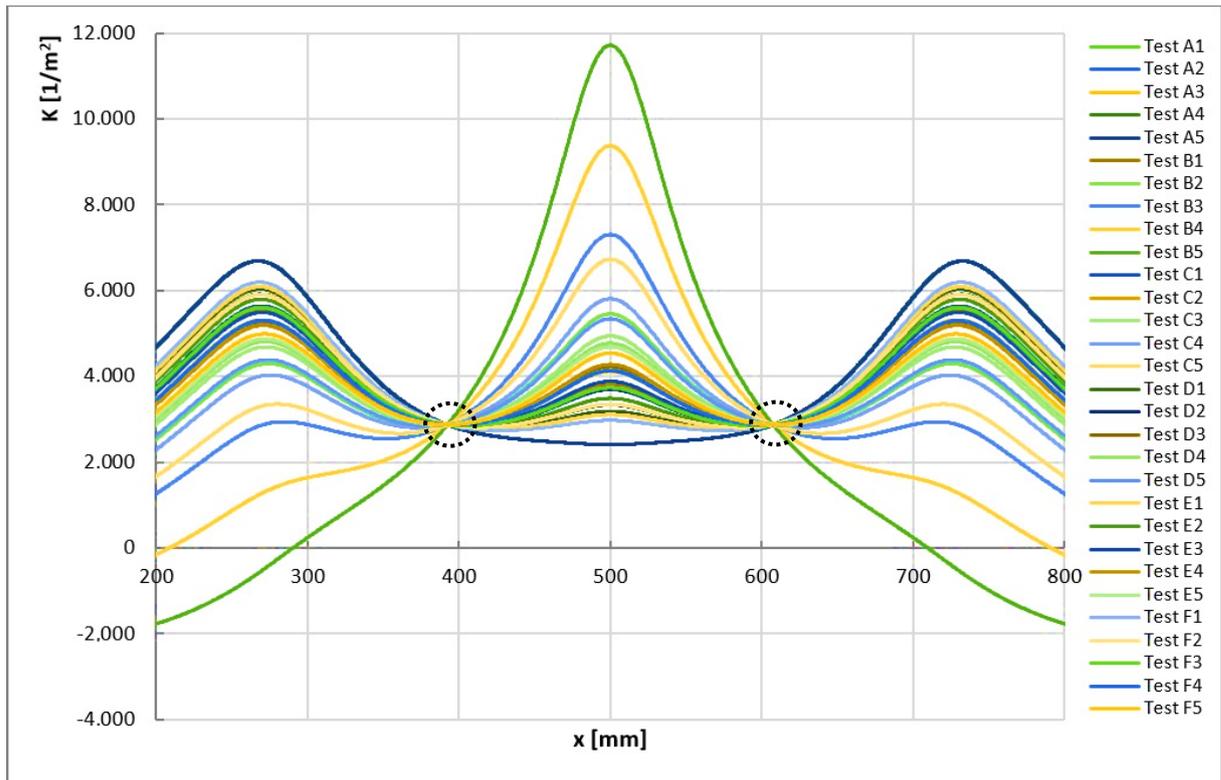


Figura 3.10 – Coefficiente K – Distanza dall'asse neutro  $z_1 = \pm 34$  mm [30]

Sempre in accordo con le Figure 3.8 ÷ 3.10, la distanza ottimale dall'asse neutro ( $z_1$ ) per le misure risulta essere quella dove i punti di intersezione hanno la minor deviazione standard. Tale valore corrisponde ad una distanza di  $\pm 34$  mm (Tabella 3.3).

Tabella 3.3 – Sezioni di misura del coefficiente K

Distance from the bending neutral axis	Distance from the mid-section of the rail	Coefficient K
$z_1$ (mm)	$x_s$ (mm)	( $1/m^2$ )
$\pm 26$	$500 \pm 118$	2.782
$\pm 30$	$500 \pm 107$	2.894
$\pm 34$	$500 \pm 108$	2.872

Attraverso quindi una opportuna combinazione delle tensioni di flessione ( $\sigma_z$ ) agenti sul gambo della rotaia, in specifiche sezioni ( $x_s$ ) longitudinali, è possibile stimare il valore della forza trasversale (Y) partendo dalle deformazioni misurate ( $\varepsilon_z$ ), attraverso una semplice divisione per il coefficiente  $K$  (3.11).

$$Y = \frac{\sum \sigma_z}{K} = \frac{\sum E \cdot \varepsilon_z}{K} \quad (3.11)$$

Grazie ai risultati delle simulazioni agli elementi finiti, e sempre in accordo con la metodologia proposta da Moreau [17], è stato possibile individuare le posizioni di misura teoricamente più adatte per la rilevazione delle deformazioni flessionali lungo la superficie del gambo:

$$z_1 = \pm 34 \text{ mm}$$

$$x_s = 390/610 \text{ mm } (\pm 110 \text{ mm dalla sezione di mezzeria della rotaia})$$

Per confermare e generalizzare i precedenti risultati, sono state effettuate ulteriori simulazioni (Tabella 3.4 e 3.5), in particolare variando la costante elastica della soletta elastica sotto rotaia ed estendendo il modello agli elementi finiti ad una lunga rotaia (lunghezza totale pari a 11.4 m, vincolata tra 20 traverse distanti una dall'altra 600 mm). Per quanto riguarda la costante elastica, il suo valore, rispetto al caso precedente, è stato inizialmente dimezzato ( $1,5 \cdot 10^8 \text{ N/m}$ ) e poi successivamente elevato fino ad un valore che rappresentasse la condizione di rigidità infinita ( $1,0 \cdot 10^{30} \text{ N/m}$ ).

Tabella 3.4 – Condizioni di carico applicate durante le simulazioni agli elementi finiti cambiando la rigidità della soletta elastica sotto rotaia

Test	Forza verticale e laterale		Reazioni della rotaia		Punti di applicazione delle forze di contatto Pc		Rigidità soletta
	Q (kN)	Y (kN)	Q <sub>r</sub> (kN)	Y <sub>r</sub> (kN)	η <sub>p</sub> (mm)	ζ <sub>p</sub> (mm)	R (N/m)
G1	106,00	100,00	110,86	94,58	-36,00	-14,00	$3,0 \cdot 10^8$
G2	106,00	40,00	101,87	34,95	-36,00	-14,00	$3,0 \cdot 10^8$
G3	46,00	100,00	44,94	97,88	-36,00	-14,00	$3,0 \cdot 10^8$
H1	106,00	100,00	110,86	94,58	-36,00	-14,00	$1,5 \cdot 10^8$
H2	106,00	40,00	101,87	34,95	-36,00	-14,00	$1,5 \cdot 10^8$
H3	46,00	100,00	44,94	97,88	-36,00	-14,00	$1,5 \cdot 10^8$
I1	106,00	100,00	110,86	94,58	-36,00	-14,00	$1,0 \cdot 10^{30}$
I2	106,00	40,00	101,87	34,95	-36,00	-14,00	$1,0 \cdot 10^{30}$
I3	46,00	100,00	44,94	97,88	-36,00	-14,00	$1,0 \cdot 10^{30}$

I risultati delle simulazioni di Tabella 3.4 sono riportati in Figura 3.11. Il grafico mostra ancora l'esistenza dei punti di intersezione in prossimità delle sezioni ( $x_s$ ). Questo fatto dimostra che il valore del coefficiente  $K$  è altresì indipendente dal valore della rigidità sotto rotaia.

Per quanto riguarda la lunga rotaia, i risultati delle simulazioni sono riportati in Figura 3.12. Il grafico mostra l'andamento del coefficiente  $K$  nella zona della lunga rotaia compresa tra la traversa numero 9 e 10. Anche in questo caso, è dimostrata l'esistenza dei punti di intersezione in prossimità delle sezioni ( $x_s$ ). I punti sono collocati all'incirca alla stessa ascissa longitudinale del modello di lunghezza 1 metro. La simulazione di una lunga rotaia è stata utile per dimostrare che le deformazioni flessionali di una campata non influenzano quelle registrate sulla campata adiacente, evitando quindi il rischio di avere sovrapposizioni degli effetti indesiderate.

Tabella 3.5 – Condizioni di carico applicate durante le simulazioni agli elementi finiti per una lunga rotaia

Test	Forza verticale e laterale		Reazioni della rotaia		Punti di applicazione delle forze di contatto Pc		Rigidità soletta
	Q (kN)	Y (kN)	Q <sub>r</sub> (kN)	Y <sub>r</sub> (kN)	η <sub>p</sub> (mm)	ζ <sub>p</sub> (mm)	R (N/m)
L1	106,00	40,00	107,87	34,66	-36,00	-14,00	$3,0 \cdot 10^8$
L2	46,00	100,00	50,94	97,58	-36,00	-14,00	$3,0 \cdot 10^8$
L3	106,00	100,00	110,86	94,58	-36,00	-14,00	$3,0 \cdot 10^8$

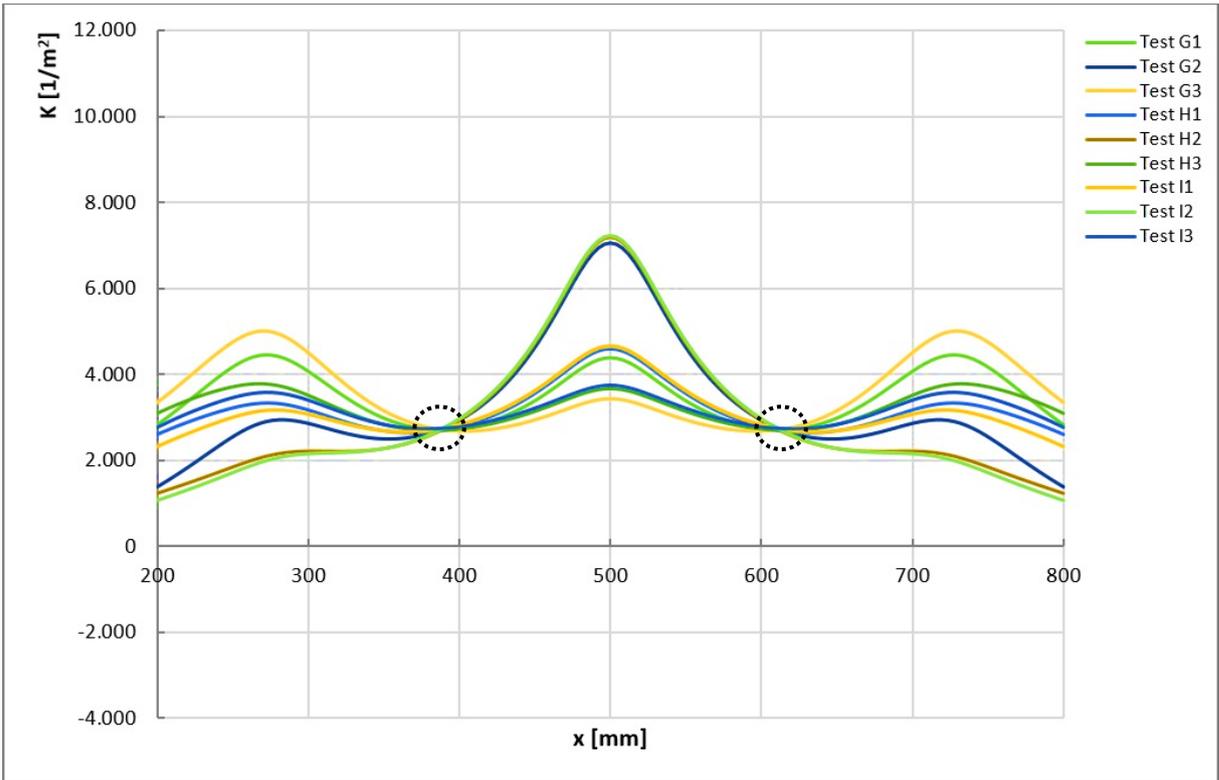


Figura 3.11 – Coefficiente K, Distanza dall'asse neutro  $z_1 = \pm 34$  mm, Rigidezza solette sotto rotaia variabile [30]

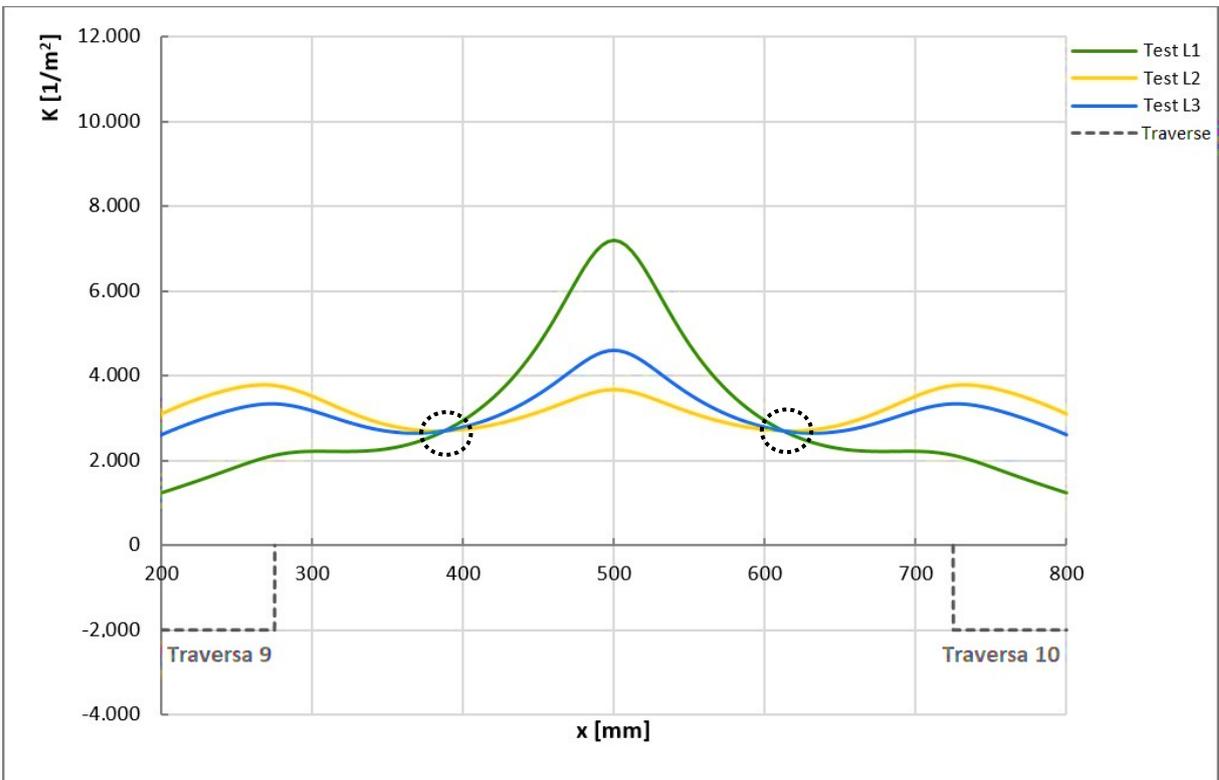


Figura 3.12 – Coefficiente K, Distanza dall'asse neutro  $z_1 = \pm 34$  mm, Lunga rotaia 11.4 metri [30]

### 3.2.3 Le prove sperimentali e la validazione dei risultati teorici

Le prove sperimentali basate sul metodo del "gambo" sono state effettuate presso il banco di taratura per sale montate del Laboratorio di "Veicoli e Sistemi di Trasporto" (Figura 3.13), Dipartimento di Ingegneria Civile, Edile ed Ambientale (DICEA) dell'Università di Roma "La Sapienza".

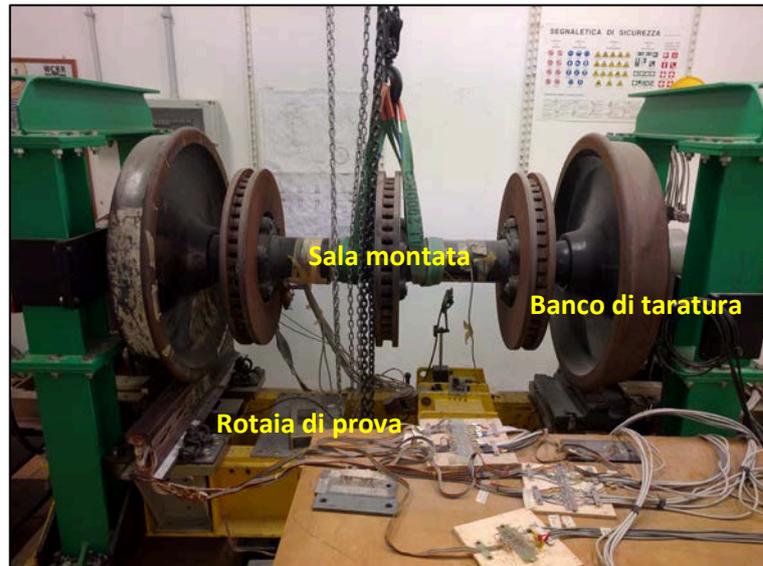


Figura 3.13 – Banco di taratura per sale montate, Laboratorio di "Veicoli e Sistemi di Trasporto", DICEA [30]

Nelle prove sperimentali, come nelle simulazioni numeriche, è stato considerato un segmento di rotaia lungo 1 metro (tipologia UIC60/60E1), vincolato tra due traverse distanti tra loro 600 mm. Il segmento di rotaia è stato collegato alle piastre di fissaggio del banco di taratura, quest'ultime inclinate dell'angolo di posa di  $1/20$ , attraverso degli attacchi elastici indiretti di tipo Vossloh, due per ogni traversa. Tra le piastre di fissaggio ed il segmento di rotaia sono state inoltre interposte delle solette elastiche sotto rotaia con una rigidezza pari a  $3.0 \cdot 10^8$  N/m. La misura delle deformazioni flessionali lungo il gambo della rotaia è avvenuto attraverso una striscia estensimetrica composta da dieci estensimetri elettrici a resistenza verticali (HBM KY4x 120 $\Omega$ ), distanti uno dall'altro 4 mm, posta su entrambi i lati della rotaia. La striscia estensimetrica è stata posta nella sezione di mezzeria della rotaia, ad un'ascissa longitudinale  $x$  pari a 500 mm (Figura 3.14).

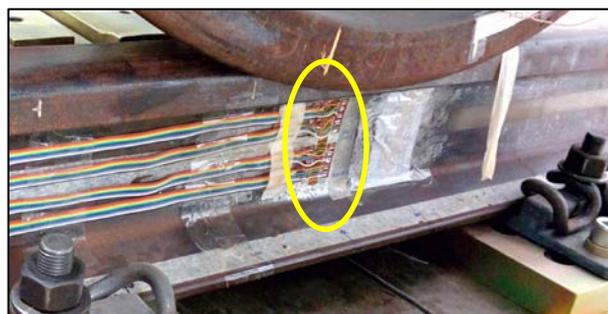


Figura 3.14 – Estensimetri verticali posti sul gambo della rotaia nella sezione di mezzeria ( $x = 500$  mm) [30]

Grazie a questa specifica configurazione, ed all'uso della striscia estensimetrica verticale, è stato possibile misurare le deformazioni sulla superficie del gambo della rotaia e valutare le relative tensioni ad una distanza dall'asse neutro ( $z_1$ ) variabile. Al fine di simulare le differenti posizioni degli estensimetri lungo l'asse longitudinale  $x$  (Tabella 3.6), il segmento di rotaia è stato traslato tra le piastre di fissaggio (Figura 3.15).

Figura 3.6 – Posizioni degli estensimetri tra le piastre di fissaggio del banco di taratura

Posizioni della rotaia	Distanza dalla sezione di mezzeria	Distanza dalla piastra di fissaggio sinistra	Distanza dalla piastra di fissaggio destra
#	a (mm)	b (mm)	c (mm)
A	0	225	225
B	25	200	250
C	50	175	275
D	75	150	300
E	100	125	325
F	125	100	350
G	150	75	375

La procedura si è resa necessaria perché il banco di taratura non è in grado di spostare il punto di applicazione delle sollecitazioni verticale ( $Q$ ) e trasversale ( $Y$ ) longitudinalmente lungo la rotaia. Usando questo espediente, le deformazioni del gambo della rotaia sono state misurate in differenti sezioni  $x$ , mantenendo il punto di applicazione delle sollecitazioni, cioè il punto contatto tra ruota e rotaia, sempre al centro tra le due piastre di fissaggio.

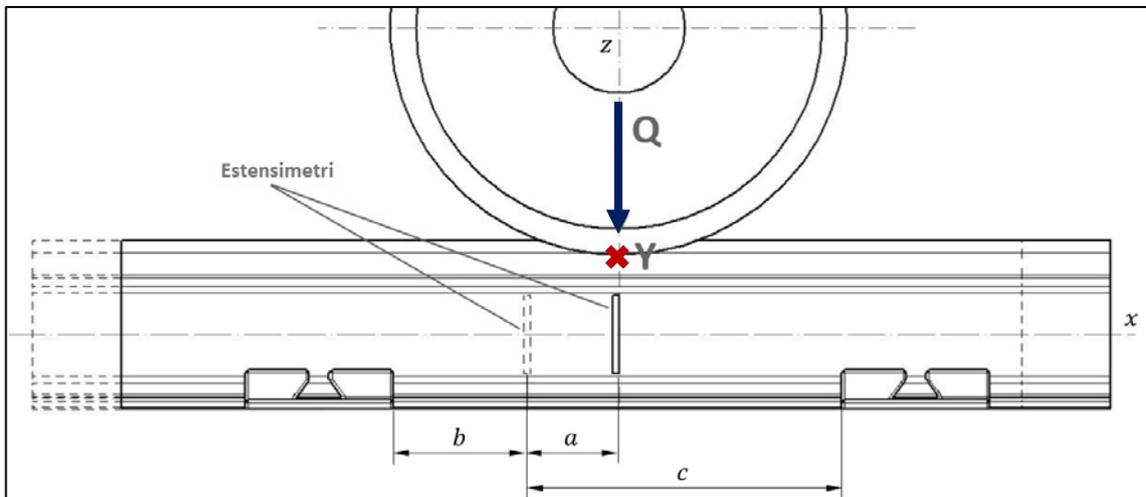


Figura 3.15 – Schema delle posizioni della rotaia tra le piastre di fissaggio [30]

Ogni estensimetro verticale della striscia estensimetrica è stato connesso mediante configurazione a  $\frac{1}{4}$  di ponte di Wheatstone (Figura 3.16). Nella figura la  $U_B$  rappresenta la tensione di alimentazione del ponte, la  $U_A$  la tensione in uscita,  $R_1$  è la resistenza di misura,  $R_2$  è la resistenza di compensazione e  $R_3/R_4$  sono le resistenze di completamento del circuito.

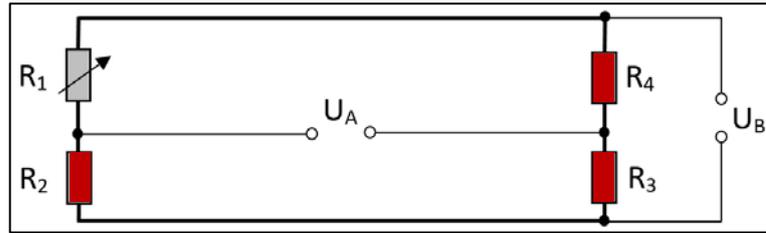


Figura 3.16 – Configurazione estensimetrica a  $\frac{1}{4}$  di ponte di Wheatstone [30]

Lo schema di applicazione dei carichi da parte del banco di taratura è riportato in Figura 3.17. La sollecitazione verticale ( $Q_b$ ) e trasversale ( $H$ ) sono applicati alla rotaia attraverso la sala montata. L'intero sistema dal punto di vista vincolare risulta isostatico: il punto A si può schematizzare attraverso una cerniera mentre il punto B da un pattino scorrevole. I carichi applicati sono misurati da quattro celle di carico delle quali, due ( $C_{b1}$ ,  $C_{b2}$ ) sono dedicate alla misura della sollecitazione verticale ( $Q_b$ ), una ( $C_H$ ) alla misura di quella trasversale ( $H$ ) ed un'altra ( $C_2$ ) a quella della misura della reazione della rotaia ( $Q_2$ ). Le sollecitazioni verticali ( $Q$ ) e trasversale ( $Y$ ), realmente applicate nel punto di contatto ruota-rotaia, sono state calcolate partendo dalle reazioni misurate dalle celle di carico e considerando l'angolo di posa di  $1/20$ .

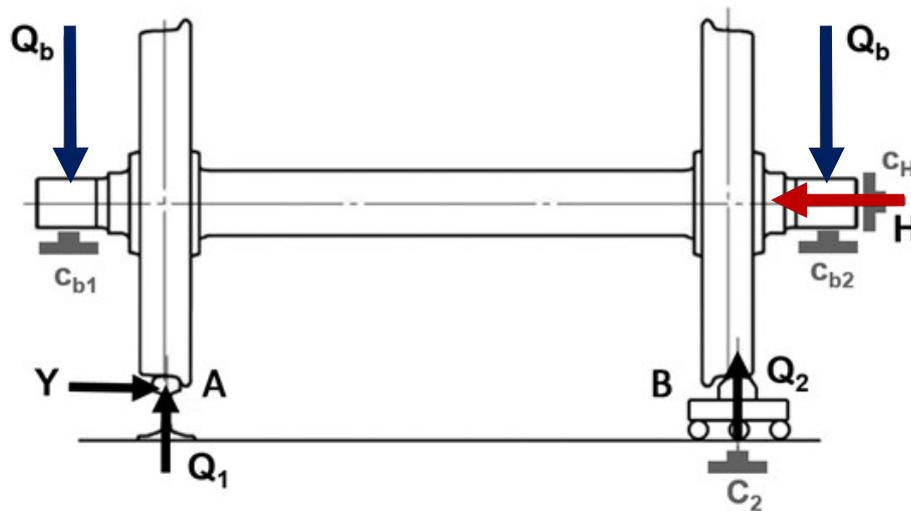


Figura 3.17 – Schema di applicazione delle sollecitazioni attraverso il banco di taratura per sale montate

Per ogni posizione del segmento di rotaia tra le piastre di fissaggio (Tabella 3.6), sono state applicate differenti combinazioni di carico (Tabella 3.7). In questo modo è stato possibile calcolare il coefficiente  $K$  per ogni sezione di misura longitudinale  $x$  e per differenti distanze dall'asse neutro ( $z_1$ ). Il peso proprio della sala montata (6 kN) è stato considerato all'interno dei risultati ottenuti.

Tabella 3.7 – Sollecitazioni applicate dal banco di taratura al segmento di rotaia

Test	Sollecitazione verticale e trasversale applicate dal banco di taratura	
#	$Q_b$ (kN)	H (kN)
M1	20,00	0,00
M2	40,00	0,00
M3	40,00	20,00
M4	40,00	40,00

A titolo esemplificativo, in Figura 3.18 (linee tratteggiate) sono riportati i risultati delle misure sperimentali ottenuti per una distanza dall'asse neutro ( $z_1$ ) pari a  $\pm 34$  mm, corrispondente alla condizione ottimale stimata teoricamente. All'interno del grafico di Figura 3.18 (linee continue) sono riportati per confronto anche le rispettive curve calcolate attraverso le simulazioni. Come si vede dal grafico i punti di intersezione sono collocati all'incirca alla medesima ascissa ( $x_s = \pm 115$  mm dalla sezione di mezzeria della rotaia). Questi risultati confermano ulteriormente le ipotesi teoriche del Paragrafo 3.2.1 e la bontà della modellazione del sistema agli elementi finiti (Tabella 3.9).

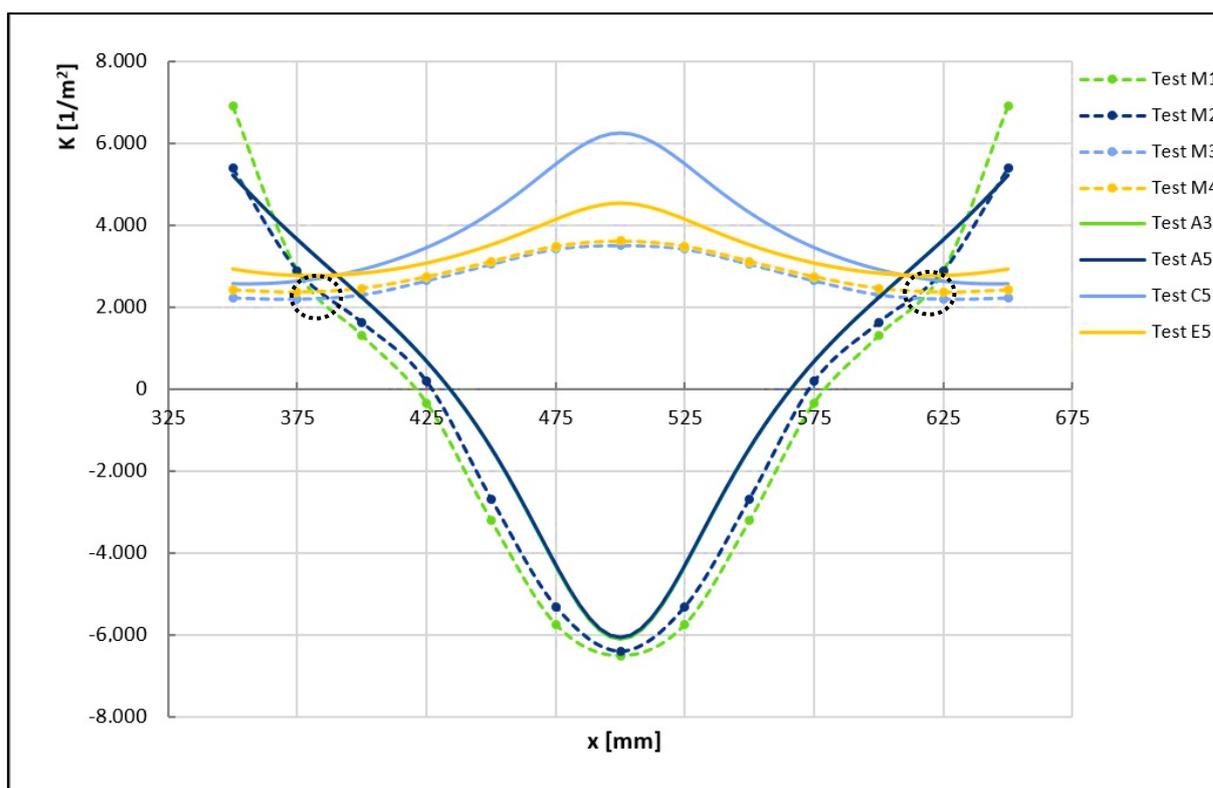


Figura 3.18 – Confronto tra i risultati sperimentali e le simulazioni agli elementi finiti ( $z_1 = \pm 34$  mm) [30]

Risulta quindi evidente, anche sperimentalmente, come sia possibile stimare il valore della forza trasversale ( $Y$ ) eliminando gli effetti deformativi prodotti dalla contemporanea applicazione di quella verticale ( $Q$ ).

Tabella 3.9 – Calcolo del coefficiente  $K$  per  $z_1 = \pm 34$  mm

Tipo di analisi	Sezioni di misura	Coefficiente $K$
#	$x_s$ (mm)	$K$ (1/m <sup>2</sup> )
Ipotesi teoriche	$\pm 112,5$	Non disponibile
Simulazioni agli elementi finiti	$\pm 108,0$	2.872
Prove sperimentali	$\pm 115,0$	2.327

Le differenze tra i valori del coefficiente  $K$  registrati sperimentalmente e quelli ottenuti teoricamente attraverso le simulazioni agli elementi finiti sono da attribuire prevalentemente alle incertezze delle prove sperimentali, alla catena di misura, ed alle insite semplificazioni che un approccio teorico comporta. Inoltre la differenza in termini di assoluti di questi valori è una diretta conseguenza della posizione lungo l'ascissa longitudinale dei punti di intersezione delle curve del coefficiente  $K$ .

Adottando per il coefficiente  $K$  il valore ottenuto sperimentalmente (2.327 1/m<sup>2</sup>), è stato poi possibile stimare il valore della sollecitazione trasversale ( $Y_c$ ) applicata partendo dalle deformazioni  $\varepsilon_z$  rilevate dal sistema di misura. Le deformazioni  $\varepsilon_z$  sono state misurate ad una ascissa  $x = \pm 115$  mm, zona in cui è presente l'intersezione delle curve del coefficiente  $K$  (Tabella 3.9). I risultati, riportati in Tabella 3.10, mostrano come è possibile ottenere una stima della forza trasversale ( $Y_c$ ) con un'incertezza percentuale inferiore al 5%.

Tabella 3.10 – Stima della forza trasversale ( $Y$ ) per  $K = 2.327$  1/m<sup>2</sup> e  $x_s = \pm 115$  mm

Sollecitazione verticale e trasversale applicate sperimentalmente		Tensione dovuta alla flessione del gambo	Stima della sollecitazione trasversale	Errore percentuale
Q (kN)	Y (kN)	$\sigma_z = E \cdot \varepsilon_z$ (MPa)	$Y_c = \sigma_z / K$ (kN)	$e = (Y - Y_c) / Y$ (%)
46,94	20,88	46,80	20,11	-3,7
47,94	43,87	106,41	45,73	+4,2

In conclusione il metodo del "gambo" si è dimostrato in grado di stimare il valore della sollecitazione trasversale ( $Y$ ) applicata, sfruttando l'esistenza di alcune zone lungo il gambo della rotaia insensibili agli effetti della sollecitazione verticale ( $Q$ ). In definitiva il sistema prevede la misura delle deformazioni sulla superficie del gambo in due specifiche sezioni longitudinali  $x_s$ , simmetricamente disposte, ad una distanza dall'asse neutro della flessione ( $z_1$ ) pari a  $\pm 34$  mm, quando la ruota di un treno passa in prossimità della sezione di mezzeria della campata strumentata (Figura 3.19)

La ricerca aggiunge inoltre importanti risultati rispetto a quelli ottenuti nel 1987 dallo studioso Moreau [17]: l'andamento delle curve rappresentative del valore del coefficiente  $K$  in funzione dell'ascissa longitudinale della rotaia  $x$ , l'esistenza dei punti di intersezione in cui il coefficiente  $K$  è indipendente dalla magnitudo delle sollecitazioni applicate e l'identificazione della posizione ottimale dove collocare gli estensimetri sul gambo della rotaia.

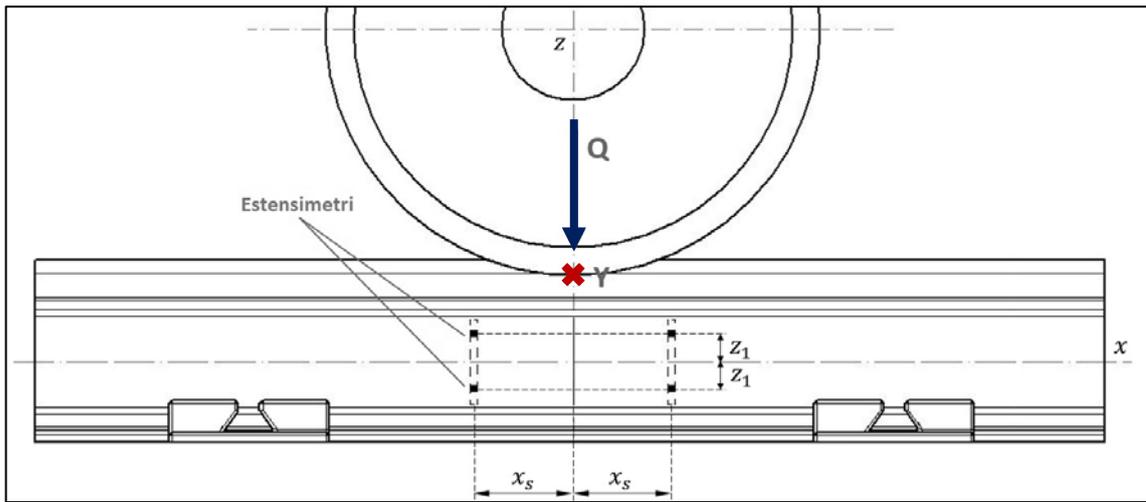


Figura 3.19 – Configurazione finale degli estensimetri sul gambo della rotaia ( $x_s = \pm 115$  mm,  $z_1 = \pm 34$  mm) [30]

### 3.3 Il metodo della "suola"

La seconda soluzione analizzata all'interno dello studio di fattibilità per la misura dei carichi trasversali è il così detto metodo della "suola". Il metodo prevede la misura delle deformazioni che si generano sulla superficie superiore della suola della rotaia e prende spunto dall'articolo scritto nel 2011 da Yifana et al. [25]. La valutazione delle possibilità di applicazione del metodo è stata effettuata attraverso di simulazioni agli elementi finiti e prove di verifica in laboratorio. I risultati numerici [31] e sperimentali [29], anche in questo caso,

#### 3.3.1 Gli effetti della sollecitazione di taglio sulla suola della rotaia

Come ampiamente discusso nel Paragrafo 3.2.1, la contemporanea applicazione di una forza verticale ( $Q$ ) e trasversale ( $Y$ ) sul fungo della rotaia produce un complesso stato tensionale e deformativo figlio di momenti flettenti, torcenti e sforzi di taglio in diversi piani della rotaia stessa (Figura 3.20). In particolare, la forza verticale ( $Q$ ) è la causa momenti flettenti e sforzi di taglio nel piano verticale ( $x-z$ ), mentre la forza laterale ( $Y$ ) produce momenti flettenti e sollecitazioni di taglio nel piano orizzontale ( $x-y$ ). Inoltre entrambe le forze producono un momento torcente intorno all'asse longitudinale  $x$ .

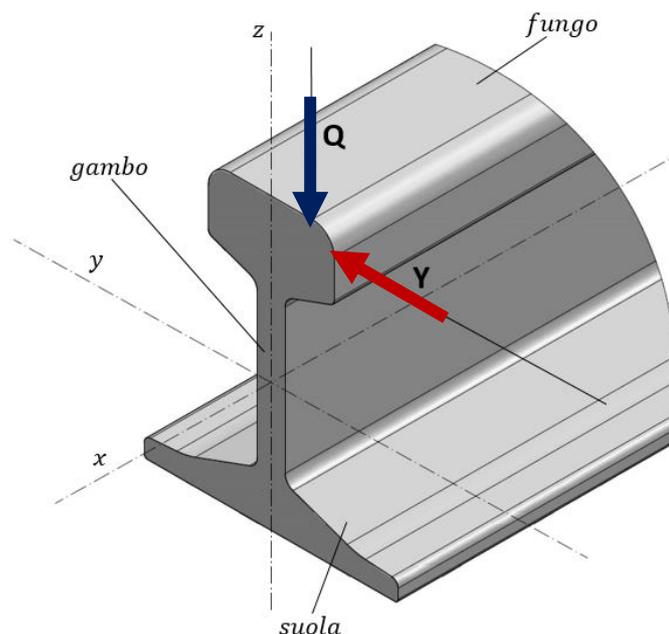


Figura 3.20 – Forze agenti su di una generica sezione della rotaia

Il metodo della "suola" qui proposto, vuole in un certo senso ripercorrere quanto già sviluppato con il sistema di misura dei carichi verticali (SMCV) [27]. L'ipotesi alla base del principio di misura è di fatto la medesima: sfruttare le proprietà del diagramma dello sforzo di taglio generato da una forza trasversale ( $Y$ ) sulla suola della rotaia all'interno di una campata. Qualora la suola si possa schematizzare, lungo il piano trasversale, come una trave isostatica

semplicemente appoggiata agli estremi, la somma dello sforzo di taglio a sinistra ( $T_1$ ) ed a destra ( $T_2$ ) del punto di applicazione della forza ( $Y$ ) sarebbe pari alla forza stessa:  $Y = T_1 - T_2$  (Figura 3.21).

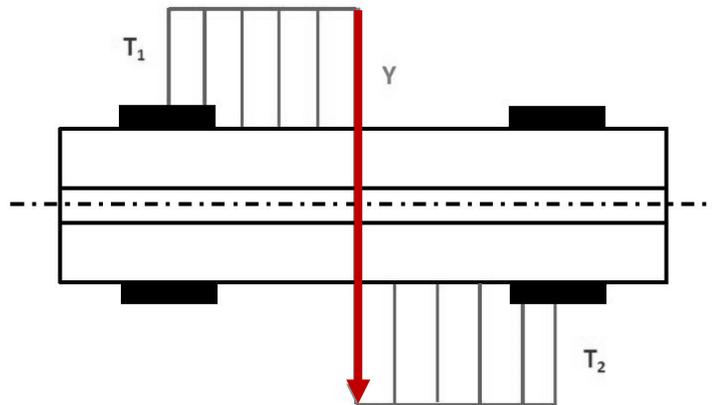


Figura 3.21 – Approssimazione dell'andamento dello sforzo di taglio tra due traverse (vista dall'alto)

L'andamento ipotizzato per il diagramma dello sforzo di taglio è ovviamente un'approssimazione che si discosta dalla realtà, ma è utile al fine di individuare una procedura per isolare gli effetti deformativi prodotti sulla suola dalla forza verticale ( $Q$ ), rilevando unicamente gli effetti deformativi prodotti dall'applicazione della forza trasversale ( $Y$ ). Come è noto, solo quando una forza viene applicata in corrispondenza del centro di taglio della sezione è possibile isolare gli effetti della flessione da quelli della torsione, eventualità quest'ultima che non è possibile realizzare per un generico contatto ruota-rotaia. Il centro di taglio per una generica sezione della rotaia è infatti collocato all'incirca tra la parte inferiore del gambo e l'inizio della suola (Figura 3.22).

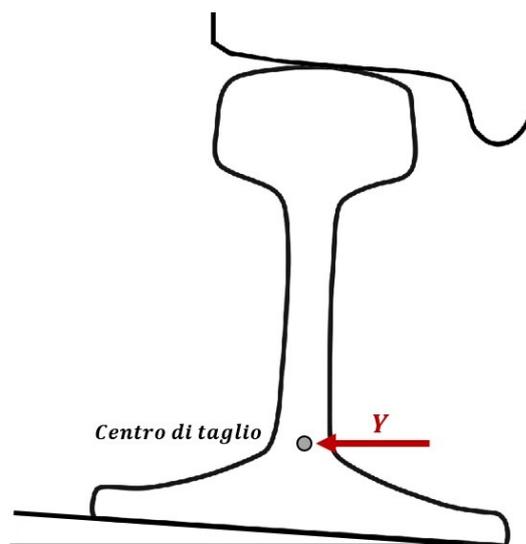


Figura 3.22 – Centro di taglio per una generica sezione della rotaia

Per questo motivo l'unico modo per isolare gli effetti deformativi prodotti dalla forza trasversale ( $Y$ ) è attraverso una opportuna combinazione delle deformazioni misurate sulla suola. La

combinazione studiata, e qui proposta, si compone di quattro trasduttori di deformazione opportunamente collocati sulla superficie superiore della suola. I quattro trasduttori, utilizzati per comporre due sezioni di misura, sono estensimetri elettrici a resistenza di forma a V, formati da due griglie di misura, disposte a  $45^\circ$  rispetto all'asse longitudinale dell'estensimetro. La combinazione è stata studiata in maniera tale che in presenza della sola forza verticale ( $Q$ ) venga restituito un valore di deformazione misurato pressoché nullo ( $\varepsilon \approx 0$ ) in maniera tale che quando venga applicata contemporaneamente anche la forza trasversale ( $Y$ ) le deformazioni registrate siano figlie solo di quest'ultima sollecitazione.

Considerando un segmento di rotaia compreso tra due traverse, gli estensimetri sono collocati simmetricamente rispetto all'asse  $y$  della rotaia, ad una distanza generica  $d$  l'uno dall'altro ed a 20 mm dal bordo esterno (Figura 3.23).

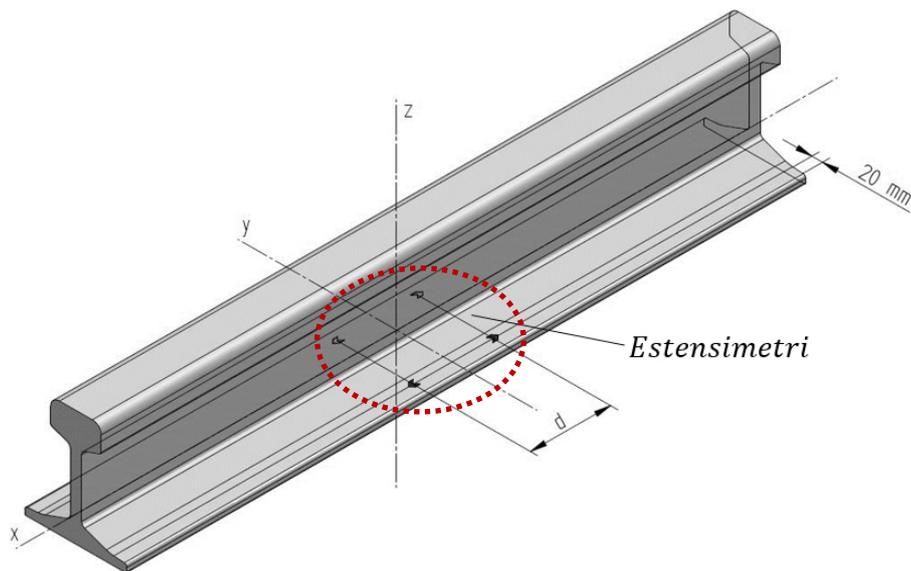


Figura 3.23 – Disposizione degli estensimetri sulla suola della rotaia

I quattro estensimetri elettrici sono connessi tra loro sfruttando la configurazione a ponte completo di Wheatstone. Le otto griglie di misura componenti i quattro estensimetri sono inserite con un'opportuna combinazione all'interno dei quattro rami del ponte completando il circuito. In Figura 3.24 è rappresentato lo schema semplificato per il posizionamento degli estensimetri sulla superficie superiore della suola per una generica distanza  $d$ , dove A, B, C, D, A', B', C', e D' indicano le otto griglie di misura dei quattro estensimetri a V.

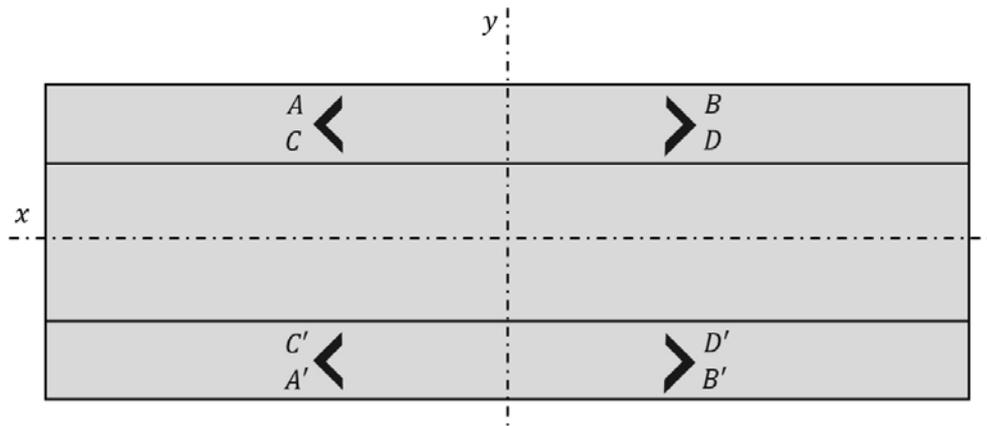


Figura 3.24 – Schema di posizionamento e nomenclatura delle griglie di misura degli estensimetri (vista dall'alto)

In Figura 3.25 è invece riportato lo schema del ponte di Wheatstone con al suo interno le otto griglie di misura degli estensimetri, in cui la  $V_A$  rappresenta la tensione di alimentazione del ponte e la  $V_U$  è la tensione di uscita. Con questa configurazione, ogni singola griglia di misura contribuisce a generare lo squilibrio globale del ponte ( $V_U/V_A$ ). Utilizzando la configurazione estensimetri a ponte completo si ha in definitiva a disposizione solo un canale di acquisizione, riferito alla combinazione delle deformazioni registrate contemporaneamente da tutti e quattro gli estensimetri.

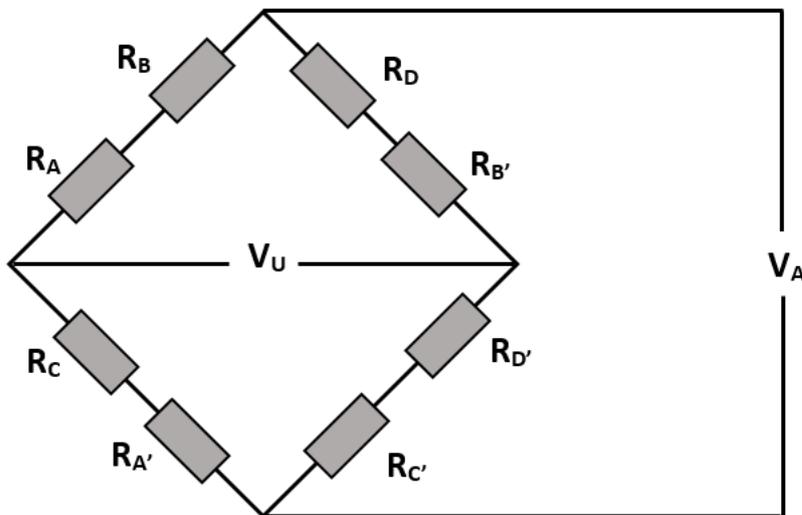


Figura 3.25 – Schema del circuito a ponte completo di Wheatstone

Considerando la generica equazione del ponte di Wheatstone (3.12), dove  $f$  è il fattore di taratura e le  $\varepsilon_i$  sono le deformazioni delle quattro resistenze  $R$  che compongono i rami del ponte, si ottiene:

$$\frac{V_U}{V_A} = \frac{f}{4}(\varepsilon_1 - \varepsilon_2 + \varepsilon_3 - \varepsilon_4) = \frac{1}{4} \left( \frac{\Delta R_1}{R_1} - \frac{\Delta R_2}{R_2} + \frac{\Delta R_3}{R_3} - \frac{\Delta R_4}{R_4} \right) \quad ; \quad \frac{\Delta R}{R} = f\varepsilon \quad (3.12)$$

Applicando l'equazione (3.12) alla configurazione estensimetrica in oggetto si ha:

$$\frac{V_U}{V_A} = \frac{1}{4} \left( \frac{\Delta R_1}{R_1} - \frac{\Delta R_2}{R_2} + \frac{\Delta R_3}{R_3} - \frac{\Delta R_4}{R_4} \right) = \frac{1}{4} \left( \frac{\Delta R_{AB}}{R_{AB}} - \frac{\Delta R_{DB'}}{R_{DB'}} + \frac{\Delta R_{C'D'}}{R_{C'D'}} - \frac{\Delta R_{CA'}}{R_{CA'}} \right) \quad (3.13)$$

Per un ramo del ponte si ha il seguente squilibrio (dove  $R_A = R_B = R$ ):

$$\frac{\Delta R_{AB}}{R_{AB}} = \left( \frac{\Delta R_A + \Delta R_B}{R_{AB}} \right) = \left( \frac{R_A f \varepsilon_A + R_B f \varepsilon_B}{R_A + R_B} \right) = \frac{R f (\varepsilon_A + \varepsilon_B)}{2R} = \frac{f}{2} (\varepsilon_A + \varepsilon_B) \quad (3.14)$$

Considerando gli tre altri rami del ponte si ottengono le seguenti relazioni:

$$\frac{\Delta R_{DB'}}{R_{DB'}} = \frac{f}{2} (\varepsilon_D + \varepsilon_{B'}) \quad (3.15)$$

$$\frac{\Delta R_{C'D'}}{R_{C'D'}} = \frac{f}{2} (\varepsilon_{C'} + \varepsilon_{D'}) \quad (3.16)$$

$$\frac{\Delta R_{CA'}}{R_{CA'}} = \frac{f}{2} (\varepsilon_C + \varepsilon_{A'}) \quad (3.17)$$

Sostituendo le precedenti nell'equazione (3.13) si ottiene come risultato finale:

$$\frac{V_U}{V_A} = \frac{f}{8} (\varepsilon_A + \varepsilon_B - \varepsilon_D - \varepsilon_{B'} + \varepsilon_{D'} + \varepsilon_{C'} - \varepsilon_{A'} - \varepsilon_C) = \frac{f}{8} \varepsilon_{tot} \quad (3.18)$$

Con l'equazione (3.18) si è dimostrato che la configurazione estensimetrica del metodo della "suola" produce in uscita una deformazione  $\varepsilon_{tot}$  figlia del contributo di tutte ed otto le griglie di misura dei quattro estensimetri a V.

Considerando che la deformazione  $\varepsilon_{tot}$  è proporzionale alla forza trasversale (Y) applicata sul fungo della rotaia, è possibile definire una costante di proporzionalità  $K$  tra forza e deformazione:

$$K = \frac{Y}{\varepsilon_{tot}} \quad (3.19)$$

Tramite questa costante  $K$  è possibile quindi risalire alla forza trasversale (Y) applicata partendo dalle deformazioni registrate:

$$Y = K \cdot \varepsilon_{tot} \quad (3.20)$$

La combinazione delle deformazioni mediante questa particolare configurazione estensimetrica è stata studiata e sviluppata durante una prima fase per via teorica, attraverso analisi agli elementi finiti, e poi validata sperimentalmente attraverso prove in laboratorio.

### 3.3.2 L'analisi degli effetti deformativi attraverso simulazioni agli elementi finiti

L'approccio teorico e le assunzioni fatte da punto di vista estensimetrico nel paragrafo precedente, che sono alla base del metodo della "suola", sono state verificate attraverso diverse simulazioni agli elementi finiti. In questo caso le simulazioni sono state precedute da diverse analisi cinematiche multi-body del contatto ruota-rotaia [31, 32] con lo scopo di individuare gli esatti punti di applicazione delle forze lungo il fungo ed avere quindi delle condizioni di simulazione più vicine alla realtà.

Le analisi cinematiche sono state effettuate per il moto di una sala montata in rettilineo, in assenza di forze trasversali ( $Y = 0$  kN), ed in curva quando, attraverso il contatto di bordino, si vengono a generare elevate spinte laterali ( $Y \approx 100$  kN). Per quanto riguarda la geometria della ruota si è utilizzato il profilo S1002 mentre per la rotaia si è usato il classico profilo UIC60/60E1. Nello studio del contatto ruota-rotaia si tenuto conto inoltre dell'inflexione della sala montata a causa dei carichi operativi, della variazione dell'angolo di posa (standard di 1/20 e di 1/40) e dell'effetto che l'usura del profilo della rotaia ha sulla localizzazione dei punti di contatto. In relazione a quest'ultimo punto nelle simulazioni cinematiche è stata utilizzata una rotaia con un profilo nuovo ed una con un profilo usurato. L'usura è stata considerata di 1,5 mm in direzione trasversale, misurata 10 mm al di sotto del piano di rotolamento, Figura 3.26.

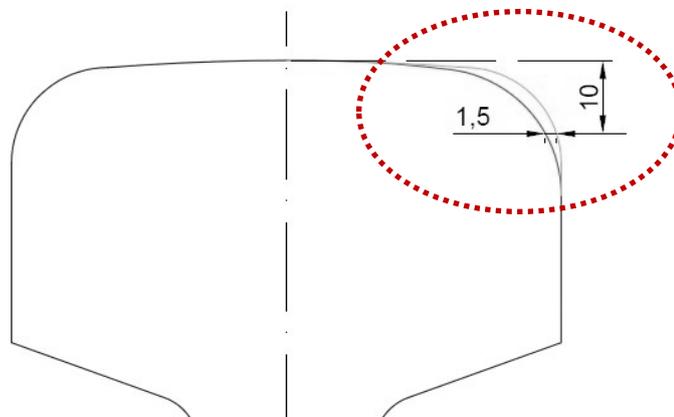


Figura 3.26 – Profilo della rotaia nuovo ed usurato [31]

Lo schema utilizzato per il calcolo dell'inflexione della sala montata per il moto della sala in rettilineo ed in curva è invece riportato in Figura 3.27. Lo spostamento totale in direzione trasversale delle ruote (spostamento destro + spostamento sinistro) è stato calcolato mediante semplici simulazioni bidimensionali agli elementi finiti. I risultati delle simulazioni sono riportati in Tabella 3.11. Gli spostamenti trasversali calcolati sono stati poi utilizzati per modificare l'angolo di inclinazione della sala montata all'interno delle simulazioni cinematiche multi-body.

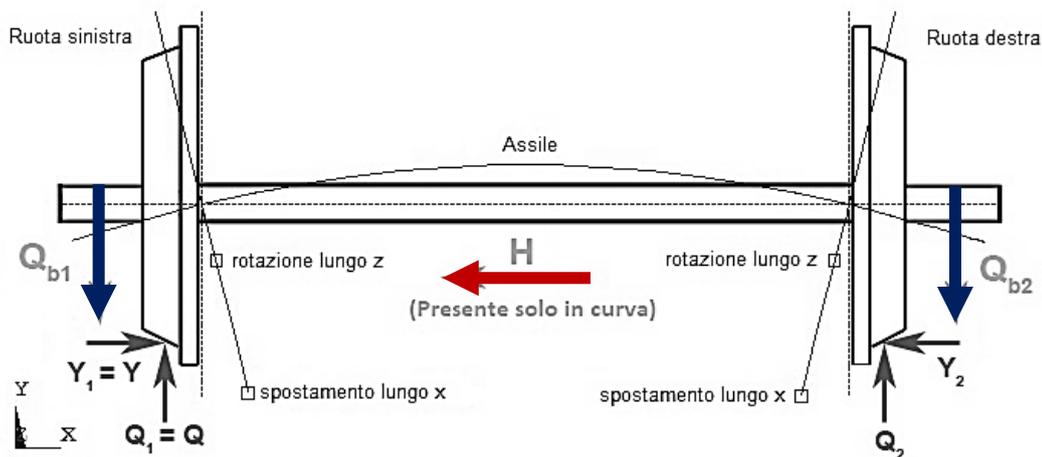


Figura 3.27 – Schema di calcolo per l'inflessione della sala montata [31]

Tabella 3.11 – Spostamento trasversale per la ruota sinistra e destra della sala montata [31]

Forze agenti sull'assile ( $Q_{b1} = Q_{b2} = Q_b$ )	Moto della sala	Spostamento totale trasversale
$Q_b = 50 \text{ kN}$ , $H = 0 \text{ kN}$	Rettilineo	$0,722 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
$Q_b = 100 \text{ kN}$ , $H = 0 \text{ kN}$	Rettilineo	$1,442 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
$Q_b = 100 \text{ kN}$ , $H = 50 \text{ kN}$	Curva	$1,978 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
$Q_b = 100 \text{ kN}$ , $H = 100 \text{ kN}$	Curva	$2,513 \cdot 10^{-3} \text{ m}$

Nelle simulazioni cinematiche multi-body sono stati inoltre considerati i seguenti parametri:

- coefficiente d'attrito ruota-rotai: 0,25
- moto in rettilineo: lunghezza tracciato 200 m, velocità 20 m/s
- moto in curva: lunghezza tracciato 300 m, raggio 300 m, cant 90 mm, velocità neutra

I risultati delle analisi, per differenti condizioni di carico verticale ( $Q$ ) e trasversale ( $Y$ ), sono riportati nelle Tabelle 3.12 ÷ 3.15. Le coordinate dei punti di contatto ruota-rotai sono indicate attraverso un sistema di riferimento locale in  $x$ - $y$ . Le figure delle tabelle mostrano le aree di contatto per la ruota destra e sinistra ed i relativi punti di applicazione delle forze di contatto, verticale ( $Q$ ) e trasversale ( $Y$ ).

Tabella 3.12 – Punti di contatto ruota-rotaia (angolo di posa 1/20, moto in rettilineo) [31]

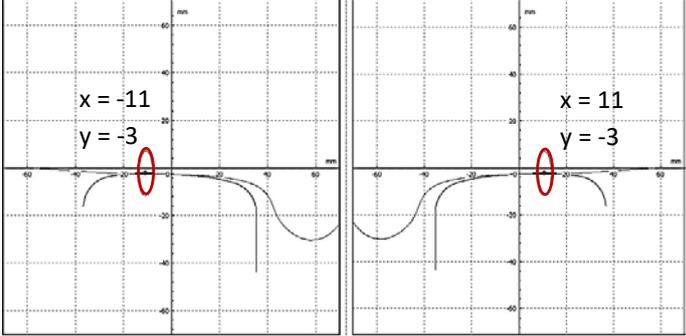
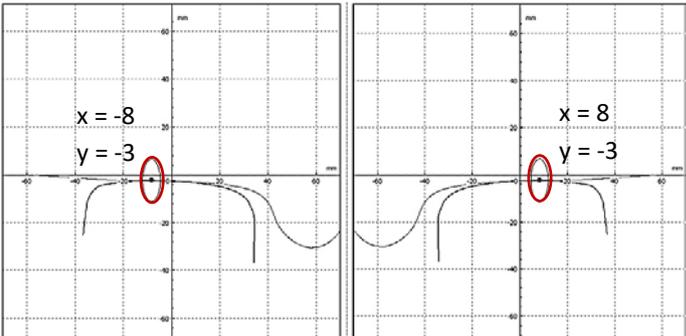
<p><b>Profilo</b></p> <p>Ruota S1002</p> <p>Rotaia UIC60/60E1 (nuovo)</p> <p><b>Forza</b></p> <p>Q = 100 kN</p> <p>Y = 0 kN</p>	
<p><b>Profilo</b></p> <p>Ruota S1002</p> <p>Rotaia UIC60/60E1 (usurato)</p> <p><b>Forza</b></p> <p>Q = 100 kN</p> <p>Y = 0 kN</p>	

Tabella 3.13 – Punti di contatto ruota-rotaia (angolo di posa 1/20, moto in curva) [31]

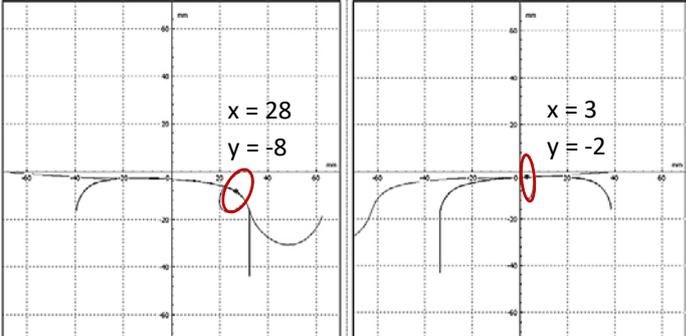
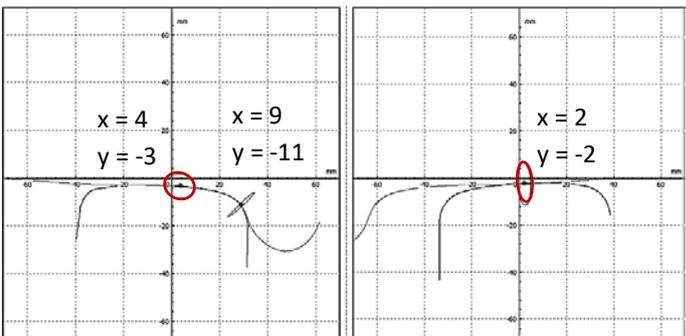
<p><b>Profilo</b></p> <p>Ruota S1002</p> <p>Rotaia UIC60/60E1 (nuovo)</p> <p><b>Forza</b></p> <p>Q = 100 kN</p> <p>Y = 100 kN</p>	
<p><b>Profilo</b></p> <p>Ruota S1002</p> <p>Rotaia UIC60/60E1 (usurato)</p> <p><b>Forza</b></p> <p>Q = 100 kN</p> <p>Y = 100 kN</p>	

Tabella 3.14 – Punti di contatto ruota-rotaia (angolo di posa 1/40, moto in rettilineo) [31]

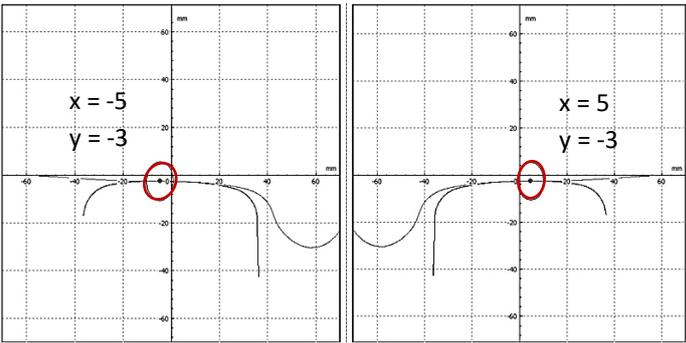
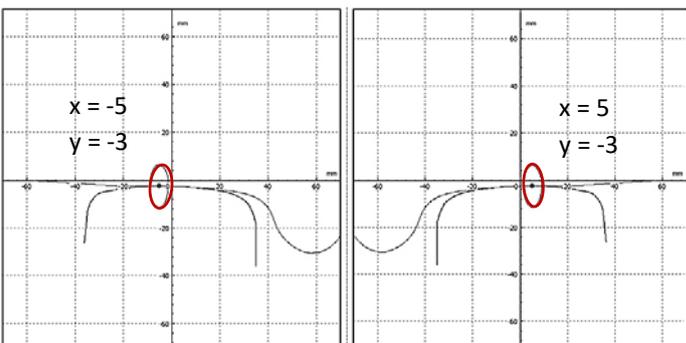
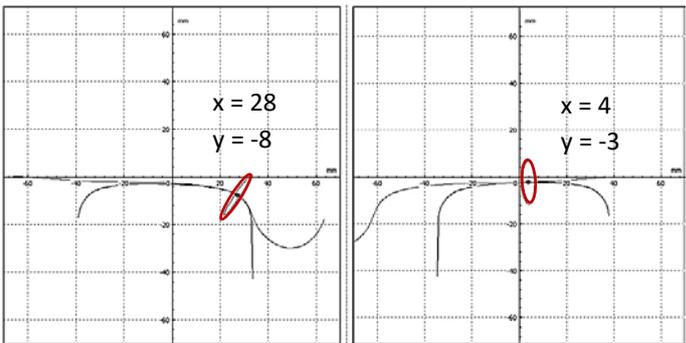
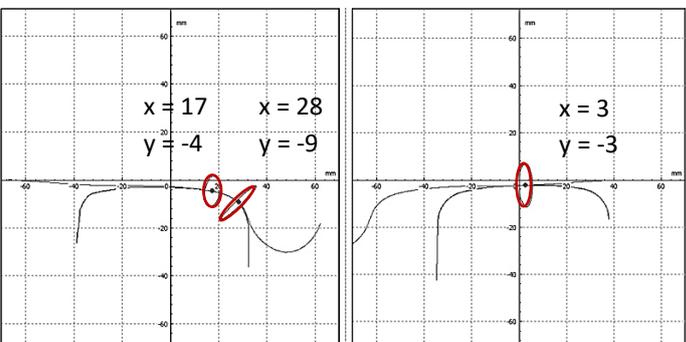
<p><b>Profilo</b></p> <p>Ruota S1002</p> <p>Rotaia UIC60/60E1 (nuovo)</p> <p><b>Forza</b></p> <p>Q = 100 kN</p> <p>Y = 0 kN</p>	
<p><b>Profilo</b></p> <p>Ruota S1002</p> <p>Rotaia UIC60/60E1 (usurato)</p> <p><b>Forza</b></p> <p>Q = 100 kN</p> <p>Y = 0 kN</p>	

Tabella 3.15 – Punti di contatto ruota-rotaia (angolo di posa 1/40, moto in curva) [31]

<p><b>Profilo</b></p> <p>Ruota S1002</p> <p>Rotaia UIC60/60E1 (nuovo)</p> <p><b>Forza</b></p> <p>Q = 100 kN</p> <p>Y = 100 kN</p>	
<p><b>Profilo</b></p> <p>Ruota S1002</p> <p>Rotaia UIC60/60E1 (usurato)</p> <p><b>Forza</b></p> <p>Q = 100 kN</p> <p>Y = 100 kN</p>	

Per quanto riguarda la simulazione e lo studio degli effetti deformativi, il sistema è stato modellato con le stesse tecniche descritte nel Paragrafo 3.2.2. Le uniche differenze di modellazione rispetto al caso precedente sono: il ricoprimento con elementi bidimensionali di tipo shell anche della superficie superiore della suola e l'infittimento della mesh (dimensione minima pari ad 1 mm) in prossimità del fungo per consentire la corretta applicazione delle forze di contatto in base ai risultati delle analisi cinematiche (Figura 3.24). Anche in questo caso le simulazioni sono state di tipo statico e sono state realizzate attraverso il software ANSYS Mechanical APDL ®.

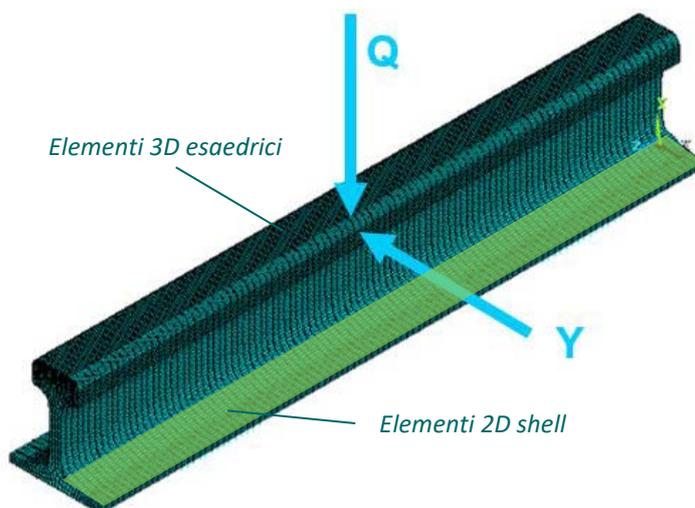


Figura 3.28 – Modello agli elementi finiti del metodo della “suola” [31]

Nelle simulazioni agli elementi finiti sono state introdotte inoltre le seguenti variabili:

- 1) combinazione della sollecitazione verticale ( $Q=50\div 100$  kN) e trasversale ( $Y=0\div 100$  kN)
- 2) gradiente termico ( $\Delta T = 0$  °C, +50 °C)
- 3) angolo di posa ( $\alpha = 1/20, 1/40$ )
- 4) stato del profilo della rotaia (nuovo, usurato)
- 5) rigidità degli attacchi e del ballast ( $R = 75 \cdot 10^6$  N/m,  $1 \cdot 10^{30}$  N/m rigidità infinita)

In questa circostanza, la scelta delle combinazioni dei parametri da inserire nelle simulazioni agli elementi finiti è stata effettuata applicando le tecniche di analisi del Design of Experiments (DOE) [33]. Il DOE è stato introdotto principalmente per ridurre il numero totale delle simulazioni da realizzare senza perdere in validità dei risultati. Fissando infatti due valori distinti per ogni variabile, e considerando il moto della sala montata in rettilineo ed in curva come due situazioni distinte e separate, il numero totale di simulazioni da realizzare sarebbe stato di 64 ( $2^5 \times 2 = 32 \times 2 = 64$ ). Applicando invece, come prevede il DOE, un piano fattoriale ridotto ( $2^{5-1}$ ) le simulazioni necessarie si sono ridotte del 50% ( $2^{5-1} \times 2 = 16 \times 2 = 32$ ). Il piano fattoriale  $2^{5-1}$  è un piano con risoluzione V in cui nessun effetto principale o interazione tra due fattori è influenzato da altri effetti principali o da altre interazioni a due fattori [33]. Per poter applicare un tale piano fattoriale ridotto tutte le variabili sono state considerate tra di loro indipendenti.

L'elenco completo delle combinazioni realizzate tenendo conto tecniche DOE è riportato nelle Tabelle 3.16 e 3.17, rispettivamente il per il moto della sala montata in rettilineo ed in curva. Le sollecitazioni verticale (Q) e trasversale (Y) sono state applicate sempre al centro della campata.

Tabella 3.16 – Simulazioni agli elementi finti DOE (moto in rettilineo)

N.	Forze	$\Delta T$	$\alpha$	Profilo rotaia	R
1	Q 50kN – Y 0kN	0 °C	1/40	nuovo	1·10 <sup>30</sup> N/m
2	Q 50kN – Y 0kN	0 °C	1/40	usurato	75·10 <sup>6</sup> N/m
3	Q 50kN – Y 0kN	0 °C	1/20	nuovo	75·10 <sup>6</sup> N/m
4	Q 50kN – Y 0kN	0 °C	1/20	usurato	1·10 <sup>30</sup> N/m
5	Q 50kN – Y 0kN	50 °C	1/40	nuovo	75·10 <sup>6</sup> N/m
6	Q 50kN – Y 0kN	50 °C	1/40	usurato	1·10 <sup>30</sup> N/m
7	Q 50kN – Y 0kN	50 °C	1/20	nuovo	1·10 <sup>30</sup> N/m
8	Q 50kN – Y 0kN	50 °C	1/20	usurato	75·10 <sup>6</sup> N/m
9	Q 100kN – Y 0kN	0 °C	1/40	nuovo	75·10 <sup>6</sup> N/m
10	Q 100kN – Y 0kN	0 °C	1/40	usurato	1·10 <sup>30</sup> N/m
11	Q 100kN – Y 0kN	0 °C	1/20	nuovo	1·10 <sup>30</sup> N/m
12	Q 100kN – Y 0kN	0 °C	1/20	usurato	75·10 <sup>6</sup> N/m
13	Q 100kN – Y 0kN	50 °C	1/40	nuovo	1·10 <sup>30</sup> N/m
14	Q 100kN – Y 0kN	50 °C	1/40	usurato	75·10 <sup>6</sup> N/m
15	Q 100kN – Y 0kN	50 °C	1/20	nuovo	75·10 <sup>6</sup> N/m
16	Q 100kN – Y 0kN	50 °C	1/20	usurato	1·10 <sup>30</sup> N/m

Tabella 3.17 – Simulazioni agli elementi finti DOE (moto in curva)

N.	Forze	$\Delta T$	$\alpha$	Profilo rotaia	R
1	Q 100kN – Y 50kN	0 °C	1/40	nuovo	1·10 <sup>30</sup> N/m
2	Q 100kN – Y 50kN	0 °C	1/40	usurato	75·10 <sup>6</sup> N/m
3	Q 100kN – Y 50kN	0 °C	1/20	nuovo	75·10 <sup>6</sup> N/m
4	Q 100kN – Y 50kN	0 °C	1/20	usurato	1·10 <sup>30</sup> N/m
5	Q 100kN – Y 50kN	50 °C	1/40	nuovo	75·10 <sup>6</sup> N/m
6	Q 100kN – Y 50kN	50 °C	1/40	usurato	1·10 <sup>30</sup> N/m
7	Q 100kN – Y 50kN	50 °C	1/20	nuovo	1·10 <sup>30</sup> N/m
8	Q 100kN – Y 50kN	50 °C	1/20	usurato	75·10 <sup>6</sup> N/m
9	Q 100kN – Y 100kN	0 °C	1/40	nuovo	75·10 <sup>6</sup> N/m
10	Q 100kN – Y 100kN	0 °C	1/40	usurato	1·10 <sup>30</sup> N/m
11	Q 100kN – Y 100kN	0 °C	1/20	nuovo	1·10 <sup>30</sup> N/m
12	Q 100kN – Y 100kN	0 °C	1/20	usurato	75·10 <sup>6</sup> N/m
13	Q 100kN – Y 100kN	50 °C	1/40	nuovo	1·10 <sup>30</sup> N/m
14	Q 100kN – Y 100kN	50 °C	1/40	usurato	75·10 <sup>6</sup> N/m
15	Q 100kN – Y 100kN	50 °C	1/20	nuovo	75·10 <sup>6</sup> N/m
16	Q 100kN – Y 100kN	50 °C	1/20	usurato	1·10 <sup>30</sup> N/m

I risultati delle simulazioni sono riportati nelle tabelle 3.18 e 3.19. Per ogni simulazione è stata calcolata la deformazione  $\epsilon_{tot}$  in base alla configurazione estensimetrica descritta nel Paragrafo 3.3.1. La distanza  $d$  dove sono state rilevate le deformazioni è stata posta pari a 120 mm ed è stata scelta in base ai dati della letteratura scientifica [14, 15, 16, 25]. Come si evince nella condizione di moto della sala in rettilineo (Tabella 3.18), quando sono assenti le spinte laterali di bordino ( $Y = 0$  kN), il metodo della “suola” restituisce come risultato un valore della deformazione prossimo allo zero ( $\epsilon_{tot} \approx 0$ ). Questo risultato conferma la capacità da parte del sistema di eliminare gli effetti prodotti dalla forza verticale ( $Q$ ) sulle deformazioni della suola. Per quanto riguarda invece il moto della sala in curva (Tabella 3.19), quando sono presenti elevate spinte di laterali di bordino ( $Y \approx 100$  kN), si vede che in base al valore sollecitazione trasversale ( $Y = 50$  kN, 100 kN), mantenendo invariato il valore della sollecitazione verticale ( $Q$ ), si ottiene come risultato un valore della deformazione pressoché costante ( $\epsilon_{tot} \approx cost$ ). Tale risultato indica la chiara possibilità di individuare una costante di proporzionalità  $K$  tra la sollecitazione trasversale applicata ( $Y$ ) e la deformazione globalmente registrata  $\epsilon_{tot}$ . Una volta nota la costante  $K$  è possibile calcolare il valore della forza trasversale applicata ( $Y$ ) come descritto nel Paragrafo 3.3.1. A titolo di esempio si riportano le Figure 3.29 e 3.30, grazie alle quali è possibile apprezzare graficamente l’andamento delle deformazioni sulla parte superiore della suola e confermare quanto i risultati numerici hanno indicato. È immediato infatti individuare nelle figure le zone a deformazione pressoché costante, che combinate tra loro, attraverso le relazioni algebriche del ponte di Wheatstone (3.18,) restituiscono i valori numerici delle Tabelle 3.18 e 3.19.

Tabella 3.18 – Risultati delle simulazioni agli elementi finti DOE (moto in rettilineo)

N.	Forze	$\Delta T$	$\alpha$	Profilo rotaia	R	$\epsilon_{tot}$
1	Q 50kN – Y 0kN	0 °C	1/40	nuovo	$1 \cdot 10^{30}$ N/m	0,005 $\mu\epsilon$
2	Q 50kN – Y 0kN	0 °C	1/40	usurato	$75 \cdot 10^6$ N/m	0,000 $\mu\epsilon$
3	Q 50kN – Y 0kN	0 °C	1/20	nuovo	$75 \cdot 10^6$ N/m	0,000 $\mu\epsilon$
4	Q 50kN – Y 0kN	0 °C	1/20	usurato	$1 \cdot 10^{30}$ N/m	0,010 $\mu\epsilon$
5	Q 50kN – Y 0kN	50 °C	1/40	nuovo	$75 \cdot 10^6$ N/m	-0,030 $\mu\epsilon$
6	Q 50kN – Y 0kN	50 °C	1/40	usurato	$1 \cdot 10^{30}$ N/m	-0,055 $\mu\epsilon$
7	Q 50kN – Y 0kN	50 °C	1/20	nuovo	$1 \cdot 10^{30}$ N/m	-0,025 $\mu\epsilon$
8	Q 50kN – Y 0kN	50 °C	1/20	usurato	$75 \cdot 10^6$ N/m	-0,105 $\mu\epsilon$
9	Q 100kN – Y 0kN	0 °C	1/40	nuovo	$75 \cdot 10^6$ N/m	0,000 $\mu\epsilon$
10	Q 100kN – Y 0kN	0 °C	1/40	usurato	$1 \cdot 10^{30}$ N/m	0,010 $\mu\epsilon$
11	Q 100kN – Y 0kN	0 °C	1/20	nuovo	$1 \cdot 10^{30}$ N/m	0,005 $\mu\epsilon$
12	Q 100kN – Y 0kN	0 °C	1/20	usurato	$75 \cdot 10^6$ N/m	0,000 $\mu\epsilon$
13	Q 100kN – Y 0kN	50 °C	1/40	nuovo	$1 \cdot 10^{30}$ N/m	-0,025 $\mu\epsilon$
14	Q 100kN – Y 0kN	50 °C	1/40	usurato	$75 \cdot 10^6$ N/m	-0,105 $\mu\epsilon$
15	Q 100kN – Y 0kN	50 °C	1/20	nuovo	$75 \cdot 10^6$ N/m	-0,030 $\mu\epsilon$
16	Q 100kN – Y 0kN	50 °C	1/20	usurato	$1 \cdot 10^{30}$ N/m	-0,055 $\mu\epsilon$

Tabella 3.19 – Risultati delle simulazioni agli elementi finti DOE (moto in curva)

N.	Forze	$\Delta T$	$\alpha$	Profilo rotaia	R	$\epsilon_{tot}$
1	Q 100kN – Y 50kN	0 °C	1/40	nuovo	$1 \cdot 10^{30}$ N/m	186,5 $\mu\epsilon$
2	Q 100kN – Y 50kN	0 °C	1/40	usurato	$75 \cdot 10^6$ N/m	174,3 $\mu\epsilon$
3	Q 100kN – Y 50kN	0 °C	1/20	nuovo	$75 \cdot 10^6$ N/m	185,1 $\mu\epsilon$
4	Q 100kN – Y 50kN	0 °C	1/20	usurato	$1 \cdot 10^{30}$ N/m	189,9 $\mu\epsilon$
5	Q 100kN – Y 50kN	50 °C	1/40	nuovo	$75 \cdot 10^6$ N/m	185,0 $\mu\epsilon$
6	Q 100kN – Y 50kN	50 °C	1/40	usurato	$1 \cdot 10^{30}$ N/m	175,3 $\mu\epsilon$
7	Q 100kN – Y 50kN	50 °C	1/20	nuovo	$1 \cdot 10^{30}$ N/m	186,4 $\mu\epsilon$
8	Q 100kN – Y 50kN	50 °C	1/20	usurato	$75 \cdot 10^6$ N/m	188,7 $\mu\epsilon$
9	Q 100kN – Y 100kN	0 °C	1/40	nuovo	$75 \cdot 10^6$ N/m	370,1 $\mu\epsilon$
10	Q 100kN – Y 100kN	0 °C	1/40	usurato	$1 \cdot 10^{30}$ N/m	367,2 $\mu\epsilon$
11	Q 100kN – Y 100kN	0 °C	1/20	nuovo	$1 \cdot 10^{30}$ N/m	372,9 $\mu\epsilon$
12	Q 100kN – Y 100kN	0 °C	1/20	usurato	$75 \cdot 10^6$ N/m	379,3 $\mu\epsilon$
13	Q 100kN – Y 100kN	50 °C	1/40	nuovo	$1 \cdot 10^{30}$ N/m	372,9 $\mu\epsilon$
14	Q 100kN – Y 100kN	50 °C	1/40	usurato	$75 \cdot 10^6$ N/m	364,7 $\mu\epsilon$
15	Q 100kN – Y 100kN	50 °C	1/20	nuovo	$75 \cdot 10^6$ N/m	370,1 $\mu\epsilon$
16	Q 100kN – Y 100kN	50 °C	1/20	usurato	$1 \cdot 10^{30}$ N/m	381,6 $\mu\epsilon$

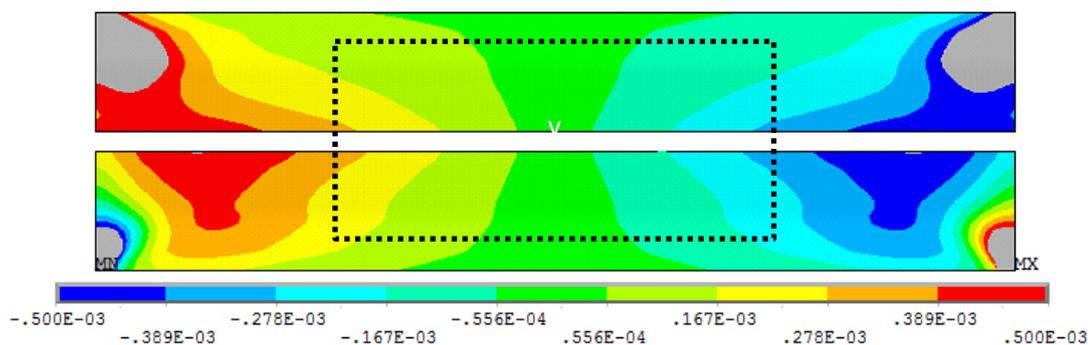


Figura 3.29 – Deformazioni sulla parte superiore della suola della rotaia [31]

(Moto della sala montata in curva, Q100-Y50 kN, T +0°C,  $\alpha=1/20$ , R=75 MN/m, Profilo rotaia nuovo)

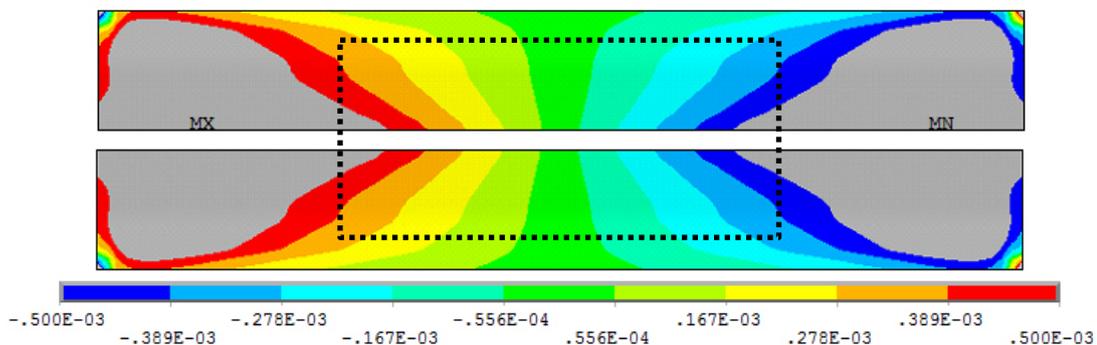


Figura 3.30 – Deformazioni sulla parte superiore della suola della rotaia [31]

(Moto della sala montata in curva, Q100-Y100 kN, T +0°C,  $\alpha=1/20$ , R=75 MN/m, Profilo rotaia nuovo)

### 3.3.3 Le prove sperimentali e la validazione dei risultati teorici

Le prove sperimentali basate sul metodo della "suola" [13, 29] sono state effettuate, come per il metodo del "gambo", presso il banco di taratura per sale montate del Laboratorio di "Veicoli e Sistemi di Trasporto" (Figura 3.13), Dipartimento di Ingegneria Civile, Edile ed Ambientale (DICEA) dell'Università di Roma "La Sapienza".

Nelle prove sperimentali, come nelle simulazioni numeriche, è stato considerato un segmento di rotaia lungo 1 metro (tipologia UIC60/60E1), vincolato tra due traverse distanti tra loro 600 mm. Il segmento di rotaia è stato collegato alle piastre di fissaggio del banco di taratura, quest'ultime inclinate dell'angolo di posa di  $1/20$ , attraverso degli attacchi elastici indiretti di tipo Vossloh, due per ogni traversa. Tra le piastre di fissaggio ed il segmento di rotaia sono state inoltre interposte delle solette elastiche sotto rotaia con una rigidezza pari a  $3.0 \cdot 10^8$  N/m.

La misura delle deformazioni è avvenuta attraverso estensimetri elettrici a resistenza di forma a V, formati da due griglie di misura, disposte a  $45^\circ$  rispetto all'asse longitudinale dell'estensimetro e forniti di una resistenza nominale di  $120 \Omega$ . La lunghezza di ognuna delle due griglie è pari a 6 mm (Figura 3.31).



Figura 3.31 – Estensimetri elettrici a resistenza di forma a V

Le applicazioni tipiche per questa tipologia di estensimetri comprendono la misura delle deformazioni per caratteristiche di sollecitazione di taglio e di torsione. I quattro estensimetri sono stati posizionati sulla parte superiore della suola in due sezioni simmetricamente disposte, rispetto alla mezziera della rotaia, ad una distanza  $d$  tra loro pari a 120 mm, ed internamente, rispetto al bordo esterno della suola, ad una distanza di 20 mm (Figura 3.32) come per le simulazioni.

Come per le prove sperimentali del metodo del "gambo", visto che il banco di taratura non è in grado di spostare il punto di applicazione delle sollecitazioni verticale (Q) e trasversale (Y) longitudinalmente lungo la rotaia, le deformazioni sulla suola sono state misurate mantenendo

il punto di applicazione delle forze, cioè il punto contatto tra ruota e rotaia, sempre al centro tra le due piastre di fissaggio.

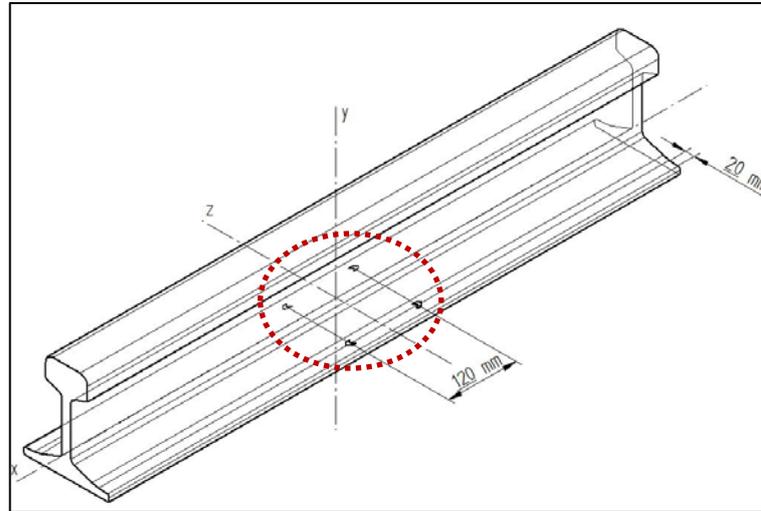


Figura 3.32 – Posizione degli estensimetri sulla suola della rotaia [13]

Durante le prove sperimentali, sono state adottate due differenti configurazioni del circuito di misura: "a ½ ponte" ed "a ponte completo" di Wheatstone. Nella configurazione del circuito di misura "a ½ ponte", le due griglie dell'estensimetro a V sono state considerate singolarmente all'interno del ponte come due rami attivi di misura. In Figura 3.33 è riportato lo schema del circuito, in cui la  $V_A$  rappresenta la tensione di alimentazione del ponte, la  $V_U$  è la tensione di uscita, le resistenze  $R_1$  e  $R_2$  sono le due griglie di misura dell'estensimetro e le resistenze  $R_3$  e  $R_4$  sono i resistori di completamento, forniti dal sistema di acquisizione. Con questa configurazione, ogni singolo estensimetro è stato collegato direttamente con un ponte di Wheatstone e ad ognuno di esso è corrisposto un singolo canale di acquisizione. In totale quindi, per tale configurazione di misura, si hanno a disposizione 4 canali di acquisizione (CH#1, CH#2, CH#3 e CH#4), ognuno dei quali riferisce direttamente alla deformazione misurata da un estensimetro sulla suola della rotaia, nella sua area di applicazione.

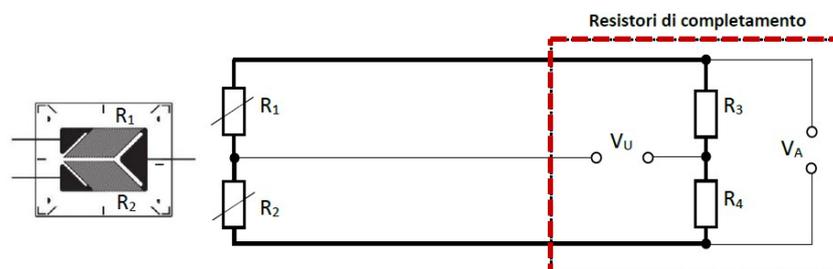


Figura 3.33 – Collegamento "a ½ ponte" di Wheatstone.  
Configurazione valida per ogni singolo estensimetro a V [13]

Nella configurazione "a ponte completo" invece le otto griglie di misura degli estensimetri a V sono state inserite, con un'opportuna combinazione, all'interno dei quattro rami del ponte completando il circuito come descritto nel Paragrafo 3.3.1. Questa seconda configurazione presenta il vantaggio di avere un solo canale di acquisizione (CH#0) semplificando la procedura di gestione e trattamento dei dati acquisiti. Entrambe le configurazioni adottate consentono di compensare in maniera automatica gli effetti indesiderati dovuti alla deformazione termica apparente ed alla deformazione trasversale, rispetto a quella di misura, degli estensimetri. La configurazione a ponte completo consente altresì di combinare automaticamente i singoli segnali di misura e quindi le singole deformazioni registrate, nella maniera più opportuna per isolare gli effetti della forza trasversale (Y). Dall'altra parte la configurazione a ½ ponte consente di analizzare localmente lo stato deformativo della zona in cui è collocato l'estensimetro e di simulare le differenti combinazioni che si possono realizzare mediante il collegamento a ponte completo, sommando in maniera opportuna gli squilibri rilevati dai quattro estensimetri.

L'utilizzo della configurazione resistiva, "a ½ ponte" e di quella "a ponte completo", ha permesso di poter confrontare direttamente i risultati delle misure di deformazione e di verificare la convergenza delle due impostazioni metodologiche. In particolare si è scelto di configurare le due configurazioni di misura affinché la somma algebrica dei quattro squilibri degli estensimetri, rilevati attraverso il collegamento "a ½ ponte", corrispondesse allo squilibrio totale rilevato dagli stessi, attraverso la configurazione "a ponte completo". Infatti teoricamente si dimostra, mediante le note relazioni che regolano il funzionamento del ponte estensimetrico [34], che sommando algebricamente gli squilibri registrati dai quattro ½ ponti, si ottiene, come risultato, il doppio dello squilibrio registrato dalla configurazione "a ponte completo":

$$\left[ \frac{V_U}{V_A} \right]_{\text{ponte completo}} = \frac{\sum_{i=1}^4 \left( \left[ \frac{V_U}{V_A} \right]_{1/2 \text{ ponte}} \right)_i}{2} \quad (3.21)$$

La precedente relazione indica che nella configurazione "a ½ ponte" la misura di deformazione registrata da ogni singolo estensimetro, ha in realtà valore doppio rispetto alla reale deformazione provocata dalle sollecitazioni applicate. Tuttavia, l'uso di questa configurazione ha il vantaggio di aumentare il singolo segnale di misura.

Lo schema di applicazione dei carichi da parte del banco di taratura è il medesimo descritto nel Paragrafo 3.2.3 e rappresentato in Figura 3.17. La sollecitazione verticale ( $Q_b$ ) e trasversale (H) sono applicati alla rotaia attraverso la sala montata. L'intero sistema dal punto di vista vincolare risulta isostatico: il punto A si può schematizzare attraverso una cerniera mentre il punto B da un pattino scorrevole. I carichi applicati sono misurati da quattro celle di carico

delle quali, due sono dedicate alla misura della sollecitazione verticale ( $Q_b$ ), una alla misura di quella trasversale ( $H$ ) ed un'altra a quella della misura della reazione della rotaia ( $Q_2$ ). Le sollecitazioni verticale ( $Q$ ) e trasversale ( $Y$ ), realmente applicate nel punto di contatto ruota-rotaia, sono state calcolate partendo dalle reazioni misurate dalle celle di carico e considerando l'angolo di posa di  $1/20$ .

Il programma delle prove sperimentali si è composto invece di quattro combinazioni di sollecitazioni differenti:

- $Q_b = 20 \text{ kN}$ ,  $H = 0 \text{ kN}$
- $Q_b = 40 \text{ kN}$ ,  $H = 0 \text{ kN}$
- $Q_b = 40 \text{ kN}$ ,  $H = 20 \text{ kN}$
- $Q_b = 40 \text{ kN}$ ,  $H = 40 \text{ kN}$

Ogni combinazione è stata ripetuta tre volte rispettivamente per ogni singola posizione della rotaia. La rotaia è stata infatti traslata nell'intervallo di spazio concesso tra le due piastre di collegamento variando in questo modo l'ascissa longitudinale di applicazione degli estensimetri. Attraverso questa traslazione, in entrambi i versi, è stato possibile rilevare le deformazioni della parte superiore della suola in differenti sezioni mantenendo fisso il punto di applicazione dei carichi in corrispondenza della mezzeria della rotaia. Il banco di prova non consente infatti come già accennato la modifica della posizione di applicazione delle sollecitazioni lungo l'asse longitudinale della rotaia.

Il tronco di rotaia è stato traslato di  $\pm 20 \text{ mm}$ , a seconda del verso, partendo dalla posizione ( $P_0$ ) di perfetta simmetria degli estensimetri rispetto alla mezzeria (Figura 3.34), fino ad arrivare al massimo spostamento ( $P_{80}$ ) pari a  $\pm 80 \text{ mm}$  (Figura 3.35). I risultati ottenuti da ogni ciclo di carico sono stati mediati tra loro.

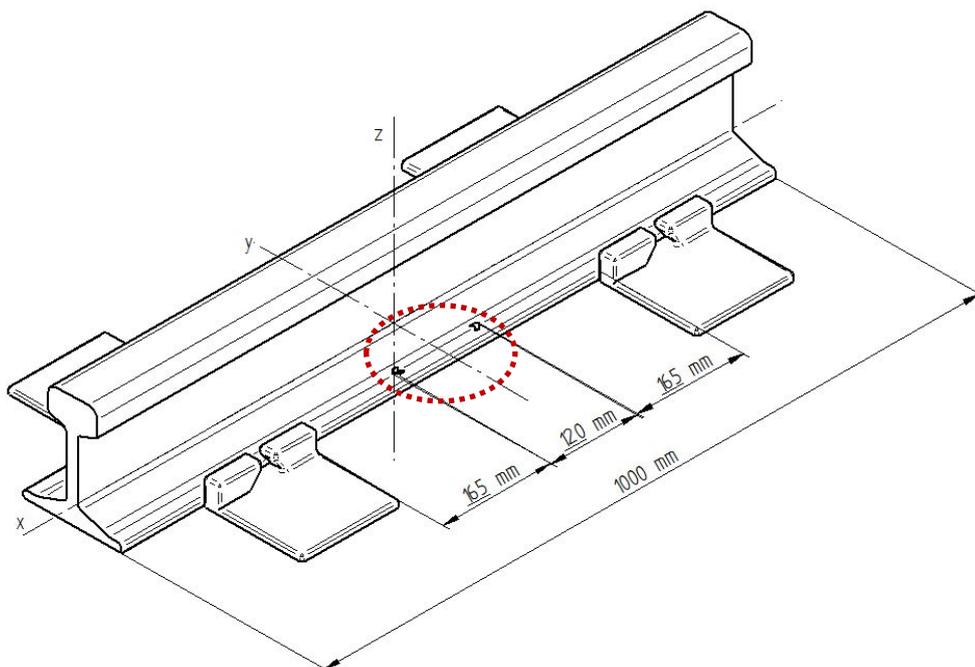


Figura 3.34 – Posizione  $P_0$  degli estensimetri [13]

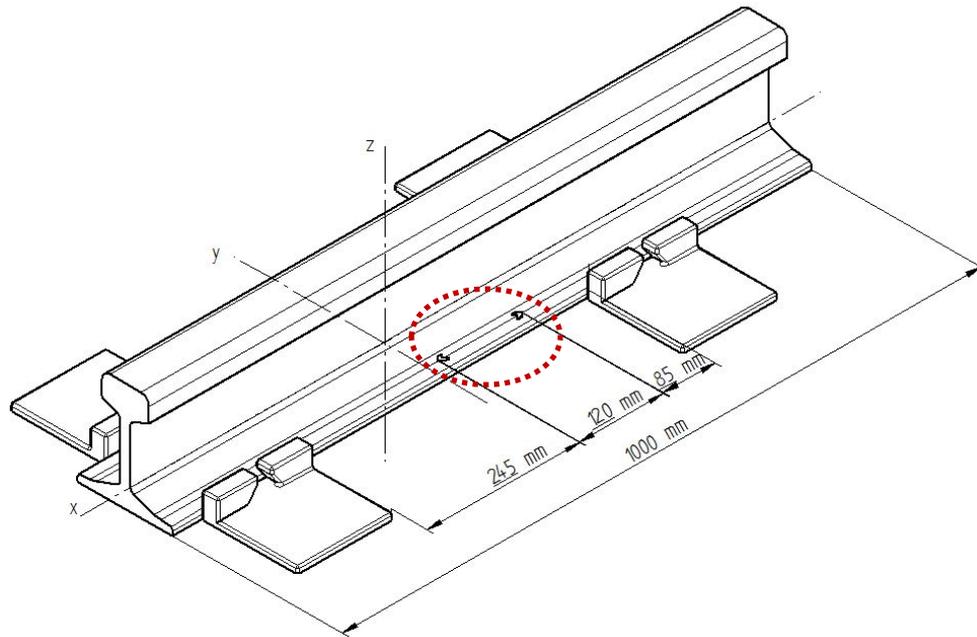


Figura 3.35 – Posizione P80 degli estensimetri [13]

Le Tabelle 3.20 ÷ 3.24 evidenziano i risultati ottenuti dalla sperimentazione per le diverse posizioni delle sezioni di misura. In ogni tabella sono indicate le condizioni di sollecitazione e le deformazioni registrate utilizzando le due configurazioni del circuito di misura. I risultati ottenuti mediante la configurazione “a ½ ponte” sono stati combinati in maniera tale da essere confrontabili con i risultati della configurazione “a ponte completo”. I risultati sperimentali presenti nelle tabelle confermano quanto l’analisi teorica della configurazione estensimetrica del sistema aveva anticipato. Il collegamento “a ½ ponte”, con i suoi quattro canali di acquisizione (CH#1, CH#2, CH#3 e CH#4), garantisce nel suo insieme un aumento del segnale di misura e quindi della sensibilità globale. Il collegamento “a ponte completo” (CH#0), mediante un’opportuna combinazione dei rami attivi del ponte, isola gli effetti della forza laterale (Y) e restituisce automaticamente il risultato finale. Il secondo caso presenta il vantaggio di avere un solo canale di acquisizione semplificando la procedura di gestione e trattamento dei dati acquisiti.

Tabella 3.20 – Deformazioni rilevate nella posizione di misura P0 [13]

Posizione P0		½ Ponte					Ponte completo	Costante
Carichi		Estensimetri lato interno		Estensimetri lato esterno		Deform. tot.	Deform. tot.	
Q <sub>b</sub>	H	CH#1 (dx)	CH#0 ε <sub>t</sub>	CH#3 (dx)	CH#0 ε <sub>t</sub>	Σε <sub>t</sub> / 2	CH#0 ε <sub>t</sub>	K = H / ε <sub>t</sub>
kN	kN	με	με	με	με	με	με	
20	0	-12,0	2,0	-4,0	6,7	-3,7	-6,0	/
40	0	-23,3	-1,3	-8,0	12,7	-10,0	-10,0	/
40	20	32,7	35,3	56,0	62,0	93,0	92,0	~ 0.22
40	40	80,7	80,0	112,0	114,0	193,3	192,0	~ 0.21

Tabella 3.21 – Deformazioni rilevate nella posizione di misura P20 [13]

Posizione P20		½ Ponte					Ponte completo	Costante
Carichi		Estensimetri lato interno		Estensimetri lato esterno		Deform. tot.		
Q <sub>b</sub>	H	CH#1 (dx)	K = H/ε <sub>t</sub>	CH#3 (dx)	CH#4 (sx)	Σε <sub>t</sub> / 2	CH#0 ε <sub>t</sub>	K = H/ ε <sub>t</sub>
kN	kN	με	kN/ με	με	με	με	με	kN/ με
20	0	-12,0	/	-8,0	10,7	-2,7	-6,0	/
40	0	-22,0	/	-12,0	18,0	-9,3	-10,0	/
40	20	14,0	0.22	29,3	89,3	95,7	92,7	~ 0.22
40	40	51,3	0.21	72,0	156,0	196,3	195,3	~ 0.21

Tabella 3.22 – Deformazioni rilevate nella posizione di misura P40 [13]

Posizione P40		½ Ponte					Ponte completo	Costante
Carichi		Estensimetri lato interno		Estensimetri lato esterno		Combinaz. deformazioni	Deform. tot.	
Q <sub>b</sub>	H	CH#1 (dx)	CH#2 (sx)	CH#3 (dx)	CH#4 (sx)	Σε <sub>t</sub> / 2	CH#0 ε <sub>t</sub>	K = H/ ε <sub>t</sub>
kN	kN	με	με	με	με	με	με	kN/ με
20	0	-5,3	-2,7	-2,7	3,3	-3,7	-6,7	/
40	0	-10,0	-16,0	-5,3	9,3	-11,0	-14,0	/
40	20	20,0	51,3	29,3	82,0	91,3	90,7	~ 0.22
40	40	37,3	124,0	51,3	172,7	192,7	189,3	~ 0.21

Tabella 3.23 – Deformazioni rilevate nella posizione di misura P60 [13]

Posizione P60		½ Ponte					Ponte completo	Costante
Carichi		Estensimetri lato interno		Estensimetri lato esterno		Combinaz. deformazioni	Deform. tot.	
Q <sub>b</sub>	H	CH#1 (dx)	CH#2 (sx)	CH#3 (dx)	CH#4 (sx)	Σε <sub>t</sub> / 2	CH#0 ε <sub>t</sub>	K = H/ ε <sub>t</sub>
kN	kN	με	με	με	με	με	με	kN/ με
20	0	-4,0	-8,0	-6,0	7,3	-5,3	-8,0	/
40	0	-8,0	-19,3	-10,0	12,7	-12,3	-14,7	/
40	20	0,0	69,3	-1,3	117,3	92,7	85,3	~ 0.24
40	40	12,7	143,3	14,0	213,3	191,7	186,0	~ 0.22

Tabella 3.24 – Deformazioni rilevate nella posizione di misura P80 [13]

Posizione P80		½ Ponte					Ponte completo	Costante
Carichi		Estensimetri lato interno		Estensimetri lato esterno		Combinaz. deformazioni	Deform. tot.	
Q <sub>b</sub>	H	CH#1 (dx)	CH#2 (sx)	CH#3 (dx)	CH#4 (sx)	Σε <sub>t</sub> / 2	CH#0 ε <sub>t</sub>	K = H/ ε <sub>t</sub>
kN	kN	με	με	με	με	με	με	kN/ με
20	0	0,7	-12,0	-4,0	2,0	-6,7	-8,7	/
40	0	2,0	-27,3	-8,0	6,0	-13,7	-16,7	/
40	20	-3,3	66,7	-12,0	129,3	90,3	86,0	~ 0.23
40	40	-13,3	164,0	-22,0	258,7	193,7	188,7	~ 0.21

Osservando i risultati sperimentali è possibile constatare che, in entrambe le configurazioni del ponte di Wheatstone, rimangono pressoché invariate le deformazioni totali  $\varepsilon_i$ , al variare dei carichi applicati e al variare della posizione longitudinale della rotaia tra le piastre.

La campagna di prove sperimentali conferma che, con un'opportuna scelta della configurazione estensimetrica del sistema (posizione delle sezioni di misura e configurazione del circuito di estensimetrico), è possibile individuare una costante di proporzionalità  $K$  (3.19) tra le forze applicate alla rotaia e le deformazioni registrate sulla parte superiore della suola, come indicato teoricamente. La configurazione del circuito di misura "a ponte completo", una volta tarata e confrontata con la configurazione "a ½ ponte", consente di ottenere automaticamente i risultati cercati e quindi ben si presta ad una possibile applicazione per la misura dei carichi laterali (Y).

### 3.4 Il metodo più idoneo alla misura dei carichi trasversali

Entrambe le metodologie presentate ed approfondite nei paragrafi precedenti hanno dimostrato di essere in grado, in maniera differente, di isolare gli effetti deformativi prodotti dalla contemporanea applicazione di una sollecitazione verticale ( $Q$ ) e trasversale ( $Y$ ) applicate sulla rotaia.

Il così detto metodo del "gambo" si basa sulla misura delle deformazioni che si generano nel gambo della rotaia e sulla successiva combinazione delle tensioni dovute alla sollecitazione di flessione lungo il piano trasversale. I risultati numerici e sperimentali hanno mostrato la chiara possibilità di disaccoppiare gli effetti deformativi delle sollecitazioni verticali ( $Q$ ) da quelli trasversali ( $Y$ ) prodotti dalla loro contemporanea applicazione sulla rotaia attraverso degli estensimetri in collocati in opportune zone del gambo. In base andamento delle curve rappresentative il valore del coefficiente  $K$  in funzione dell'ascissa longitudinale della rotaia  $x$  (Figura 3.18), è possibile quindi stimare il valore della sollecitazione trasversale ( $Y$ ) applicata partendo dalle deformazioni misurate (Tabella 3.10).

Viceversa il metodo della "suola" si basa sulla misura delle deformazioni che si generano sulla superficie superiore della suola della rotaia combinate tra loro attraverso una particolare configurazione estensimetrica. La combinazione è stata studiata in maniera tale che in presenza della sola forza verticale ( $Q$ ) venga restituito un valore di deformazione misurato pressoché nullo in maniera tale che quando venga applicata contemporaneamente anche la forza trasversale ( $Y$ ) le deformazioni registrate siano figlie solo di quest'ultima sollecitazione. Anche in questo caso i risultati numerici e sperimentali hanno mostrato la chiara possibilità di disaccoppiare gli effetti deformativi delle sollecitazioni verticali ( $Q$ ) da quelli trasversali ( $Y$ ) prodotti dalla loro contemporanea applicazione sulla rotaia. Tramite la costante di proporzionalità  $K$  (Tabelle 3.20 ÷ 3.24) è quindi possibile stimare il valore dei carichi trasversali ( $Y$ ) applicati partendo dalle deformazioni misurate.

Dalle simulazioni agli elementi finiti si è visto inoltre che entrambe le soluzioni tecniche risultano essere indipendenti dalla rigidità sotto rotaia ed in parte dal punto di applicazione delle forze di contatto. La scelta di continuare lo studio con una delle due metodologie deve essere quindi basata su altri fattori, quali ad esempio la semplicità operativa e la possibilità di industrializzazione. A tal proposito il metodo del "gambo", sebbene abbia ottime possibilità di sviluppo, rappresenta rispetto al metodo della "suola" un sistema di misura sperimentale più complesso. Gli estensimetri infatti devono essere collocati in quattro aree specifiche del gambo in relazione alla posizione dell'asse neutro della flessione nel piano verticale e l'effettiva localizzazione dei punti di intersezione delle curve del coefficiente  $K$  è strettamente influenzato dalla lunghezza libera di inflessione e quindi dalle reazioni vincolari di piastre di fissaggio e traverse. Risulta evidente dal grafico di Figura 3.18, come una leggera variazione della ascissa

longitudinale  $x_s$  comporti un cambiamento notevole del valore del coefficiente  $K$ , con un aumento esponenziale delle incertezze di misura associate al sistema. Ciò presuppone quindi una notevole precisione e cautela sia per la fase di taratura, sia per l'installazione del sistema in linea. Inoltre le misure delle deformazioni in corrispondenza della ascissa longitudinale  $x_s$  devono essere effettuate esattamente quando la ruota transita nella sezione di mezzeria della campata, introducendo un altro elemento di incertezza.

Dall'altro canto il metodo della "suola" non risolve automaticamente molte delle questioni sopra citate, ma consente attraverso la sua particolare configurazione estensimetrica di compensare e/o ridurre le incertezze associate al metodo del "gambo". La zona utile di misura, quella cioè in cui vengono misurate le deformazioni al transitare di una ruota sulla sezione di mezzeria della campata, sembra infatti essere più estesa e la combinazione incrociata delle deformazioni rilevate da ciascuna delle otto griglie di misura dei quattro estensimetri è in grado di compensare entro certi limiti eventuali incertezze, come la posizione delle traverse e l'incollaggio stesso degli estensimetri. Quest'ultimo fatto semplifica quindi in parte la procedura di taratura ed installazione in linea. Inoltre, in ottica di integrazione con il sistema di misura dei carichi verticali (SMCV) [27], il metodo della "suola" rappresenta un sistema di misura "speculare", sebbene si basi su un principio di misura differente. Inoltre esso consente una più semplice installazione degli estensimetri facilitando quindi l'industrializzazione di un sistema capace di stimare in curva il coefficiente di svio ( $Y/Q$ ).

In base quindi ai precedenti ragionamenti, nei prossimi capitoli verrà approfondito lo studio del sistema di misura basato sul metodo della "suola" nell'ottica di una sua industrializzazione ed applicazione in linea.

## Capitolo 4

### Gli sviluppi teorici e sperimentali del metodo della "suola"

#### 4.1 La simulazione agli elementi finiti del sistema di misura: analisi statica

L'approfondimento dello studio del metodo della "suola" ha richiesto l'esecuzione di nuove simulazioni agli elementi finiti. Il modello realizzato e descritto nei Paragrafi 3.2.2 e 3.3.2 è stato ottimizzato e migliorato. Per quanto riguarda la discretizzazione del volume del segmento di rotaia di 1 metro, è stata realizzata una nuova mesh con infittimento progressivo all'interno della campata di misura (Figura 4.1). In questa zona gli elementi esaedrici della mesh tridimensionale sono stati creati con una dimensione minima 5 mm. Inoltre la ricopertura delle superfici con elementi bidimensionali di tipo shell è avvenuta solo per la superficie superiore della suola all'interno della campata, unica zona di interesse per le misure. Si ricorda che questa soluzione è stata adottata al fine di riprodurre lo stesso segnale generato da un estensimetro elettrico a resistenza incollato sulla superficie della suola della rotaia. Anche gli elementi verticali di tipo molla, atti a simulare le solette elastiche sotto rotaia, sono stati ottimizzati. Il loro numero è stato ridotto sempre in base al progressivo aumento di dimensioni della mesh verso le piastre di fissaggio delle traverse e gli estremi della rotaia. Tutti questi accorgimenti hanno portato al risultato di ridurre notevolmente i tempi di elaborazione delle simulazioni di ben oltre il 50%. Si è passati infatti da un primo modello realizzato per lo studio del metodo del "gambo" composto da 165.554 elementi e 4.067.324 nodi, ad un nuovo modello con solo 67.349 elementi e 75.669 nodi.

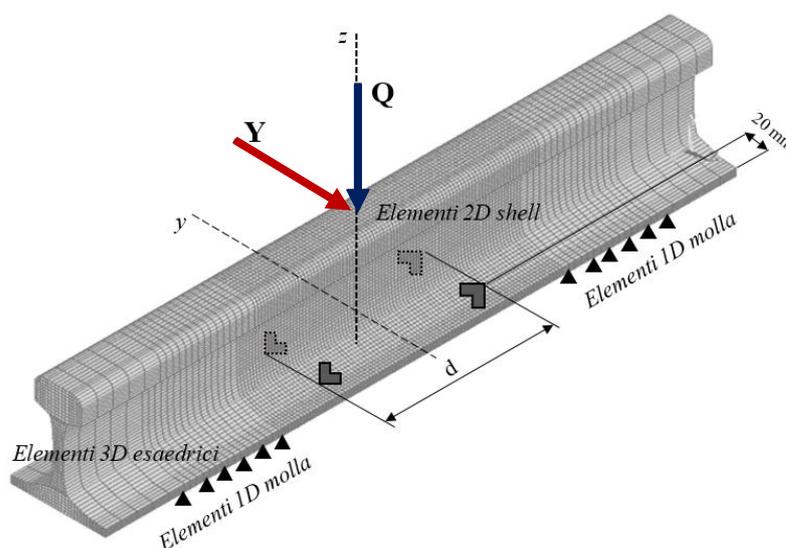


Figura 4.1 – Modello agli elementi finiti [31]

Per semplificare la scelta dei punti di contatto ruota-rotaia per un generico moto della sala montata in curva, si è scelto di applicare la sollecitazione verticale ( $Q$ ) a 20 mm dall'asse  $z$  della rotaia, mentre la sollecitazione trasversale ( $Y$ ) è stata applicata 14 mm al di sotto del piano di rotolamento (Figura 4.2).

Anche in questo caso le simulazioni realizzate sono state di tipo statico ed è stato utilizzato il software ANSYS Mechanical APDL®.

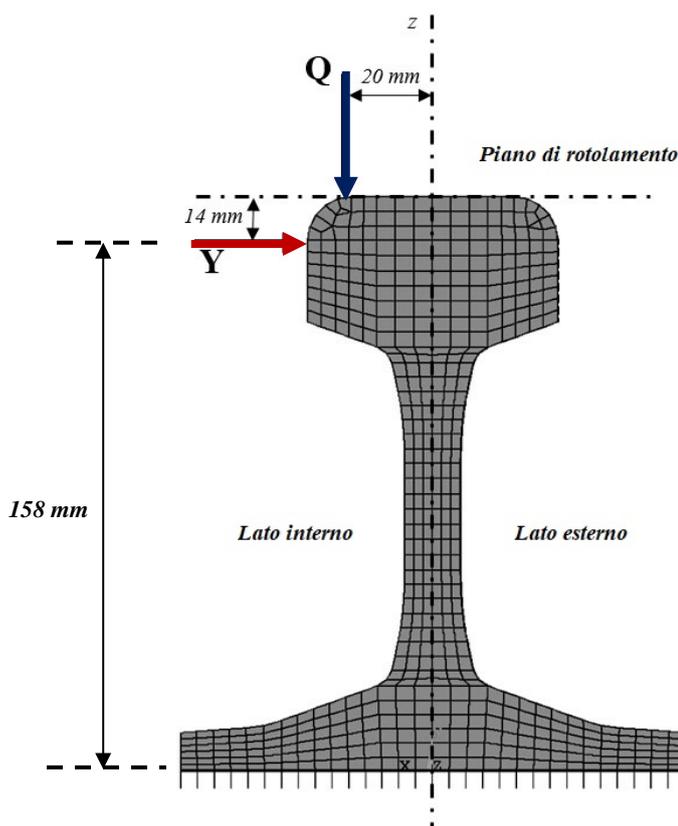


Figura 4.2 – Punti di applicazione delle sollecitazioni verticale ( $Q$ ) e trasversale ( $Y$ ) [31]

#### 4.1.1 Ottimizzazione della configurazione estensimetrica

Il primo passo effettuato con le nuove simulazioni è stato quello di individuare la configurazione ottimale degli estensimetri sulla suola della rotaia. In particolare si è cercato di individuare i punti migliori per la collocazione degli estensimetri. Durante le prime simulazioni e prove sperimentali, la distanza  $d$  tra gli estensimetri, in base a quanto trovato all'interno della letteratura scientifica [14, 15, 16, 25], era stata scelta pari a 120 mm. Con le nuove simulazioni si scelto di parametrizzare questa distanza e calcolare il valore della costante  $K$  al variare di tale grandezza. L'entità delle sollecitazioni applicate alla rotaia sono state in questo caso espresse in termini di rapporto  $Y/Q$  poiché si è visto che quello che va ad influenzare direttamente gli effetti deformativi sulla suola della rotaia non è tanto il valore assoluto delle sollecitazioni applicate sul fungo, quanto il loro rapporto. Oltre infatti un certo rapporto, l'entità

degli effetti deformativi prodotti dalla sollecitazione trasversale (Y) supera gli effetti di quella verticale (Q). Quest'ultimo fatto è evidente se si considera l'andamento del momento torcente prodotto dalla sollecitazione verticale (Q) e trasversale (Y) per una generica sezione della rotaia (Figura 4.2 e Tabella 4.1). Come si vede dai valori della tabella, quando si ha un rapporto di  $Y/Q > 0,13$  il valore del momento torcente prodotto dalla sollecitazione (Y) supera quello prodotto dalla sollecitazione verticale (Q). Gli effetti deformativi prodotti sulla suola risentono quindi maggiormente dell'entità della sollecitazione trasversale (Y).

Tabella 4.1 – Andamento del momento torcente prodotto dalla sollecitazione verticale (Q) e trasversale (Y) in una generica sezione della rotaia

Forza Y	Forza Q	Rapporto Y/Q	Braccio forza Y	Braccio forza Q	Momento torcente MQ	Momento torcente MY	Differenza MQ - MY
kN	kN	/	m	m	Nm	Nm	Nm
1	100	0,01	0,158	0,020	2000,0	158,0	1842,0
2	100	0,02	0,158	0,020	2000,0	316,0	1684,0
3	100	0,03	0,158	0,020	2000,0	474,0	1526,0
4	100	0,04	0,158	0,020	2000,0	632,0	1368,0
5	100	0,05	0,158	0,020	2000,0	790,0	1210,0
6	100	0,06	0,158	0,020	2000,0	948,0	1052,0
7	100	0,07	0,158	0,020	2000,0	1106,0	894,0
8	100	0,08	0,158	0,020	2000,0	1264,0	736,0
9	100	0,09	0,158	0,020	2000,0	1422,0	578,0
10	100	0,10	0,158	0,020	2000,0	1580,0	420,0
11	100	0,11	0,158	0,020	2000,0	1738,0	262,0
12	100	0,12	0,158	0,020	2000,0	1896,0	104,0
<b>13</b>	<b>100</b>	<b>0,13</b>	<b>0,158</b>	<b>0,020</b>	<b>2000,0</b>	<b>2054,0</b>	<b>-54,0</b>
14	100	0,14	0,158	0,020	2000,0	2212,0	-212,0
15	100	0,15	0,158	0,020	2000,0	2370,0	-370,0
16	100	0,16	0,158	0,020	2000,0	2528,0	-528,0
17	100	0,17	0,158	0,020	2000,0	2686,0	-686,0
18	100	0,18	0,158	0,020	2000,0	2844,0	-844,0
19	100	0,19	0,158	0,020	2000,0	3002,0	-1002,0
20	100	0,20	0,158	0,020	2000,0	3160,0	-1160,0

Nella Figura 4.3 sono riportate le curve dell'andamento della costante  $K = Y/\epsilon_{tot}$  al variare della suddetta distanza  $d$  ed in funzione del rapporto Y/Q. In base ai precedenti ragionamenti, per ogni valore del rapporto Y/Q si intende una sollecitazione verticale (Q) costante di 100 kN ed una trasversale (Y) variabile da 10 ÷ 140 kN. Come si vede dalle curve della Figura 4.3 al variare della distanza  $d$  il valore di  $K$  rimane costante al variare del rapporto Y/Q. L'unica zona del grafico in cui il valore di  $K$  cambia repentinamente è per circa valori di  $Y/Q < 0,2$ . Questo risultato è perfettamente in accordo con quanto mostrato in Tabella 4.1. Per quanto riguarda

i valori delle curve della costante  $K$ , aumentando la distanza  $d$  tra gli estensimetri si ha un progressivo aumento delle deformazioni globalmente registrate e quindi una conseguente diminuzione del valore del rapporto tra forza trasversale ( $Y$ ) e deformazione ( $\epsilon_{tot}$ ).

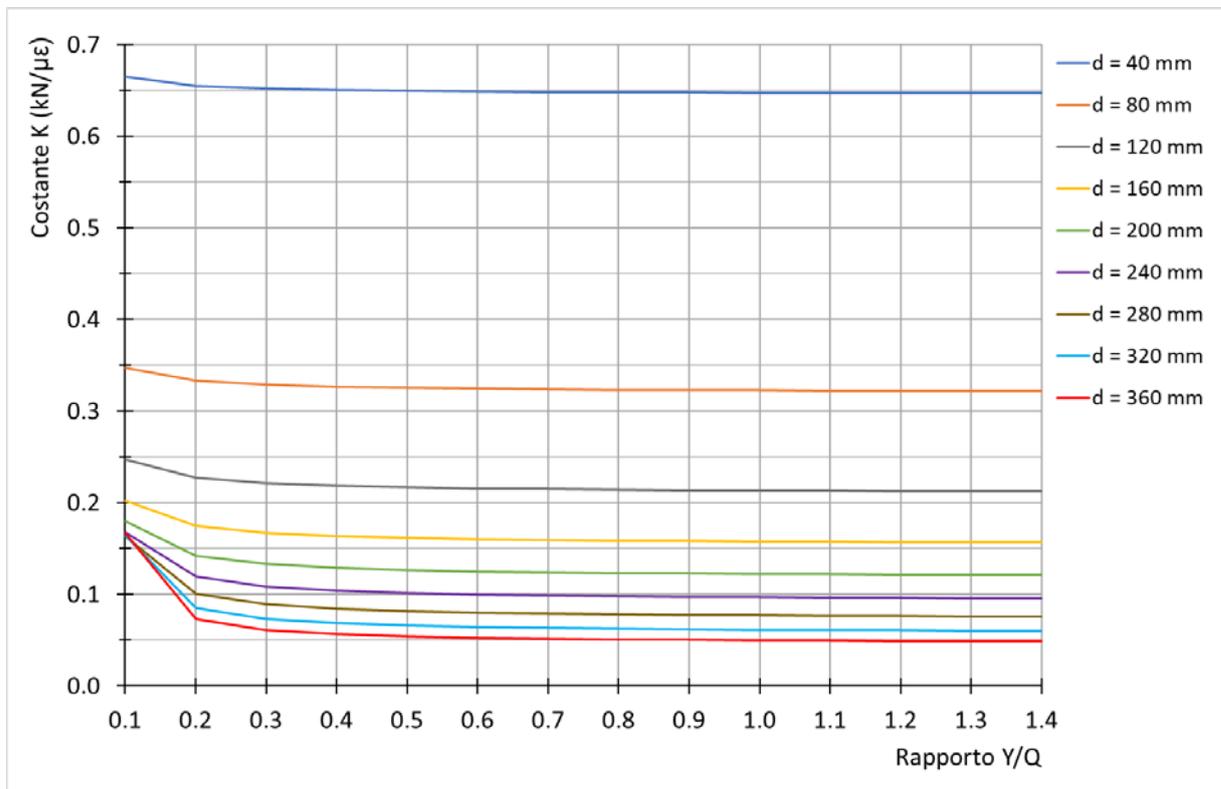


Figura 4.3 – Andamento della costante  $K$  in base al rapporto  $Y/Q$  ed alla distanza  $d$  degli estensimetri [31]

#### 4.1.2 Stima dell'influenza del punto di applicazione del carico verticale sulle misure

Per valutare inoltre con maggiore dettaglio l'influenza del punto di applicazione della sollecitazione verticale ( $Q$ ) sui risultati delle misure, si è scelto di realizzare alcune simulazioni applicando solamente la forza verticale e cambiando il punto di applicazione sul fungo. Si ricorda (Paragrafo 3.3.1) che la combinazione estensimetrica del metodo della "suola" è stata studiata in maniera tale che in presenza della sola forza verticale ( $Q$ ) venga restituito un valore di deformazione misurato pressoché nullo ( $\epsilon_{tot} \approx 0$ ). In Figura 4.4. è riportato l'andamento delle deformazioni globalmente misurate al variare della distanza  $d$  tra gli estensimetri e al variare del punto di applicazione di una sollecitazione verticale ( $Q = 100$  kN). Come si vede quando il carico verticale è applicato perfettamente sull'asse di simmetria  $z$  della sezione della rotaia (Figura 4.4, curva verde) il sistema restituisce come risultato un valore di deformazione pressoché nullo al variare della distanza  $d$ . Viceversa, quando il carico verticale è applicato a 20 mm dall'asse  $z$  di simmetria, come effettuato per le precedenti simulazioni, il sistema restituisce un valore di deformazione non-nullo, che aumenta all'aumentare della distanza  $d$ . Questi risultati dimostrano che l'influenza del punto di applicazione della sollecitazione

verticale ( $Q$ ) sulle misure aumenta all'aumentare della distanza di incollaggio degli estensimetri sulla superficie superiore della rotaia. La condizione ottimale, per annullare in parte gli effetti della non conoscenza del punto di applicazione della forza verticale ( $Q$ ) nella realtà, è quindi quella in cui gli effetti di tale scostamento dallo zero sono ridotti al minimo.

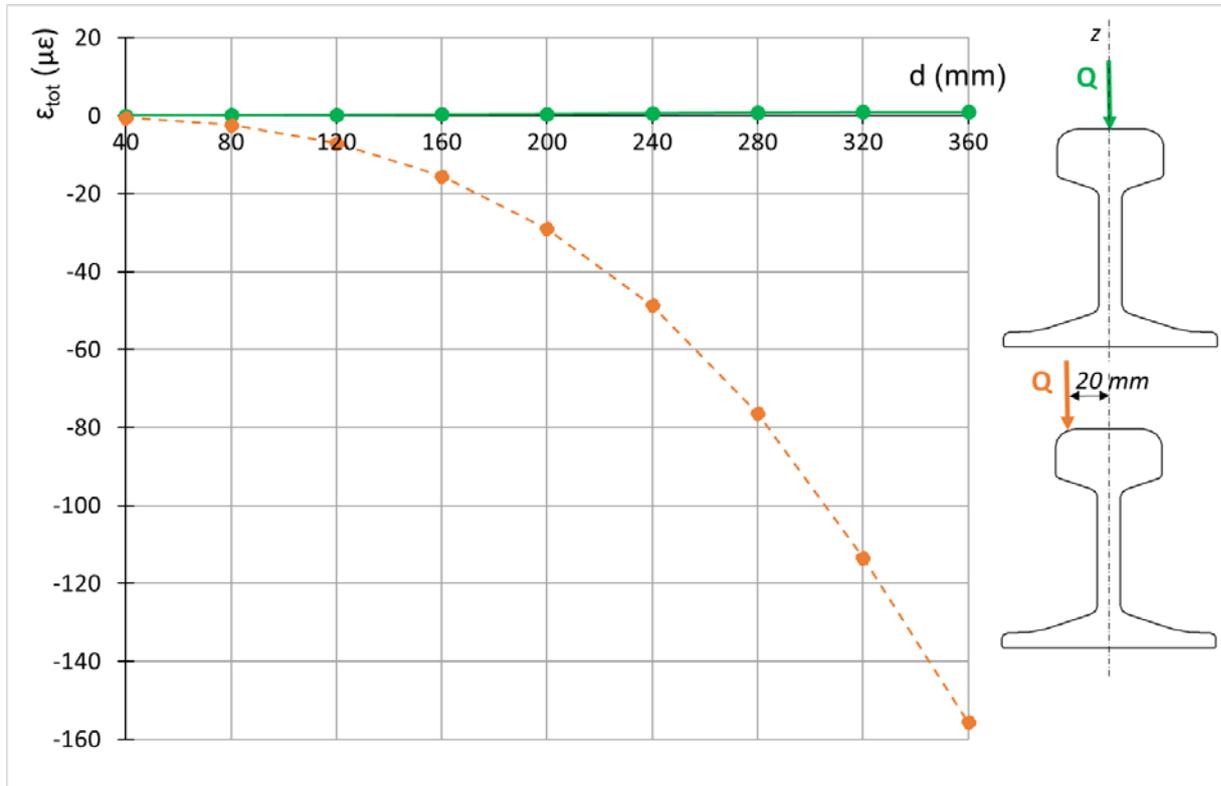


Figura 4.4 – Influenza del punto di applicazione della forza verticale ( $Q = 100$  kN) sul risultato delle misure [31]

#### 4.1.3 Stima dell'incertezza di misura

Il passo successivo è stata l'elaborazione dei dati delle simulazioni al fine di stimare l'incertezza di misura del metodo. In Figura 4.5 è riportato l'andamento dell'errore percentuale sulla stima della forza trasversale ( $Y$ ) al variare del rapporto  $Y/Q$  per una distanza  $d$  tra gli estensimetri pari a 120 mm. Si è scelta la distanza di 120 mm per poter avere un diretto confronto con i risultati, anche sperimentali del Capitolo 3, e perché in base al grafico di Figura 4.3 risulta essere una posizione poco influenzata dal punto di applicazione della sollecitazione verticale ( $Q$ ) sul fungo.

Analizzando la Figura 4.5 è possibile notare come si abbia un brusco incremento dell'errore per valori di  $Y/Q < 0,2$  come analogamente mostrato dall'andamento della costante  $K$  nel Paragrafo 4.1.1. Per valori superiori del rapporto  $Y/Q$  l'errore percentuale rimane confinato in termini assoluti al di sotto del 5%, valore più che accettabile. La curva dell'errore è stata costruita considerando un valore della costante  $K$  pari a 0,213. In fase di taratura, scegliendo opportunamente tale valore è possibile inoltre modificare in parte l'andamento della curva dell'errore, andando a minimizzare lo scarto per i valori di  $Y/Q$  di maggiore interesse.

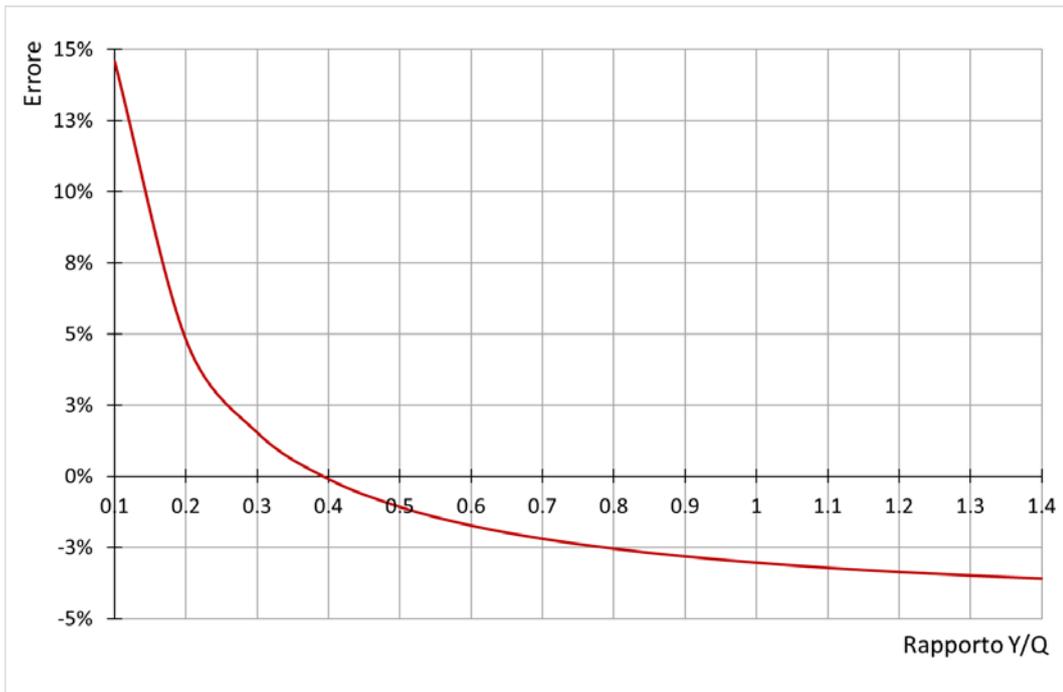


Figura 4.5 – Andamento dell'errore % sulla stima della forza trasversale (Y) al variare del rapporto  $Y/Q$  per una distanza  $d$  degli estensimetri pari a 120 mm [31]

## 4.2 La validazione sperimentale dei risultati

Una volta concluse le nuove simulazioni agli elementi finiti, si è realizzata una nuova campagna di prove sperimentali al banco di taratura per sale montate (vedere Capitolo 3). In questo caso le acquisizioni sono state effettuate in continuo nel tempo, settando l'unità di acquisizione dati ad una frequenza di 100 Hz. Le nuove prove condotte, come quelle in precedenza, sono state sempre di tipo quasi statico. Le sollecitazioni sono state applicate con continuità a piccoli intervalli temporali.

Per semplificare l'esecuzione della nuove prove sperimentali al banco, la posizione e la configurazione degli estensimetri sulla suola (Figura 4.6), utilizzata nel Capitolo 3, è rimasta invariata ( $d = 120$  mm). Per il ponte di Wheatstone si è utilizzato il collegamento a ponte completo con un solo canale di acquisizione dati.

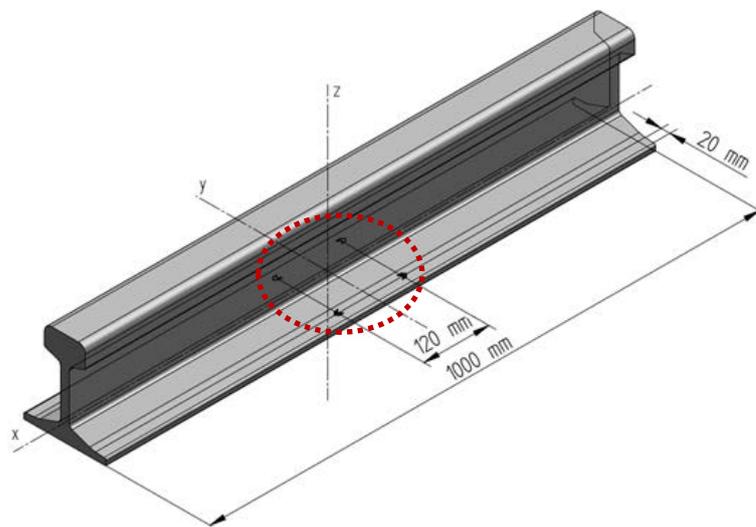


Figura 4.6 – Posizione degli estensimetri sulla suola del segmento di rotaia di un metro [31]

Per semplicità espositiva, si porta nuovamente in Figura 4.7 lo schema di applicazione dei carichi da parte del banco di taratura descritto nel Capitolo 3. La sollecitazione verticale ( $Q_b$ ) e trasversale ( $H$ ) sono applicati alla rotaia attraverso la sala montata. L'intero sistema dal punto di vista vincolare risulta isostatico: il punto A si può schematizzare attraverso una cerniera mentre il punto B da un pattino scorrevole. I carichi applicati sono misurati da quattro celle di carico delle quali, due ( $C_{b1}$ ,  $C_{b2}$ ) sono dedicata alla misura della sollecitazione verticale ( $Q_b$ ), una ( $C_H$ ) alla misura di quella trasversale ( $H$ ) ed un'altra ( $C_2$ ) a quella della misura della reazione della rotaia ( $Q_2$ ). Le sollecitazioni verticale ( $Q$ ) e trasversale ( $Y$ ), realmente applicate nel punto di contatto ruota-rotaia, sono state calcolate partendo dalle reazioni misurate dalle celle di carico e considerando l'angolo di posa di  $1/20$ .

In Figura 4.8 è riportato invece l'andamento delle sollecitazioni applicate dal banco nel tempo insieme al valore delle deformazioni globalmente registrate dal ponte estensimetrico ( $\epsilon_{tot}$ )

insieme al valore della costante  $K$ . Il grafico si compone di due assi delle ordinate: sull'asse destro è riportato il valore delle deformazioni in  $\mu\epsilon$ , mentre sull'asse sinistro il valore delle forze espresse in kN.

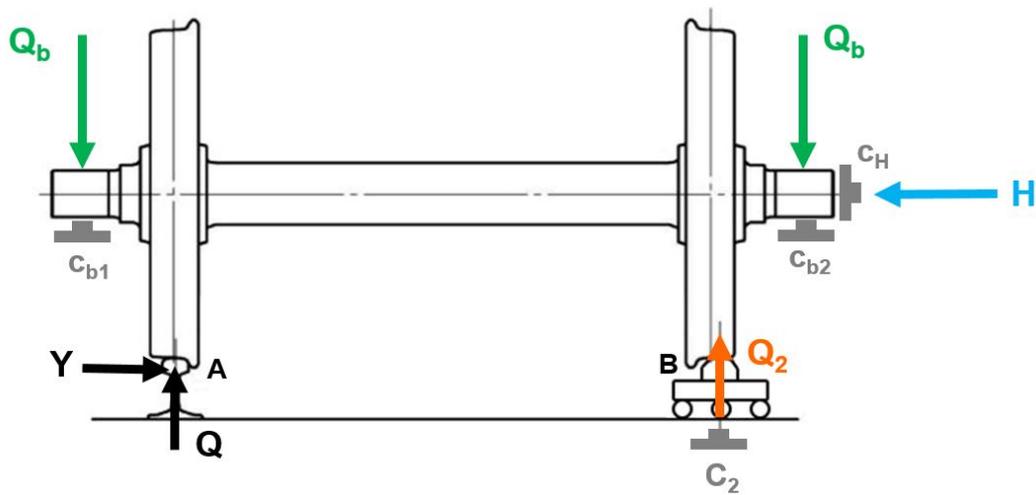


Figura 4.7 – Schema di applicazione delle sollecitazioni attraverso il banco di taratura per sale montate

Nel grafico di Figura 4.8 è possibile notare che quando il banco applica una sollecitazione laterale ( $H$ ) alla sala montata, il ponte estensimetrico del sistema della “suola” inizia la sua misura che segue perfettamente la forma dell’andamento della forza trasversale applicata (curva rossa e curva azzurra). Nella prima parte del grafico invece, quando è applicata solamente una sollecitazione verticale ( $Q$ ), il ponte estensimetrico misura un valore di deformazione negativo, correttamente figlio del punto di applicazione della sollecitazione stessa (vedere Paragrafo 4.1.2). Questo valore negativo di deformazione è anche direttamente connesso alla presenza dell’angolo di posa di  $1/20$  ed alla componente trasversale che genera sulla rotaia.

Dal grafico è inoltre possibile notare altri due aspetti. Il primo riguarda la presenza della costante  $K$  e del suo valor medio molto simile a quello ottenuto attraverso le nuove simulazioni (indice della bontà della modellazione agli elementi finiti). Il valore di  $K$  si mantiene inoltre costante proprio nell’intervallo di  $Y/Q > 0,2$ . Il secondo aspetto riguarda invece l’andamento della reazione  $Q_2$  misurata dalla cella di carico del banco nel punto di contatto B. Come si vede nel grafico, al momento in cui viene applicata una spinta laterale ( $H$ ), il valore di tale reazione decresce progressivamente. Questo fatto è del tutto logico e corretto, perché in base allo schema vincolare del banco di taratura, quando si applica una forza laterale ( $H$ ) la sala montata si inclina facendo perno sulla cerniera del punto A, riducendo il valore della forza registrato dalla cella di carico  $C_2$ . Nel contempo il valore delle sollecitazioni verticali ( $Q_b$ ) applicate dal banco sui fuselli della sala montata rimane costante, perché il circuito idraulico del banco stesso è realizzato al fine di mantenere costante il valore della forza scelta.

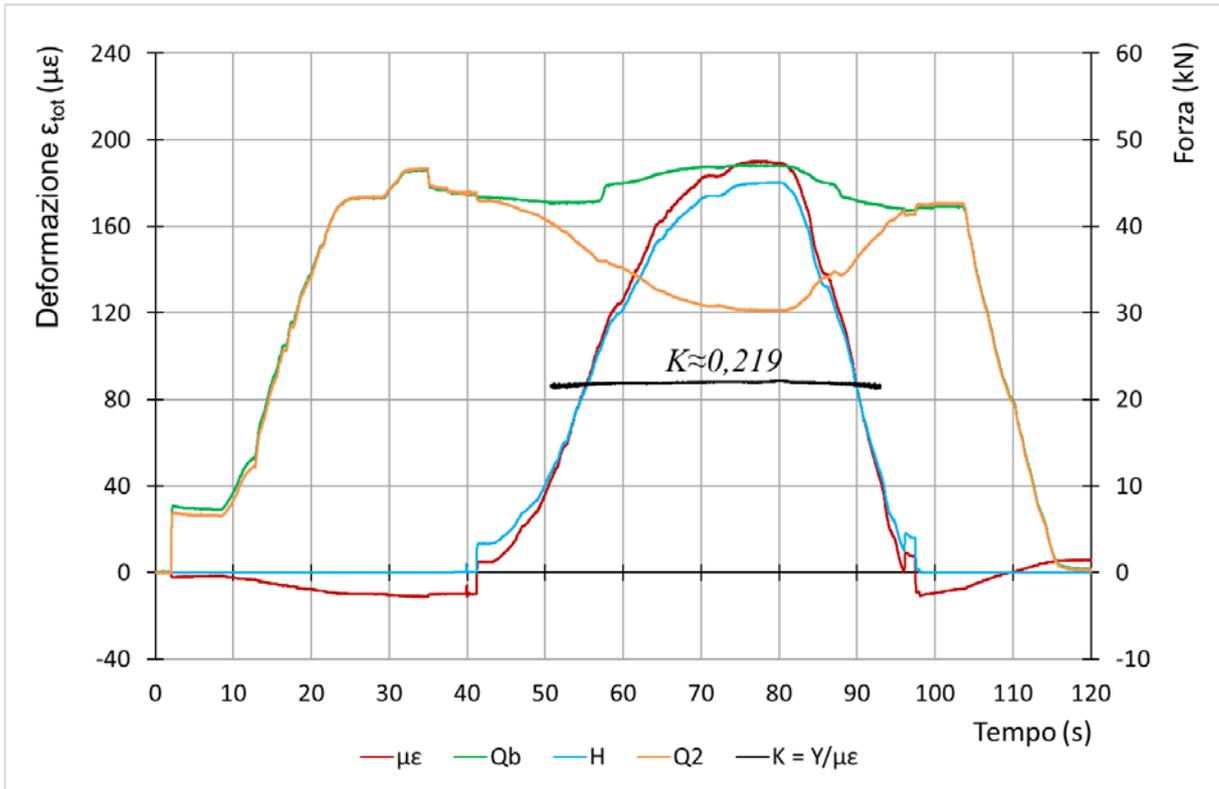


Figura 4.8 – Andamento sperimentale delle sollecitazioni applicate dal banco di taratura insieme alle deformazioni globalmente registrate ed alla costante K [31]

Come per le simulazioni agli elementi finiti, è stata valutata l'incertezza di misura sulla stima della sollecitazione trasversale ( $Y$ ) anche per le prove sperimentali (Figura 4.9).

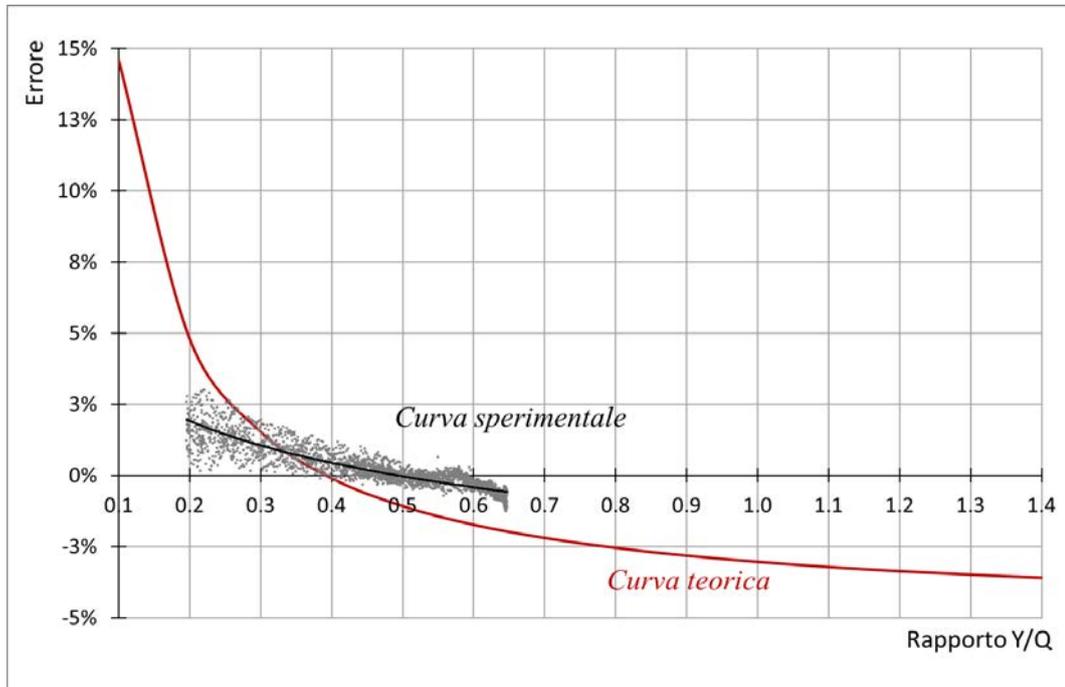


Figura 4.9 – Confronto tra l'andamento teorico e sperimentale dell'errore % sulla stima della forza trasversale ( $Y$ ) al variare del rapporto  $Y/Q$  per una distanza  $d$  degli estensimetri pari a 120 mm [31]

In Figura è riportato il confronto tra la curva teorica e quella sperimentale. Quest'ultima curva è stata realizzata interpolando i risultati puntuali delle diverse prove e considerando il valor medio assunto dalla costante  $K$  nell'intervallo  $0,2 < Y/Q < 0,65$  e pari a  $0,219 \text{ kN}/\mu\epsilon$ . Purtroppo le capacità operative del banco di taratura hanno limitato il valore massimi delle sollecitazioni ( $40 \div 50 \text{ kN}$ ) ed il rapporto  $Y/Q$  non ha potuto superare il valore di  $0,65$ . In ogni caso è possibile constatare dall'andamento dei risultati sperimentali, che l'incertezza di misura ha in linea di massima lo stesso comportamento evidenziato teoricamente attraverso le simulazioni.

Un ulteriore verifica sperimentale è stata effettuata traslando il segmento di rotaia tra le piastre di fissaggio del banco di taratura (Figura 4.10). Questa procedura si è resa necessaria perché come ampiamente già detto nel Capitolo 3, il banco non consente lo spostamento del punto di applicazione delle sollecitazioni lungo l'asse longitudinale  $x$  della rotaia. Per determinare quindi in parte il comportamento delle deformazioni lungo tale asse si è deciso di traslare la rotaia. La traslazione tra le piastre di fissaggio non ha cambiato in alcun modo la tipologia di vincoli della rotaia, né tanto meno le modalità di applicazione delle sollecitazioni, che sono sempre state applicate al centro delle piastre nella campata di misura (Figura 4.10). Nella Tabella 4.2 sono indicate le posizioni in cui è stata traslata la rotaia.

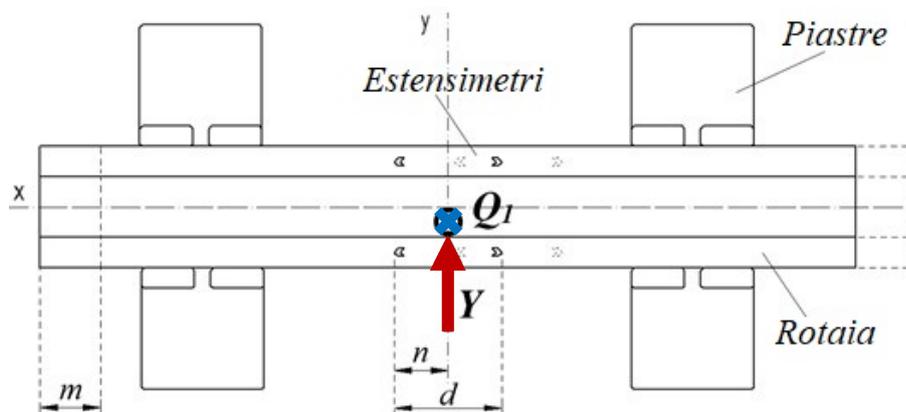


Figura 4.10 – Posizione del segmento di rotaia tra le piastre di fissaggio [31]

Tabella 4.2 – Posizione del segmento di rotaia di un metro tra le piastre di fissaggio [31]

Posizione	Distanza d	Distanza m	Distanza $n = (d/2) - m$	Costante $K=Y/\epsilon_{tot}$
	mm	mm	mm	$\text{kN}/\mu\epsilon$
P0	120	0	+ 60	0,219
P20	120	+ 20	+ 40	0,219
P80	120	+ 80	- 20	0,195
P140	120	+ 140	- 80	0,182

Come fatto per il caso della posizione P0 (Figura 4.8), nelle Figura 4.11 ÷ 4.13 si riporta l'andamento delle sollecitazioni applicate dal banco nel tempo insieme al valore delle

deformazioni globalmente registrate dal ponte estensimetrico ( $\epsilon_{tot}$ ) insieme al valore della costante  $K$ . Anche in questo caso è possibile rilevare per le deformazioni lo stesso comportamento descritto in precedenza. L'unica differenza che si nota è il differente valore della costante  $K$  al traslare della rotaia tra le piastre. Come si vede il valore di  $K$  rimane pressoché costante solo per la posizione P20, mentre per la posizione P80 e P140 si modifica drasticamente. Questo risultato indica che la configurazione estensimetrica del ponte di Wheatstone del metodo della "suola" è in grado di compensare automaticamente, entro certi limiti, in questo caso quantificabili in  $\pm 20$  mm, una non perfetta posizione della rotaia tra le piastre di fissaggio.

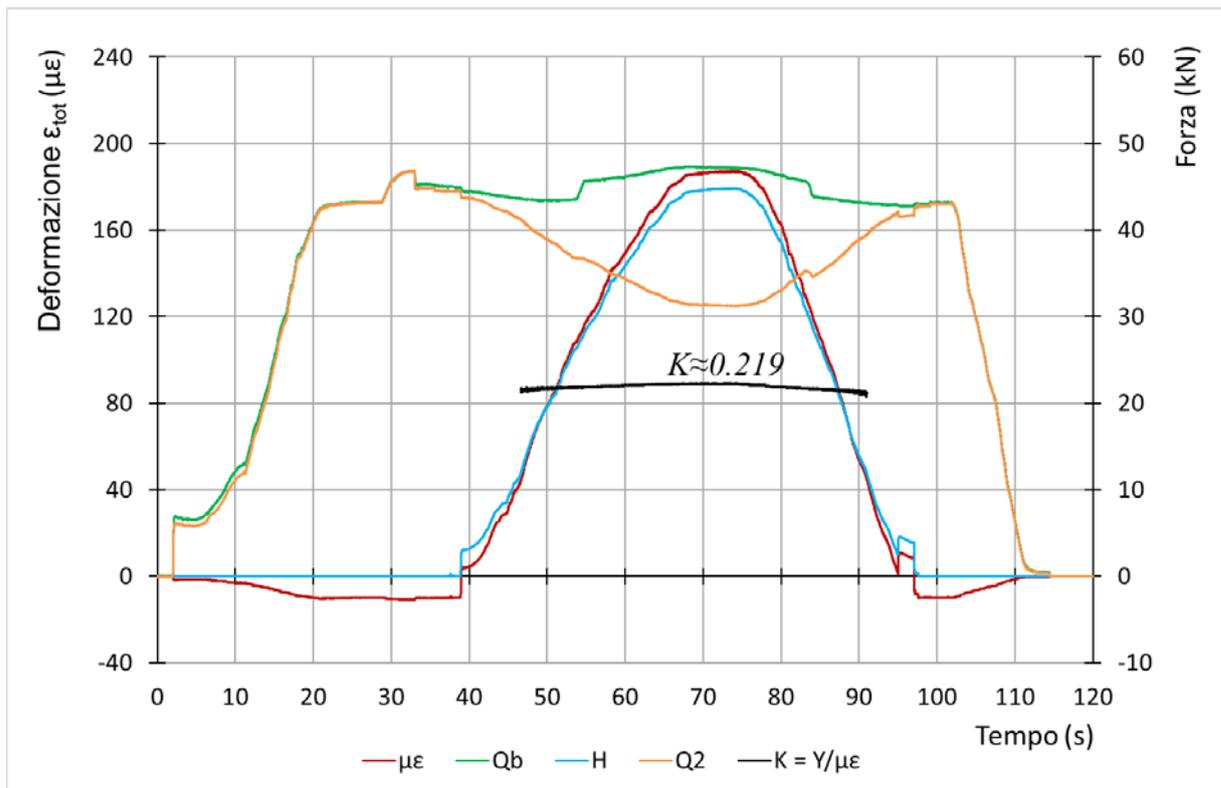


Figura 4.11 – Andamento sperimentale delle sollecitazioni applicate dal banco di taratura insieme alle deformazioni globalmente registrate ed alla costante  $K$  (posizione 20) [31]

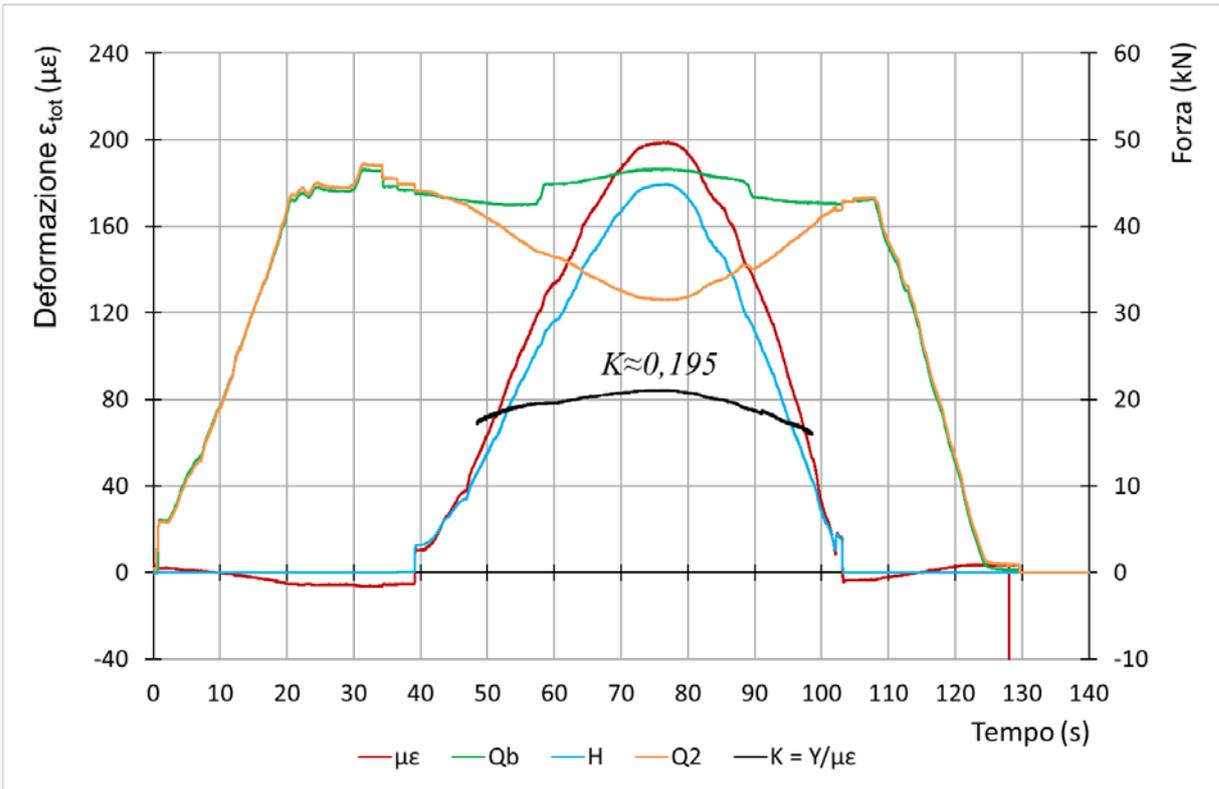


Figura 4.12 – Andamento sperimentale delle sollecitazioni applicate dal banco di taratura insieme alle deformazioni globalmente registrate ed alla costante K (posizione 80) [31]

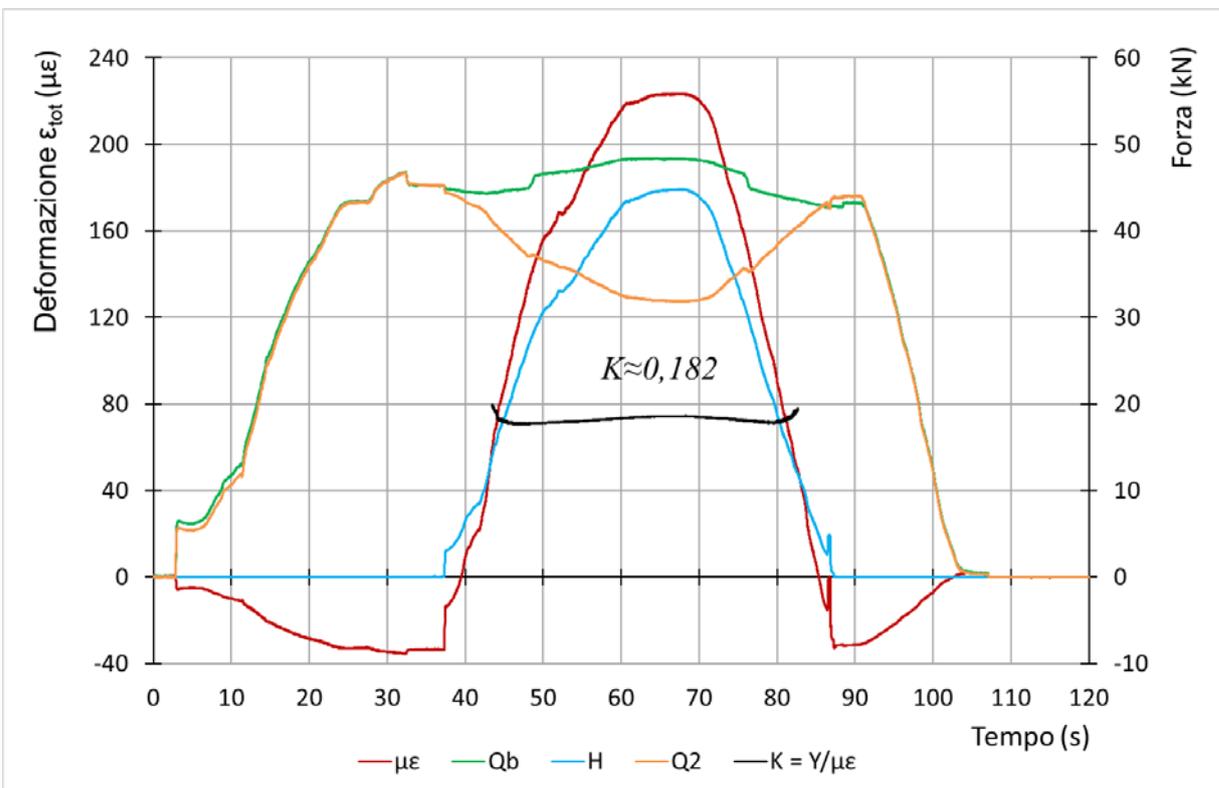


Figura 4.13 – Andamento sperimentale delle sollecitazioni applicate dal banco di taratura insieme alle deformazioni globalmente registrate ed alla costante K (posizione 140) [31]

### 4.3 La valutazione della robustezza del sistema di misura: Design of Experiments

In questo paragrafo verrà valutata la robustezza del sistema di misura basato sul metodo della "suola" applicando le tecniche di progettazione ed analisi degli esperimenti del Design of Experiments (DOE) [33].

Oggi giorno la progettazione degli esperimenti attraverso tecniche DOE trova applicazione in molti settori. La progettazione mirata delle prove è infatti uno dei metodi più efficaci per comprendere il funzionamento di sistemi fisici complessi. È possibile applicare questo tipo di analisi, oltre che alle classiche prove sperimentali, anche ad esperimenti virtuali, come ad esempio alle simulazioni agli elementi finiti. La principale differenza, rispetto una prova sperimentale, è il risultato deterministico a cui conduce una simulazione virtuale al computer, essendo quest'ultima priva dell'incertezza di misura. Nonostante ciò, l'utilizzo di appositi piani fattoriali consente, anche nel caso di simulazioni virtuali, di distinguere ed analizzare gli effetti che le singole variabili hanno su un sistema e verificare la presenza di eventuali interazioni.

#### 4.3.1 Scelta del piano fattoriale e della variabile di risposta

Il primo passo da compiere per impostare un'analisi DOE è la scelta del piano fattoriale degli esperimenti. Uno dei piani più utilizzati nella pratica è il piano fattoriale ad  $n$  fattori, ciascuno di essi a 2 livelli. Una completa combinazione di tutti fattori per ciascun livello comporta  $2^n$  prove sperimentali o, nel nostro caso, simulazioni. Considerano solo 2 livelli per ogni fattore, è necessario ipotizzare inoltre che la risposta del sistema, nell'intervallo preso ad esame, sia più o meno lineare.

Nel nostro caso è stata considerata come variabile di risposta del sistema di misura il rapporto  $K$  tra sollecitazione trasversale ( $Y$ ) e deformazione ( $\epsilon_{tot}$ ) misurata dal ponte estensimetrico. Per quanto riguarda i fattori del sistema si è scelto di analizzare il coefficiente di svio ( $Y/Q$ ), lo stato del profilo geometrico del fungo ( $S$ ) e la rigidità sotto rotaia ( $R$ ). Ne risulta quindi che il piano fattoriale da adottare è  $2^3$ . Come mostrato dalla Tabella 4.3, questo piano produce un totale di 8 combinazioni. I simboli (+) e (-) sono stati utilizzati per indicare il livello "alto" o "basso" di ciascun fattore. Il piano fattoriale  $2^3$  rappresenta nel complesso un piano con 7 gradi di libertà [33], di cui tre sono legati alle variabili principali ( $Y/Q$ ,  $S$  ed  $R$ ) e quattro alle loro interazioni ( $Y/Q-S$ ,  $Y/Q-R$ ,  $S-R$ ,  $Y/Q-S-R$ ).

Grazie a questa impostazione metodologica è stato possibile esprimere i risultati delle simulazioni agli elementi finiti attraverso un modello di regressione lineare, rappresentante il comportamento della rapporto  $K$  al variare dei suddetti fattori.

Tabella 4.3 – Schema teorico del piano fattoriale 2<sup>3</sup>

Test	Fattori			Variabile di risposta
	Y/Q	S	R	$K = Y/\epsilon$
1	-	-	-	$K_1$
2	-	-	+	$K_2$
3	-	+	-	$K_3$
4	-	+	+	$K_4$
5	+	-	-	$K_5$
6	+	-	+	$K_6$
7	+	+	-	$K_7$
8	+	+	+	$K_8$

Considerando quindi con suddetto piano fattoriale, sono stati scelti 2 livelli per ogni fattore. Il coefficiente di svio (Y/Q) è stato fatto variare tra 0,1 e 1,2 (limite massimo previsto dalla norma EN 14363), per lo stato del profilo geometrico del fungo (S) ci si è invece basati su quanto esposto nel Paragrafo 3.3.2 per quanto riguarda un profilo nuovo (-) ed uno usurato (+), mentre per la rigidezza sotto rotaia (R) si è scelto un intervallo compreso tra i 50 ed i 150 MN/m, corrispondenti rispettivamente ad un cedimento del binario di 1 mm per 5 tonnellate e di 1 mm per 15 tonnellate. L'elenco delle combinazioni del piano fattoriale è riportato nella Tabella 4.4. Tutte le simulazioni sono state effettuate applicando il modello agli elementi finiti descritto nel Paragrafo 4.1.

Tabella 4.4 – Piano fattoriale 2<sup>3</sup>

Test	Carichi applicati nelle simulazioni		Fattori			Variabile di risposta
	Forza laterale Y	Forza verticale Q	Y/Q	S	R	$K = Y/\epsilon$
	[kN]	[kN]	/	/	[MN/m]	[kN/ $\mu\epsilon$ ]
1	10	100	0,1	Nuovo	50	$K_1$
2	10	100	0,1	Nuovo	150	$K_2$
3	10	100	0,1	Usurato	50	$K_3$
4	10	100	0,1	Usurato	150	$K_4$
5	120	100	1,2	Nuovo	50	$K_5$
6	120	100	1,2	Nuovo	150	$K_6$
7	120	100	1,2	Usurato	50	$K_7$
8	120	100	1,2	Usurato	150	$K_8$

L'analisi delle interazioni tra variabili controllabili e non controllabili, è il cuore dell'analisi della robustezza di un sistema. Per questo motivo, un modello di risposta deve prevedere al suo interno entrambe le tipologie di variabili e le loro mutue interazioni. Il vantaggio che offre un'analisi DOE è proprio quello di considerare una variabile non controllabile come

controllabile ed inserirla insieme alle altre nel modello di regressione. Questo è quello che è stato precedentemente fatto considerando lo stato della rotaia (S) come variabile controllabile.

### 4.3.2 Fattori principali e studio delle interazioni

L'effetto di un singolo fattore può essere definito come la differenza tra i due valori assunti dalla variabile di risposta in corrispondenza dei differenti livelli assunti dal stesso fattore. Ad esempio riferendoci ai dati numerici di Tabella 4.5, l'effetto del coefficiente di svio (Y/Q) è dato dalla differenza tra il valor medio della variabile di risposta  $K$  al livello "basso" (-) ed al livello "alto" (+). In questo caso, passato da livello "basso" a quello "alto" si ottiene un incremento del valore della variabile di risposta. Analizzando il comportamento dei restanti fattori, possiamo assumere che gli effetti principali sulla variabile di risposta sono dati dal coefficiente di svio (Y/Q) e dallo stato del profilo geometrico del fungo (S). La rigidezza sotto rotaia (R) si è dimostrata invece ininfluenza sui valori del rapporto  $K$ . In alcuni casi, la differenza tra il valore medio della variabile di risposta assunta in due livelli di un fattore non rimane costante al variare dei livelli degli altri fattori. Questo comportamento indica l'esistenza di una interazione tra alcuni fattori. Sempre riferendoci alla Tabella 4.5, si può vedere come gli effetti del coefficiente di svio (Y/Q) dipendono dai livelli stato del profilo geometrico del fungo (S) e viceversa, circostanza che invece non si verifica per la rigidezza sotto rotaia (R).

Tabella 4.5 - Analisi degli effetti principali dei fattori

Test	Fattori			Variabile di risposta
	Y/Q	S	R	$K = Y/\epsilon$
1	-	-	-	0,210
2	-	-	+	0,210
3	-	+	-	0,437
4	-	+	+	0,438
5	+	-	-	0,210
6	+	-	+	0,210
7	+	+	-	0,215
8	+	+	+	0,215
$\bar{m} (-)$	0,324	0,210	0,268	
$\bar{m} (+)$	0,212	0,326	0,268	
$\overline{\Delta m}$	0,111	-0,116	0,000	

$$\overline{\Delta m}_{Y/Q} = \bar{m}_{Y/Q}(-) - \bar{m}_{Y/Q}(+) = \frac{K_1 + K_2 + K_3 + K_4}{4} - \frac{K_5 + K_6 + K_7 + K_8}{4} = 0,111 \quad (4.1)$$

$$\overline{\Delta m}(S) = \bar{m}_S(-) - \bar{m}_S(+) = \frac{K_1 + K_2 + K_5 + K_6}{4} - \frac{K_3 + K_4 + K_7 + K_8}{4} = -0,116 \quad (4.2)$$

$$\overline{\Delta m}(R) = \overline{m}_R(-) - \overline{m}_R(+) = \frac{K_1 + K_3 + K_5 + K_7}{4} - \frac{K_2 + K_4 + K_6 + K_8}{4} = 0,000 \quad (4.3)$$

L'analisi dell'interazioni tra due fattori può quindi essere fatta analiticamente studiando i valori assunti dalla variabile di risposta, e graficamente rappresentandoli su un piano cartesiano. Per quanto riguarda l'interazione tra il rapporto (Y/Q) e stato del profilo geometrico del fungo (S) i risultati numerici sono riportati in Tabella 4.6, mentre nelle Figure 4.14 ÷ 4.16 è rappresentato lo l'analisi delle interazioni dal punto di vista grafico. I segmenti tra loro non parallelo stanno ad indicare la presenza di un'interazione tra i fattori, viceversa i segmenti paralleli indicano l'assenza di interazione.

Tabella 4.6 – Analisi dell'interazione tra Y/Q ed S

	$\overline{S} (-)$	$\overline{S} (+)$
$\overline{Y/Q} (-)$	$\frac{K_1 + K_2}{2} = 0,210$	$\frac{K_3 + K_4}{2} = 0,437$
$\overline{Y/Q} (+)$	$\frac{K_5 + K_6}{2} = 0,210$	$\frac{K_7 + K_8}{2} = 0,215$

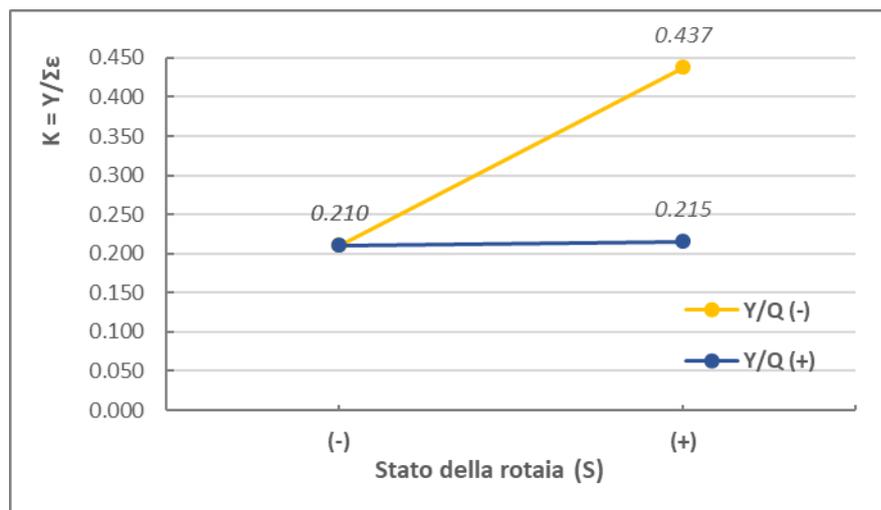


Figura 4.14 – Analisi dell'interazione tra Y/Q ed S

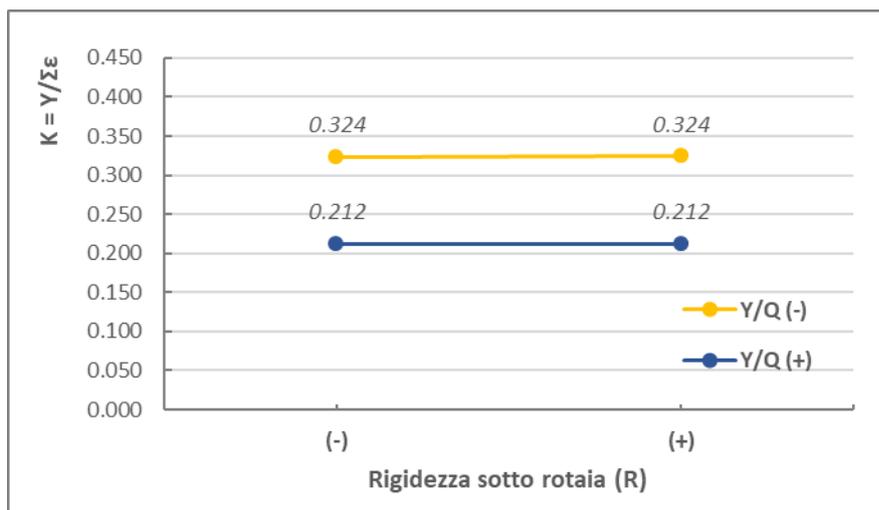


Figura 4.15 – Analisi dell'interazione tra Y/Q e R

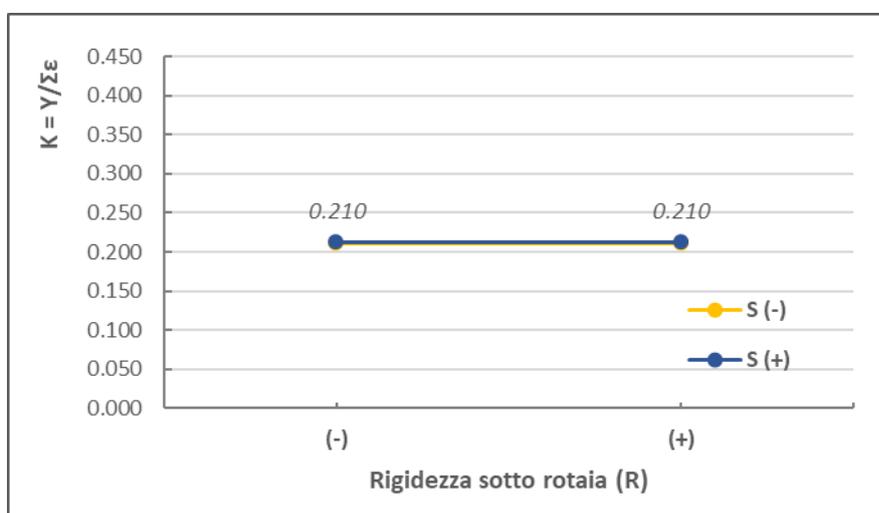


Figura 4.16 – Analisi dell'interazione tra S e R

Una volta identificata l'esistenza di un'interazione tra due fattori (Y/Q ed S), il passo successivo dell'analisi DOE è quello di quantificare la significatività di tale interazione. La significatività degli effetti sulla variabile di risposta può essere calcolata attraverso lo studio della varianza ( $\sigma$ ). La Tabella 4.7, rispetto a quelle precedenti, contiene una colonna aggiuntiva dedicata per quest'ultima analisi. La nuova tabella nel suo complesso è stata costruita tenendo conto delle proprietà implicite delle matrici ortogonali utilizzate nel DOE [33]: una volta noti i segni per i livelli dei fattori principali, i segni delle restanti colonne si determinano moltiplicando le colonne precedenti riga per riga, attraverso la regola dei segni. Ad esempio i segni della colonna Y/Q-S sono il risultato della moltiplicazione della colonna Y/Q ed S. Analizzando la varianza della colonna Y/Q-S si nota che l'interazione tra questi due fattori è significativa. Questo vuol dire che l'interazione deve essere tenuta in conto, insieme ai fattori principali, nella costruzione del modello di regressione per la stima della variabile di risposta  $K$ .

Tabella 4.6 – Analisi della significatività delle interazioni

Test	Fattori ed interazioni							Variabile di risposta
	Y/Q	S	Y/Q-S	R	Y/Q-R	R-S	Y/Q-R-S	K = Y/ε
1	-	-	+	-	+	+	-	0,210
2	-	-	+	+	-	-	+	0,210
3	-	+	-	-	+	-	+	0,437
4	-	+	-	+	+	+	-	0,438
5	+	-	-	-	-	+	+	0,210
6	+	-	-	+	+	-	-	0,210
7	+	+	+	-	-	-	-	0,215
8	+	+	+	+	-	+	+	0,215
$\bar{\sigma} (-)$	0,131	0,000	0,131	0,113	0,113	0,113	0,113	
$\bar{\sigma} (+)$	0,003	0,129	0,003	0,113	0,113	0,113	0,113	
$\Delta\bar{\sigma}$	0,128	-0,128	0,129	0,000	0,000	0,000	0,000	

### 4.3.3 Modello di regressione

Utilizzando il piano fattoriale  $2^n$  è possibile esprimere i risultati di un'analisi DOE in termini di modello di regressione. Un tipico modello di regressione lineare è rappresentato dalla espressione (4.4), dove la variabile  $x_i$  rappresenta i fattori principali, il prodotto  $x_i x_j$  le mutue interazioni, i termini  $\beta_i$  i coefficienti di regressione e la variabile  $e$  l'errore.

$$f = \beta_0 + \sum \beta_i x_i + \sum \sum \beta_{ij} x_i x_j + e \quad (4.4)$$

Di solito, modelli lineari di regressione di questo tipo vengono calcolati applicando il metodo dei minimi quadrati. Per un piano fattoriale a 2 livelli, non è necessario inoltre che ci sia una perfetta linearità tra gli effetti dei fattori, perché il modello di regressione riesce a discriminare anche piccole non linearità delle variabili.

L'equazione (4.5) riporta il modello di regressione lineare calcolato in base ai risultati delle analisi del paragrafo precedente. All'interno del modello si è considerato il coefficiente di svio (Y/Q), stato del profilo geometrico del fungo (S) e la loro mutua interazione (Y/Q-S). Il valore della rigidità sotto rotaia (R) è stato considerato fisso al livello "alto" (+) perché influente sul comportamento della variabile di risposta. Se fosse stato considerato fisso al livello "basso" (-) il risultato del modello non sarebbe cambiato.

$$K(Y/Q; S) = 0,334 - 0,101 (Y/Q) + 0,124 (S) - 0,101 (Y/Q)(S) \quad (4.5)$$

Al fine di verificare l'efficacia del modello di regressione appena calcolato, sono state effettuate ulteriori simulazioni, aggiungendo al piano fattoriale  $2^3$  dei punti centrali [33]. I punti

centrali vengono più volte utilizzati per verificare il comportamento del modello di regressione all'interno dell'intervallo di variazione delle variabili e per verificare il comportamento di eventuali non linearità. Nelle nuove simulazioni il valore rapporto (Y/Q) e della sono stati impostati a metà del loro intervallo di variazione, mentre lo stato del profilo geometrico del fungo (S) è stato considerato come per le altre prove "nuovo" ed "usurato" (Tabella 4.7).

Tabella 4.7 – Risultati delle simulazioni (punti centrali del piano fattoriale)

Test	Carichi applicati nelle simulazioni		Fattori			Deformazioni	Variabile di risposta
	Forza laterale Y	Forza verticale Q	Y/Q	S	R	$\epsilon$	$K = Y/\epsilon$
	[kN]	[kN]	/	/	[MN/m]	[ $\mu\epsilon$ ]	[kN/ $\mu\epsilon$ ]
9	55	100	0,55	Nuovo	100	262,0	0,210
10	55	100	0,55	Usurato	100	241,9	0,227

Nella Tabella 4.8 si riportano invece i risultati del calcolo del rapporto  $K$  applicando il modello di regressione, insieme ai relativi errori percentuali. I dati della tabella mostrano come il modello di regressione non sia in grado di riprodurre i risultati delle simulazioni condotte in uno dei due punti centrali della Tabella 4.7. Questa cosa indica che è presente una non linearità eccessiva all'interno dell'intervallo di variazione di uno dei fattori, e che il modello di regressione non è in grado di riprodurre questo effetto sulla variabile di risposta.

Tabella 4.8 – Risultati del modello di regressione lineare

Test	Fattori			Variabile di risposta	Modello di regressione	Errore
	Y/Q	S	R	$K = Y/\epsilon$	$K (Y/Q ; S)$	e
	/	/	[MN/m]	[kN/ $\mu\epsilon$ ]	[kN/ $\mu\epsilon$ ]	%
1	0,1	Nuovo	50	0,210	0,210	0,0
2	0,1	Nuovo	150	0,210	0,210	0,0
3	0,1	Usurato	50	0,437	0,437	0,0
4	0,1	Usurato	150	0,438	0,438	0,0
5	1,2	Nuovo	50	0,210	0,210	0,0
6	1,2	Nuovo	150	0,210	0,210	0,0
7	1,2	Usurato	50	0,215	0,215	0,0
8	1,2	Usurato	150	0,215	0,215	0,0
9	0,55	Nuovo	100	0,210	0,210	0,0
10	0,55	Usurato	100	0,227	0,346	+ 52,4

Per gli ridurre gli effetti della non linearità si è scelto di limitare l'intervallo di variazione del rapporto (Y/Q), scegliendo come valore minimo di partenza 0,2 (Tabella 4.9) e poi successivamente 0,3 (Tabella 4.10). Come si vede dalle tabelle riducendo l'intervallo di

variazione del rapporto (Y/Q), il valore della variabile di risposta  $K$  diminuisce proporzionalmente, riducendo gli effetti delle non linearità. Questo risultato è in accordo con l'andamento identificato per la costante  $K$  nella Figura 4.3 del Paragrafo 4.1.1.

Tabella 4.9 – Risultati delle simulazioni (punti centrali del piano fattoriale per Y/Q > 0,2)

Test	Carichi applicati nelle simulazioni		Fattori			Deformazioni	Variabile di risposta
	Forza laterale Y	Forza verticale Q	Y/Q	S	R	$\epsilon$	$K = Y/\epsilon$
	[kN]	[kN]	/	/	[MN/m]	[ $\mu\epsilon$ ]	[kN/ $\mu\epsilon$ ]
1'	20	100	0.2	Nuovo	50	93.5	0.210
2'	20	100	0.2	Nuovo	150	93.5	0.210
3'	20	100	0.2	Usurato	50	71.5	0.280
4'	20	100	0.2	Usurato	150	71.5	0.280

Tabella 4.10 – Risultati delle simulazioni (punti centrali del piano fattoriale per Y/Q > 0,3)

Test	Carichi applicati nelle simulazioni		Fattori			Deformazioni	Variabile di risposta
	Forza laterale Y	Forza verticale Q	Y/Q	S	R	$\epsilon$	$K = Y/\epsilon$
	[kN]	[kN]	/	/	[MN/m]	[ $\mu\epsilon$ ]	[kN/ $\mu\epsilon$ ]
1''	30	100	0.3	Nuovo	50	142.9	0.210
2''	30	100	0.3	Nuovo	150	142.9	0.210
3''	30	100	0.3	Usurato	50	120.2	0.250
4''	30	100	0.3	Usurato	150	120.2	0.250

L'equazione (4.6), riporta il nuovo modello di regressione costruito con i risultati di Tabella 4.10:

$$K(Y/Q ; S) = 0,236 - 0,019 (Y/Q) + 0,026 (S) - 0,019 (Y/Q)(S) \quad (4.6)$$

La Tabella 4.11 mostra invece i risultati ottenuti applicando il nuovo modello di regressione per la stima del rapporto  $K$  insieme ai relativi errori percentuali. Come si vede ora il modello di regressione è in grado di riprodurre anche i risultati delle simulazioni dei punti centrali. L'errore rispetto al primo dello di regressione è sceso dal 52,4% al 5,4%.

Tabella 4.11 – Risultati del modello di regressione lineare (Y/Q > 0,3)

Test	Fattori			Variabile di risposta	Modello di regressione	Errore
	Y/Q	S	K (Y/Q ; S)	$K = Y/\epsilon$	K (Y/Q ; S)	e
	/	/	[kN/ $\mu\epsilon$ ]	[kN/ $\mu\epsilon$ ]	[kN/ $\mu\epsilon$ ]	%
1''	0,3	Nuovo	50	0,210	0,210	0,0
2''	0,3	Nuovo	150	0,210	0,210	0,0
3''	0,3	Usurato	50	0,250	0,250	0,0

4"	0,3	Usurato	150	0,250	0,250	0,0
5	1,2	Nuovo	50	0,210	0,210	0,0
6	1,2	Nuovo	150	0,210	0,210	0,0
7	1,2	Usurato	50	0,215	0,215	0,0
8	1,2	Usurato	150	0,215	0,215	0,0
9	0,55	Nuovo	100	0,210	0,210	0,0
10	0,55	Usurato	100	0,227	0,240	+ 5,4

Per concludere l'analisi DOE si è infine costruita la superficie di risposta basata sull'equazione (4.6) del modello di regressione lineare (Figura 4.17 e 4.18) attraverso cui è possibile trarre importanti conclusioni sulla robustezza del sistema di misura basato sul metodo della "suola". Si vede infatti che per alti valori del coefficiente di svio ( $Y/Q$ ) il valore del rapporto  $K$  rimane pressoché costante a prescindere dallo stato del profilo geometrico del fungo ( $S$ ) e quindi del punto di contatto tra ruota e rotaia. Questo risultato può essere spiegato tenendo a mente che le sollecitazioni trasversali ( $Y$ ) influenzano maggiormente le deformazioni della suola rispetto alle sollecitazioni verticali ( $Q$ ), come discusso nel Paragrafo 4.1.1. Dall'altro canto, quando il rapporto ( $Y/Q$ ) si riduce, il valore del rapporto  $K$  cambia e non rimane più costante. Considerando che, ai fini della sicurezza della circolazione, i valori del coefficiente di svio ( $Y/Q$ ) che destano maggiore preoccupazione sono quelli elevati, possiamo considerare questo comportamento come un risultato in linea con le aspettative operative del sistema di misura.

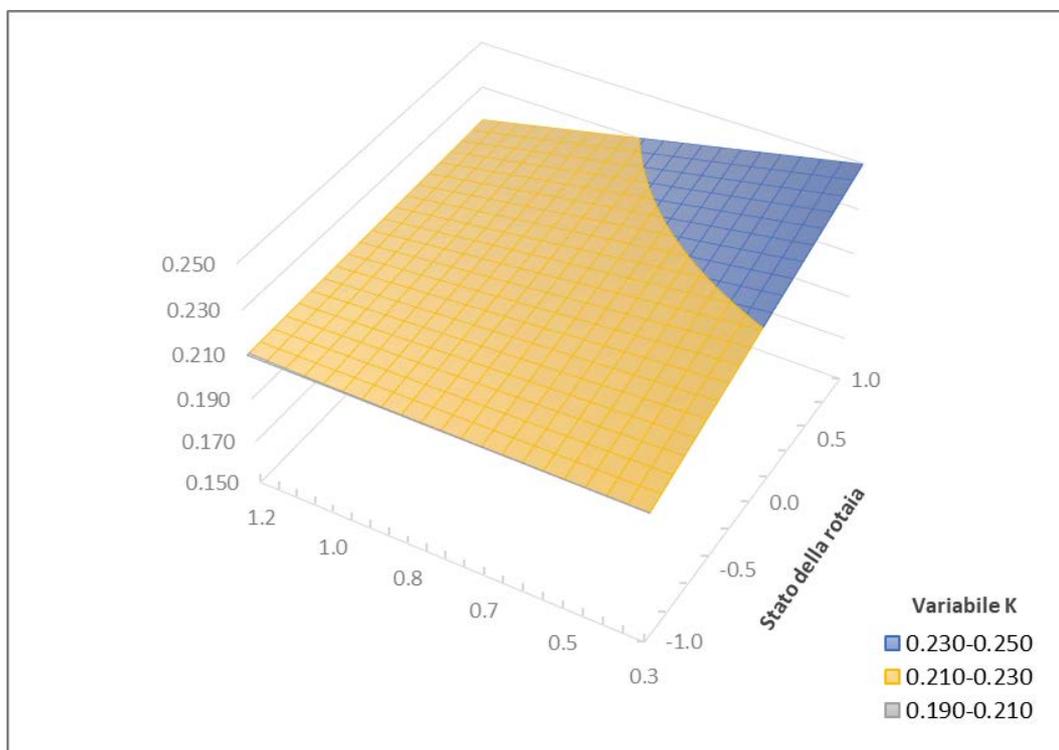


Figura 4.17 – Superficie di risposta del modello di regressione lineare

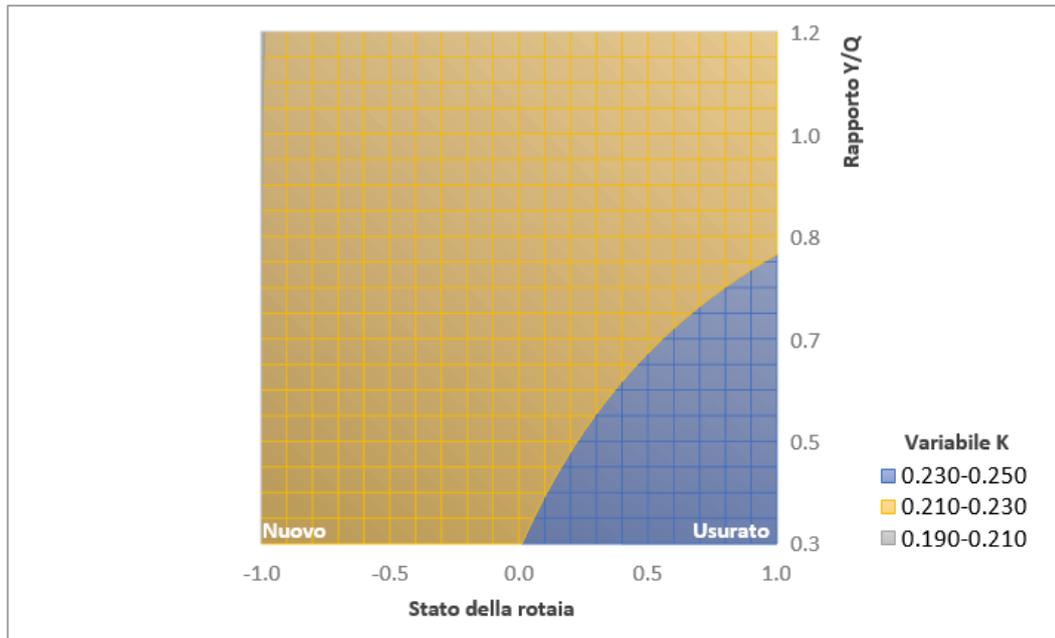


Figura 4.18 – Superficie di risposta del modello di regressione lineare (sezione orizzontale)

Basandoci su queste ultime considerazioni, è possibile ipotizzare per il metodo della “suola” un’incertezza di misura sulla stima del valore delle sollecitazioni trasversali ( $Y$ ) inferiore al 5% in tutte quelle condizioni in cui il coefficiente di svio  $Y/Q > 0,3$  indistintamente dall’usura del profilo del fungo e della rigidità sotto rotaia. In base alle simulazioni effettuate, si può inoltre stimare un valore medio del rapporto  $K$  pari a  $0,210 \text{ kN}/\mu\text{e}$ .

#### 4.4 La simulazione agli elementi finiti del sistema di misura: analisi transiente

Una volta definito il campo di applicazione del sistema di misura (Paragrafo 4.3.3), si è cercato di prevedere il segnale elettrico di misura che si otterrebbe in linea dalla misura degli estensimetri durante il transito di un treno. Per fare ciò sono state effettuate alcune simulazioni transienti, cioè in funzione del tempo. L'analisi transiente è una tecnica utilizzata per determinare la risposta dinamica di un sistema sotto l'azione di sollecitazioni dipendenti dal tempo. È possibile utilizzare questo tipo di analisi per determinare l'andamento temporale di deformazioni, tensioni e reazioni vincolari. La discretizzazione del tempo, il valore delle inerzie e degli smorzamenti sono tutti parametri fondamentali in questo tipo di analisi [35].

Di seguito verranno descritte le scelte principali alla base di questo tipo di analisi, le tecniche di modellazione agli elementi finiti adottate, le modalità di calibrazione del sistema attraverso dati sperimentali ed infine i risultati verranno confrontati con quelli delle prove statiche ottenuti nei paragrafi precedenti.

##### 4.4.1 Modellazione agli elementi finiti

La differenza principale nella modellazione del sistema di misura è stata la lunghezza del segmento di rotaia preso in esame. In una prima fase si è provveduto infatti ad effettuare le analisi transienti su un segmento di rotaia di 1 metro di lunghezza (1 campata, 2 traverse), successivamente la geometria è stata estesa e si è considerato un segmento lungo 12 metri (19 campate, 20 traverse). La modellazione ha seguito quanto già descritto nel Paragrafo 3.3.2 (Figura 4.19), con la sola differenza che nel caso di rotaia di 12 metri solo la campata centrale di misura è stata ricoperta con gli elementi bidimensionali di tipo shell (Figura 4.20).

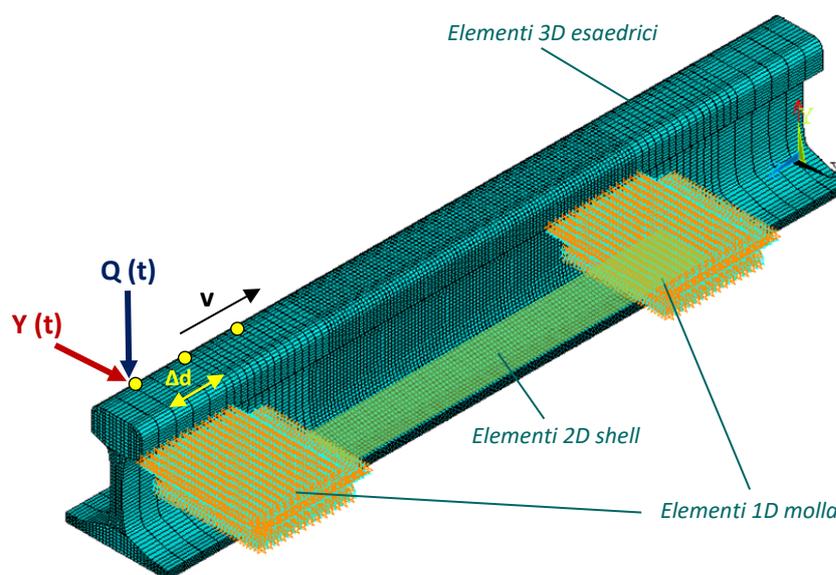


Figura 4.19 – Modello agli elementi finiti, simulazione transiente (rotaia di 1 metro di lunghezza)

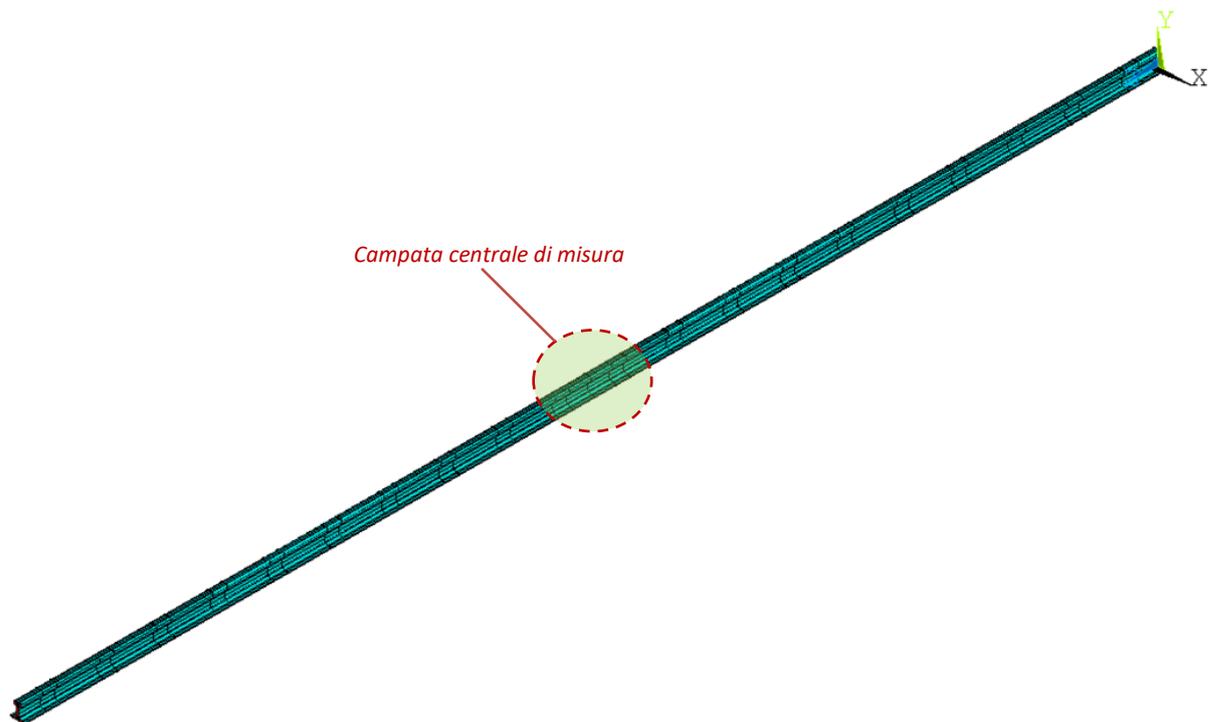


Figura 4.20 – Modello agli elementi finiti, simulazione transiente (rotaia di 12 metri di lunghezza)

Le sollecitazioni verticale ( $Q$ ) e trasversale ( $Y$ ) sono state traslate lungo l'asse longitudinale  $x$  della rotaia cambiando di volta in volta il punto di applicazione sul fungo con un passo ( $\Delta d$ ) pari a 30 mm (Figura 4.19). La velocità di traslazione ( $v$ ) è stata fissata in 10, 100, 200 e 300 km/h. Ogni simulazione transiente, in base alla velocità di traslazione delle sollecitazioni, è stata ripetuta per differenti combinazioni del rapporto ( $Y/Q$ ) compreso tra 0,1 e 1,2 (vedere Paragrafo 4.3.1). La discretizzazione temporale delle simulazioni è avvenuta in millisecondi, al fine di avere una elevata accuratezza della soluzione, e l'intervallo di soluzione del software ANSYS (*load step* e *time step*) [35] è stato calcolato in base al passo ed alla velocità di traslazione delle sollecitazioni.

#### 4.4.2 Verifica del modello attraverso i dati sperimentali del sistema SMCV

Prima di effettuare le simulazioni transienti del sistema, il modello agli elementi finiti è stato verificato e validato attraverso i dati sperimentali dei transiti in linea del sistema di misura dei carichi verticali (SMCV) [28, 29]. In pratica si è verificato che l'impostazione metodologica scelta per la modellazione transiente del sistema fosse in grado di riprodurre lo stesso segnale elettrico di misura degli estensimetri del sistema SMCV.

Nelle Figure 4.21 e 4.22 è riportato rispettivamente l'andamento del segnale di misura sperimentale e quello teorico simulato attraverso il modello agli elementi finiti (velocità di transito di circa 25 km/h, carico verticale  $Q$  di circa 80 kN, segmento di rotaia lungo 1 metro).

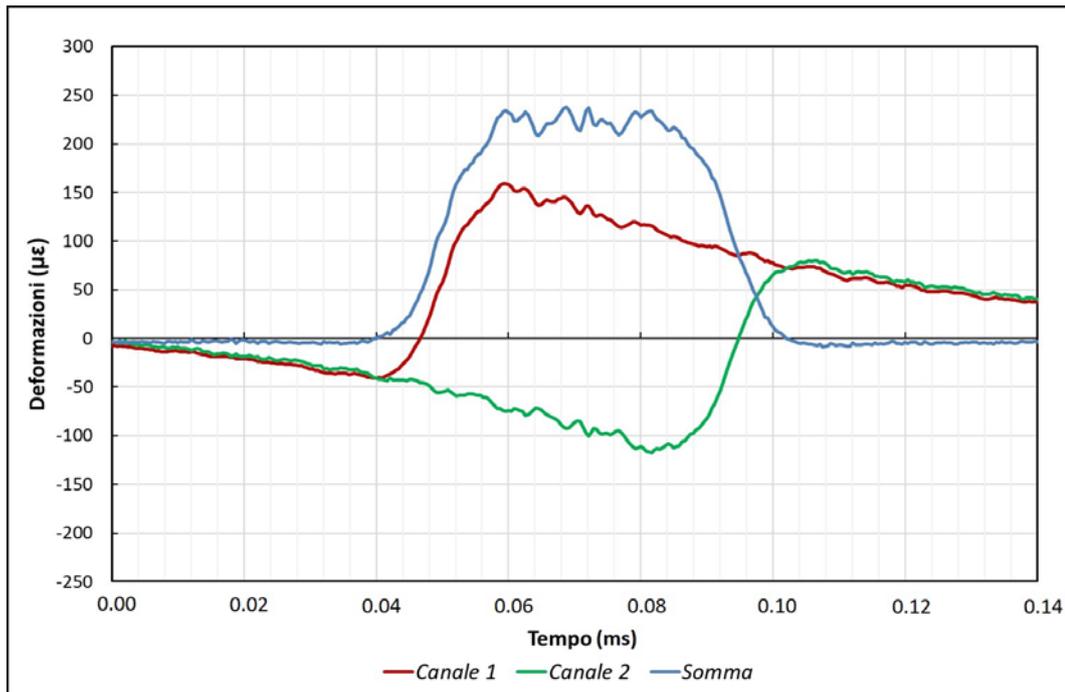


Figura 4.21 - Andamento sperimentale del segnale di misura del sistema SMCV

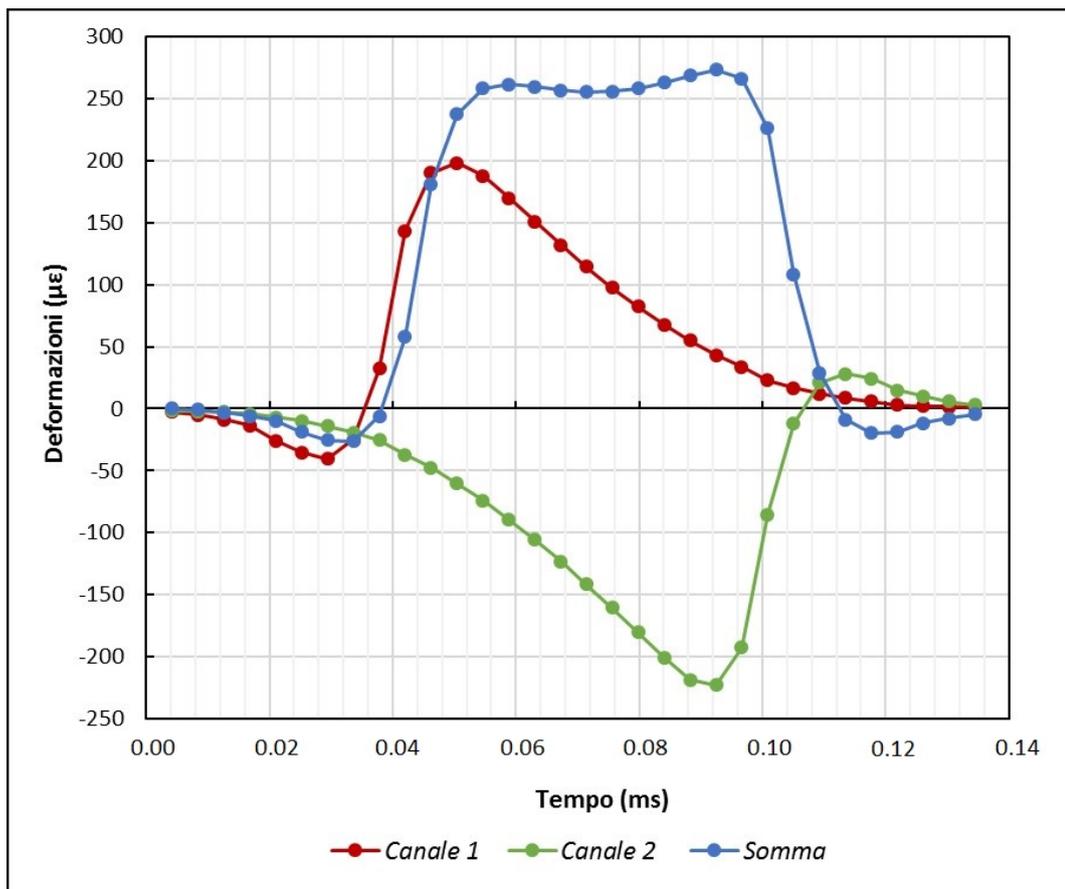


Figura 4.22 - Andamento teorico del segnale di misura del sistema SMCV (simulazione transiente)

Come si evince confrontando le due figure, le impostazioni della simulazione transiente sono in grado di replicare correttamente le forme d'onda dei segnali del sistema SMCV. In termini

assoluti invece, paragonando l'entità delle deformazioni misurate vi è una differenza pari a circa il 5 ÷ 10%. Purtroppo non essendo note nel dettaglio le condizioni di prova sperimentali del sistema SMCV, non è stato possibile approfondire le cause di tale differenza. In ogni caso in base a questi risultati, si può ritenere il modello agli elementi finiti per le simulazioni transienti più che adatto a simulare il sistema di misura basato sul metodo della "suola".

#### 4.4.3 Analisi dei risultati e confronto con le analisi statiche

Nella Tabella 4.12 e nella Figura 4.23 sono riportati i risultati delle simulazioni transienti per il modello di rotaia lungo 1 metro. I dati della tabella e le curve della figura confermano la costanza del rapporto  $K$  al variare sia del coefficiente di svio ( $Y/Q$ ) che della velocità di traslazione delle sollecitazioni verticale ( $Q$ ) e trasversale ( $Y$ ). Vengono inoltre confermati i limiti operativi ( $Y/Q > 0,3$ ) definiti nel Paragrafo 4.3.3.

Tabella 4.12 – Risultati delle simulazioni transienti (modello di rotaia lungo 1 metro): valori della costante  $K$

Variazione del rapporto $K = Y/\epsilon$ (kN/ $\mu\epsilon$ )						
Forza verticale Q kN	Forza trasversale Y kN	Rapporto Y/Q	Velocità V			
			10 km/h	100 km/h	200 km/h	300 km/h
100	10	0,1	0,28	0,28	0,27	0,27
100	20	0,2	0,24	0,24	0,24	0,24
100	30	0,3	0,23	0,23	0,23	0,23
100	50	0,5	0,22	0,22	0,22	0,22
100	100	1,0	0,22	0,22	0,22	0,22
100	120	1,2	0,22	0,22	0,22	0,22

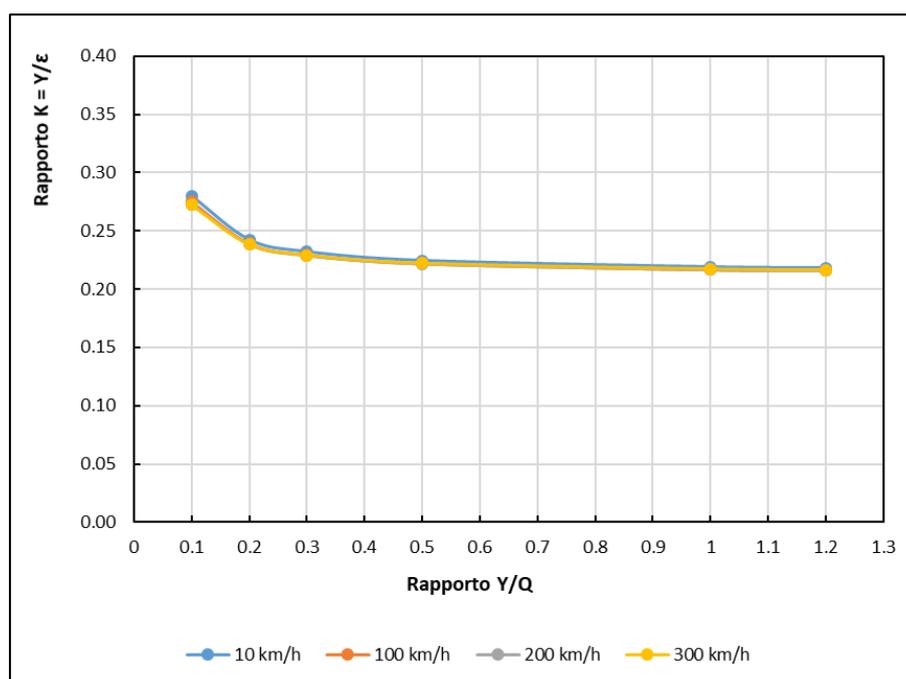


Figura 4.23 – Risultati delle simulazioni transienti (modello di rotaia lungo 1 metro): andamento della costante  $K$

Le Figure 4.24 e 4.25 mostrano invece a titolo d'esempio l'andamento dei segnali di misura per un rapporto  $Y/Q=1$  ( $Q=100\text{kN}$ ,  $Y=100\text{kN}$ ) ed una velocità di  $100\text{ km/h}$ . La prima figura contiene l'andamento dei segnali simulati per gli estensimetri posti sul lato interno ed esterno della rotaia, mentre la seconda i segnali in corrispondenza della prima e della seconda sezione di misura ( $\pm 100\text{ mm}$  dall'asse di mezzeria della rotaia) che incontrano le sollecitazioni traslando.

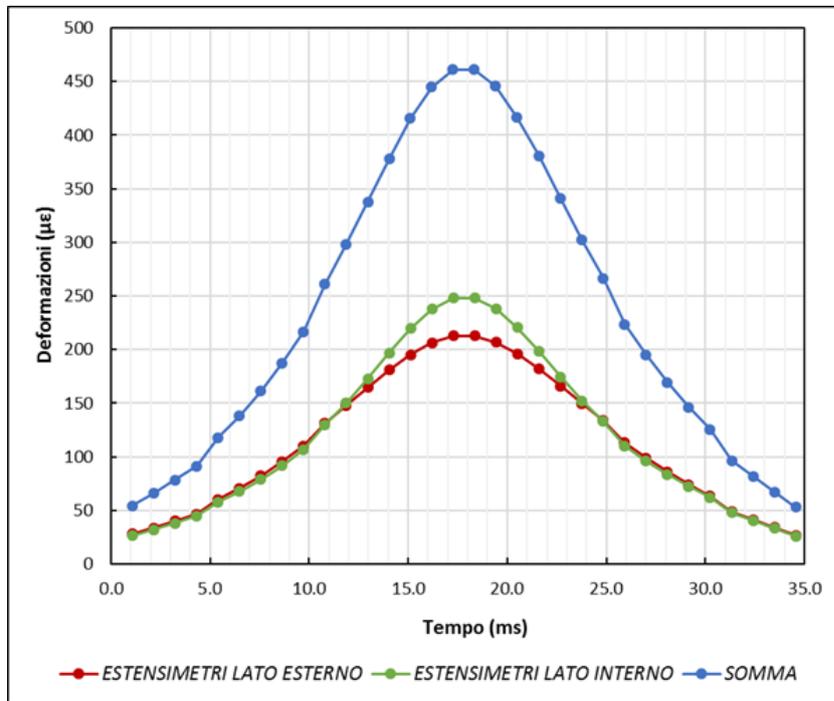


Figura 4.24 – Andamento dei segnali di misura per gli estensimetri sul lato interno e sul lato esterno della rotaia

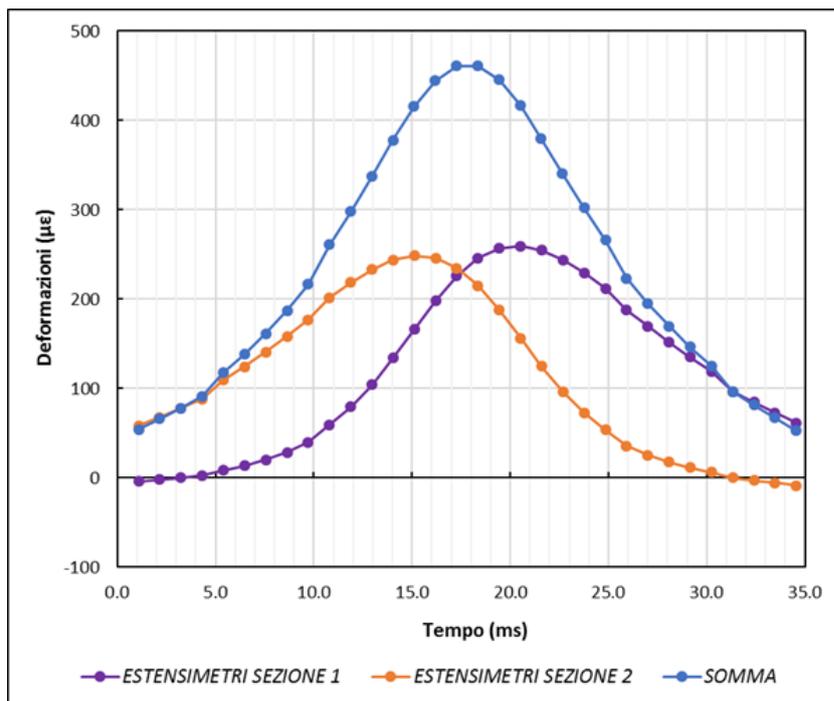


Figura 4.25 – Andamento dei segnali di misura per gli estensimetri nella prima e seconda sezione di misura

Nella Tabella 4.13 e nella Figura 4.26 sono invece riportati i risultati delle simulazioni transienti per il modello di rotaia lungo 12 metri. Anche in questo caso i dati della tabella e le curve della figura confermano i risultati ottenuti per il modello di rotaia lungo 1 metro. L'unica differenza riguarda il valore del costante  $K$ . Essendo infatti il modello di 12 metri un sistema più rigido rispetto a quello di 1 metro, l'entità delle deformazioni misurate sulla suola della rotaia sono minori, e quindi producono come risultato un valore della costante  $K$  più elevato (0,24 contro 0,22 kN/μϵ).

Tabella 4.13 – Risultati delle simulazioni transienti (modello di rotaia lungo 12 metri): valori della costante K

Variazione del rapporto $K = Y/\epsilon$ (kN/μϵ)						
Forza verticale Q kN	Forza trasversale Y kN	Rapporto Y/Q	Velocità V			
			10 km/h	100 km/h	200 km/h	300 km/h
100	10	0,1	0,36	0,35	0,34	0,33
100	30	0,3	0,26	0,26	0,26	0,26
100	60	0,6	0,25	0,24	0,24	0,24
100	120	1,2	0,24	0,24	0,24	0,24

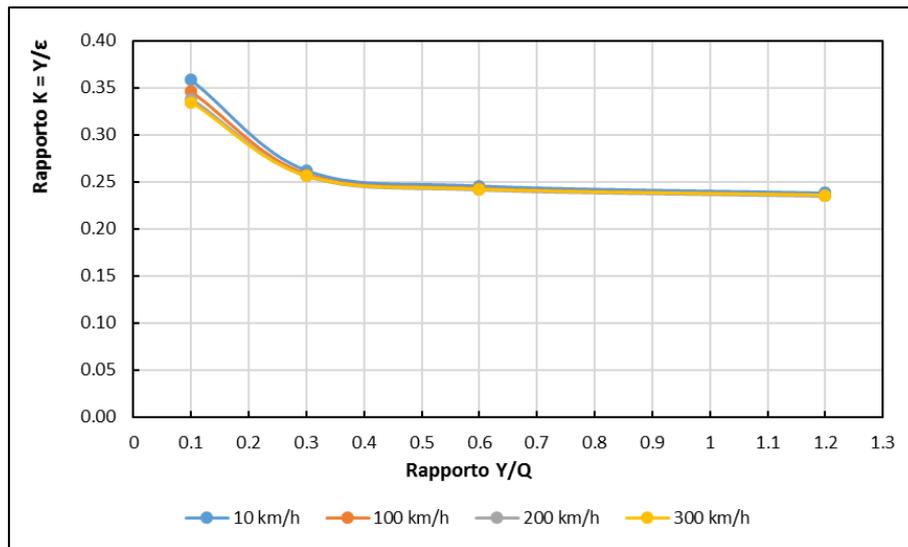


Figura 4.26 – Risultati delle simulazioni transienti (modello di rotaia lungo 12 metri): andamento della costante K

## Capitolo 5

### Il Sistema di Monitoraggio dei Carichi Trasversali (SMCT)

#### 5.1 Lo sviluppo di una stazione di misura dei carichi trasversali trasmessi al binario dai rotabili in transito: 2° Convenzione di Ricerca con Rete Ferroviaria Italiana (RFI)

All'inizio della seconda metà del 2016 è stato siglato il contratto tra il Dipartimento di Ingegneria Civile Edile ed Ambientale (DICEA, Università di Roma "La Sapienza") e Rete Ferroviaria Italiana (RFI, Gruppo Ferrovie dello Stato) per una nuova convenzione di ricerca [36] con l'obiettivo di sviluppare una Stazione di Misura dei Carichi Trasversali (SMCT), rilevando le deformazioni registrate al transito di un rotabile sulla suola della rotaia (metodo della "suola", Paragrafo 3.3). La nuova convenzione trae origine dal lavoro sviluppato nell'ambito della precedente ricerca riguardante lo studio di fattibilità per la misura dei carichi trasversali [29].

La nuova convenzione si presuppone di raggiungere i seguenti obiettivi:

- 1) validazione teorica, installazione e calibrazione del sistema di misura in laboratorio;
- 2) installazione e calibrazione del sistema di misura su un binario di linea;
- 3) redazione di una specifica dei requisiti funzionali della Stazione per la Misura di Carichi Trasversali (SMCT) sulla base dell'efficacia e delle prestazioni ottenute.

In particolare il lavoro è stato suddiviso in tre fasi:

- **FASE 1:** Progetto del sistema, programma delle prove di laboratorio ed analisi teorica e sperimentale sulla rotaia di prova.
- **FASE 2:** Attrezzaggio e calibrazione in laboratorio di due rotaie (dispositivo di misura) destinate all'installazione in linea.
- **FASE 3:** Misure in linea, analisi dei dati, redazione della specifica dei requisiti funzionali.

I lavori della FASE 1 hanno preso inizio nel mese di maggio 2017 ed è in programma di completare le attività della FASE 3 nel mese di maggio 2018. L'intera convenzione di ricerca nel suo complesso prevede la redazione di cinque rapporti tecnici.

**Per la FASE 1:**

- Rapporto R1 – Progetto del sistema di misura e del programma di prove
- Rapporto R2 – Analisi teorica e sperimentale della rotaia di prova

**Per la FASE 2:**

- Rapporto R3 – Attrezzaggio e calibrazione di due rotaie per i rilievi in linea

**Per la FASE 3:**

- Rapporto R4 – Misure in linea
- Rapporto R5 – Redazione della specifica dei requisiti funzionali

Al momento della scrittura del presente capitolo (ottobre 2017), sono stati appena conclusi i lavori della FASE 1 e sono stati consegnati i Rapporti R1 e R2.

## 5.2 Le prove sperimentali presso il laboratorio "Infrastruttura" di RFI

Le prove sperimentali della convenzione di ricerca sono state tutte effettuate presso il laboratorio "Infrastruttura" di Rete Ferroviaria Italiana (RFI) di via Portonaccio in Roma. Nel proseguo verranno descritte le modalità di esecuzione delle prove all'interno della struttura del laboratorio, l'attrezzaggio della stazione di misura su di una rotaia definita di "prova" e verrà riportato l'elenco complessivo delle prove svolte.

### 5.2.1 Modalità di esecuzione delle prove in laboratorio

Per l'esecuzione delle prove sperimentali di laboratorio è stata messa a disposizione da RFI una rotaia (tipologia UIC60/60E1, lunghezza 12 m) già attrezzata in precedenza con il sistema di misura dei carichi verticali SMCV. Questa rotaia è stata definita "rotaia di prova".

La rotaia è stata collegata a piastre di fissaggio di tipo indiretto, con inclinazione di 1/20 rispetto al piano orizzontale. Le piastre di fissaggio sono state a loro vincolate direttamente ad una trave di appoggio mediante bulloni in corrispondenza dei relativi fori passanti (Figura 5.1 e 5.2). La distanza di ancoraggio delle piastre è pari a 600 mm, lunghezza standard di una campata.



Figura 5.1 - Schema di collegamento rotaia di prova e trave di appoggio (vista laterale) [36]

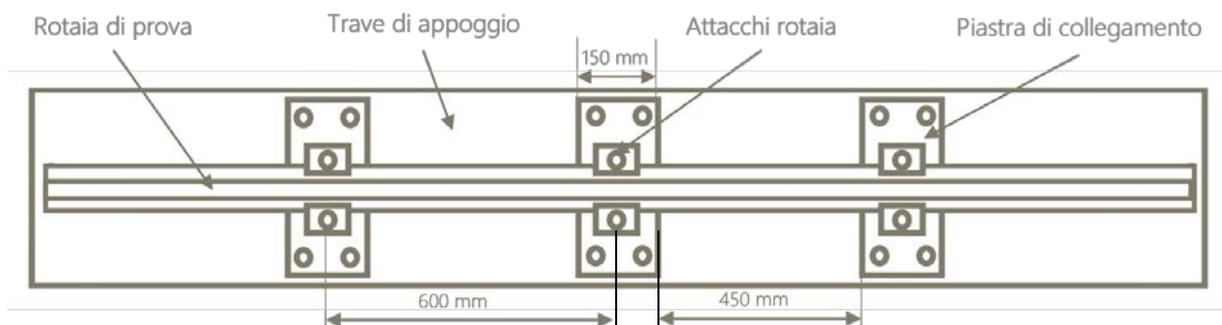


Figura 5.2 - Schema di collegamento rotaia di prova e trave di appoggio (vista dall'alto) [36]

Tra le piastre di collegamento e la rotaia di prova è interposta inoltre una soletta elastica di tipo PGS 64 di 5 millimetri di spessore. La trave di appoggio (Figura 5.3) è del tipo a cassone (doppia I), avente le seguenti dimensioni:

- larghezza sezione rettangolare (b): 220 mm
- spessore ali superiori (b1): 25 mm
- altezza (h): 300 mm
- spessore ali verticali (h1): 25 mm
- momento di inerzia baricentrico (J): 444.270.833 mm<sup>4</sup>

La rigidità flessionale della trave di appoggio è di circa 14 volte superiore rispetto a quella della rotaia di prova.

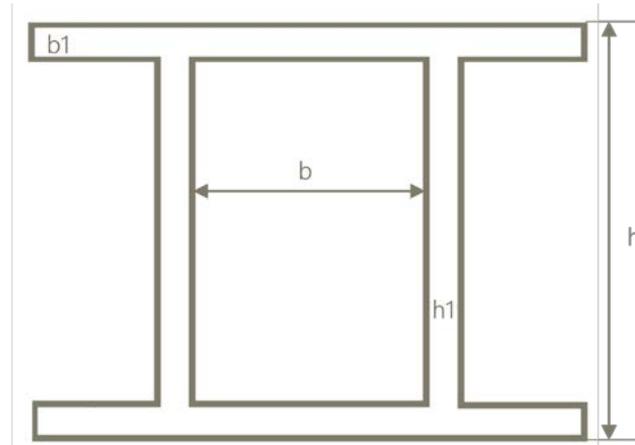


Figura 5.3 – Trave di appoggio di tipo a cassone [36]

Il sistema rotaia di prova e trave di appoggio è stato posizionato al di sotto del portale di applicazione delle sollecitazioni come mostrato in Figura 5.4. Il posizionamento è studiato in maniera tale da consentire la movimentazione del sistema nel suo complesso sotto l'intero portale.

La sollecitazione verticale (Q) e quella trasversale (Y) sono state applicate sulla rotaia di prova mediante due attuatori idraulici. Il primo attuatore, solidale alla struttura del portale (Figura 5.5), ha avuto il compito di applicare la forza verticale (Q); il secondo attuatore, solidale ad un supporto vincolato al pavimento del portale (Figura 5.6), si è occupato di applicare la forza trasversale (Y). Le sollecitazioni applicabili alla rotaia dai due attuatori, sono state certificate nell'intervallo dei seguenti valori:

- per l'attuatore verticale (forza Q): intervallo 0 kN ÷ 100 kN
- per l'attuatore orizzontale (forza Y): intervallo 0 kN ÷ 50 kN

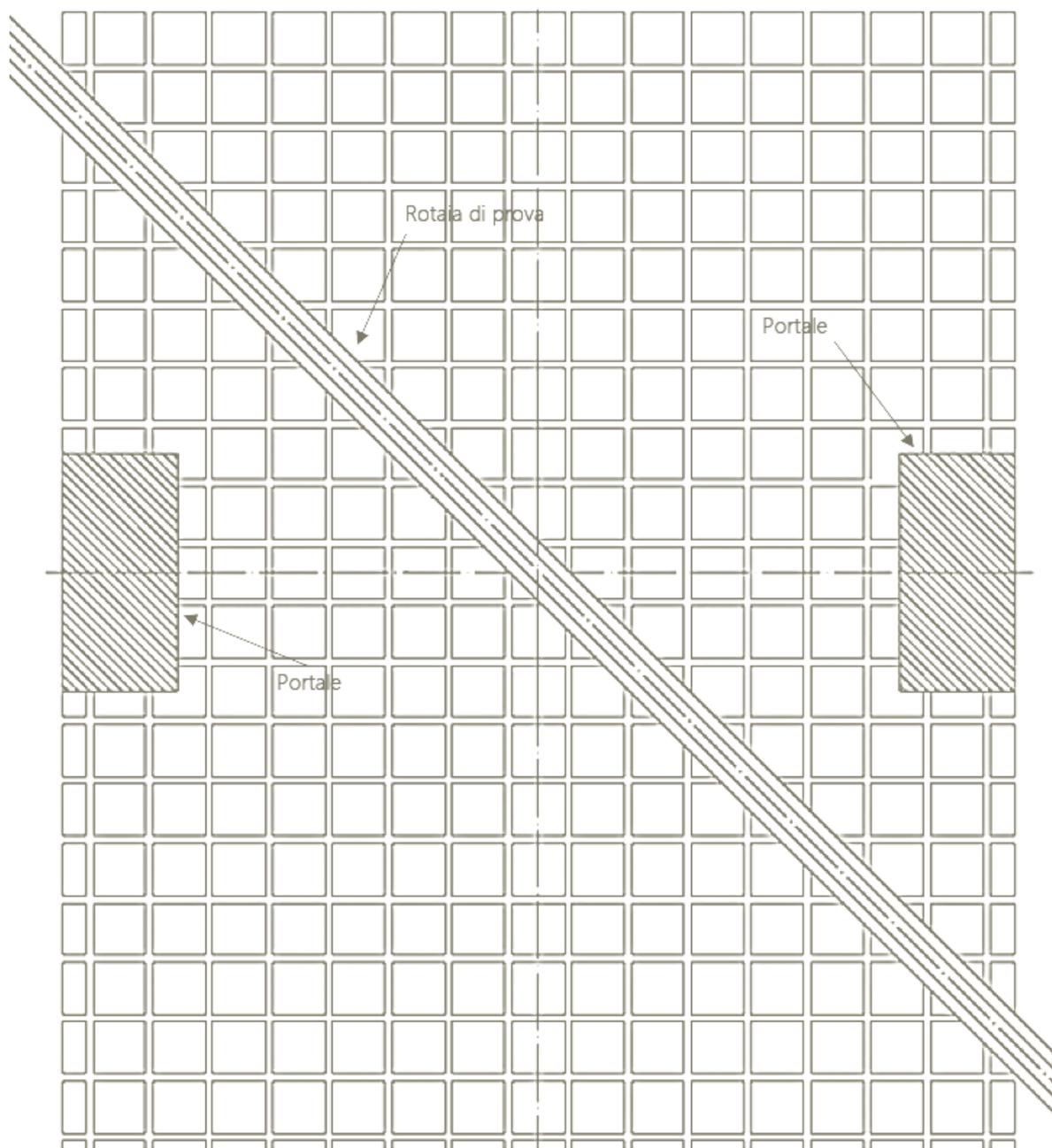


Figura 5.4 - Schema di posizionamento della rotaia di prova sotto al portale (vista dall'alto) [36]

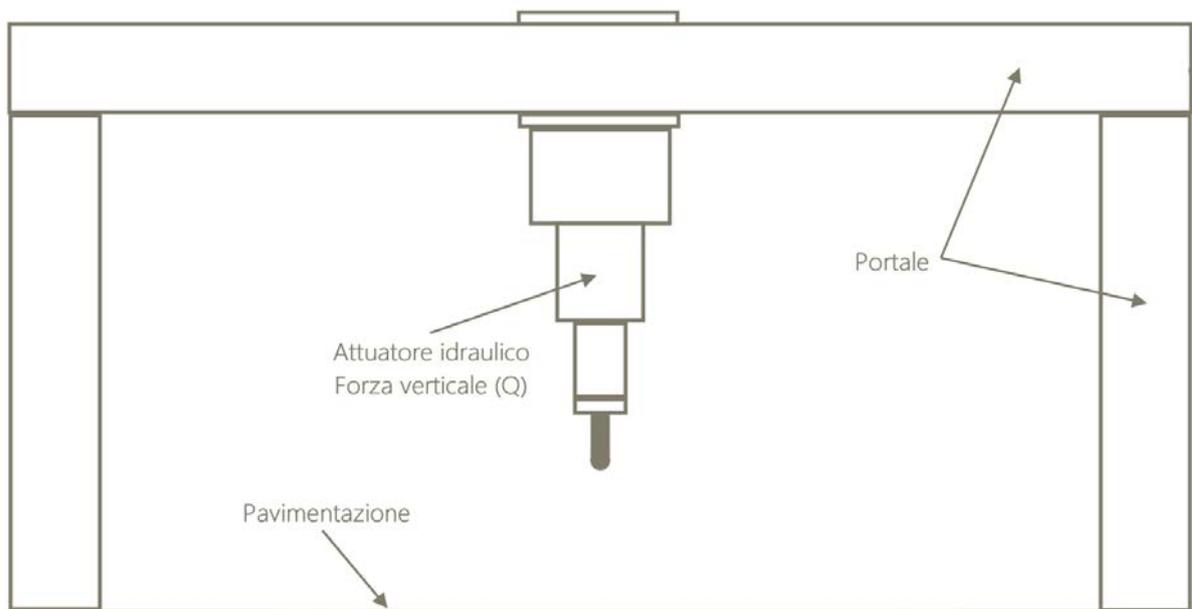


Figura 5.5 – Schema strutturale del portale di sollecitazione: attuatore idraulico della forza verticale (Q) [36]

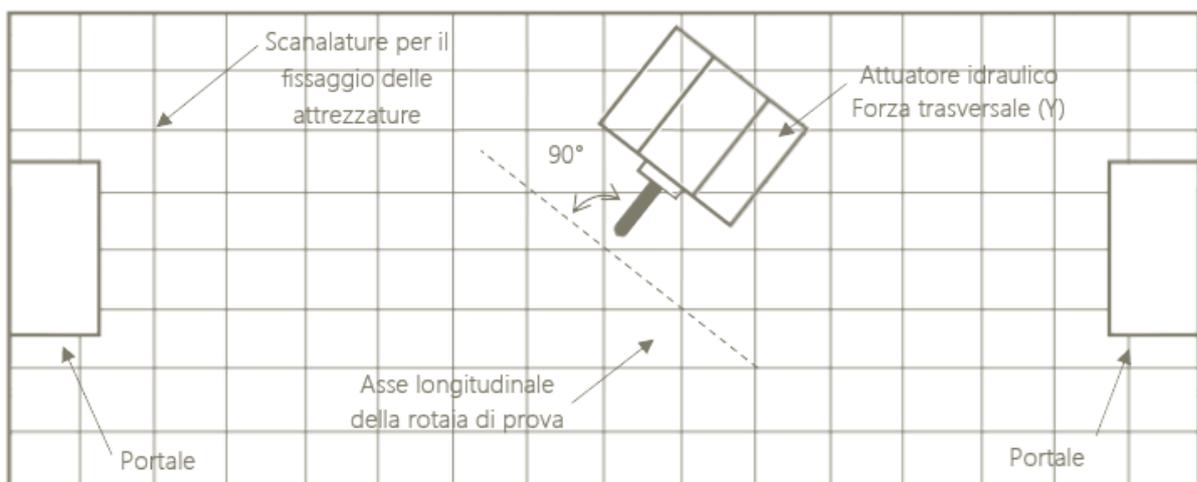


Figura 5.6 – Schema strutturale del portale di sollecitazione: attuatore idraulico della forza trasversale (Y) [36]

### 5.2.2 Attrezzaggio della stazione di misura

La campata centrale della rotaia di prova è stata strumentata con diverse coppie di estensimetri a differenti distanze tra loro, Figura 5.7 e Tabella 5.1. Nel dettaglio, gli estensimetri sono collocati simmetricamente rispetto alla mezzeria della campata (asse y), ad una distanza mutua  $d$  rispetto alla tacca di riferimento verticale della griglia (Figura 5.7, asse a-a) ed a 20 mm dal bordo esterno della rotaia rispetto all'asse orizzontale del loro vertice (Figura 5.7, asse b-b). I risultati ottenuti dalle differenti coppie di estensimetri hanno permesso di determinare la posizione di misura ottimale per il sistema.

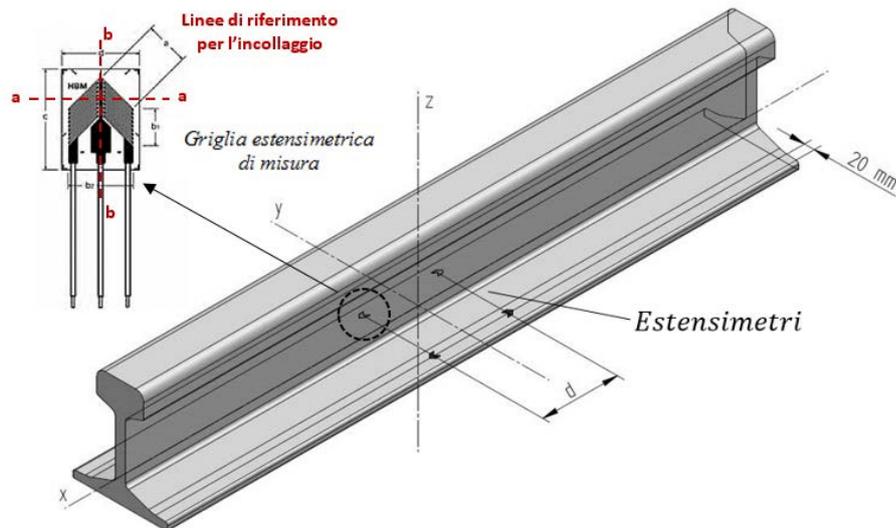


Figura 5.7 – Posizione degli estensimetri sulla suola della rotaia (vista in assonometria) [36]

Tabella 5.1 – Distanza tra gli estensimetri [36]

Sezione di misura	Distanza d	Distanza dall'asse y (d/2)
P120	120 mm	±60 mm
P200	200 mm	±100 mm
P280	280 mm	±140 mm
P360	360 mm	±180 mm

I rilievi sperimentali sono condotti attraverso la stessa unità di acquisizione dei dati [28] che RFI utilizza per le misure del sistema di monitoraggio dei carichi verticali (SMCV). La configurazione estensimetrica delle diverse sezioni di misura ha seguito quanto descritto nel paragrafo 3.3.1. Nella Figura 5.8 si riporta lo schema di cablaggio adottato.

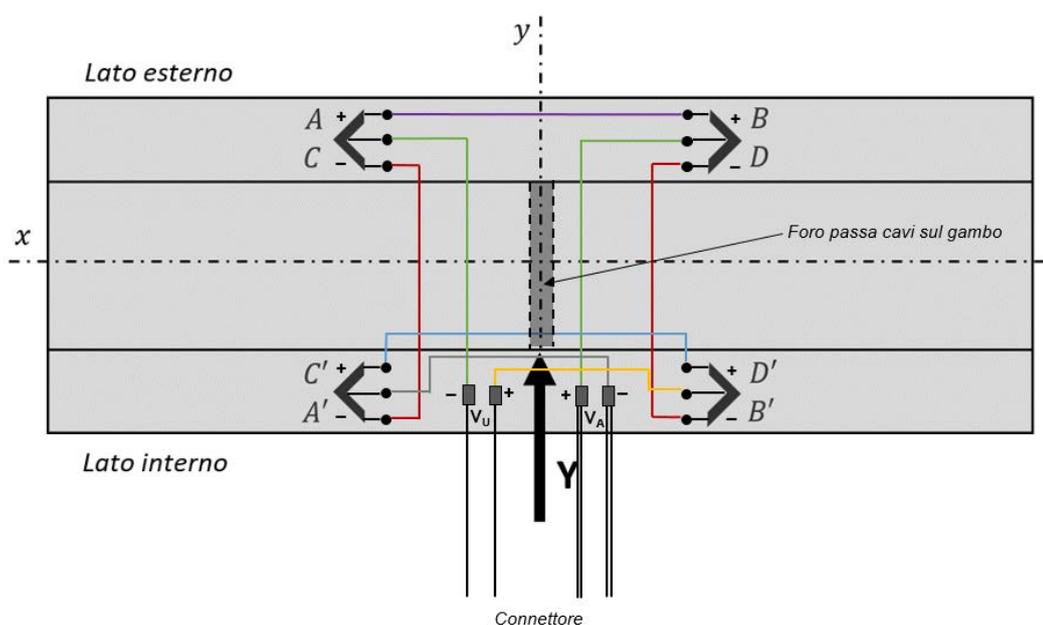


Figura 5.8 – Schema di cablaggio adottato per una singola sezione di misura della rotaia di prova

Attraverso l'unità di acquisizione sono registrati:

- i segnali relativi alle forze verticali (Q) e laterali (Y) applicate sulla "rotaia di prova" provenienti dalle celle di carico degli attuatori;
- i segnali relativi alle deformazioni registrate sulla "rotaia di prova" dal sistema SMCT.

La preparazione delle superfici della rotaia, l'incollaggio degli estensimetri e la realizzazione del cablaggio estensimetrico, è stato effettuato da parte di RFI attraverso la collaborazione della ditta Marini Impianti S.r.l. Le Figure 5.9 ÷ 5.11 mostrano le fasi dell'attrezzaggio della rotaia.



Figura 5.9 – Preparazione delle superfici, tracciatura e prima fase dell'incollaggio degli estensimetri SMCT [36]



Figura 5.10 – Fine dell'incollaggio degli estensimetri (lato interno della rotaia di prova) [36]

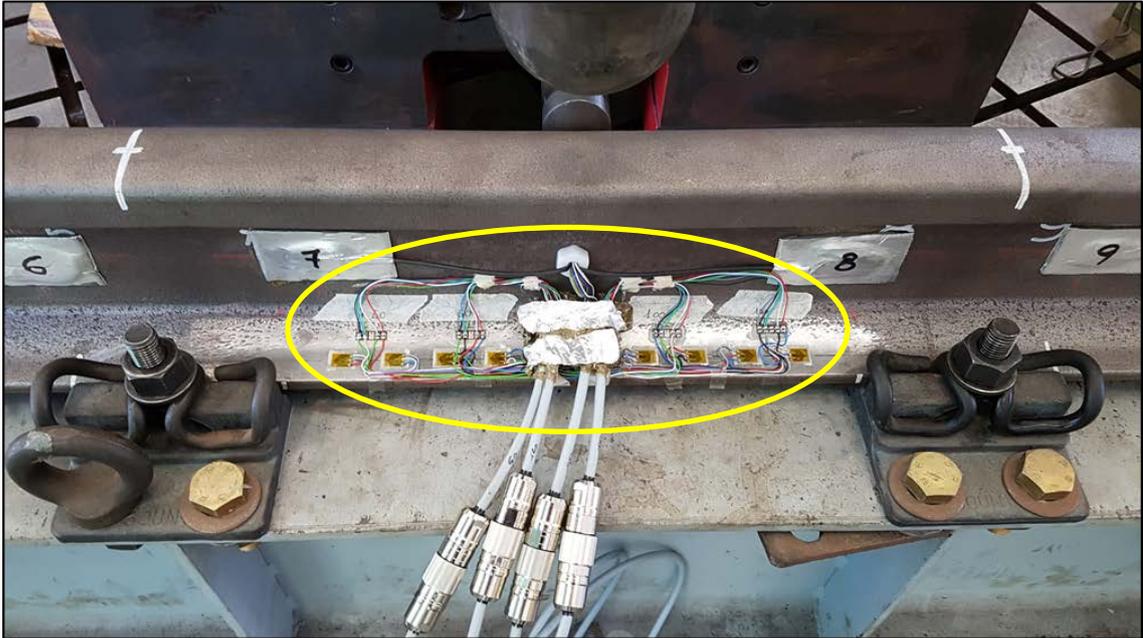


Figura 5.11 – Cablaggio estensimetrico sistema SMCT (lato esterno della rotaia di prova) [36]

In Figura 5.12 si riporta l'attrezzaggio complessivo della rotaia di prova al di sotto del portale per l'applicazione delle sollecitazioni.



Figura 5.12 – Rotaia di prova al di sotto del portale per l'applicazione delle sollecitazioni [36]

### 5.2.3 Elenco delle prove sperimentali

Di seguito nella Tabella 5.2 è riportato l'elenco delle prove sperimentali svolte, ritenute valide e significative ai fini dell'analisi dei dati sperimentali per il calcolo del rapporto  $K = Y/\epsilon$ .

Tabella 5.2 – Elenco delle prove sperimentali [36]

N. prova	Posizione rotaia di prova	N. di ripetizioni cicli di carico	N. totale dei cicli di carico	Forza Q	Punto di applicazione forza Q	Forza Y	Punto di applicazione forza Y	Obiettivi delle prove
1	R0	5	5	0 ÷ 100 kN	Sull'asse z della rotaia di prova d = 0 mm	0 kN	/	Analisi degli effetti prodotti dalla forza verticale (Q)
2	R0	5	5	0 ÷ 30 kN	d = 10 mm dall'asse z della rotaia di prova	0 kN	/	Analisi degli effetti prodotti dalla forza verticale (Q) decentrata rispetto l'asse z della rotaia
3	R0	5	50	0 ÷ 40 kN	Sull'asse z della rotaia di prova d = 0 mm	0 ÷ 50 kN	14 mm al di sotto del piano di rotolamento della rotaia di prova	Applicazione della forza verticale (Q) e della forza trasversale (Y): calcolo del rapporto $K = Y/\epsilon$
4	R30							
5	R60							
6	R80							
7	R120							
8	R160							
9	R225							
10	R300							
11	R375							
12	R600							

Durante ciascuna prova sono state misurate le deformazioni rilevate dalle quattro sezioni di misura P120, P200, P280 e P360. La distanza dall'asse z della rotaia e l'entità della sollecitazione verticale (Q) applicata durante le prove (Tabella 5.2) sono state valutate in base all'effettiva stabilità del contatto tra l'attuatore idraulico verticale ed il fungo della rotaia. La sollecitazione verticale (Q) e trasversale (Y) sono applicate dagli attuatori idraulici in condizioni quasi statiche seguendo una rampa ed i loro valori sono registrati insieme a quello delle deformazioni, in funzione del tempo.

Come si vede dalla precedente tabella, la prima serie di prove (N. 1) è stata effettuata applicando unicamente la sollecitazione verticale (Q) in corrispondenza dell'asse di simmetria z della rotaia, mentre la seconda serie (N. 2) è stata realizzata decentrando il punto di applicazione della sollecitazione verticale (Q) rispetto all'asse z di circa 10 mm, questo al fine di valutare sperimentalmente gli effetti della modifica del punto di contatto sulle misure. In questo caso la stabilità tra attuatore e fungo della rotaia ha limitato il valore massimo della sollecitazione verticale (Q) a 30 kN. Le restanti prove (N. 3 ÷ 12) sono state effettuate invece applicando contemporaneamente la sollecitazione verticale (Q) e trasversale (Y), mantenendo sempre il punto di applicazione della forza (Q) sull'asse z. Quest'ultimo fatto è stato condizionato, come detto in precedenza, dalla stabilità del contatto tra l'attuatore

idraulico verticale ed il fungo della rotaia. È stato previsto che ogni ciclo di carico, al netto di una fase preliminare di precarico ed assestamento dei giochi meccanici, fosse ripetuto 5 volte per consentire una adeguata analisi statistica dei risultati.

Durante le prove (N. 4 ÷ 12) si è inoltre movimentato il complesso rotaia di prova e trave di appoggio al di sotto del portale in corrispondenza della posizione degli attuatori idraulici (Figura 5.13). La traslazione del complesso rotaia di prova e trave di appoggio è avvenuta longitudinalmente in un unico verso rispetto alla mezzeria della campata centrale. Il passo di traslazione è riportato in Tabella 5.3, al netto della tolleranza con cui è stato possibile posizionare l'attuatore idraulico sul fungo della rotaia.

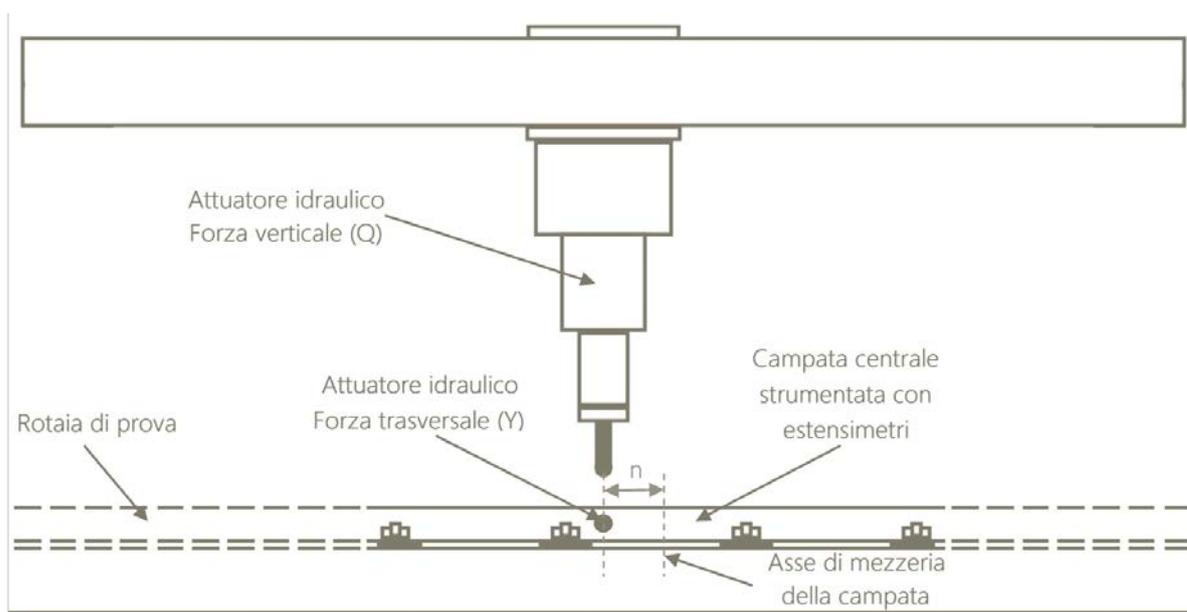


Figura 5.13 – Traslazione longitudinale del complesso rotaia di prova e trave di appoggio (vista laterale) [36]

Tabella 5.3 – Posizioni della rotaia di prova al di sotto del portale [36]

N.	Posizione rotaia di prova	Distanza n - (mm)	Note
1	R0	0	Forza verticale (Q) e trasversale (Y) applicate all'interno della campata strumentata
2	R30	30	
3	R80	80	
4	R120	120	
5	R160	160	
6	R225	225	
7	R300	300	Forza verticale (Q) e trasversale (Y) applicate in prossimità dell'asse mediano del collegamento tra rotaia e piastra
8	R375	375	Forza verticale (Q) e trasversale (Y) applicate nella campata adiacente
9	R600	600	

### 5.3 L'analisi dei risultati sperimentali

In questo paragrafo sono raccolti i risultati sperimentali delle prove elencate in Tabella 5.2. Per ogni prova è analizzato lo schema di applicazione delle sollecitazioni ed è riportato un grafico tipo rappresentante l'andamento delle sollecitazioni nel tempo insieme al comportamento del rapporto  $K = Y/\epsilon$ .

#### 5.3.1 Analisi degli effetti dell'applicazione della sollecitazione verticale (Q)

La configurazione estensimetrica del sistema teoricamente è in grado di eliminare gli effetti deformativi prodotti dall'applicazione di una sollecitazione verticale (Q) nel caso ideale in cui quest'ultima sia applicata al centro del fungo della rotaia lungo l'asse z (Figura 5.14). In particolare, in assenza dell'angolo di posa di 1/20 ed in presenza della sola sollecitazione verticale (Q), il sistema di misura rileverebbe un valore di deformazione nullo.

Per questo motivo, la prima parte delle prove sperimentali è stata incentrata sulla valutazione degli effetti deformativi che l'angolo di posa di 1/20 genera nel caso in cui si applica solamente la sollecitazione verticale (Figura 5.15). L'applicazione della suddetta sollecitazione su di una rotaia inclinata di 1/20 produce infatti una componente trasversale ( $Y_{1/20}$ ) che, seppur di esigua entità, viene rilevata dal sistema SMCT. Tale componente nella realtà sarà sempre presente e sarà diretta in verso opposto rispetto ad una tipica sollecitazione trasversale (Y) presente in curva sulla rotaia esterna del binario. Per questo motivo, la configurazione estensimetrica del sistema è stata pensata in maniera tale da rilevare a livello di deformazioni quest'ultima componente e considerarla come un valore negativo. Durante le prove sperimentali, la valutazione dell'entità di tale deformazione di segno opposto è stata valutata e quantificata per ciascuna delle differenti sezioni di misura del sistema SMCT, applicando una sollecitazione verticale (Q), variabile nel tempo, da 0 a 100 kN.

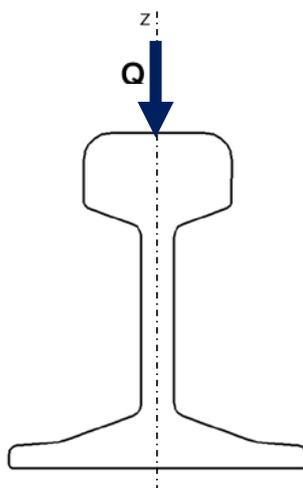


Figura 5.14 – Applicazione della sollecitazione verticale (Q) al centro del fungo lungo l'asse z (d = 0 mm) [36]

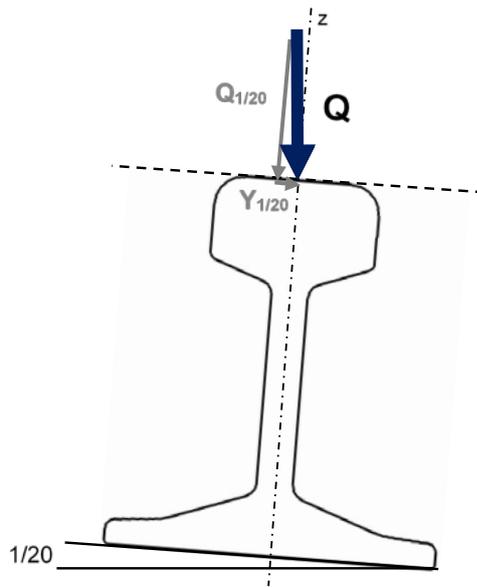


Figura 5.15 – Componente trasversale ( $Y_{1/20}$ ) generata dall'angolo di posa ( $d = 0$  mm) [36]

Nella Figura 5.16 viene riportato il grafico della Prova N.1, ciclo 2, posizione della rotaia R0 (vedere Tabella 5.2). La figura riporta l'andamento della sollecitazione verticale ( $Q$ ) applicata dall'attuatore idraulico, insieme all'andamento della componente trasversale ( $Y_{1/20}$ ) generata dall'angolo di posa di  $1/20$ , quest'ultima calcolata analiticamente attraverso i dati sperimentali delle celle di carico. Le celle di carico sono poste in serie all'attuatore verticale e trasversale e misurano le sollecitazioni applicate.

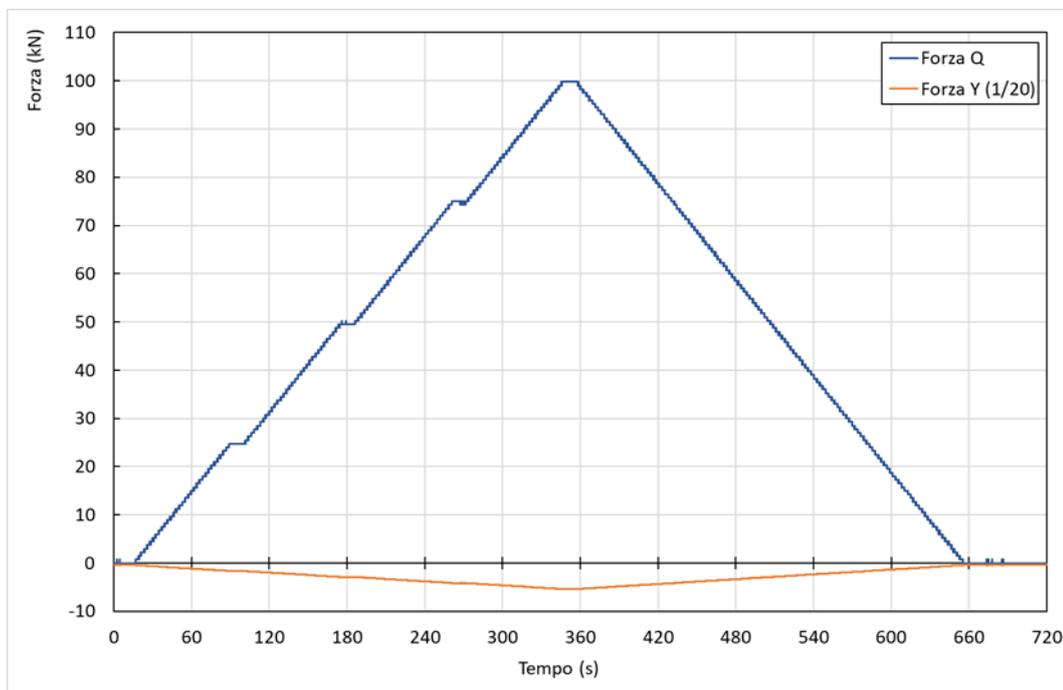


Figura 5.16 – Andamento sperimentale della sollecitazione verticale  $Q = 0 \div 100$  kN e della componente trasversale ( $Y_{1/20}$ ) generata dall'angolo di posa in funzione del tempo [36]

In Figura 5.17 viene invece riportato l'andamento delle corrispondenti deformazioni rilevate  $\epsilon_{tot}$  al variare delle quattro sezioni di misura.

Come è possibile dedurre dal grafico di Figura 5.17, la sensibilità di misura dei quattro ponti estensimetrici cresce all'aumentare della distanza tra le coppie di estensimetri, rispettivamente da P120 fino a P360: a parità di sollecitazione verticale ( $Q$ ) applicata, il ponte collocato a P360, rileva deformazioni maggiori. L'andamento delle quattro curve nel tempo è invece pressoché identico.

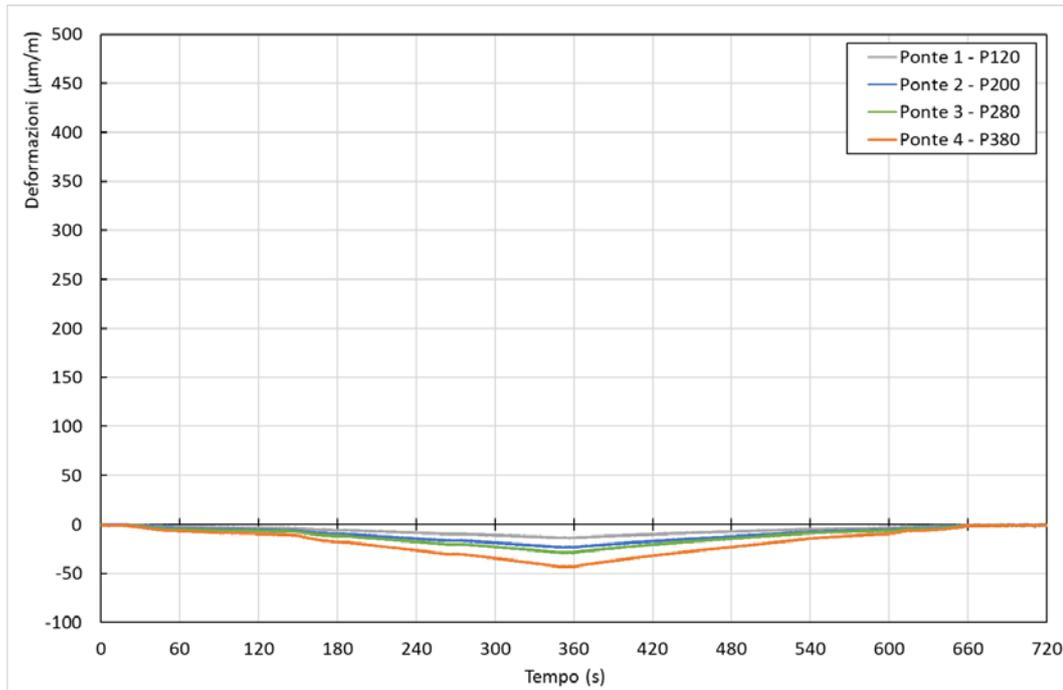


Figura 5.17 – Andamento delle deformazioni rilevate al variare delle quattro sezioni di misura in presenza della sola sollecitazione verticale  $Q = 0 \div 100$  kN in funzione del tempo ( $d = 0$  mm) [36]

La fase successiva delle prove sperimentali è stata incentrata sulla valutazione dell'effetto che l'applicazione di una sollecitazione verticale ( $Q$ ) ad una distanza  $d$  dall'asse  $z$  di simmetria della rotaia in direzione trasversale (Figura 5.18) porta sulle deformazioni misurate. La distanza e l'entità della sollecitazione verticale ( $Q$ ) sono state definite in base all'effettiva stabilità del contatto tra l'attuatore idraulico verticale e la rotaia (Figura 5.19). In particolare l'entità della sollecitazione verticale ( $Q$ ) è stata limitata a 30 kN. Il valore registrato delle deformazioni, in relazione al valore della sollecitazione verticale ( $Q$ ), indica l'incertezza di misura dovuta all'applicazione della suddetta sollecitazione ad una distanza  $d$  dall'asse  $z$ .

Nella Figura 5.20 viene riportato il grafico della Prova N.2, ciclo 2, posizione della rotaia R0 (vedere Tabella 5.2). La figura riporta l'andamento della sollecitazione verticale ( $Q$ ) applicata dall'attuatore idraulico, insieme all'andamento della componente trasversale ( $Y1/20$ ) generata dall'angolo di posa di 1/20, quest'ultima calcolata analiticamente attraverso i dati sperimentali delle celle di carico.

In Figura 5.21 viene invece riportato l'andamento delle corrispondenti deformazioni rilevate  $\epsilon_{tot}$  nelle le seguenti due condizioni per il ponte 4 (P360):

- sollecitazione verticale (Q) applicata ad una distanza  $d = 0$  mm
- sollecitazione verticale (Q) applicata ad una distanza  $d = 10$  mm

Si è scelto di riportare in Figura 5.21 le deformazioni del solo ponte 4 (P360) perché, avendo una sensibilità di misura maggiore rispetto alle altre sezioni di misura, mostra con più chiarezza l'effetto che introduce il decentramento della sollecitazione verticale (Q) dall'asse z della rotaia.

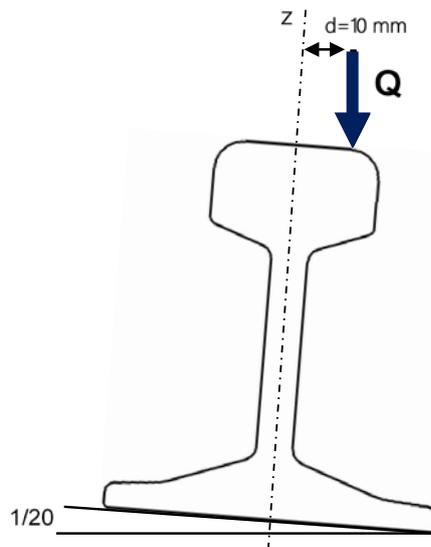


Figura 5.18 – Applicazione della sollecitazione verticale (Q) ad una distanza  $d = 10$  mm dall'asse z [36]



Figura 5.19 – Applicazione della sollecitazione verticale (Q) ad una distanza  $d = 10$  mm dall'asse z in laboratorio [36]

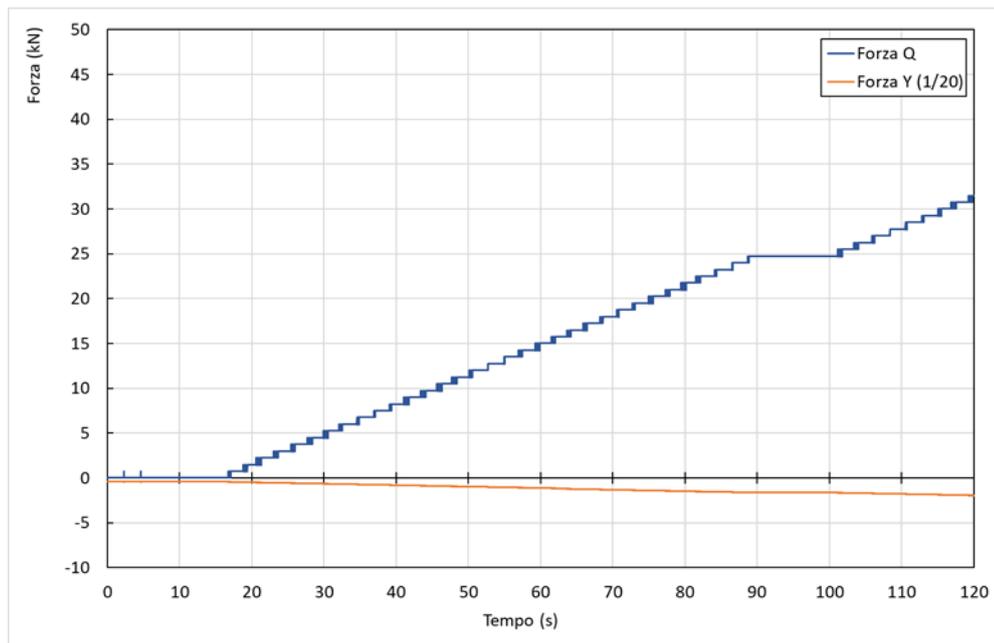


Figura 5.20 – Andamento sperimentale della sollecitazione verticale  $Q = 0\div 30$  kN e della componente trasversale ( $Y1/20$ ) generata dall'angolo di posa in funzione del tempo [36]

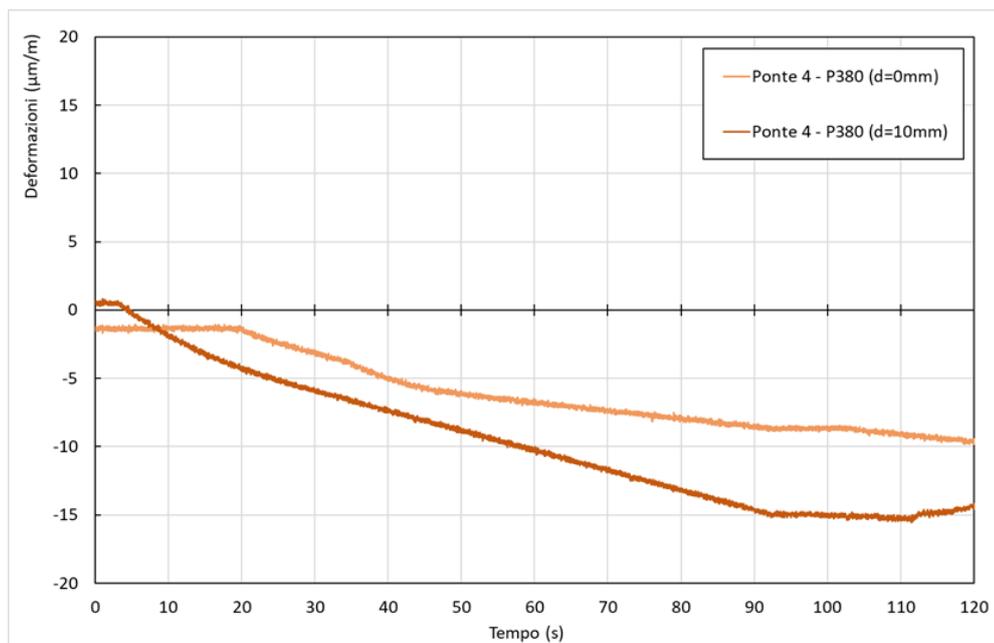


Figura 5.21 – Andamento delle deformazioni rilevate per una distanza  $d$  pari a 0 e 10 mm, per il ponte 4 (P360) in presenza della sola sollecitazione verticale ( $Q = 0\div 30$  kN) in funzione del tempo [36]

Come si vede il decentramento della sollecitazione verticale ( $Q$ ) dall'asse  $z$  della rotaia genera un aumento, in valore assoluto e segno contrario delle deformazioni registrate. L'effetto globale è quindi quello di una traslazione verso il basso delle curve di deformazione per tutti i ponti estensimetrici. Questo effetto è maggiormente visibile per il ponte 4 (P360), mentre per le altre sezioni di misura, anche a causa del basso valore della sollecitazione verticale applicata ( $Q=30\text{kN}$ ), è meno evidente.

### 5.3.2 Analisi degli effetti dell'applicazione della sollecitazione verticale (Q) e trasversale (Y)

In questa seconda fase sono state applicate contemporaneamente la sollecitazione verticale (Q) e quella trasversale (Y) al fine di calcolare il rapporto  $K=Y/\epsilon$ . Per motivi di stabilità del contatto tra l'attuatore idraulico e la rotaia, la sollecitazione verticale (Q) è stata applicata sull'asse z della rotaia ( $d = 0 \text{ mm}$ ), mentre quella trasversale (Y) è stata applicata a circa 14 mm al di sotto dalla superficie di rotolamento (Figura 5.22).

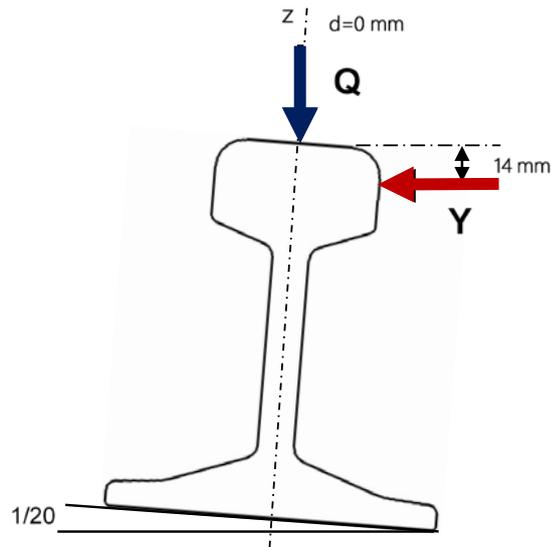


Figura 5.22 – Applicazione della sollecitazione verticale (Q) e trasversale (Y) [36]

L'entità della forza verticale ( $Q = 0\div 40 \text{ kN}$ ) e trasversale ( $Y = 0\div 50 \text{ kN}$ ) è stata definita in base all'effettiva stabilità del contatto tra l'attuatore idraulico e la rotaia. In Figura 5.23 è possibile vedere l'applicazione delle sollecitazioni verticale (Q) e trasversale (Y) effettuata in laboratorio mediante i due attuatori.



Figura 5.23 – Applicazione delle sollecitazioni verticale (Q) e trasversale (Y) in laboratorio [36]

Nella Figura 5.24 viene riportato il grafico della Prova N.3, ciclo 2, posizione della rotaia R0 (vedere Tabella 5.2). La figura riporta l'andamento della sollecitazione verticale (Q) e trasversale (Y) applicata dagli attuatori idraulici. In Figura 5.25 viene invece riportato l'andamento delle corrispondenti deformazioni rilevate  $\epsilon_{tot}$  al variare delle quattro sezioni di misura.

Dalla Figura 5.25 si nota direttamente come le deformazioni registrate dal sistema SMCT, indipendentemente dal ponte estensimetrico preso in esame, seguano perfettamente l'andamento della sollecitazione trasversale (Y) applicata dall'attuatore idraulico. L'unica differenza tra le quattro curve riguarda la sensibilità di misura associata ad ogni singolo ponte. Nella prima parte del grafico, quando è applicata soltanto la sollecitazione verticale (Q), è possibile inoltre notare la rilevazione della componente trasversale (Y1/20) dovuta all'angolo di posa che produce delle deformazioni di segno negativo (vedere Paragrafo 5.3.1). L'andamento pressoché identico tra le curve di deformazione e quella della sollecitazione trasversale (Y) consente quindi di determinare per tutti e quattro i ponti estensimetrici una costante (K) di proporzionalità tra la sollecitazione trasversale (Y) e le deformazioni:  $K = Y/\epsilon$ .

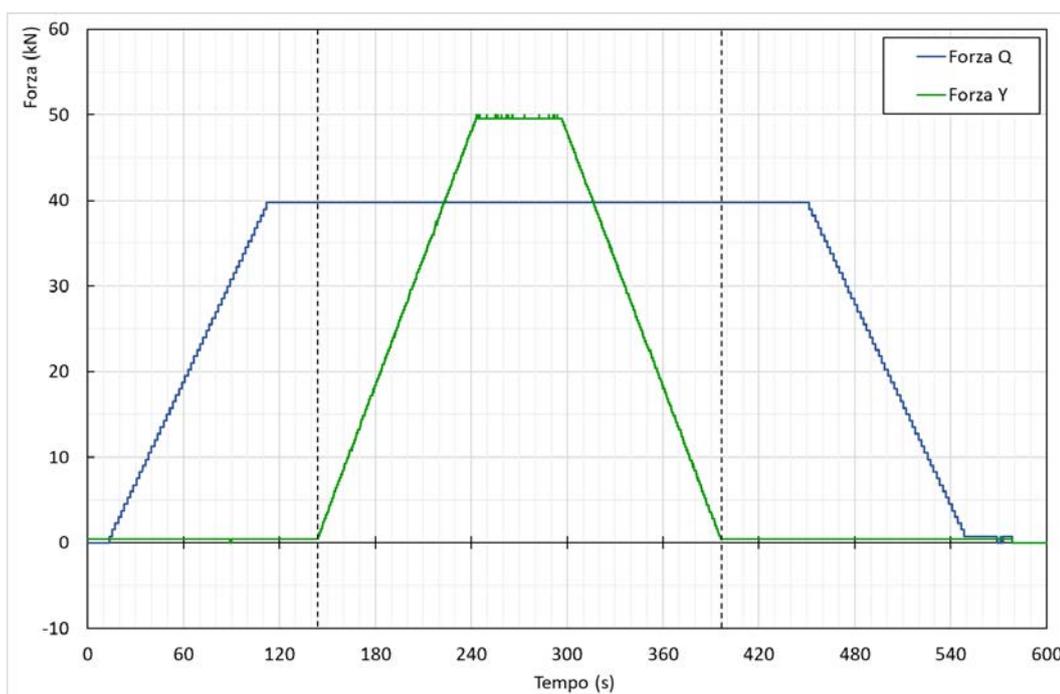


Figura 5.24 – Andamento sperimentale delle sollecitazioni verticale (Q) e trasversale (Y) (Posizione R0, ciclo 2)  
 $Q = 0 \div 40$  kN,  $Y = 0 \div 50$  kN,  $d = 0$  mm [36]

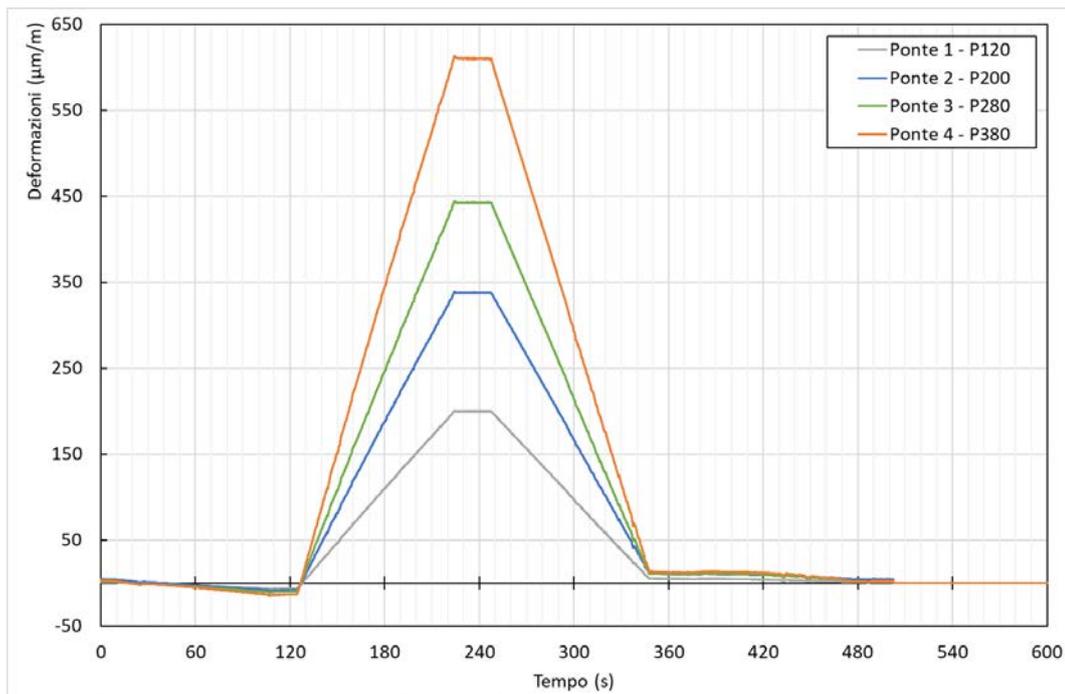


Figura 5.25 – Andamento delle deformazioni rilevate al variare delle quattro sezioni di misura (Posizione R0, ciclo 2)  
 $Q = 0 \div 40 \text{ kN}$ ,  $Y = 0 \div 50 \text{ kN}$ ,  $d = 0 \text{ mm}$  [36]

In Figura 5.26 è riportato l'andamento della costante K per le quattro sezioni di misura ed il rapporto  $Y/Q$  in funzione del tempo.

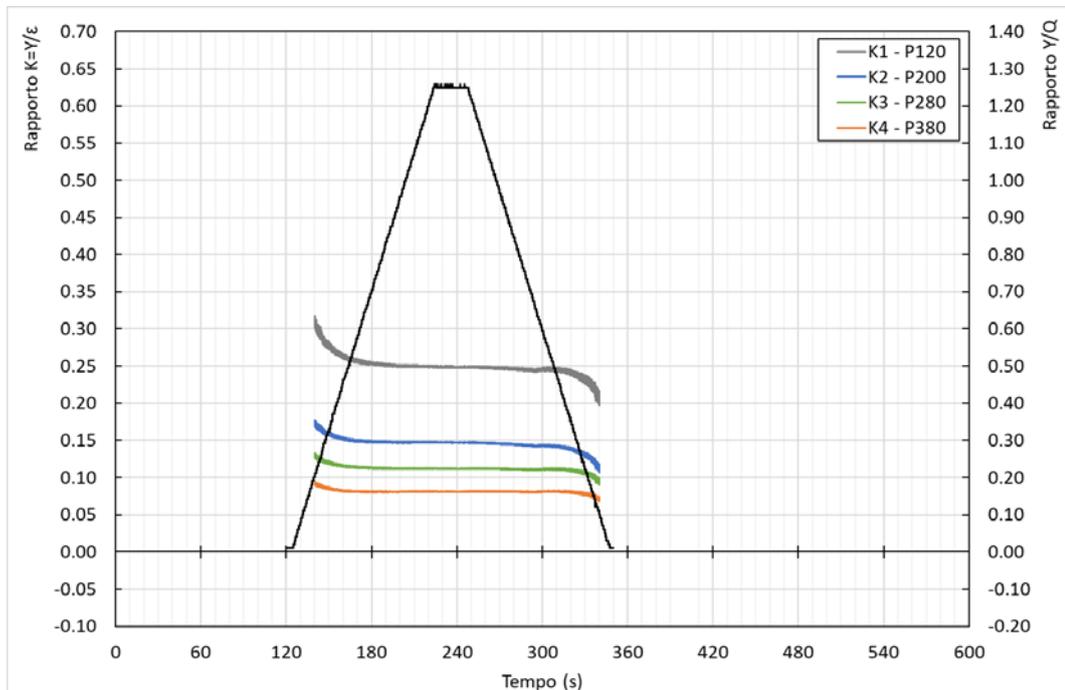


Figura 5.26 – Andamento del rapporto  $K=Y/\epsilon$  per le quattro sezioni di misura al variare del rapporto  $Y/Q$  ed in funzione del tempo (Posizione R0, ciclo 2)  
 $Q = 0 \div 40 \text{ kN}$ ,  $Y = 0 \div 50 \text{ kN}$ ,  $d = 0 \text{ mm}$  [36]

Come si vede dall'andamento orizzontale delle curve, ogni sezione di misura possiede una zona in cui il rapporto K si mantiene pressoché costante. In particolare la zona di costanza del

rapporto K varia al variare del rapporto Y/Q e risulta essere più estesa per il ponte 4 (P360). In Tabella 5.4 è riportato il valore medio del rapporto K per ogni singola sezione di misura ed il valore di Y/Q oltre il quale questo rapporto si mantiene pressoché costante.

Tabella 5.4 – Rapporto  $K=Y/\epsilon$  per le quattro sezioni di misura e zona di costanza in base al rapporto Y/Q [36]

Sezione di misura	Rapporto $K=Y/\epsilon$ (kN/ $\mu\text{m}/\text{m}$ )	Rapporto Y/Q
Ponte 1 – P120	$\approx 0.25$	$> 0.50$
Ponte 2 – P200	$\approx 0.15$	$> 0.30$
Ponte 3 – P280	$\approx 0.11$	$> 0.22$
Ponte 4 – P360	$\approx 0.08$	$> 0.16$

Utilizzando i valori del rapporto K riportati in Tabella 5.4 è stato poi possibile ricavare, per ogni sezione di misura, la relativa curva di stima della sollecitazione trasversale (Y) applicata dall'attuatore sul fungo della rotaia. In Figura 5.27 è riportato l'andamento della sollecitazione trasversale (Y) realmente applicata insieme alle quattro curve di stima, una per ogni sezione di misura. Come è possibile notare dal grafico, le quattro curve replicano perfettamente l'andamento della sollecitazione trasversale (Y) realmente applicata, fatto salvo la iniziale e finale in cui il valore della sollecitazione trasversale applicata (Y) è molto basso e di difficile discriminazione.

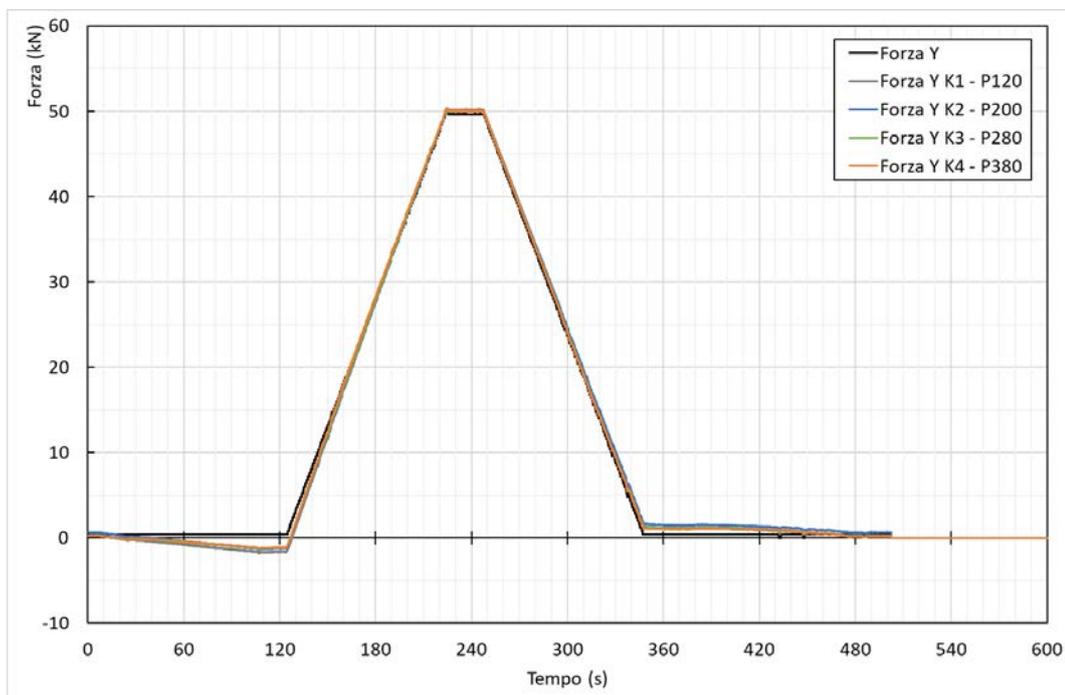


Figura 5.27 – Stima della sollecitazione trasversale (Y) al variare del K di calibrazione (Posizione R0, ciclo 2)  
 $Q = 0 \div 40$  kN,  $Y = 0 \div 50$  kN,  $d = 0$  mm [36]

La precedente configurazione di prova è stata replicata per le altre posizioni previste della rotaia al di sotto del portale (vedere Tabella 5.2, 5.3 e Figura 5.13). Per semplicità di trattazione nelle seguenti Figure (5.28 ÷ 5.36) verrà riportato, per ogni posizione della rotaia, solo

l'andamento delle deformazioni rilevate  $\epsilon_{tot}$  al variare delle quattro sezioni di misura, essendo l'andamento del ciclo di carico per l'applicazione delle sollecitazioni il medesimo per ogni prova. Come ciclo di carico per ogni prova è stato considerato il numero 3.

### Prova N.4, ciclo 2, posizione della rotaia R30

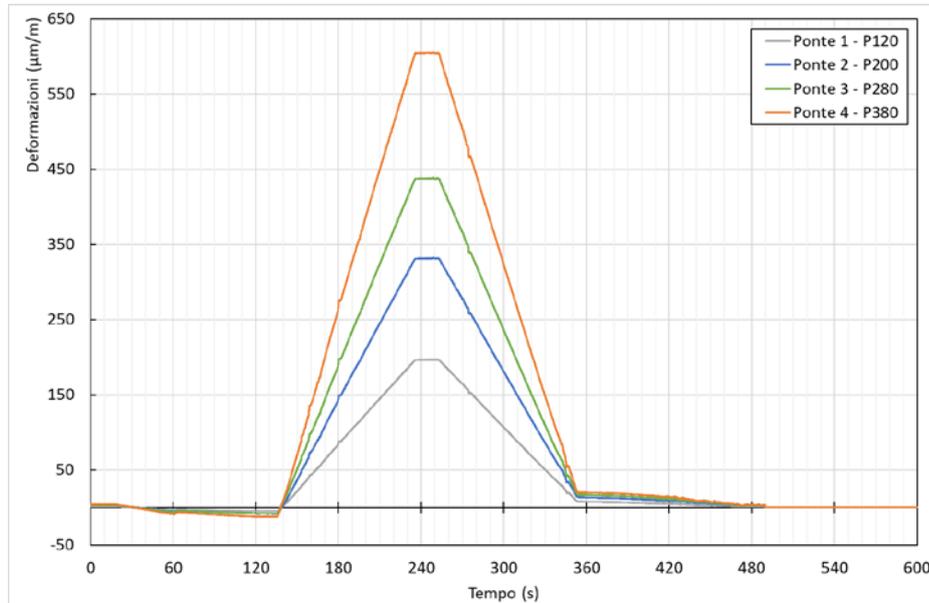


Figura 5.28 – Andamento delle deformazioni rilevate al variare delle quattro sezioni di misura (Posizione R30)  
 $Q = 0 \div 40 \text{ kN}$ ,  $Y = 0 \div 50 \text{ kN}$ ,  $d = 0 \text{ mm}$  [36]

### Prova N.5, ciclo 2, posizione della rotaia R60

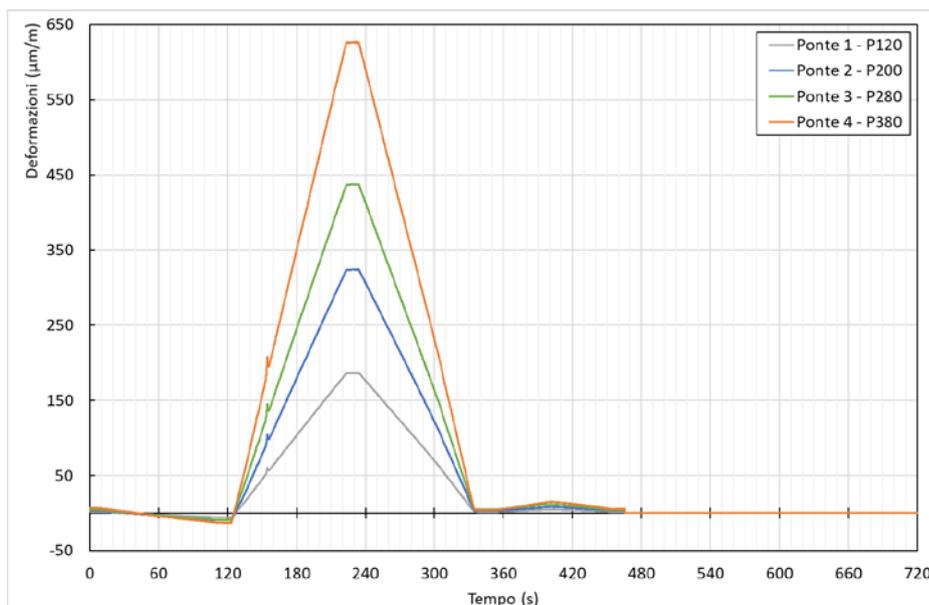


Figura 5.29 – Andamento delle deformazioni rilevate al variare delle quattro sezioni di misura (Posizione R60)  
 $Q = 0 \div 40 \text{ kN}$ ,  $Y = 0 \div 50 \text{ kN}$ ,  $d = 0 \text{ mm}$  [36]

### Prova N.6, ciclo 2, posizione della rotaia R80

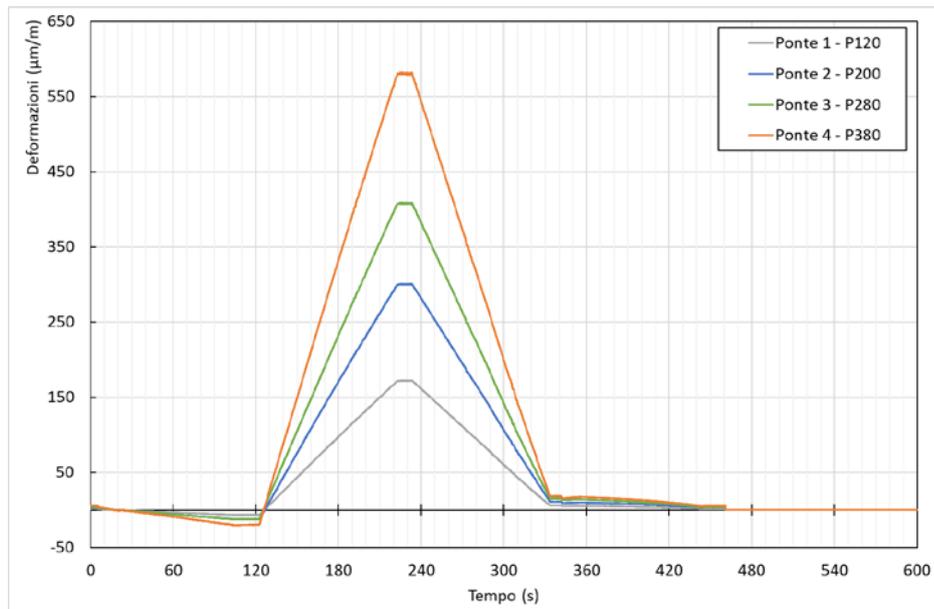


Figura 5.30 – Andamento delle deformazioni rilevate al variare delle quattro sezioni di misura (Posizione R80)  
 $Q = 0 \div 40$  kN,  $Y = 0 \div 50$  kN,  $d = 0$  mm [36]

### Prova N.7, ciclo 2, posizione della rotaia R120

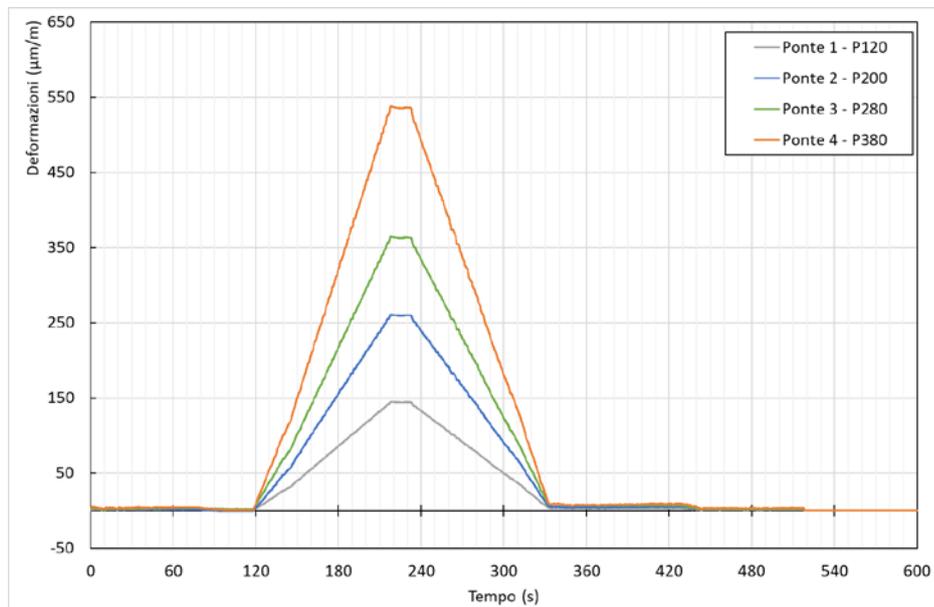


Figura 5.31 – Andamento delle deformazioni rilevate al variare delle quattro sezioni di misura (Posizione R120)  
 $Q = 0 \div 40$  kN,  $Y = 0 \div 50$  kN,  $d = 0$  mm [36]

### Prova N.8, ciclo 2, posizione della rotaia R160

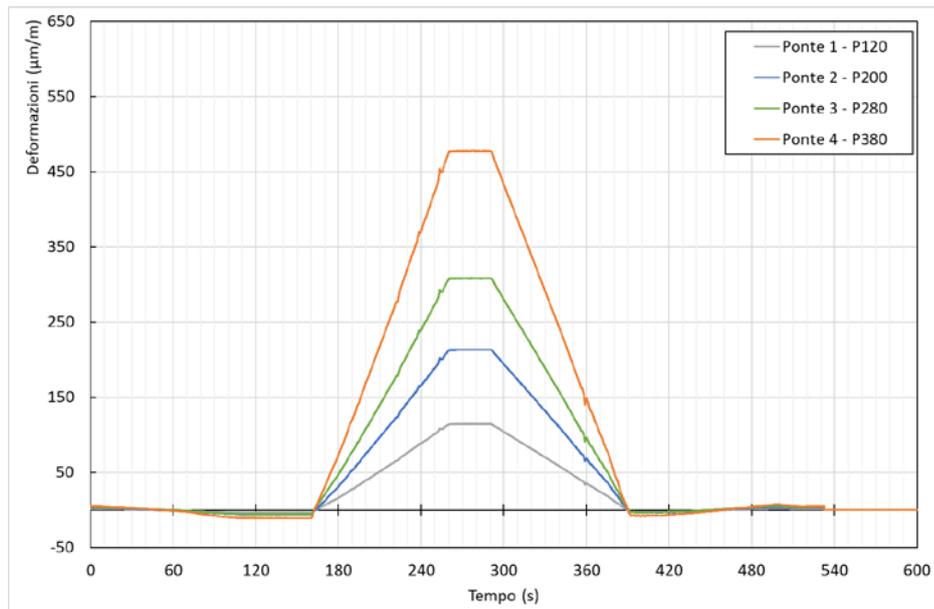


Figura 5.32 – Andamento delle deformazioni rilevate al variare delle quattro sezioni di misura (Posizione R160)  
 $Q = 0 \div 40$  kN,  $Y = 0 \div 50$  kN,  $d = 0$  mm [36]

### Prova N.9, ciclo 2, posizione della rotaia R225

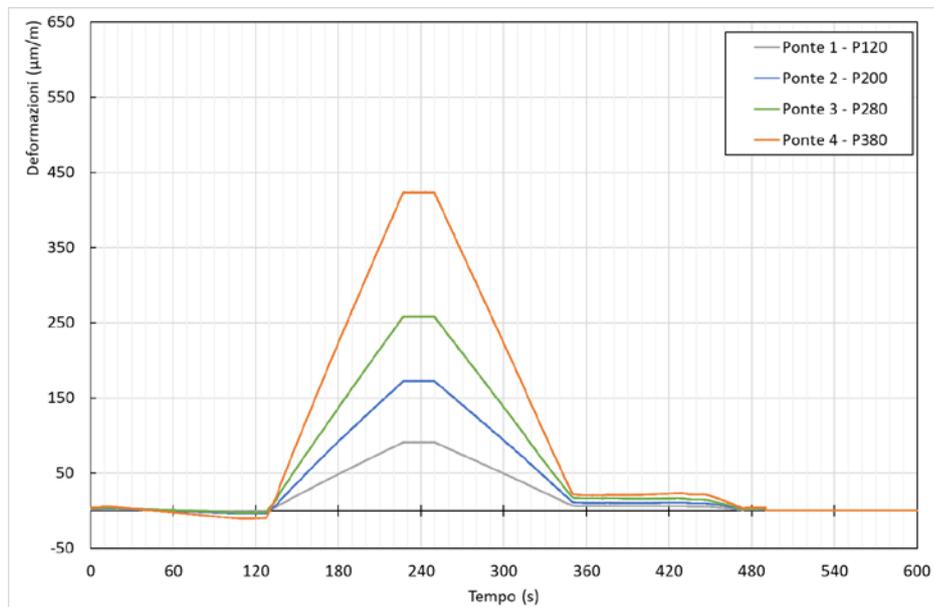


Figura 5.33 – Andamento delle deformazioni rilevate al variare delle quattro sezioni di misura (Posizione R225)  
 $Q = 0 \div 40$  kN,  $Y = 0 \div 50$  kN,  $d = 0$  mm [36]

### Prova N.10, ciclo 2, posizione della rotaia R300

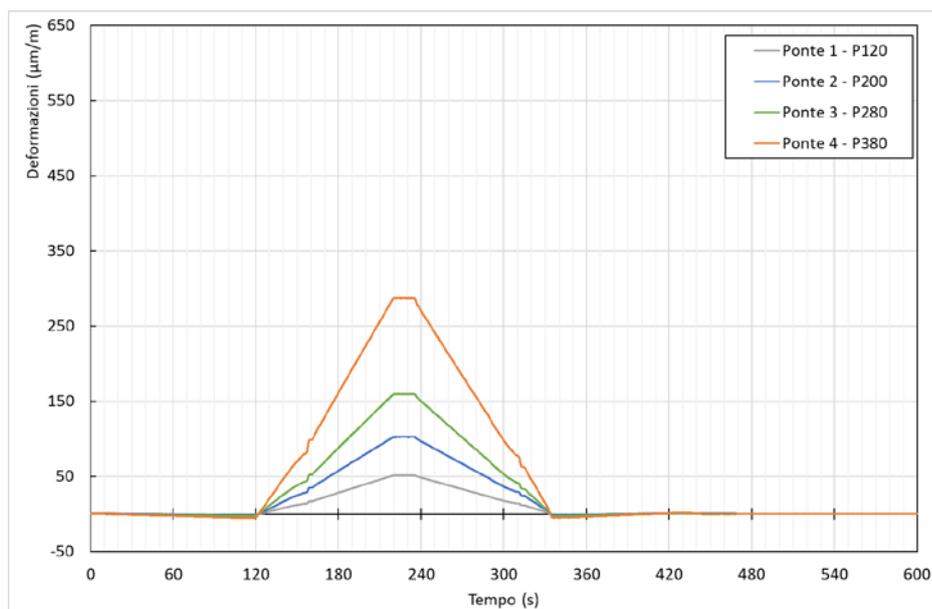


Figura 5.34 – Andamento delle deformazioni rilevate al variare delle quattro sezioni di misura (Posizione R300)  
 $Q = 0 \div 40$  kN,  $Y = 0 \div 50$  kN,  $d = 0$  mm [36]

### Prova N.11, ciclo 2, posizione della rotaia R375

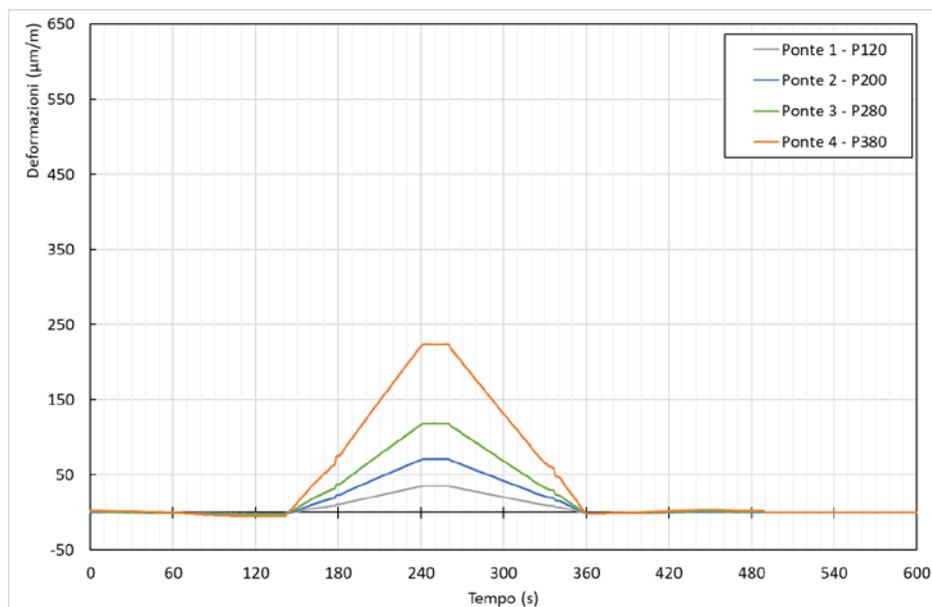


Figura 5.35 – Andamento delle deformazioni rilevate al variare delle quattro sezioni di misura (Posizione R375)  
 $Q = 0 \div 40$  kN,  $Y = 0 \div 50$  kN,  $d = 0$  mm [36]

## Prova N.12, ciclo 2, posizione della rotaia R600

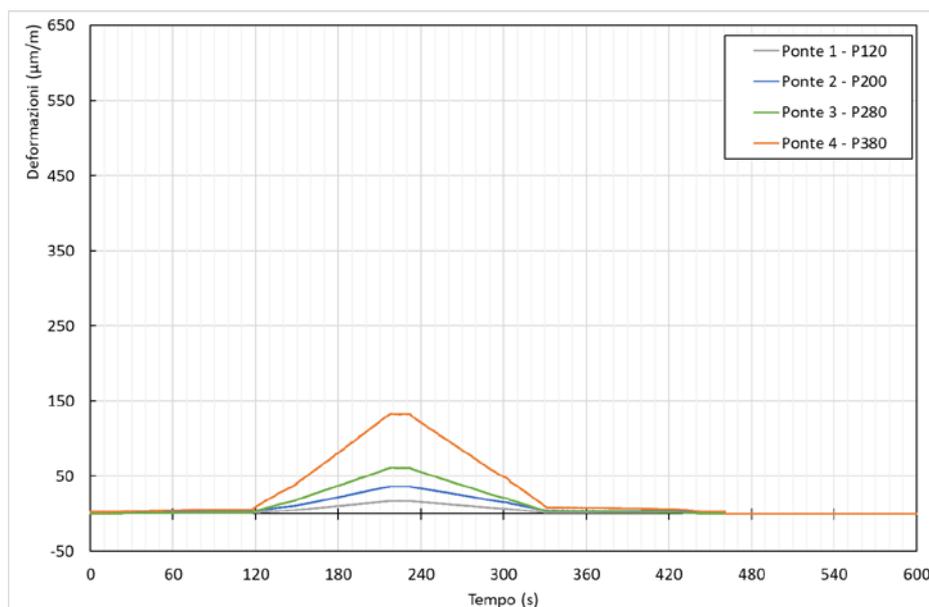


Figura 5.36 – Andamento delle deformazioni rilevate al variare delle quattro sezioni di misura (Posizione R600)  
 $Q = 0÷40$  kN,  $Y = 0÷50$  kN,  $d = 0$  mm [36]

Analizzando le figure precedenti (5.28 ÷ 5.36) è possibile constatare come l'entità delle deformazioni rilevate da tutte e quattro le sezioni di misura diminuisca all'aumentare della distanza  $n$  in direzione longitudinale del punto di applicazione delle sollecitazioni dall'asse di mezziera della rotaia. Le uniche posizioni della rotaia in cui il valore medio delle deformazioni rilevate rimane pressoché costante, ed uguale alla posizione di simmetria R0, sono le posizioni R30 e R60. Rimanendo le deformazioni costanti in questo intervallo, rimane costante anche il rapporto  $K=Y/\epsilon$ . Dalla posizione R80 in poi si è notato invece una progressiva diminuzione dei valori delle deformazioni rilevate, con una conseguente perdita della costanza del rapporto  $K=Y/\epsilon$ .

Dai grafici è possibile notare inoltre che per le posizioni R300 e R375 (zone in cui l'applicazione delle sollecitazioni avviene in prossimità dell'asse mediano del collegamento tra rotaia e piastra di ancoraggio) i quattro ponti estensimetrici registrano delle deformazioni non trascurabili. Lo stesso avviene per la posizione R600, quando le sollecitazioni sono applicate al centro della campata adiacente. In questa situazione l'unico ponte che registra una deformazione più prossima allo zero è il ponte 1 (P120). Quest'ultimo risultato è pienamente in accordo con l'andamento della sensibilità di misura dei quattro ponti estensimetrici.

### 5.3.3 Scelta della sezione di misura ottimale

L'analisi dei dati sperimentali del sistema SMCT ha avuto il duplice scopo di verificare il corretto funzionamento del sistema mediante rilevazione della sollecitazione trasversale ( $Y$ ) applicata e quello di scegliere la sezione di misura più appropriata tra le quattro sperimentate: P120, P200, P280 e P360.

Il confronto tra le quattro sezioni di misura è stato effettuato tenendo conto dei seguenti aspetti:

- 1) sensibilità di misura
- 2) costanza delle deformazioni misurate al variare del punto di applicazione delle sollecitazioni lungo l'asse longitudinale della rotaia (posizioni R0, R30, ecc.)
- 3) deformazioni misurate in prossimità delle traverse
- 4) deformazioni misurate sulle campate adiacenti
- 5) effetto dell'angolo di posa 1/20
- 6) costanza del rapporto  $K = Y/\epsilon$  al variare dell' $Y/Q$
- 7) influenza del punto di applicazione della sollecitazione verticale ( $Q$ )

#### 1) SENSIBILITA' DI MISURA

La sensibilità di misura del Ponte 1 (P120) è circa 1/3 della sensibilità del Ponte 4 (P360). Vedere come esempio la Figura 5.25.

Tabella 5.5 – Andamento della sensibilità di misura [36]

Sezione di misura	Diminuzione della sensibilità	Aumento della sensibilità
Ponte 1 – P120		
Ponte 2 – P200		
Ponte 3 – P280		
Ponte 4 – P360		

#### 2) COSTANZA DELLE DEFORMAZIONI AL VARIARE DELLA POSIZIONE R DELLA ROTAIA

Per le posizioni della rotaia R0, R30 e R60, le deformazioni registrate dalle quattro sezioni di misura rimangono pressoché costanti (vedere Figure 5.25, 5.28 e 5.29).

Tabella 5.6 – Costanza delle deformazioni al variare della posizione R della rotaia [36]

Posizione della rotaia	Andamento
R0	$\epsilon \approx \text{costante}$
R30	
R60	
R80	 $\epsilon \neq \text{costante}$ Le deformazioni misurate diminuiscono all'aumentare della posizione R della rotaia per qualsiasi sezione di misura.
R120	
R160	
R225	
R300	
R375	
R600	

### 3) DEFORMAZIONI MISURATE IN PROSSIMITA' DELLE TRAVERSE

Quando le sollecitazioni sono applicate in prossimità delle traverse, posizioni R225, R300 e R375, le quattro sezioni di misura registrano ancora delle deformazioni non nulle (vedere Figure 5.33, 5.34 e 5.35).

Tabella 5.7 – Andamento delle deformazioni in prossimità delle traverse [36]

Posizione della rotaia	Andamento
R225	$\epsilon \neq 0$ Sono presenti delle deformazioni per qualsiasi sezione di misura.
R300	
R375	

### 4) DEFORMAZIONI MISURATE SULLE CAMPATE ADIACENTI (Posizione R600)

Quando le sollecitazioni sono applicate sulle campate adiacenti, posizione R600, le quattro sezioni di misura registrano ancora delle deformazioni non nulle (Figura 5.36).

Tabella 5.8 – Andamento delle deformazioni sulle campate adiacenti [36]

Sezione di misura	Diminuzione deformazioni	Aumento deformazioni
Ponte 1 – P120		
Ponte 2 – P200		
Ponte 3 – P280		
Ponte 4 – P360		

### 5) EFFETTO DELL'ANGOLO DI POSA 1/20

L'effetto dell'angolo di posa di 1/20 è stato ampiamente discusso nel Paragrafo 5.3.1. Di seguito si riportato l'andamento delle  $\epsilon$  al variare della sezione di misura (vedere Figura 5.17).

Tabella 5.9 – Andamento dell'effetto dell'angolo di posa [36]

Sezione di misura	Diminuzione delle $\epsilon$ dovute al 1/20	Aumento delle $\epsilon$ dovute al 1/20
Ponte 1 – P120		
Ponte 2 – P200		
Ponte 3 – P280		
Ponte 4 – P360		

Questi risultati sono concordi con quelli della **SENSIBILITA' DI MISURA**.

### 6) COSTANZA DEL RAPPORTO $K = Y/\epsilon$ AL VARIARE DI $Y/Q$

Di seguito si indica, per ogni sezione di misura, per quali valori del rapporto  $Y/Q$  il valore del rapporto  $K$  si mantiene costante (vedere Figura 5.26)

Tabella 5.10 – Andamento della costanza del rapporto  $K$  al variare di  $Y/Q$  [36]

Sezione di misura	$Y/Q$	Aumento della zona di costanza del rapporto $K$	Diminuzione della zona di costanza del rapporto $K$
Ponte 1 – P120	$Y/Q > 0,50$		
Ponte 2 – P200	$Y/Q > 0,30$		
Ponte 3 – P280	$Y/Q > 0,22$		
Ponte 4 – P360	$Y/Q > 0,16$		

**NB:** Il limite teorico calcolato, attraverso l'equilibrio dei momenti, al di sotto del quale il sistema SMCT non è in grado di rilevare la sollecitazione trasversale (Y) è pari a 0.13 (Paragrafo 4.1.1.).

## 7) INFLUENZA DEL PUNTO DI APPLICAZIONE DELLA SOLLECITAZIONE VERTICALE (Q)

L'influenza del punto di applicazione della sollecitazione verticale (Q) sul fungo ( $d \neq 0$  mm) è stata ampiamente discussa nel Paragrafo 5.3.1. Purtroppo per limiti tecnici le prove sperimentali sono state limitate ad una distanza  $d=10$  mm dall'asse z e ad un'entità della sollecitazione verticale (Q) pari a soli 30 kN. Risulta quindi difficile sperimentalmente quantificare questa condizione.

L'unica evidenza sperimentale riscontrata è che spostando verso il lato interno della rotaia il punto di applicazione della forza verticale (Q), le deformazioni misurate diminuiscono di una quantità, che aumenta in valore assoluto per le sezioni di misura più esterne, ad esempio per il Ponte 4 (P360).

Graficamente le curve di deformazione risultano traslate in basso rispetto alla condizione in cui la sollecitazione verticale (Q) è applicata sull'asse z della rotaia (Figura 5.37), (distanza  $d=0$  mm). L'effetto è più accentuato per le sezioni di misura che hanno gli estensimetri posti a maggior distanza reciproca, come ad esempio per il Ponte 4 (P360).

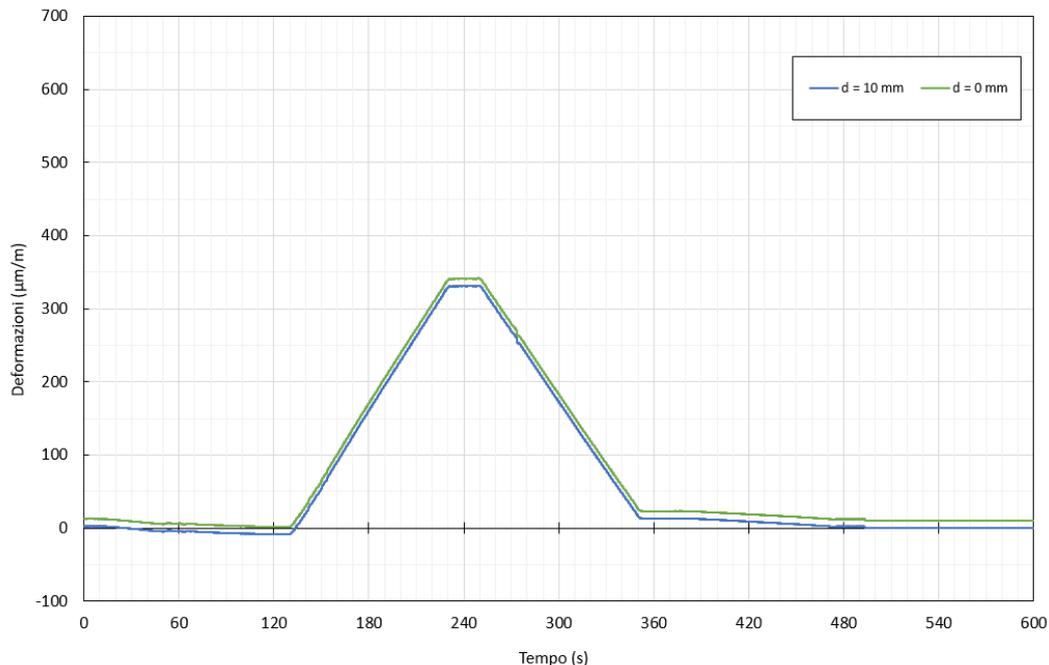


Figura 5.37 – Influenza del punto di applicazione della sollecitazione verticale (Q) sul fungo della rotaia [36]

## SCELTA DELLA SEZIONE DI MISURA

In base ai risultati sopra descritti si indica come sezione di misura più appropriata quella del **ponte 2 (P200)**, in cui gli estensimetri sono posizionati a  $\pm 100$  mm dall'asse di mezzeria della campata di misura.

Tale sezione rappresenta il miglior compromesso tra:

- sensibilità di misura
- costanza del K di calibrazione
- ridotte deformazioni sulla campata adiacente
- ridotta influenza del punto di applicazione della sollecitazione verticale (Q)

Inoltre si ritiene che il tratto valido per la misura del sistema, indipendentemente dalla sezione di misura, sia di circa  $\pm 60$  mm dall'asse di mezzeria della campata di misura (Figura 5.38). Il campionamento del segnale dovrà essere effettuato in questo tratto. Aumentando tale distanza si ha un aumento dell'incertezza di misura.

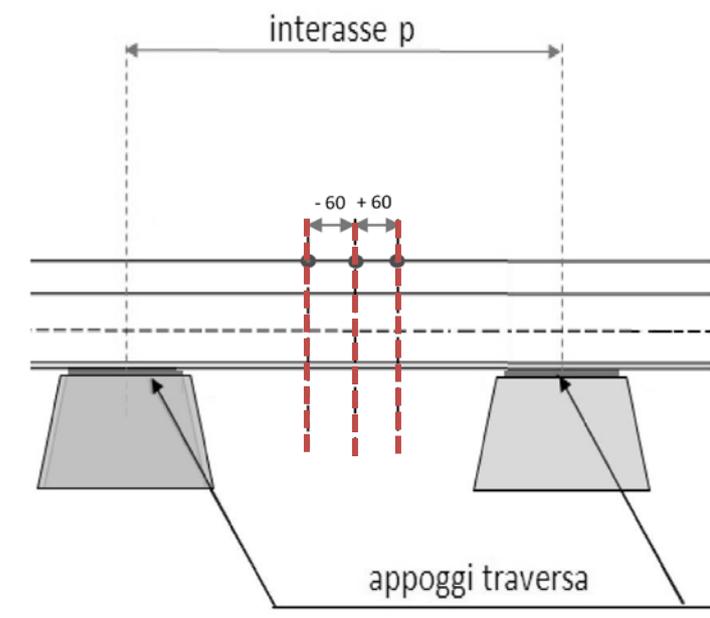


Figura 5.38 – Tratto valido per la misura del sistema [36]

### 5.3.4 Stima dell'incertezza di misura

L'incertezza di misura è stata calcolata considerando i risultati della sezione di misura ottimale: Ponte 2, P200, estensimetri posizionati a  $\pm 100$  mm dall'asse di mezzeria della campata di misura. Il calcolo dell'incertezza è stato effettuato per la posizione R0 della rotaia al di sotto del portale. È stata scelta tale posizione perché rappresenta la condizione in cui si ha la massima sensibilità di misura e si trova internamente al tratto valido per la misura del sistema:  $\pm 60$  mm dall'asse di mezzeria della campata di misura.

La stima dell'incertezza è stata effettuata attraverso il metodo di analisi a posteriori considerando un intervallo di confidenza di  $3\sigma$ . Il valore del rapporto K medio ottimale è stato determinato minimizzando gli scarti percentuali nella stima della sollecitazione trasversale (Y) per tutti e 5 i cicli di carico realizzati sperimentalmente.

Nella seguente Tabella 5.11 vengono riportati i risultati dell'analisi dell'incertezza.

Tabella 5.11 – Analisi dell'incertezza attraverso il metodo a posteriori [36]

Forza Q	Forza Y	Y/Q	Ciclo 1	Ciclo 2	Ciclo 3	Ciclo 4	Ciclo 5	Media	Dev. St. $3\sigma$	K	$Y_{SMCT}$	$ \Delta Y $
kN	kN		$\mu\text{m/m}$	kN/ $\mu\text{m/m}$	kN	%						
39,75	3,98	0,1	18,5	17,2	17,2	17,1	16,0	17,2	2,7	0,231	2,57	35,3 %
39,75	8,00	0,2	47,0	46,6	46,1	46,3	45,9	46,4	1,3	0,172	6,93	13,4 %
39,75	11,93	0,3	76,7	75,3	74,8	72,5	74,2	74,7	4,6	0,160	11,15	6,5 %
39,75	15,90	0,4	103,8	102,8	103,6	104,3	100,5	103,0	4,5	0,154	15,38	3,3 %
39,75	19,88	0,5	133,4	129,9	132,3	133,3	132,9	132,4	4,3	0,150	19,77	0,5 %
39,75	23,85	0,6	159,2	161,2	158,7	158,0	157,6	158,9	4,2	0,150	23,73	0,5 %
39,75	27,83	0,7	187,0	186,4	185,8	185,9	185,2	186,1	2,0	0,150	27,78	0,1 %
39,75	31,80	0,8	214,8	213,8	213,9	214,1	213,8	214,1	1,2	0,149	31,97	0,5 %
39,75	35,78	0,9	241,9	241,4	242,2	241,8	241,2	241,7	1,2	0,148	36,10	0,9 %
39,75	39,75	1,0	268,8	268,6	268,1	269,3	268,0	268,5	1,6	0,148	40,10	0,9 %
39,75	43,73	1,1	296,6	295,6	295,4	296,4	295,9	296,0	1,6	0,148	44,20	1,1 %
39,75	47,70	1,2	323,5	323,0	323,7	323,3	322,4	323,2	1,5	0,148	48,26	1,2 %
<b>K medio</b>										<b>0,149</b>		
<b><math> \Delta Y </math> medio</b>										<b>1,0 %</b>		

Nella prima parte dei dati di Tabella 5.11, i valori di  $Y/Q \leq 0,3$  sono stati esclusi dall'analisi, in quanto rappresentano la zona di non validità per la sezione di misura considerata (Tabella 5.10). Considerando invece i valori del rapporto K per rapporti di  $Y/Q > 0,3$  si ottiene, al netto di tutti gli altri fattori, un'incertezza media di misura di circa l'1%.

Analizzando l'incertezza di misura dovuta al punto di applicazione della sollecitazione verticale (Q) sul fungo della rotaia per il Ponte 2 (P200), si è tenuto conto delle osservazioni del Paragrafo

5.3.1. Purtroppo quantificare con esattezza questo tipo di incertezza al momento non è stato possibile perché le condizioni operative delle prove di laboratorio non hanno consentito un decentramento sufficiente del punto di applicazione della sollecitazione verticale (Q) rispetto all'asse z di simmetria della rotaia (vedere Paragrafo 5.2.3).

In ogni caso si ipotizza che nel complesso l'incertezza di misura del sistema non superi il 5%.

## Conclusioni

Il presente lavoro ha descritto nel dettaglio il processo che ha portato allo sviluppo di un sistema sperimentale per il monitoraggio dei carichi trasversali ( $Y$ ) durante il transito di un veicolo ferroviario in curva.

La ricerca, iniziata con uno studio di fattibilità del sistema, è proseguita con lo studio teorico e sperimentale delle forze di contatto, concludendosi con la realizzazione di un prototipo funzionante e destinato all'installazione in linea durante il regolare esercizio. Le attività sono state in gran parte rese possibili dalle due convenzioni di ricerca messe in atto con Rete Ferroviaria Italiana (RFI), di cui il sottoscritto è stato membro e parte integrante, senza le quali non sarebbe stato possibile sperimentare ed applicare i risultati raggiunti in un contesto operativo. Al momento della stesura della presente tesi il prototipo del sistema di misura è in fase di calibrazione per la successiva fase di installazione in linea.

Il sistema di misura sviluppato si basa su una particolare combinazione delle deformazioni che si producono sulla superficie superiore della suola della rotaia ed è in grado di annullare gli effetti deformativi prodotti dalla contemporanea applicazione di una forza verticale ( $Q$ ). I risultati numerici e sperimentali della ricerca hanno mostrato la chiara possibilità di individuare, entro certe condizioni, una costante di proporzionalità tra forza trasversale e deformazioni ( $K=Y/\epsilon$ ) attraverso la quale è possibile stimare l'entità delle spinte trasversali esercitate da un rotabile sul binario durante il transito in curva.

L'intero processo è un perfetto esempio di come i risultati di una ricerca di natura accademica possano avere dirette ed importanti applicazioni in un contesto industriale ben definito. La collaborazione ed il supporto con un attore fondamentale del settore del trasporto ferroviario italiano, ha rappresentato inoltre un valore aggiunto al fine di definire le linee guide e gli indirizzi della ricerca stessa.

## Riferimenti Bibliografici

- [1] Agenzia Nazionale per la Sicurezza delle Ferrovie (ANSF), "*Rapporto Annuale sulla Sicurezza*", 2015.
- [2] European Railway Agency (ERA), "*Railway Safety Performance in the European Union*", 2016.
- [3] European Railway Agency (ERA), "*Impact Assessment on the use of Derailment Detection Devices in the EU Railway System*", ERA/REP/03-2009/SAF.
- [4] European Railway Agency (ERA), "*Prevention and mitigation of freight train derailments at short and medium terms*", ERA/REP/02-2012/SAF.
- [5] International Union of Railways (UIC) & University of Newcastle, "*D-RAIL Project*", 2014.
- [6] Agenzia Nazionale per la Sicurezza delle Ferrovie (ANSF), "*Linee guida per l'attestazione dei Soggetti Responsabili della Manutenzione dei veicoli ferroviari (ad esclusione dei carri)*". Rev.01, 2015.
- [7] European Railway Agency (ERA), "*Guide for the application of the Art 14 (a) of the Safety Directive and Commission Regulation (EU) No 445/2011 on a system of certification of entities in charge of maintenance for freight wagons. Guide for the application of the Art 14 (a) of the Safety Directive and Commission Regulation (EU) No 445/2011 on a system of certification of entities in charge of maintenance for freight wagons*", ERA-GUI-100, 2013.
- [8] G. Malavasi, "*Dispense del corso di Veicoli ed Impianti di Trasporto*", Facoltà di Ingegneria Civile, Edile ed Industriale, Università di Roma "La Sapienza", A.A. 2014/15.
- [9] B. Lichtberger, "*Track Compendium*" 2th edition, DW Media Group GmbH Eurailpress, 2011.
- [10] E. Stagni, "*Meccanica della Locomozione*", Patron Editore Bologna, 1968.
- [11] UNI EN 14363:2005: "*Applicazioni ferroviarie - Prove per l'accettazione delle caratteristiche di marcia dei veicoli ferroviari - Prove di comportamento dinamico e statico*".
- [12] M. Alessandria, B. Dotta, R. Licciardello. "*Rilievi in linea di lunga durata delle forze di contatto con il metodo CML*". Ingegneria Ferroviaria, novembre 2011.
- [13] M. Bruner, F. Campagna, D. Cortis, Gi. Malavasi, S. Rossi. "*Tecniche di misura sperimentali per la determinazione delle forze laterali di contatto ruota-rotaia*". IV Convegno Nazionale "Sicurezza ed Esercizio Ferroviario: Soluzioni e Strategie per lo Sviluppo del Trasporto Ferroviario", Università di Roma "La Sapienza", 2015.

- [14] D.R. Ahlbeck, H.D. Harrison. "Technique for Measuring Wheel/Rail Forces with Trackside Instrumentation". ASME Winter Annual Meeting, 27 November – 2 December 1977, Atlanta, USA, 1977.
- [15] D.R. Ahlbeck, H.D. Harrison. "Techniques for measurement of wheel-rail forces". Shock Vibr. Digest 12 (10) (October 1980).
- [16] H.D. Harrison, D.R. Ahlbeck. "Development and evaluation of wayside wheel/rail load measurement techniques". Proceedings of the International Conference on Wheel/Rail Load and Displacement Measurement Techniques, 19–20 January 1981, Cambridge Mass., USA, 1981.
- [17] A. Moreau. "La verification del la securite contre le deraillement". Revue Générale des Chemins de Fer 4 (1987) 25–32.
- [18] D. Milkovic, G. Simic, Z. Jakovljevic, J. Tanaskovic, V. Lucanin. "Wayside system for wheel-rail contact forces measurements". Measur. - J. Int. Measur. Confeder. 46 (November 2013) 3308–3318.
- [19] C. Delprete, C. Rosso. "An easy instrument and a methodology for the monitoring and the diagnosis of a rail". Mech. Syst. Signal Process. 23 (June 2009) 940–956.
- [20] H. Molatefi, H. Mozafari. "Analysis of new method for vertical load measurement in the barycenter of the rail web by using FEM". Measur. - J. Int. Measur. Confeder. 46 (April 2013) 2313–2323.
- [21] A. Bracciali, R. Ciuffi, F. Piccioli. "Progetto e validazione di un sensore estensimetrico multifunzione per il binario ferroviario". XXXX Convegno AIAS, 12–15 September 2001, Alghero, Italy.
- [22] A. Bracciali, P. Folgarait. "New Sensor for Lateral & Vertical Wheel-Rail Forces Measurements". Railway Engineering Conference, 6–7 July 2004, London, England, 2004.
- [23] L. Di Benedetto, A. Bracciali, T. De Cicco, F. Piccioli. "Diagnosi delle condizioni di marcia di un rotabile con un sistema di misura delle forze laterali e verticali al contatto ruota-rotaia". Convegno AIAS, 7–9 September 2010, Maratea, Italy.
- [24] L. Bocciolini, A. Bracciali, L. Di Benedetto, R. Mastandrea, F. Piccioli. "Wayside Measurement of Lateral and Vertical Wheel/Rail Forces for Rolling Stock Homologation". J. Pombo, (Editor), Proceedings of the Second International Conference on Railway Technology: Research, Development and Maintenance, Civil-Comp Press, Stirlingshire, UK, Paper 171, 2014.

- [25] L. Yifana, L. Jianxinb, L. Jianhuic. " *Wheel-rail lateral force continuous measurement based on rail web bending moment difference method*". Appl. Mech. Mater. 105–107 (2011) 755–759.
- [26] RTR Special. " *Wayside Train Monitoring System – An actual overview*". Eurailpress, 2011.
- [27] F.M.D. Accattatis, M. Bruner, M. Catena, G.R. Corazza, E. Cosciotti, G. Malavsi, S. Rossi, M. Testa. " *Measurement of the vertical loads transferred to the rail*". Ingegneria Ferroviaria, December 2014, p. 1001–1041.
- [28] Rete Ferroviaria Italiana – RFI, Specifica Tecnica. " *Sistema di misura dei carichi verticali dinamici dei rotabili*". Rev. C, 22 dicembre 2014.
- [29] Convezione di Ricerca l'Università di Roma "La Sapienza", Dipartimento di Ingegneria Civile, Edile ed Ambientale (DICEA) e Rete Ferroviaria Italiana (RFI), " *Misurabilità dei carichi trasversali trasmessi al binario – Fattibilità SMCT*", Rapporti R1/R2, 2014 – 2015.
- [30] D. Cortis, M. Bruner, G. Malavasi, S. Rossi, M. Catena, M. Testa. " *Estimation of the wheel-rail lateral contact force through the analysis of the rail web bending strains*". Measurement - Journal of the International Measurement Confederation (Elsevier), 99C (2017) pp. 23-35.
- [31] M. Bruner, D. Cortis, G. Malavasi. " *The Rail Strain under Different Loads and Conditions as Source of Information for Operation*". Proceedings of the Third International Conference on Railway Technology: Research, Development and Maintenance. J. Pombo, Civil-Comp Press, Stirlingshire, Scotland. Cagliari April 2016.
- [32] Universal Mechanism, User Guide (<http://www.universalmechanism.com>)
- [33] Douglas C. Montgomery, " *Design and Analysis of Experiments – 5Th Edition*", John Wiley & Sons Inc., 2001.
- [34] Karl Hoffmann, " *Introduzione alla tecnica di misura con gli estensimetri*". Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, 2008.
- [35] ANSYS Inc., " *ANSYS Mechanical APDL Structural Analysis Guide*", Release 15.0, November 2013.
- [36] Convezione di Ricerca l'Università di Roma "La Sapienza", Dipartimento di Ingegneria Civile, Edile ed Ambientale (DICEA) e Rete Ferroviaria Italiana (RFI), " *Sviluppo di una Stazione di Misura dei Carichi Trasversali (SMCT) trasmessi al binario dai rotabili ferroviari in transito*", Rapporti R1/R2, 2017.

*La conclusione di un percorso di tre anni comporta inevitabilmente il ringraziamento di molte persone, ognuna delle quali ha contribuito in maniera particolare alla mia crescita professionale.*

*Oltre agli obiettivi tecnici raggiunti, ricorderò questo periodo per le relazioni personali nate con i colleghi, che si sono poi tramutate in nuove e forti amicizie.*

*Per questi motivi mi limito semplicemente a dire “grazie”, riportando, rigorosamente in ordine alfabetico nell’ultima parte di questa tesi, i nomi di tutte le persone con cui ho avuto il piacere di lavorare questi anni.*

Daniele Cortis

*Università degli Studi di Roma “La Sapienza”*

*Dipartimento di Ingegneria Civile, Edile ed Ambientale (DICEA) – Area Trasporti:*

*Antognoli Marco, Befanucci Pier Paolo, Bruner Massimiliano, Capodilupo Luigi, Giulianelli Stefano, Isaenko Natalia, Licciardello Riccardo, Malavasi Gabriele, Malavasi Giorgio, Marinacci Cristinano, Ricci Stefano, Rizzetto Luca, Sperati Simone, Terribile Stefano, Tombesi Eros, Vitali Pietro.*

*Rete Ferroviaria Italiana (RFI), Gruppo Ferrovie dello Stato Italiane (FS)*

*Direzione Tecnica – Standard Tecnologici e Sperimentali, Armamento:*

*Arcoleo Giuseppe, Catena Maddalena, Rossi Stefano, Testa Mario.*

*Direzione Tecnica – Laboratori di Prove e Misure:*

*Eusepi Riccardo, Fedeli Eugenio, Ricciardi Luca.*