



Metodologia di calibrazione di sale dinamometriche per la misura delle forze di contatto tra ruota e rotaia

Methodology for the calibration of dynamometric wheel-sets for the measurement of the wheel-rail contact forces

Prof. Ingg. Giorgio DIANA^(), Ferruccio RESTA^(*), Francesco BRAGHIN^(*), Marco BOCCIOLONE^(*),
Dott. Ingg. Egidio Di GIALLEONARDO^(*), Pietro CROSIO^(*),*

SOMMARIO - Nel lavoro viene presentata la metodologia e la procedura di taratura di una sala opportunamente strumentata al fine di misurare le forze al contatto ruota-rotaia. La taratura viene effettuata su un banco non rotante, sul quale viene montato un carrello completo, al fine di imporre le corrette condizioni di vincolo alla sala. Le forze di contatto sulle ruote della sala strumentata vengono misurate direttamente attraverso delle bilance a sette componenti. Imponendo, pertanto, carichi noti al contatto ruota-rotaia e misurando contemporaneamente le deformazioni prodotte nelle sezioni strumentate, è possibile ricavare la matrice di taratura che lega le deformazioni misurate alle effettive forze di contatto, rendendo possibile la stima in linea delle tre componenti di forza per ciascuna ruota. La procedura di taratura proposta permette, in aggiunta, di ottenere una stima dell'incertezza associata alla misura delle forze di contatto.

1. Introduzione

A partire dagli anni '30, con la proposta di CARTER [1] di un modello di contatto per la predizione delle capacità traenti dei veicoli ferroviari, i costruttori e gli esercenti hanno sentito la necessità di misurare le forze scambiate tra veicolo ferroviario e armamento al fine di poter prevedere il comportamento del veicolo stesso nonché il suo impatto sull'infrastruttura. Tali forze, infatti, sono di fondamentale importanza per comprendere meccanismi quali la stabilità del veicolo in marcia in rettilineo, la sicurezza di marcia (con particolare riferimento al deragliamento, si veda la normativa UIC518 [2]) in curva, il comfort dei passeggeri, l'affaticamento/degrado dei diversi componenti sia del veicolo (ruote, assile, boccole, sospensioni,...) che dell'armamento (rotaie, traversine, ballast,...), nonché la trasmissione di vibrazione e rumore agli edifici circostanti le linee ferroviarie.

Sono stati quindi sviluppati diversi approcci per la misura delle forze di contatto tra ruota e rotaia, descritti in maggiore dettaglio nei riferimenti [3], [4], [5], [6], [7] e [8]. Effettuando una classificazione grossolana è possibi-

SUMMARY - In this work the methodology and the calibration procedure of a wheel-set properly instrumented to measure the wheel-rail contact forces is presented. The calibration is performed on a non-rolling bench on which a complete bogie is mounted in order to impose the correct constraint conditions to the wheel-set. The contact forces on the wheels of the instrumented wheel-set are measured directly through scales with seven components. Hence imposing known loads at the wheel-rail contact and at the same time measuring the deformations produced in the instrumented sections, the calibration matrix correlating the measured deformations to actual contact forces can be derived, making it possible the in-line estimation of the three force components for each wheel. In addition, the calibration procedure proposed allows to get an estimation of the uncertainty associated with the measurement of the contact forces.

1. Introduction

Since the 30's, with CARTER's [1] proposal of a contact model for the prediction of the traction capacities of railway vehicles, manufacturers and operators felt the need to measure the forces exchanged between railway vehicle and permanent way in order to predict the behaviour of the vehicle and its impact on the infrastructure. These forces are in fact of fundamental importance to understand mechanisms such as running stability of the vehicle on a straight stretch, running safety in curve (with particular reference to the derailment, see regulation UIC518 [2]), passenger comfort, fatigue/degradation of the various components of both the vehicle (wheels, axle, axle boxes, suspensions,...) and the permanent-way (rails, sleepers, ballast,...) as well as vibration and noise transmission to the buildings surrounding the railway lines.

Therefore different approaches have been developed for the measurement of contact forces between wheel and track, described in more detail in references [3] [4] [5] [6] [7] and [8]. Making a coarse classification, one can distin-

^(*) Politecnico di Milano, Dipartimento di Meccanica.

^(*) Politecnico di Milano, Department of Mechanical Engineering.

le distinguere tra approcci basati sulla strumentazione della via di corsa e approcci basati sulla sensorizzazione di uno o più elementi a bordo veicolo. Come è immediato comprendere, la sensorizzazione della via di corsa permette di rilevare le forze di contatto scambiate tra veicolo e infrastruttura in punti specifici della linea, ossia là dove sono stati posti i sensori. Se si è interessati a rilevare le forze di contatto lungo tutta la linea, la scelta del sistema di misura da adottare non può cadere che su un sistema a bordo veicolo.

I sistemi di misura delle forze di contatto a bordo veicolo sono progettati e realizzati per risultare il meno invasivi possibile rispetto alla configurazione esistente⁽¹⁾. Non vi sono quindi sistemi in grado di rilevare direttamente le forze di contatto ma la loro misura è sempre indiretta: le forze di contatto vengono determinate basandosi sull'effetto che queste hanno su particolari componenti del veicolo stesso. Ovviamente, essendo l'obiettivo quello di rilevare le forze di contatto scambiate tra ruota e rotaia, più prossimi a tale zona si resta, maggiori saranno gli effetti dovuti a tali forze. Pertanto, strumentare la sala (ruote e/o assile) permette di ottenere un rapporto segnale-rumore (dove il segnale sono le forze di contatto) più elevato. Lo svantaggio di tale scelta consiste nel fatto che la sala ruota rispetto al veicolo ferroviario. È quindi richiesto un costoso sistema di telemetria per trasmettere i segnali, misurati a bordo sala, verso un sistema di acquisizione/elaborazione che tipicamente si trova a bordo veicolo. Va inoltre puntualizzato che, più prossimi si è alla zona dove tali forze vengono scambiate, più si risentono degli effetti locali ad elevata frequenza quali ad esempio la rugosità superficiale dei corpi a contatto, la loro geometria (profilo nuovo o usurato) nonché la posizione del punto di contatto.

La metodologia sviluppata dal Politecnico di Milano, e descritta nel seguito, si differenzia dalla metodologia ASWDM di DB per come viene tarata la sala ferroviaria: invece di correlare deformazioni e forze di contatto mediante equazioni analitiche che derivano da equilibri, si adotta un approccio non strutturato che si basa sull'identificazione di una matrice di taratura da determinarsi sperimentalmente. Questo approccio permette di correlare tutti gli ingressi (deformazioni) a tutte le uscite (componenti delle forze di contatto) risultando così più robusto a disturbi e accurato nella stima delle forze. Riveste quindi fondamentale importanza la procedura di taratura che verrà dettagliatamente descritta nel seguito. Vengono inoltre operate delle trasformazioni (non lineari) dei segnali in ingresso (deformazioni) per passare dal sistema di riferimento roto-traslante della sala al sistema traslante del ve-

gnaish between approaches based on instrumentation of the runway and approaches based on the sensorisation of one or more elements on board the vehicle. As one can immediately understand, the sensorisation of the runway allows the detection of the contact forces exchanged between the vehicle and the infrastructure at specific points of the line, i.e. where the sensors have been placed. If one is interested in detecting the contact forces along all the line, the choice of the measurement system to be adopted cannot but fall on a system on board the vehicle.

The systems measuring contact forces on board the vehicle are designed and constructed to be the least invasive as possible with respect to the existing configuration⁽¹⁾. There are therefore no systems capable of detecting contact forces directly, but their measurement is always indirect: contact forces are determined based on the effect these have on particular components of the vehicle itself. Obviously, being the aim the detection of contact forces exchanged between wheel and rail, the nearer one remains to this area, the more the effects due to these forces will be. Therefore, instrumenting the wheel-set (wheels and/or axle) allows to obtain a higher signal-to-noise ratio (where the signal represents the contact forces). The disadvantage of this approach lies in the fact that the wheel-set rotates with respect to the railway vehicle. Therefore an expensive telemetry system is required to transmit signals, measured on board the wheel-set, towards an acquisition/processing system that is typically located on board the vehicle. It should also be clarified that, the closer to the area where these forces are exchanged, the more high frequency local effects are suffered, such as the surface roughness of the bodies in contact, their geometry (new or worn profile) as well as the position of the point of contact.

The methodology developed by the Politecnico di Milano, described below, differs from DB's ASWDM methodology for the way the train wheel-set is calibrated: instead of interrelating deformations and contact forces using analytical equations that derive from equilibrium conditions, a non-structured approach that is based on the identification of a calibration matrix to be determined experimentally is adopted. This approach allows to interrelate all inputs (deformations) to all outputs (components of the contact forces) therefore resulting more sturdy to disturbances and accurate in estimating the forces. Therefore, the calibration procedure that is described in detail below is of crucial importance. Furthermore, (non-linear) transformations of the input signals (deformations) are also made to pass from the roto-translating reference system of the wheel-set to the translating system of the vehicle (i.e.

⁽¹⁾ Infatti, essendo tali sistemi tipicamente assai costosi, non è pensabile di adottarli per tutti i veicoli. Se quindi il loro utilizzo impattasse sulla dinamica di marcia del veicolo stesso, le forze di contatto rilevate sul veicolo prova non sarebbero significative per tutti gli altri veicoli.

⁽¹⁾ In fact, since such systems are typically very expensive, it is unthinkable to adopt them for all vehicles. Therefore, should their use have an impact on the running dynamics of the vehicle itself, the contact forces detected on the test vehicle would not be meaningful to all other vehicles.

colo (ossia per demodulare la pulsazione dei segnali dovuta alla rotazione della sala stessa).

2. Banco prova per la calibrazione delle sale dinamometriche

Le prove di taratura della sala dinamometrica sono eseguite utilizzando il "banco prova carrelli" del Dipartimento di Meccanica del Politecnico di Milano (fig. 1).

La sperimentazione viene progettata ed eseguita al fine di calibrare il sistema carrello-sala dinamometrica sotto l'azione di carichi noti. In questo paragrafo viene descritto più dettagliatamente il set-up di calibrazione, con particolare riferimento al sistema di attuazione e alla strumentazione di misura.

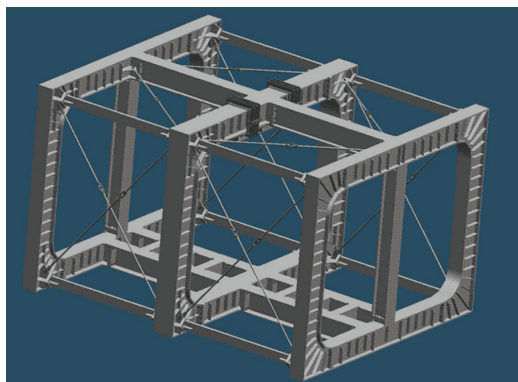


Fig. 1 - Struttura del "banco prova carrelli" del Dipartimento di Meccanica del Politecnico di Milano. *Structure of "the bogie test bench", of the Department of Mechanical Engineering of Polytechnic School in Milan.*

L'applicazione delle forze durante il processo di taratura della sala strumentata viene eseguita tramite attuatori idraulici controllati, collegati al carrello attraverso una trave di carico vincolata rigidamente al carrello nei punti di attacco delle sospensioni secondarie.

Il controllo degli attuatori può essere effettuato in anello chiuso con retroazione in forza o spostamento a seconda delle necessità. Nel caso particolare della calibrazione il sistema è configurato al fine di imporre carichi noti al contatto ruota rotaia, permettendo di fornire carichi verticali bilanciati rispetto alla mezzzeria del carrello oppure sbilanciati per simulare il trasferimento di carico dal lato interno curva verso il lato esterno curva compressivo, inoltre, delle azioni laterali applicate dalla cassa del veicolo al carrello.

Nella configurazione utilizzata, il banco (fig. 2) è equipaggiato con:

- quattro attuatori (A2, A3, A4 e A5 – fig. 3) per l'applicazione dei carichi verticali;

for demodulating the signal pulse due to the rotation of the wheel-set itself).

2. Test bench for the calibration of the dynamometric wheel-sets

The calibration tests of the dynamometric wheel-set are performed by using the "bogie test bench" of the Department of Mechanical of the Polytechnic School in Milan (fig. 1).

The experimentation is designed and executed in order to calibrate the bogie-dynamometric wheel-set system under the action of known loads. This section describes in more detail the calibration set-up, with particular reference to the actuation system and to the measuring equipment.

The application of forces during the calibration process of the instrumented wheel-set is performed by means of controlled hydraulic actuators, connected to the bogie through a load girder bound rigidly to the bogie at the attachment points of the secondary suspensions.

The control of the actuators can be performed by a closed loop with a force or displacement retroaction, depending on needs. In the particular case of the calibration, the system is configured to impose known loads at the wheel-rail contact, allowing to provide balanced vertical loads with respect to the mid-point of the bogie or unbalanced loads to simulate the load transfer from the internal curve side toward the external curve, also including lateral actions applied by the car body to the bogie.

In the configuration used, the bench (fig. 2) is equipped with:

- four actuators (A2, A3, A4 and A5 – fig. 3) for the application of vertical loads;
- an actuator (A6 - fig. 3) for the application of the lateral load.

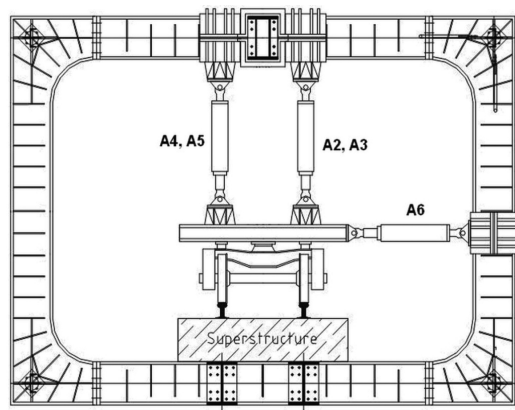


Fig. 2 - Schema dei dispositivi per l'applicazione dei carichi sul "banco prova carrelli". *Diagram of the devices for the application of loads on the "bogie test bench".*

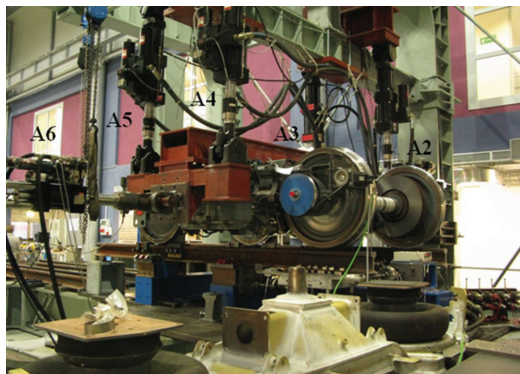


Fig. 3 - Attuatori per l'applicazione dei carichi sul "banco prova carrelli". *Actuators for the application of loads on the "bogie test bench".*

- un attuttore (A6 – fig. 3) per l'applicazione del carico laterale.

Il carrello, equipaggiato con la sala dinamometrica da calibrare, viene posizionato su un binario strumentato che reagisce ai carichi applicati dagli attuatori, riproducendo le condizioni di contatto ruota-rotaia che si generano durante l'esercizio in linea, come illustrato in fig. 4.

A contatto con le ruote della sala da calibrare vengono posizionati concii di rotaia, ciascuno strumentato con 7 celle di carico estensimetriche al fine di misurare le tre componenti della forza di contatto ruota-rotaia. Le singole celle di carico sono posizionate e vincolate sia a terra sia al concio di rotaia tramite opportuni collegamenti sferici che permettono di misurare unicamente il carico assiale applicato alle stesse, rendendo trascurabili le altre componenti di forza e momento trasmessi a terra.

In particolare, le celle di carico sono disposte nella seguente maniera:

- 4 celle di carico in direzione verticale (fig. 5);

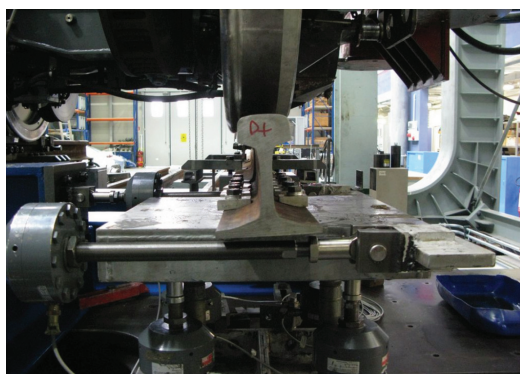


Fig. 4 - Dettaglio di uno dei due concii strumentati. *Detail of one of the two instrumented sections.*

The bogie, equipped with the dynamometric wheel-set to calibrate, is positioned on a instrumented track that reacts to loads applied by actuators, reproducing the conditions of wheel-rail contact that generate during operation, as shown in fig. 4.



Fig. 5 - Particolare delle celle di carico in direzione verticale. *Detail of the load cells in the vertical direction.*

Track sections are placed in contact with the wheels of the wheel-set to calibrate, each one instrumented with 7 strain gauge load cells to measure all three components of the wheel-rail contact force. The individual load cells are positioned and constrained to the ground and to the track section through proper spherical connections that allow to measure only the axial load applied to them, making other force and moment components transmitted to the ground negligible.

In particular, the load cells are arranged in the following manner:

- 4 load cells in the vertical direction (fig. 5);
- 2 load cells in the lateral direction (fig. 6);
- 1 load cell in the longitudinal direction (fig. 7).

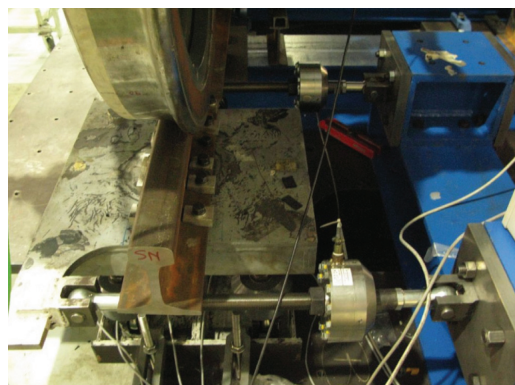


Fig. 6 - Particolare delle celle di carico in direzione laterale. *Detail of the load cells in the lateral direction.*

- 2 celle di carico in direzione laterale (fig. 6);
- 1 cella di carico in direzione longitudinale (fig. 7).

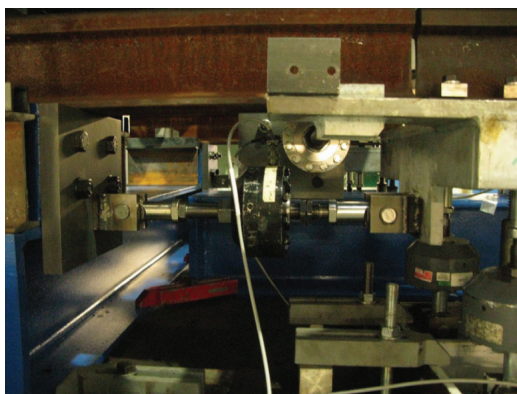


Fig. 7 - Particolare della cella di carico in direzione longitudinale. Detail of the load cells in the lateral direction.

3. Allestimento della sala dinamometrica

Le forze di contatto ruota-rotaia vengono usualmente scomposte in tre componenti caratteristiche utili per l'analisi della dinamica di marcia del veicolo ferroviario: verticale, laterale e longitudinale, come illustrato in fig. 8.

Volendo stimare sei componenti di forza al contatto, tre per ciascuna ruota, risulta necessario ottenere almeno sei equazioni indipendenti di legame tra le deformazioni misurate e le forze.

Con lo scopo di aumentare l'affidabilità del sistema si prevede di misurare più di sei componenti di deformazione in differenti punti ottenendo, in tal modo, un sistema di misura ridondante. La stima delle forze viene effettuata, pertanto, tramite un sistema sovradeterminato ed intrinsecamente più robusto. Per la determinazione del numero, delle posizioni su cui applicare gli estensimetri ed il collegamento ottimale tra essi si realizza un modello ad elementi finiti tramite un collaudato software commerciale per l'analisi delle deformazioni attese (fig. 9).



Fig. 9 - Modello agli elementi finiti della sala dinamometrica. Finite element model of the dynamometric wheel-set.

3. Dynamometric wheel-set equipment

The wheel-rail contact forces are usually broken down into three characteristic components, useful for the analysis of the running dynamics of the rail vehicle: vertical, lateral and longitudinal, as shown in fig. 8.

The estimation of six contact force components, three for each wheel, requires to get at least six independent equations linking the measured deformations and the forces.

In order to increase the reliability of the system, the measurement of more than six different deformation components is foreseen in different points, thus obtaining a redundant measurement system. The estimate of the forces, is therefore made through an over-determined and inherently more sturdy system. For the determination of the number and the positions on which to apply the strain gauges and the optimum connection between them, a finite element model is created by using a proven commercial software for the analysis of expected deformations (fig. 9).

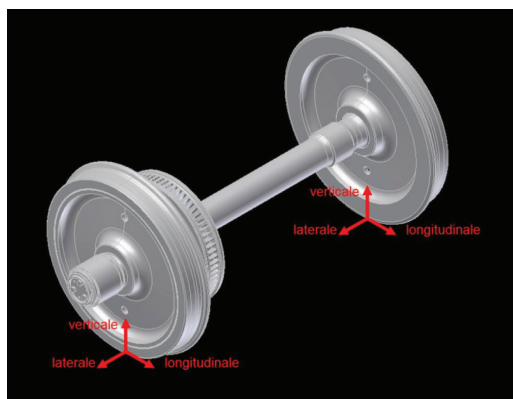


Fig. 8 - Sei componenti delle forze applicate alle ruote. Six components of forces applied to the wheels.

The mathematical model considers forces exchanged between spindles and bogie as a ground constraint and forces generated on wheel-rail contact as forces applied. The study focuses primarily on the influence of the wheel-rail contact points position on deformations of the wheel folder by applying lateral and vertical loads on the characteristic contact points (flange, board and external board) in different angular positions of the wheel-set in order to identify areas of the folder where the deformations caused by vertical loads are negligible, compared to the same deformations caused by lateral loads or vice versa. Considering the profiles of the folder typically used, the FEA simulations in fact allow to detect a circumference along which the radial deformations show a greater sensitivity to lateral load rather than to vertical load, whereas, as regards the circumferential deforma-

Il modello matematico considera come vincolo a terra le forze scambiate tra fuselli e carrello e come forze applicate le forze generate al contatto ruota-rotaia. Lo studio si focalizza principalmente sull'influenza della posizione del punto di contatto ruota-rotaia sulle deformazioni della cartella della ruota applicando carichi verticali e laterali sui punti di contatto caratteristici (bordino, tavola ed esterno tavola) in diverse posizioni angolari della sala al fine di individuare zone della cartella in cui le deformazioni causate dai carichi verticali siano trascurabili rispetto alle stesse deformazioni causate dai carichi laterali o viceversa. Considerando profili della cartella tipicamente in uso, le simulazioni FEA permettono, infatti, di individuare una circonferenza lungo la quale le deformazioni radiali mostrano una sensibilità al carico laterale maggiore rispetto a quella al carico verticale, mentre, per quanto riguarda le deformazioni circonferenziali, i valori di sensibilità ai due tipi di carico risultano di entità paragonabile. Pertanto misurando le deformazioni radiali su tale circonferenza della cartella è possibile ottenere una stima del carico laterale applicato alla ruota.

Il collegamento degli estensimetri sulla cartella (posizionati come mostrato in fig. 10) viene effettuato sia in serie che in parallelo per soddisfare esigenze di misura della quantità interessata, di sensibilità, di compensazione termica e limitazioni sulla resistenza minima applicabile su ciascun lato del ponte di Wheatstone in funzione del sistema di acquisizione adottato. In particolare uno degli obiettivi di tale collegamento è la minimizzazione, all'interno del giro ruota, della variabilità dell'uscita del ponte estensimetrico a fronte di una forza laterale costante.

Il modello ad elementi finiti sopra descritto viene inoltre utilizzato per lo studio dello stato di deformazione atteso dell'assile e l'identificazione di sezioni di misura adatte alla stima delle forze di contatto. Analizzando la deformazione dell'assile si nota che le forze laterali e verticali causano flettenti la flessione nel piano verticale mentre le forze longitudinali provocano la flessione nel piano orizzontale e la torsione dell'elemento. Vengono quindi posizionati 12 ponti estensimetrici per la misura delle deformazioni flessionali lungo due piani ortogonali dell'assile in 6 sezioni differenti (una per ciascun fusello e quattro tra le due ruote) e 2 ponti estensimetrici per la misura delle deformazioni torsionali in 2 sezioni differenti. Le sezioni strumentate dell'assile devono inoltre rispettare i vincoli imposti dalla geometria dell'assile stesso. A titolo di esempio si mostrano in fig. 11 le sezioni di misura su una sala calibrata avendo indicato con le linee i ponti per la misura della flessione mentre con i punti i ponti per la misura della torsione.

tions, the sensitivity values to the two load types are of a comparable degree. Therefore, by measuring the radial deformations on the circumference of the folder, one can get an estimate of the lateral load applied to the wheel.

The connection of the strain gauges on the folder (placed as shown in fig. 10) is carried out both in series and in parallel to satisfy needs of measurement of the quantity concerned, of sensitivity, of thermal compensation and limitations of the minimum resistance applicable on each side of the Wheatstone bridge according to the adopted acquisition system. In particular one of the objectives of such a connection is the minimisation, within the wheel revolution, of the variability of the strain gauged bridge output against a constant lateral force.

The finite element model described above is also used to study the axle deformation state expected and to detect the measurement sections suitable for the estimate of contact forces. Analysing the axle deformation, one can observe that the lateral and vertical forces cause bending in the vertical plane whereas the longitudinal forces cause bending in the horizontal plane and torsion of the element. 12 strain gauged bridges are therefore placed for measuring bending deformations along two orthogonal planes of the axle in 6 different sections (one for each spindle and four between the two wheels) and 2 strain gauged bridges for the measurement of torsional deformations in 2 different sections. The instrumented sections of the axle must also respect the constraints imposed by the geometry of the axle itself. By way of illustration, the measuring sections on a calibrated wheel-set are shown in fig. 11, having indicated the bridges for the measurement of the bending with lines and the bridges for the measurement of the torsion with dots.

Overall, the system described provides a total of 16 signals, 2 from the folders, 2 from the strain gauged bridges for the measurement of the axle torsion and 12 from bridges for the measurement of the bending. A com-

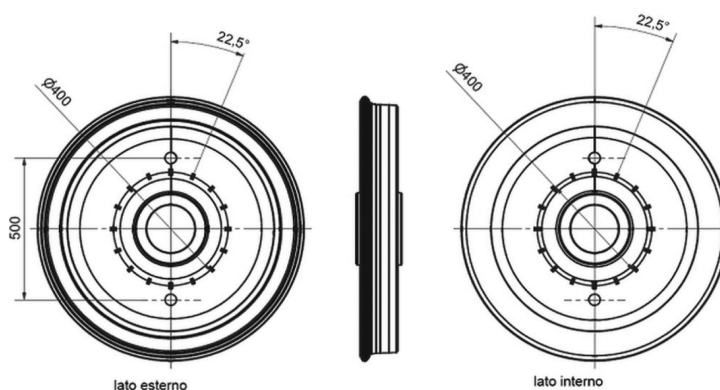


Fig. 10 - Posizione circonferenziale ed angolare scelta per il posizionamento degli estensimetri. Circumferential and angular position chosen for the positioning of the strain gauges. (outer side; inner side).

Complessivamente il sistema descritto fornisce un totale di 16 segnali, 2 provenienti dalle cartelle, 2 dai ponti estensimetrici per la misura della torsione dell'assile e 12 dai ponti per la misura della flessione. Viene adottato un sistema di telemetria commerciale con il quale ogni canale del sistema telemetrico viene condizionato, acquisito e digitalizzato singolarmente. Tale dispositivo per esigenze di potenza massima disponibile richiede una resistenza minima di 350 Ohm per ciascun lato del ponte di Wheatstone. L'alimentazione del sistema viene effettuata o attraverso batterie a lunga durata installate direttamente sulla sala, che permettono di protrarre le prove per una durata massima di circa 10 ore, oppure attraverso un sistema elettromagnetico di trasmissione di potenza senza contatto. I segnali acquisiti vengono trasmessi via radio ad un'antenna comunicante con un convertitore digitale-analogico che li rende gestibili da sistemi di acquisizione standard (figg. 12 e 13).

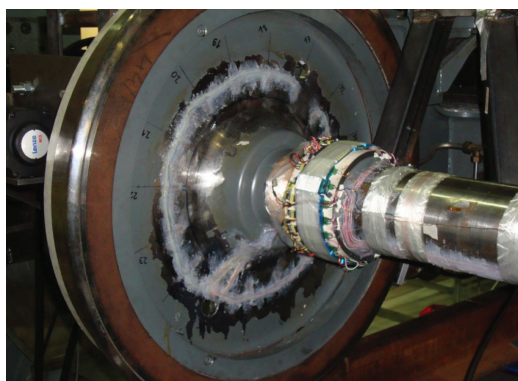


Fig. 12 - Estensimetri applicati sulla cartella. *Strain gauges applied to the folder.*

4. Procedura di calibrazione

In questo paragrafo viene descritta più dettagliatamente la procedura di calibrazione della sala dinamometrica. Al fine, infatti, di utilizzare la sala ferroviaria come uno strumento di misura delle forze di contatto ruota-rotaia è necessario provvedere alla calibrazione della stessa in modo da correlare le deformazioni misurate dai ponti estensimetrici ai valori delle forze di contatto che le producono. Per tale attività viene impiegato il banco prova descritto in precedenza. In tal modo è possibile applicare delle forze direttamente al carrello attraverso il sistema

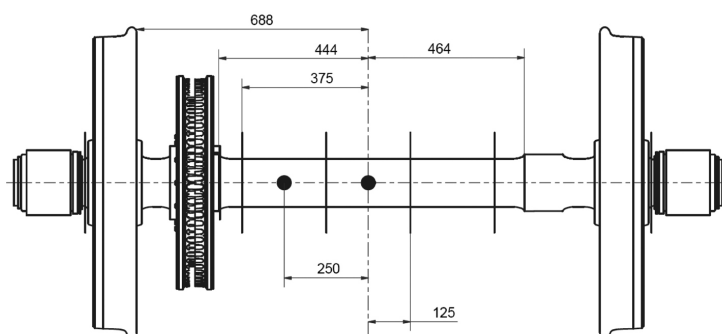


Fig. 11 - Sezioni di posizionamento degli estensimetri sull'assile. *Positioning sections of strain gauges on the axle.*

merciale telemetry system is adopted with which each Telemetry system channel is conditioned, acquired and computerised individually. Such a device for maximum available power needs, requires a minimum resistance of 350 Ohms for each side of the Wheatstone bridge.

The system is supplied through long-life batteries installed directly on the wheel-set, which allow to continue testing for a maximum duration of about 10 hours, or through an electromagnetic contactless power transmission system. The signals acquired are transmitted via radio to an antenna connected to a digital to analogue converter that makes them manageable by standard acquisition systems (fig. 12 and 13).

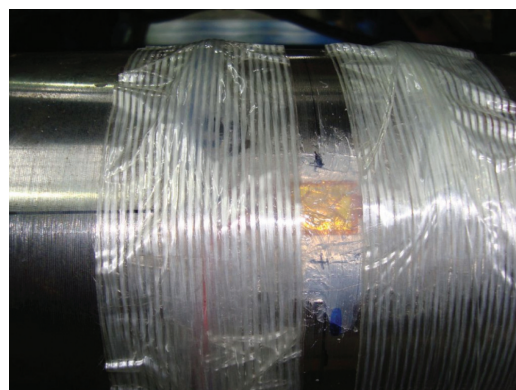


Fig. 13 - Estensimetro applicato sull'assile opportunamente protetto. *Strain gauge applied to the properly protected axle.*

4. Calibration procedure

This section describes the calibration procedure of the dynamometric wheel-set in more detail. In order to use the train wheel-set as a measurement instrument of the wheel-rail contact forces, it is necessary to provide for the calibration of the same in order to interrelate the de-

di attuazione e misurare contemporaneamente i valori di deformazione dell'asse e delle ruote nelle sezioni di misura e i valori assunti dalle forze di contatto mediante le bilance a 7 componenti.

Il processo di calibrazione della sala si articola essenzialmente in quattro fasi. La prima fase prevede la definizione e l'esecuzione di un piano di prove mediante il quale è possibile ricavare la matrice di taratura della sala misurando sia gli ingressi (forze di contatto) che le uscite (deformazioni) del sistema (sala dinamometrica). La seconda fase consta nella valutazione dell'incertezza associata alla stima delle forze di contatto mediante il confronto tra i valori di riferimento misurati con le bilance a 7 componenti e quelli stimati attraverso la sala dinamometrica, dopo aver ottenuto la matrice di taratura. La terza fase permette di identificare, grazie alla ridondanza del sistema, alcune matrici di taratura di backup, il cui uso si renderebbe necessario in seguito all'eventuale malfunzionamento in linea di alcuni ponti estensimetrici. La quarta fase, infine, prevede una verifica al banco delle proprietà dinamiche della sala dinamometrica. In particolare viene imposta una storia di carico, rappresentativa del transito in curva e si verifica che la matrice di taratura definita nella seconda fase permetta di riprodurre correttamente i carichi al contatto ruota-rotaia (fig. 14).

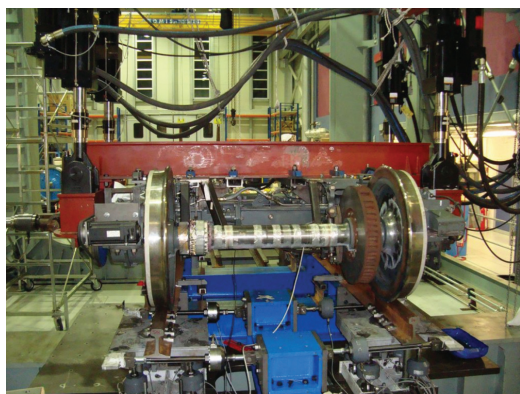


Fig. 14 - Sala strumentata in fase di calibrazione. *Instrumented wheel-set during calibration.*

Alla base della procedura di calibrazione c'è la definizione del piano di prove, che deve esplorare, nei limiti del possibile, le varie combinazioni di carico a cui la sala può essere soggetta in linea. A tale scopo possono essere impiegate delle simulazioni numeriche su un modello del veicolo al quale il carrello e la sala appartengono, in modo da identificare 3 livelli di carico (alto, medio e basso) per ciascuna componente delle forze di contatto ruota-rotaia, come riassunto in tabella 1.

Si stabilisce, quindi, un DoE (Design of Experiments), schematicamente rappresentato in fig. 15, con le varie combinazioni di livello di carico sulle due ruote. Le stesse

formazioni misurate by the strain gauged bridges to the values of the contact forces that produce them. For this activity, the test bench previously described is used. In this way, forces can be applied directly to the bogie through the actuation system and it is possible to measure the axle and wheel deformation values simultaneously in the measurement sections and the values of the contact forces through scales with 7 components.

The wheel-set calibration process is basically divided into four phases. The first phase involves defining and executing a test plan by which one can obtain the calibration matrix of the wheel-set, measuring both the inputs (contact forces) and the outputs (deformations) of the system (dynamometric wheel-set). The second phase consists in the evaluation of the uncertainty associated with the estimate of the contact forces through the comparison between the reference values measured with 7-components scales and those estimated through the dynamometric wheel-set, after obtaining the calibration matrix. The third phase allows, thanks to the redundancy of the system, the identification of some backup calibration matrixes, the use of which would be needed later on following possible malfunction in line of some strain gauged bridges. Finally, the fourth phase provides verification at the test bench of the dynamic properties of the dynamometric wheel-set. In particular, a load history is imposed, representative of the transit in curve and a verification is performed that the calibration matrix defined in the second phase allows the correct reproduction of the loads at the wheel-rail contact (fig. 14).

At the base of the calibration procedure, there is the definition of the test plan, that must explore, at the possible extent, the various load combinations to which the wheel-set may be subjected in line. For this purpose, numerical simulations on a model of the vehicle to which the bogie and the wheel-set belong may be used, in order to identify the 3 load levels (high, medium and low) for each component of the wheel-rail contact forces, as summarised in table 1.

Therefore, a DoE (Design of Experiments) is established, schematically represented in fig. 15, with the various

TABELLA 1 – TABLE 1

LIVELLI DI CARICO PER LE TRE COMPONENTI
DELLA FORZA DI CONTATTO RUOTA-ROTAIA
LOAD LEVELS FOR THE THREE COMPONENTS
OF THE WHEEL-RAIL CONTACT FORCES

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

indagini condotte sul modello ad elementi finiti della sala vengono eseguite sperimentalmente per quantificare l'influenza della posizione assiale e circonferenziale del punto di contatto sulla stima delle forze di contatto.

In particolare, per valutare l'eventuale effetto della posizione assiale del punto di contatto si è stabilito di ripetere lo stesso schema di

prove per ciascuna delle 3 posizioni relative possibili tra sala e binario (contatto a bordino sulla ruota destra, contatto sulle tavole di rotolamento e contatto a bordino sulla ruota sinistra). Inoltre, essendo la calibrazione effettuata in condizioni statiche, lo schema di prova viene ripetuto in quattro differenti posizioni angolari della sala (0°, 20°, 45°, 90° rispetto ad un riferimento prefissato).

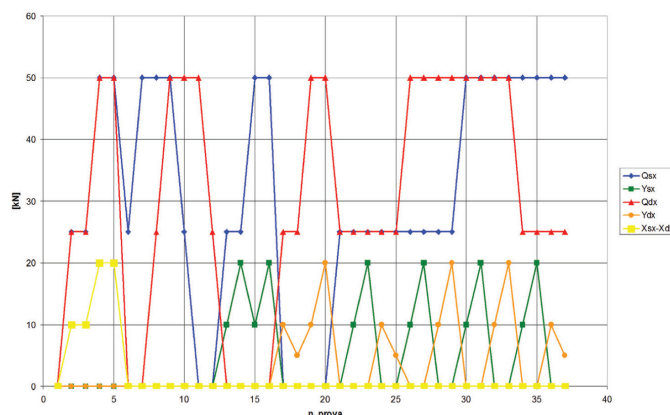


Fig. 15 - Combinazioni di carico sulle due ruote della sala dinamometrica. *Load combinations on two wheels of the dynamometric wheel-set.*

combinations of load level on the two wheels. The same surveys carried out on the finite-element model of the wheel-set are performed experimentally to quantify the influence of the axial and circumferential position of the contact point on the estimate of contact forces.

In particular, to assess the possible effect of the axial position of the contact point, it

was agreed to repeat the same test pattern for each of the 3 possible relative positions between wheel-set and track (flange contact on the right wheel, contact on the rolling surfaces and flange contact on the left wheel). Furthermore, since the calibration is performed under static conditions, the test is repeated in four different angular positions of the wheel-set (0°, 20°, 45°, 90° with respect to a fixed reference).

5. Determinazione della matrice di taratura

In ciascuna delle prove di taratura sono stati acquisiti i segnali misurati dagli estensimetri e quelli dalle bilance, campionati ad una frequenza di 200 Hz. Al fine di eliminare il rumore di misura si è proceduto ad effettuare una media su una storia temporale di 10 s. In tal modo per ciascuna prova si ottengono le 6 componenti di forza al contatto e analogamente i 16 canali estensimetrici. È possibile utilizzare solo una parte dei canali estensimetrici per ricostruire le componenti delle forze di contatto.

Ad esempio, una possibilità consiste nel considerare solo i canali di deformazione dei ponti sull'assile. La deformazione complessiva nella sezione di misura i -esima ($i=1,7$ se vengono considerate solo le deformazioni flessionali sull'assile e la deformazione torsionale in una delle sezioni di misura) viene ottenuta sommando i due contributi sui due piani ortogonali, in modo da ottenere un segnale non variabile con la posizione angolare della sala:

$$\mathcal{E}_i = \sqrt{\mathcal{E}_{i,0}^2 + \mathcal{E}_{i,90}^2} \quad (1)$$

Per ciascuna componente della forza di contatto F_j misurata dalla bilancia a 7 componenti ($j=1,6$, considerando le tre componenti della forza di contatto su ciascuna delle due ruote dell'asse strumentato), è possibile scri-

5. Determination of the calibration matrix

In each of the calibration tests, signals measured by strain gauges and those measured by scales were acquired, sampled at a frequency of 200 Hz. In order to eliminate the noise measurement an average on a temporal history of 10 s was carried out. In this way, the 6 contact force components for each test are obtained and similarly the 16 strain gauged channels. Only part of the strain gauged channels can be used to rebuild the contact forces components.

For example, one possibility is to consider only the bridge deformation channels on the axle. The overall deformation in the i -th measurement section ($i = 1,7$ if only inflectional deformations on the axle and the torsional deformation in one of the measurement sections are considered) is obtained by summing the two components on two orthogonal planes, so as to obtain a signal that doesn't vary with angular position of the wheel-set:

$$\mathcal{E}_i = \sqrt{\mathcal{E}_{i,0}^2 + \mathcal{E}_{i,90}^2} \quad (1)$$

For each contact force component F_j measured by the 7 - components scale ($j = 1,6$, considering the three components of the contact force on each of the two wheels of the instrumented axle), one can write an equation that

vere un'equazione che la lega alle deformazioni considerate ϵ_i , mediante i coefficienti di influenza α_{ij} :

$$F_j = \sum_{i=1}^6 \alpha_{j,i} \epsilon_i \quad (2)$$

I coefficienti di influenza $\alpha_{j,i}$ risultano essere quindi le incognite del problema. In particolare nel caso considerato il numero di incognite risulta essere pari a 42, pertanto è necessario un numero di equazioni identico per poterle determinare. Per ciascuna prova si possono scrivere le 6 equazioni del tipo (2) e pertanto per risolvere il problema vanno eseguite 7 prove. In tal modo è possibile identificare in modo deterministico le incognite $\alpha_{j,i}$; è preferibile, d'altro canto, utilizzare un numero maggiore di prove, eseguite sulla base del DoE precedentemente descritto, al fine di rendere più robusta la determinazione dei coefficienti di influenza, che, in tal caso vengono ottenuti con un approccio ai minimi quadrati.

La procedura può essere descritta in maniera più compatta impiegando un formalismo matriciale, maggiori dettagli sulle operazioni matriciali usate nel seguito possono essere trovate in [9].

Considerando ogni prova di taratura è possibile raggruppare in un vettore colonna $F = [Q_{dx} \ Q_{sx} \ Y_{dx} \ Y_{sx} \ X_{dx} \ X_{sx}]^T$ le sei componenti delle forze di contatto sulle due ruote e, analogamente, i 7 canali estensimetrici possono essere raggruppati in un vettore colonna ϵ .

Per ciascuna prova, pertanto, vale la relazione:

$$F_c = [A] \epsilon \quad (3)$$

avendo definito con $[A]$ la matrice di taratura della sala dinamometrica, cioè la matrice contenente i coefficienti di influenza.

Raggruppando ulteriormente in un'unica matrice $[F]$ i valori delle componenti delle forze di contatto ruota-ruota e analogamente in un'altra matrice $[\epsilon]$ i valori dei canali estensimetrici (ogni prova corrisponde ad una colonna delle due matrici) e indicando con $[A]^*$ la stima della matrice di taratura della sala, incognita del problema, è possibile scrivere la relazione (3), valida per tutte le prove, in maniera sintetica in forma matriciale:

$$[F_c] = [A]^* [\epsilon] \quad (4)$$

essendo $[F]$ una matrice di dimensioni $6 \times N^\circ$ prove, $[\epsilon]$ una matrice di dimensioni $7 \times N^\circ$ prove, e $[A]^*$ una matrice di dimensioni 6×7 .

Manipolando opportunamente l'equazione (4) si può definire esplicitamente la stima della matrice di taratura $[A]^*$:

$$[A]^* = [F_c] [\epsilon]^T ([\epsilon] [\epsilon]^T)^{-1} \quad (5)$$

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

$$[\epsilon]^+ = [\epsilon]^T ([\epsilon] [\epsilon]^T)^{-1} \quad (6)$$

Si ottiene che la stima della matrice di taratura $[A]^*$ può essere definita come prodotto tra due matrici, la ma-

links it to the deformations considered ϵ_i , by means of the $\alpha_{i,j}$, coefficients of influence:

$$F_j = \sum_{i=1}^6 \alpha_{j,i} \epsilon_i \quad (2)$$

The influence coefficients $\alpha_{j,i}$, are therefore the unknown quantities of the problem. Particularly in the given case, the number of unknown quantities is equal to 42, therefore an identical number of equations is required to determine them. For each test, 6 type (2) equations can be written and therefore 7 tests should be performed to solve the problem. In this way, the unknown quantities $\alpha_{j,i}$ can be deterministically identified; on the other hand, it is preferable to use a greater number of tests performed on the basis of the DoE described above, in order to make the determination of the influence coefficients more sturdy; in this case the influence coefficients are obtained with a least squares approach.

The procedure can be described in a more compact manner by using a matrix formalism, more details on the matrix operations used later on can be found in [9].

Considering every calibration test, the six components of the contact forces on the two wheels can be grouped into a column vector $F = [Q_{dx} \ Q_{sx} \ Y_{dx} \ Y_{sx} \ X_{dx} \ X_{sx}]^T$ and similarly, the 7-channel strain gauges can be grouped into a column vector ϵ .

Therefore, for each test, the relation below is valid:

$$F_c = [A] \epsilon \quad (3)$$

having defined with $[A]$ the calibration matrix of the dynamometric wheel-set, which is the matrix containing the influence coefficients.

Further grouping the values of wheel-rail contact forces components into a single matrix $[F]$ and similarly the values of strain gauged channels into another matrix $[\epsilon]$ (each test corresponds to a column of the two arrays) and indicating with $[A]^*$ the estimate of the wheel-set calibration matrix, unknown quantity of the problem, relation (3) can be written in a synthetic matrix form, valid for all tests:

$$[F_c] = [A]^* [\epsilon] \quad (4)$$

being $[F]$ a matrix of size $6 \times$ (Number of tests), $[\epsilon]$ a matrix of size $7 \times$ (Number of tests), and $[A]$ a matrix of size 6×7 .

By manipulating properly the equation (4), the estimate of the calibration matrix $[A]^*$ can be explicitly defined.

$$[A]^* = [F_c] [\epsilon]^T ([\epsilon] [\epsilon]^T)^{-1} \quad (5)$$

Recalling the definition of the pseudo-inverse of a rectangular matrix, according to Moore-Penrose:

$$[\epsilon]^+ = [\epsilon]^T ([\epsilon] [\epsilon]^T)^{-1} \quad (6)$$

the estimate of the calibration matrix $[A]^*$ can be defined as product of two matrixes, the matrix $[F_c]$ that

trice $[F_c]$ che contiene i valori di forza misurati in tutte le prove e la pseudo-inversa della matrice $[\varepsilon]$ che contiene i valori di deformazione:

$$[A]^* = [F_c][\varepsilon]^* \quad (7)$$

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

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

$$\Delta = F_{rif} - F_{stim} \quad (8)$$

Una misura dell'incertezza associata alla stima delle forze di contatto può essere espressa dalla deviazione standard dell'errore di stima σ_Δ . Nelle figg. 16, 17 e 18 si riporta, per ciascuna delle componenti delle forze di con-

tains the force values measured in all tests and the pseudo-inverse of the matrix $[\varepsilon]$ that contains the deformation values:

$$[A]^* = [F_c][\varepsilon]^* \quad (7)$$

The so defined matrix $[A]^*$ is the optimal estimate, in the sense of least squares, of the matrix $[A]$.

Once the calibration matrix is defined, it is possible to calculate, for each test, the values of the estimated force components and compare them with the reference ones measured through the 7-components scales; in particular the estimation error Δ can be defined as:

$$\Delta = F_{rif} - F_{stim} \quad (8)$$

A measure of the uncertainty associated with the estimate of contact forces can be expressed by the standard deviation of estimate error σ_Δ . A comparison between estimated force values and reference ones is reported in fig-

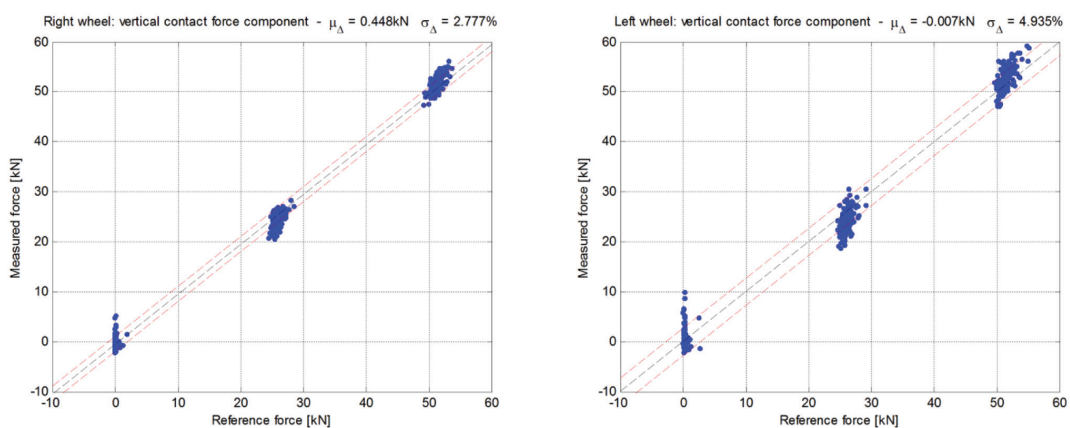


Fig. 16 - Confronto tra valori di carico verticale di riferimento e stimati. Comparison between reference and estimated vertical load values.

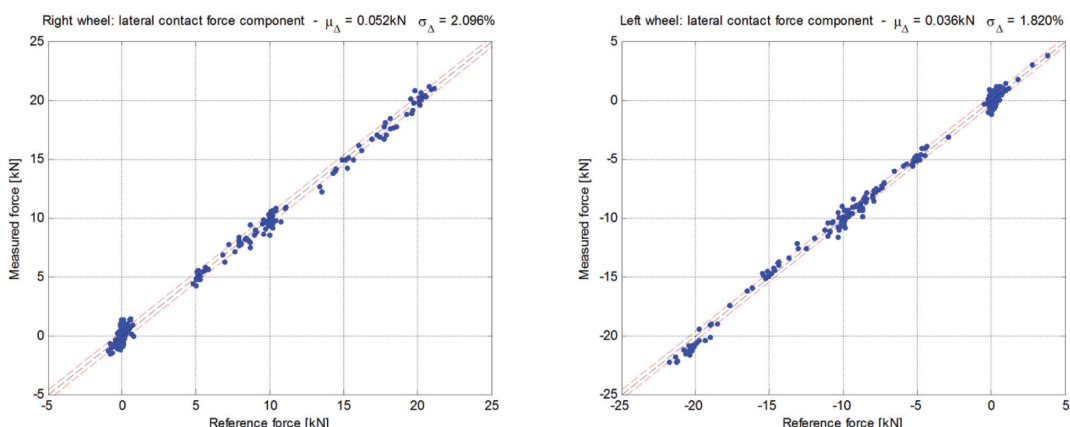


Fig. 17 - Confronto tra valori di carico laterale di riferimento e stimati. Comparison between reference lateral load values and estimated ones.

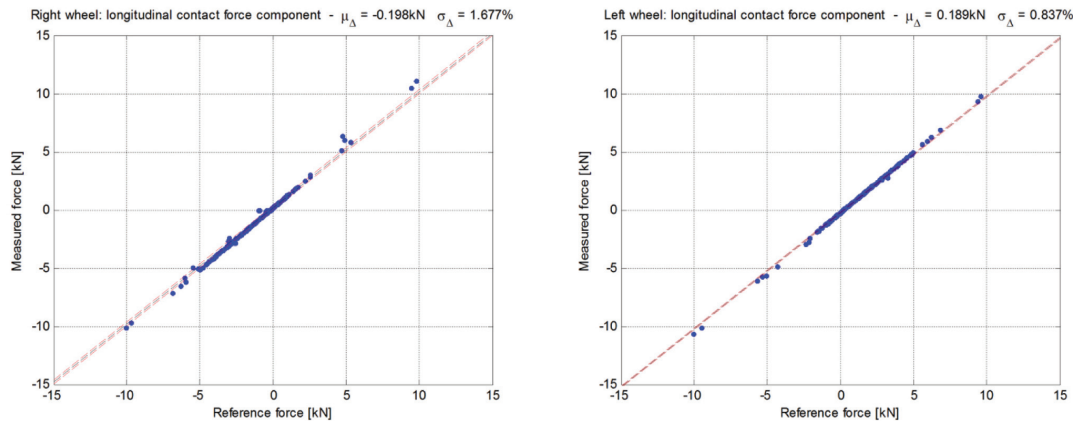


Fig. 18 - Confronto tra valori di carico longitudinale di riferimento e stimati. Comparison between reference longitudinal load values and estimated ones.

tatto ruota-rotaia, il confronto tra i valori di forza stimati e quelli di riferimento. Sull'asse delle ascisse ci sono i valori di riferimento, mentre su quello delle ordinate i valori stimati. Ogni punto sul grafico rappresenta una prova di taratura, in aggiunta viene riportata la banda $F_{rif} \pm \sigma_{\Delta}$.

In tabella 2 vengono riportati per ciascuna componente delle forze di contatto i valori della deviazione standard dell'errore di stima, espresso sia in termini assoluti, che in termini percentuali, rispetto al valore massimo di riferimento della relativa componente di forza.

Si osserva che la deviazione standard dell'errore di stima in termini percentuali non supera in nessun caso il 5%, mentre, in termini assoluti, risulta essere sempre inferiore a 3 kN.

ures 16, 17 and 18 for each component of the wheel-rail contact forces. Reference values are on the x-axis, whereas the estimated values are on the ordinates one. Each point on the graph represents a calibration test, in addition the bandwidth $F_{rif} \pm \sigma_{\Delta}$ is reported.

Table 2 reports the standard deviation estimate error values for each contact forces component, expressed both in absolute terms and in percentage terms, compared to the maximum reference value of the relevant force component.

One can observe that the standard deviation of estimate error in percentage terms in no case exceeds 5%, while in absolute terms, it is always less than 3 kN.

6. Conclusions

Nel corrente lavoro è stata presentata la metodologia e la procedura di taratura di una sala dinamometrica. La taratura è stata effettuata su un banco non rotolante, sul quale è stato montato un carrello completo, al fine di imporre le corrette condizioni di vincolo alla sala. Le forze di contatto sulle ruote della sala strumentata sono state misurate direttamente attraverso delle bilance a sette componenti. Imponendo, pertanto, carichi noti al contatto ruota-rotaia e misurando contemporaneamente le deformazioni prodotte nelle sezioni strumentate con estensimetri resistivi, è stato possibile ricavare la matrice di taratura della sala. Tale matrice lega le deformazioni misurate alle effettive forze di contatto, rendendo possibile la stima in linea delle tre componenti di forza per ciascuna ruota.

6. Conclusions

In this work, the methodology and the calibration procedure of a dynamometric wheel-set has been presented. The calibration was performed on a non-rolling bench, on which a complete bogie was mounted in order to impose the correct constraint conditions on the wheel-set. The contact forces on the wheels of the instrumented wheel-set have been measured directly through scales with seven components. By imposing known loads on the wheel-rail contact and at the same time measuring the deformations produced in the instrumented sections with

resistive strain gauges, it was possible to derive the calibration matrix of the wheel-set. This matrix correlates the measured deformations to actual contact forces, making it possible the in-line estimation of the three force components for each wheel. In addition, the

TABELLA 2 – TABLE 2
DEVIAZIONE STANDARD ASSOLUTA E PERCENTUALE
DELL'ERRORE DI STIMA σ_{Δ} . ABSOLUTE
AND PERCENTAGE STANDARD DEVIATION
OF ESTIMATE ERROR

	Q_{dx}	Q_{sx}	Y_{dx}	Y_{sx}	X_{dx}	X_{sx}
$\sigma_{\Delta} [\%]$	2.9	4.4	2.0	1.8	1.6	1.3
$\sigma_{\Delta} [\text{kN}]$	1.58	2.45	0.43	0.39	0.16	0.13

La procedura di taratura proposta ha reso possibile, in aggiunta, di ottenere una stima dell'incertezza associata alla misura delle forze di contatto. Nel caso presentato, la deviazione standard dell'errore di stima, proposta come indicatore di incertezza, in termini percentuali non supera il 5% per nessuna delle componenti di forza di contatto.

calibration procedure proposed has made it possible to obtain an estimate of the uncertainty associated with the measurement of contact forces. In the case presented, the standard deviation of estimate error, proposed as an indicator of uncertainty, does not exceed, in percentage terms, 5% for any of the contact force components.

BIBLIOGRAFIA - REFERENCES

- [1] F. W. CARTER, "On the action of a locomotive driving wheel", Proceedings of the Royal Society London A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences, Vol. 112, pp. 151-157, 1926.
- [2] UIC 518: Testing and approval of railway vehicles from the point of view of their dynamic behaviour - Safety - Track Fatigue - Ride Quality (ed. 4), 2009.
- [3] J. COURTIN, B. MARMORET, "L'évolution de la mesure des efforts d'interaction roue-rail", Revue Generale des Chemins de Fer, Vol. 105, n. 4, pp. 235-242, 1986.
- [4] T. ROELEVELD, "Measurement of wheel-rail contact forces", Proceedings of symposium of advances in contact mechanics: a tribute to Prof. J.J. KALKER, Delft, The Netherlands, 2008.
- [5] G.R. CORAZZA, R.V. LICCIARDELLO, G. MALAVASI, M. MARCONE, "La ruota come sensore di interazione ruota-rotaia", Ingegneria Ferroviaria, n. 3, 1999.
- [6] H. ISHIDA, K. FUKAZAWA, M. MATSUO, K. UEKI, K. TEZUKA, "A new continuous measuring method of wheel/rail contact forces", Quarterly Reports of RTRI, Vol. 35, n. 2, pp. 105-111, 1994.
- [7] M. OSTERMEYER, H. BERG, H.H. ZUCK, "Der heutige Entwicklungsstand der Meßmethode Radsatzwellenverfahren zur Bestimmung der Kräfte zwischen Rad und Schiene", ZEV Glasers Annalen, Vol. 102, n. 2, pp. 53-61, 1978.
- [8] H. BERG, G. GOSSLING, H. ZUCK, "Radsatzwelle und Radscheibe - die richtige Kombination zur Messung der Kräfte Zwischen Rad und Schiene", ZEV Glasers Annalen, Vol. 120, n. 2, pp. 40-47, 1996.
- [9] L. ROBBIANO, "Algebra lineare per tutti", Springer, 2007.

Sommaire

MÉTHODOLOGIE DE CALIBRATION DES SALLES DYNAMOMÉTRIQUES POUR LA MESURE DES FORCES DE CONTACT ENTRE ROUE ET RAIL

Ce travail présente la méthodologie et la procédure de réglage d'une salle équipée des instruments nécessaires pour la mesure des forces de contact entre roue et rail. Le réglage est effectué sur un banc non roulant, sur lequel on monte un véhicule ferroviaire complet, au fin d'imposer les correctes contraintes à la salle d'essai. Les forces de contact sur les roues de la salle équipée de cette façon sont mesurées directement par des balances à sept composantes. En imposant des forces connues au contact entre roue et rail, et en mesurant en même temps les déformations engendrées dans les sections équipées, il est possible donc de calculer la matrice de réglage qui lie les déformations mesurées aux forces de contact effectives, permettant ainsi l'estimation en ligne des trois composantes de la force pour chaque roue. La procédure de réglage proposée permet, en plus, d'obtenir une estimation de l'incertitude associée à la mesure des forces de contact.

Zusammenfassung

EICHUNGSMETODIK FÜR RADSCHIENEWECHSELWIRKUNGS- MESSRADSÄTZE

Vorstellung der Methodik und Verfahrens für die Eichung von Messradsätzen, die die Wechselwirkungen zwischen Rad und Schiene erfassen können. Das Eichungsverfahren wird geschieht auf eine Messeinrichtung, auf der ein gesamter Drehgestell montiert werden kann. Die Räder bleiben fest ohne rollen können. Diese Einbaulösung last die genaue Bestimmung der Rad-Schienegeometrie zu und die Berührungskräfte werden direkt von siebengliedrigen Waagen gemessen. Gleichzeitig werden die Dehnungen gemessen, die in vorgewählten Schnitten der Radwelle sich entwickeln. Dieses System erlaubt eine Matriz zu bauen, die die Beziehungen zwischen Kräfte und Dehnungen erfassen last. Die Messung der drei Komponenten der Kräfte ist somit während des Lauf möglich und das gilt für jedes Rad. Die Methodik ermöglicht die Schätzung der Messpräzision.