

Calibrazione e messa a punto di un banco a rulli multiasse per il monitoraggio dell'impianto frenante di un veicolo ferroviario

Calibration and development of a multi-axis roller bench for monitoring the braking system of a railway vehicle

Nicola BOSSO^()
Matteo MAGELLI^(*)
Nicolò ZAMPIERI^(**)*

Sommario - L'installazione di sistemi di monitoraggio a bordo è un aspetto fondamentale per incrementare la sicurezza dei veicoli ferroviari e ottenere una programmazione razionale ed efficiente degli interventi manutentivi. Poiché la validazione di nuovi sistemi mediante prove in linea richiede tempi lunghi e costi elevati, un'alternativa possibile è quella di ricorrere durante le prime fasi di sviluppo a banchi a rulli (*roller-rig*), in scala reale o ridotta. L'articolo descrive l'utilizzo di un banco a rulli multisala in scala 1:5 per testare sistemi di monitoraggio dell'impianto frenante. In particolare, la frenatura del veicolo è stata replicata sul banco mediante un impianto pneumatico che riproduce quello reale, mentre l'inerzia del veicolo è stata simulata controllando la velocità dei rulli in modo da considerare la reale decelerazione del veicolo.

1. Introduzione

La manutenzione ed il monitoraggio dei rotabili sono aspetti di primaria importanza per quanto riguarda la sicurezza e le prestazioni dei veicoli ferroviari. Tipicamente, la manutenzione dei componenti avviene secondo una pianificazione prestabilita su base temporale e/o chilometrica. Tuttavia, questo approccio non consente di ottimizzare costi e tempi degli interventi manutentivi. Infatti, guasti e malfunzionamenti potrebbero avvenire in anticipo rispetto al successivo intervento, mentre altre ispezioni potrebbero avvenire quando non necessarie, comportando interruzioni del traffico ingiustificate. L'utilizzo di sistemi di monitoraggio dedicati al controllo delle condizioni dei componenti critici dei veicoli ferroviari e alla diagnostica

Summary - The installation of on-board monitoring systems is a fundamental aspect to increase the safety of railway vehicles and to obtain rational and efficient programming of maintenance interventions. Since the validation of new systems through test runs requires long times and high costs, a possible alternative is to resort to roller-rig systems in real or reduced scale during the early stages of development. The article describes the use of a 1:5 scale multi wheelset roller-rig to test brake system monitoring systems. In particular, the vehicle braking was replicated on the bench by means of a pneumatic system that reproduces the real one, while the vehicle inertia was simulated by controlling the speed of the rollers in order to consider the real deceleration of the vehicle.

1. Introduction

Maintenance and monitoring of rolling stock are of primary importance with regard to the safety and performance of railway vehicles. Typically, maintenance of the components takes place according to a pre-established schedule on a temporal and/or kilometric basis. However, this approach does not allow optimising costs and maintenance interventions times. In fact, failures and malfunctions could occur before subsequent intervention, while other inspections could take place when not necessary, resulting in unjustified traffic interruptions. The use of monitoring systems dedicated to checking the condition of critical components of railway vehicles and diagnosing any faults and malfunctions therefore represents an effective strategy aimed at optimising the predictive programming of maintenance interventions, on the basis of data recorded during

^(*)Politecnico di Torino, Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Aerospaziale, C.so Duca degli Abruzzi 24, 10129, Torino.

^(**)Autore di riferimento: Nicolò Zampieri, e-mail: nicolo.zampieri@polito.it, Tel.: +390110906997, Fax.: +390110906999.

^(*)Politecnico di Torino, Department of Mechanical and Aerospace Engineering, C.so Duca degli Abruzzi 24, 10129, Turin.

^(**)Corresponding author: Nicolò Zampieri, e-mail: nicolo.zampieri@polito.it, Tel.: +390110906997, Fax: +390110906999.

di eventuali guasti e malfunzionamenti rappresenta dunque un'efficace strategia volta ad ottimizzare la programmazione predittiva degli interventi di manutenzione, sulla base di dati registrati in esercizio, come sottolineato nelle memorie di CORFIATI et al. [1] e di LUGARÀ [2].

I sistemi attualmente impiegati possono essere suddivisi in due macrocategorie a seconda del loro sito di installazione: sistemi su tracciato (*on-track*) e sistemi a bordo veicolo (*on-board*). Tra i vantaggi della prima soluzione si possono annoverare sia la semplicità di installazione e di montaggio lungo i binari, sia la facilità di alimentazione elettrica dei sensori. Tuttavia, in questo modo non si ha un monitoraggio continuo del veicolo ferroviario, poiché le condizioni dei componenti sono note solamente in corrispondenza delle zone di tracciato dove è presente il sistema di monitoraggio. Per un approfondimento circa questi dispositivi si rimanda alla memoria di BARKE e CHIU [3], i quali già nel 2005 presentavano una panoramica dei sistemi per il monitoraggio dei rotabili installati lungo il tracciato, tra i quali spiccavano sistemi di controllo dell'impatto delle ruote sulla rotaia, sistemi per il monitoraggio del profilo ruota, sistemi per la misura del calore prodotto dalle boccole, sistemi per l'identificazione dello scorrimento ruota etc. Al contrario, i sistemi a bordo garantiscono un controllo continuo, in grado quindi di rilevare eventuali guasti e cedimenti non appena si verificano. D'altra parte, l'implementazione ed il montaggio dei sistemi *on-board* sono più complessi, in quanto a bordo veicolo lo spazio a disposizione per l'aggiunta della sensoristica è estremamente limitato. L'ostacolo più grande alla diffusione di sistemi *on-board* è però rappresentato dalle difficoltà nel fornire alimentazione elettrica ai sensori e alle unità di controllo, in particolare sui veicoli destinati al traffico merci. Infatti, normalmente i carri merci sono sprovvisti di alimentazione elettrica, ma anche laddove l'alimentazione elettrica è disponibile, non è semplice realizzare cablaggi che raggiungano tutti i dispositivi distribuiti lungo il convoglio nel rispetto delle normative vigenti [4]. Tuttavia, i recenti progressi nel campo delle tecniche di *energy harvesting* [5], che consentono di ottenere energia elettrica a partire da modeste quantità di energia disponibili nell'ambiente, sono di buon auspicio per la diffusione sempre più su larga scala di sistemi di monitoraggio anche a bordo di veicoli adibiti al traffico merci. Un recente lavoro di ricerca bibliografica pubblicato da un gruppo di ricerca australiano [6] mette in luce i prototipi di sistemi di monitoraggio più promettenti per quanto riguarda l'installazione a bordo veicolo per il controllo delle condizioni dei componenti critici dei rotabili. Come è possibile evincere dalla medesima ricerca, i sistemi di monitoraggio sono costituiti da sensori per la misurazione di grandezze di interesse (accelerometri, termocoppie, termoresistenze), da dispositivi per l'acquisizione e il condizionamento e da unità di gestione e controllo nelle quali sono implementati specifici algoritmi [7], [8] in grado di rilevare possibili anomalie di funzionamento. Per incrementare il livello di sicurezza dei veicoli ferroviari, grande interesse è ovviamente rivol-

operation, as underlined in the essays of CORFIATI et al. [1] and LUGARÀ [2].

The systems currently used can be divided into two macro categories according to their installation site: on-track systems and vehicle on-board systems. The advantages of the first solution include the simplicity of installation and assembly along the tracks, and the ease of power supply to the sensors. However, in this way there is no continuous monitoring of the railway vehicle, since the conditions of the components are known only in correspondence with the track areas where the monitoring system is present. For further information on these devices, please refer to the essay of BARKE and CHIU [3], who already in 2005 presented an overview of the systems for monitoring rolling stock installed along the track, among which systems for controlling the impact of the wheels on the rail, wheel profile monitoring systems, systems for measuring the heat produced by the axle boxes, systems for identifying wheel sliding etc. stood out. On the contrary, the on-board systems guarantee continuous monitoring, which is therefore able to detect any faults and failures as soon as they occur. On the other hand, the implementation and assembly of on-board systems are more complex, since the space available for adding sensors is extremely limited on board the vehicle. However, the biggest obstacle to the spread of on-board systems is represented by the difficulties in supplying electrical power to the sensors and control units, in particular on vehicles intended for freight traffic. In fact, freight wagons do not normally have an electrical power supply, but even where the electrical power is available, it is not easy to create wiring that reaches all the devices distributed along the train in compliance with current regulations[4]. However, recent progresses in the field of energy harvesting techniques [5] that allow obtaining electricity starting from modest quantities of energy available in the environment, are a good omen for the increasingly large-scale diffusion of monitoring systems also on board vehicles used for freight traffic. A recent bibliographic research work published by an Australian research team [6] highlights the most promising monitoring systems prototypes as regards the installation on board the vehicle to check the condition of the critical components of the rolling stock. As can be seen from the same research, the monitoring systems are made up of sensors for measuring quantities of interest (accelerometers, thermocouples, thermistors), devices for acquisition and conditioning and management and control units in which specific algorithms [7], [8] capable of detecting possible operating anomalies are implemented. In order to increase the safety level of railway vehicles, great interest is obviously given to the development of brake system monitoring systems, such as those proposed by AIMAR and SOMÀ [9] and by Bosso et al. [10].

The validation of new monitoring systems and related algorithms for data analysis requires numerous experimental test campaigns, typically carried out on track, with high costs, long test times and poor repeatability of operating conditions. A valid alternative to track tests is the use of

to allo sviluppo di sistemi di monitoraggio dell'impianto frenante, come quelli proposti da AIMAR e SOMÀ [9] e da Bosso et al. [10].

La validazione di nuovi sistemi di monitoraggio e dei relativi algoritmi per l'analisi dei dati richiede numerose campagne di test sperimentali, tipicamente svolte sulla linea, con costi elevati, lunghi tempi di prova e scarsa ripetibilità delle condizioni di esercizio. Una valida alternativa ai test su tracciato è rappresentata dall'impiego di banchi a rulli [11], [12], [13], [14], ossia dispositivi di laboratorio in scala unitaria o ridotta, nei quali il binario è sostituito da coppie di rulli motorizzati, su cui poggiano le sale montate. Questa soluzione consente di rappresentare con buona accuratezza la geometria e la cinematica del contatto ruota-rotaia, nonché la dinamica del veicolo ferroviario. Obiettivo dell'articolo è mostrare come un innovativo banco a rulli multisala in scala 1:5 progettato dal gruppo di ricerca del Politecnico di Torino [15] possa essere efficacemente utilizzato per testare e validare sistemi di monitoraggio dell'impianto frenante. Il sistema sperimentale, proposto in questo lavoro, può infatti essere considerato un sistema *Hardware In the Loop* (HIL) dell'impianto frenante di un veicolo ferroviario.

In particolare, la manovra di frenatura viene replicata sul banco a rulli grazie ad un apposito impianto frenante, e viene gestita mediante un opportuno *software* realizzato in ambiente LabVIEW. Sul banco sono installati appositi sensori in grado di misurare le principali grandezze di interesse che vengono inviate ad un'unità di monitoraggio. Tali dati, una volta acquisiti dalla centralina, sono elaborati da specifici algoritmi di monitoraggio delle condizioni dell'impianto frenante. Questa architettura permetterà quindi di poter sviluppare e validare specifici algoritmi di monitoraggio del sistema frenante senza richiedere prove in linea, almeno durante le prime fasi di sviluppo.

Lo scopo principale dell'articolo è mostrare come il banco a rulli multisala possa essere una valida alternativa alle prove in linea nelle prime fasi di sviluppo di sistemi di monitoraggio dell'impianto frenante. Pertanto, grande attenzione è rivolta alla calibrazione e alla messa a punto del banco prova ed in particolare all'architettura meccanica e sensoristica adottata per replicare in condizioni di laboratorio manovre realistiche di frenatura di veicoli ferroviari dotati di impianto a singola condotta.

2. Banco prova

2.1. Configurazione meccanica e sensori installati sul banco

Il banco prova per lo studio di sistemi di monitoraggio dell'impianto frenante è stato realizzato modificando la configurazione originale del banco a rulli multisala [16], che era stato precedentemente ideato ed impiegato per lo studio dei fenomeni di aderenza degradata e recu-

roller-rig [11],[12],[13],[14], i.e. laboratory devices on a unitary or reduced scale, in which the track layout is replaced by pairs of motorised rollers, on which the assembled wheelsets rest. This solution allows representing the geometry and the kinematics of the wheel-rail contact with good accuracy, as well as the dynamics of the railway vehicle. The aim of the article is to illustrate how an innovative 1:5 scale multi wheelset roller-rig designed by the research team of the Politecnico di Torino [15] can be effectively used to test and validate monitoring systems of the brake system. The experimental system, proposed in this work, can in fact be considered a *Hardware In the Loop* (HIL) system of the braking system of a railway vehicle.

In particular, the braking manoeuvre is replicated on the roller-rig thanks to a special braking system, and is managed by a suitable software created in the LabVIEW environment. Special sensors are installed on the roller-rig capable of measuring the main quantities of interest which are sent to a monitoring unit. Once acquired by the control unit, these data are processed by specific algorithms for monitoring the condition of the brake system. This architecture will therefore allow developing and validating specific brake system monitoring algorithms without requiring test runs, at least during the early stages of development. The main purpose of the article is to illustrate how the multiplex roller-rig can be a valid alternative to test runs in the early stages of braking system monitoring systems development. Therefore, great attention is paid to the calibration and fine-tuning of the roller-rig and in particular to the mechanical and sensorial architecture adopted to replicate realistic braking manoeuvres of railway vehicles equipped with single brake pipe systems in laboratory conditions.

2. Roller-rig

2.1. Mechanical configuration and sensors installed on the bench

The roller-rig for the study of monitoring systems of the braking system was created by modifying the original configuration of the multi wheelset roller-rig [16], which was previously designed and used for the study of degraded adhesion and recovery of adhesion phenomena [17]. Initially, the research team had attempted to study these phenomena using a traditional roller-rig, in which there is only one wheelset on each pair of rollers, but some inefficiencies in the contaminant removal system had made the experimental results difficult to interpret [13]. The innovative 1:5 scale multi wheelset, consisting of 4 rail wheelsets in 1:5 scale on the same pair of rollers, instead allowed studying and reproducing the different levels of adhesion of the various subsequent wheelsets of a vehicle on a contaminated stretch of track. Fig. 1 shows photographs taken on the bench, which highlight the side view of the roller-rig from the non-motorised side, highlighting the wheelsets and one of the two rollers, and the detail of wheelset 1, with indication of the brake calipers, which is the braked wheelset

pero di aderenza [17]. Inizialmente, il gruppo di ricerca aveva tentato di studiare tali fenomeni utilizzando un banco a rulli tradizionale, in cui su ciascuna coppia di rulli insiste una sola sala, ma alcune inefficienze nel sistema di rimozione del contaminante avevano reso di difficile interpretazione i risultati sperimentali [13]. L'innovativo banco a rulli multisala in scala 1:5, costituito da 4 sale ferroviarie in scala 1:5 sulla medesima coppia di rulli, consentiva invece di studiare e riprodurre i differenti livelli di aderenza delle varie sale successive di un veicolo su un tratto contaminato di binario. La Fig. 1 mostra fotografie scattate sul banco, che evidenziano la vista laterale del banco prova dal lato non motorizzato, mettendo in luce le sale (wheelset) e uno dei due rulli (roller), ed il dettaglio della sala 1, con indicazione delle pinze freno (brake calipers), che è la sala frenata durante l'attività sperimentale descritta nell'articolo. In Fig. 2 sono invece mostrate la vista schematica del banco multisala, con indicazioni dell'inclinazione di ciascun asse rispetto alla direzione della gravità, ed uno schema semplificato della singola sala.

Il vantaggio di utilizzare banchi prova in scala risiede ovviamente nella limitazione degli ingombri, tuttavia questa soluzione richiede dei modelli di similitudine per mantenere una buona corrispondenza con il comportamento del veicolo in scala reale. Come già dichiarato, il banco multisala è stato realizzato con un fattore di scala di 1:5; ciò significa che il rapporto φ_l tra una lunghezza del veicolo reale l_0 e una lunghezza del veicolo in scala l_1 vale 5, come riportato in equazione 1.

$$\varphi_l = \frac{l_0}{l_1} = 5 \quad (1)$$

Il modello di similitudine seguito sul banco è quello proposto da JASCHINSKI [18], che permette di mantenere

during the experimental activity described in the article. In Fig. 2 instead the schematic view of the multi wheelset roller-rig is shown, with indications of the inclination of each axle with respect to the direction of gravity, and a simplified diagram of the single wheelset.

The advantage of using roller-rig in scale obviously lies in the limitation of the dimensions, however this solution requires similarity models to maintain a good correspondence with the behaviour of the vehicle in real scale. As already stated, the multi wheelset roller-rig was built with a scale factor of 1:5; this means that the ratio φ_l between a real vehicle length l_0 and a vehicle length in scale l_1 is 5, as reported in equation 1.

$$\varphi_l = \frac{l_0}{l_1} = 5 \quad (1)$$

The similarity model followed on the bench is that proposed by JASCHINSKI [18], which allows keeping unitary the ratio between accelerations φ_a . Tab. 1 shows the scale ratios used on the roller-rig for the quantities of greater interest. In literature, however, there is also evidence of other similarity strategies, such as that of IWNICKI [19], which consists in placing the unitary ratio between the times, in order to maintain the same frequency components of the real and scaled systems, and that of PASCAL [20], instead based on a unitary ratio of contact pressures.

From a mechanical point of view, the main elements that make up the roller-rig are the frame, the two rollers and the four rail wheelsets in 1:5 scale. The two rollers, in this case joined thanks to a rigid joint, are driven by a single ACM BRL 220 6 brushless motor, controlled by a Control Techniques™ UNIDRIVE SP4402 drive. Each roller is made up of a disc to which a rim is fixed on which the UIC60 rail profile is obtained, laid 1:20 in a 1:5 scale. Two brake discs and two 1:5 scale railway wheels are keyed on

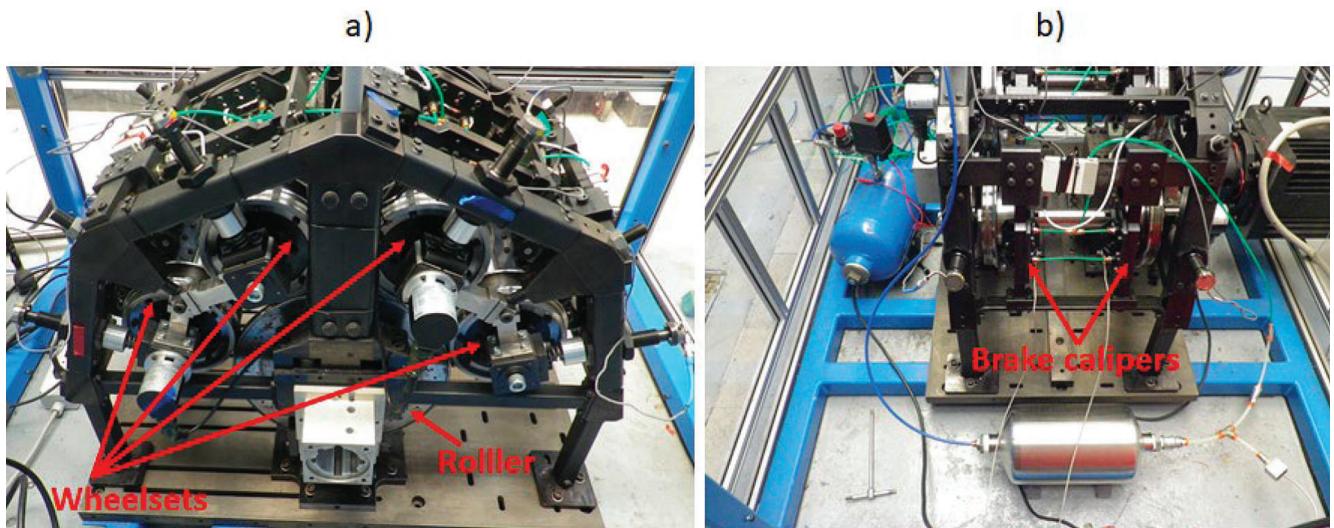


Figura 1 – a) Vista del banco prova multisala dal lato non motorizzato (lato 1) e b) vista dettagliata della sala 1.
Figure 1 – a) View of the multi wheelset roller-rig from the non-motorised side (side 1) and b) detailed view of wheelset 1.

unitario il rapporto tra le accelerazioni q_a . La Tab. 1 riporta i rapporti di scala impiegati sul banco per le grandezze di maggiore interesse. In letteratura si ha comunque testimonianza anche di altre strategie di similitudine, come quella di IWNICKI [19], che consiste nel porre unitario il rapporto tra i tempi, al fine di mantenere le stesse componenti in frequenza dei sistemi reale ed in scala, e quella di PASCAL [20], basata invece su un rapporto unitario delle pressioni di contatto.

Dal punto di vista meccanico, gli elementi principali che compongono il banco sono il telaio, i due rulli e le quattro sale ferroviarie in scala 1:5. I due rulli, in questo caso resi solidali grazie ad un giunto rigido, sono motorizzati con un unico motore brushless ACM BRL 220 6, controllato mediante un azionamento Control Techniques™ UNIDRIVE SP4402. Ciascun rullo è costituito da un disco al quale è fissato un cerchione su cui è ricavato il profilo rotaia UIC60 posato 1:20 in scala 1:5. Sulle sale ferroviarie sono calettati due dischi freno e due ruote ferroviarie in scala 1:5, il cui cerchione riporta il profilo ruota S1002. Il diametro nominale delle ruote d_w risulta pari a 184 mm, mentre quello dei rulli d_r vale 368 mm. Il rapporto tra i due diametri è stato posto pari a 2 in quanto un'attività sperimentale precedente [13] svolta su un banco a rulli a sala singola aveva mostrato che in questo modo era più semplice distinguere tra sezioni appena contaminate e sezioni con contaminazione residua a causa di inefficienze nel sistema pulente durante le prove di aderenza degradata per lo studio del fenomeno dell'effetto pulente causato da elevati valori di scorrimento [21].

Alle due estremità di ciascuna sala si trovano due boccole che sono collegate rigidamente al telaio in direzione longitudinale e laterale mentre l'applicazione del carico e la flessibilità in direzione normale al piano di contatto è garantita da due molle elicoidali (una per lato) che fungono da sospensione primaria. La configurazione del banco multiasse comprende 4 sale ferroviarie, in modo da riprodurre la configurazione tipica di veicoli ferroviari con 2 carrelli aventi 2 assi ciascuno. Tuttavia, non è riprodotta sul banco la struttura del carrello in quanto il dispositivo è stato realizzato per lo studio del contatto ruota-rotaia in condizioni degradate, e quindi la dinamica del carrello era un aspetto di importanza secondaria rispetto alla riproduzione delle effettive condizioni di contatto ruota-rotaia. Il sistema di sospensione realizzato sul banco non ha dunque la pretesa di simulare la sospensione primaria di un veicolo specifico, ma ha il compito di garantire una regolazione del carico per asse e una compensazione del diverso carico normale delle quattro sale dovuto all'inclinazione degli assi rispetto alla direzione della gravità. Il carico esercitato da ciascuna molla può essere indipendentemente regolato grazie ad un'apposita vite di regolazione: in questo modo è possibile simulare diversi valori di carico per asse e compensare le differenze di componente normale della forza peso per le 4 sale dovute all'inclinazione delle sale rispetto alla verticale. La manovra di frenatura è riprodotta alimentando

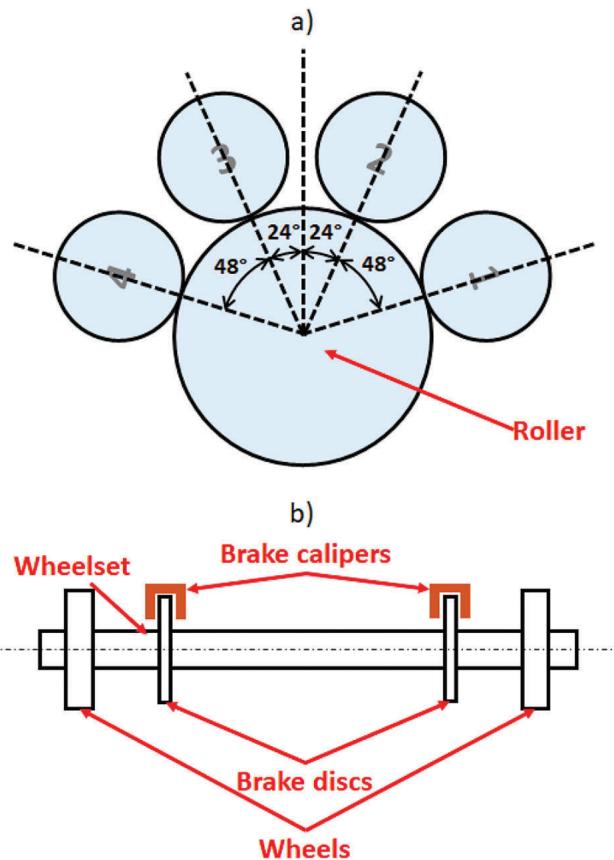


Figura 2 – a) Vista schematica del banco multiasse e b) vista schematica della singola sala.

Figure 2 – a) Schematic view of the multi-axis bench and b) schematic view of the single wheelset.

the rail wheelsets, the rim of which shows the S1002 wheel profile. The nominal diameter of the d_w wheels is 184 mm, while that of the d_r rollers is 368 mm. The ratio between the two diameters was set equal to 2 as a previous experimental activity [13] carried out on a single-wheelset roller bench had shown that in this way it was easier to distinguish between sections just contaminated and sections with residual contamination due to inefficiencies in the cleaning system during degraded adhesion tests for the study of the phenomenon of the cleaning effect caused by high sliding values [21].

At the two ends of each wheelset there are two axle bearings that are rigidly connected to the frame in the longitudinal and lateral direction while the flexibility of the application of the load and the flexibility in the vertical perpendicular direction to the contact plane is guaranteed by two coil springs (one per side) which act as primary suspension. The configuration of the multi axis bench includes 4 rail wheelsets, in order to reproduce the typical configuration of railway vehicles with 2 bogies having 2 axles each. However, the structure of the bogie is not reproduced on the bench as the device was designed for the study of wheel-rail contact in degraded conditions, and therefore the dynamics of

con aria in pressione le due pinze freno che insistono sui due dischi freno calettati sulla sala 1, ovvero la sala più a destra nella vista dal lato non motorizzato (vedi Fig. 1). Nella configurazione attuale del banco prova la frenatura del veicolo è simulata frenando unicamente la sala 1 e decelerando i rulli in modo da riprodurre l'effettiva decelerazione del veicolo. Questa è calcolata mediante un modello numerico che riproduce la dinamica longitudinale del veicolo.

Per poter efficacemente svolgere le prove di frenatura e allo stesso tempo testare il funzionamento di sistemi di monitoraggio, il banco prova è provvisto di una serie di trasduttori, in grado di misurare le grandezze di maggiore interesse, e di un PC industriale NI PXIE-8840 (processore dual-core Intel® Core™ i5 4400E con frequenza di 2.70 GHz, sistema operativo Windows 7 Pro e memoria RAM di 4 GB) per controllare la manovra di frenatura. Innanzitutto, tutte le boccole del banco prova sono dotate di celle a bottone FUTEK LLB 400 FSH 00877, in grado di misurare carichi di compressione, con carico nominale di 4448 N e risoluzione di 2.22 N, per la regolazione del carico per asse. Durante le prove di frenatura, tuttavia, viene considerato solamente il valore letto dalla cella di carico montata sulla sala 1 sul lato non motorizzato del banco (lato 1). Infatti, i carri merci sono di solito dotati di celle di pesatura, in grado di stimare il peso del carrello, inteso come somma dei carichi per asse agenti sulle sale del veicolo, a partire dal carico che grava su una sola delle 8 otto molle che costituiscono la sospensione primaria. Poiché però nel banco prova ogni boccola è dotata di un'unica molla, si è deciso di stimare il carico per asse Q durante le prove a partire dal valore F_s letto da una sola delle due celle di carico a bottone, mediante l'equazione 2, nella quale m è la massa della sala, stimata pari a 15.16 kg dai modelli CAD, g è l'accelerazione di gravità (9.81 m/s^2) e 72° rappresenta l'inclinazione della sala 1 rispetto alla verticale (vedi schema in Fig. 2).

$$Q = 2F_s + mg \cos 72^\circ \quad (2)$$

Sulla sala 1, che viene frenata durante i test sperimentali, sono presenti due sistemi indipendenti per la misura delle forze frenanti sui due dischi freno, lette da due celle di carico a S FUTEK LSB 302 FSH 02089, in grado di misurare forze di trazione, con carico nominale di 1334 N e risoluzione di 0.67 N. Dalle celle a S, è possibile stimare la coppia frenante sulla sala C_B mediante l'equazione 3:

$$C_B = (F_{B,1} + F_{B,2}) \cdot r_B \quad (3)$$

Tabella 1 – *Table 1*

Fattori di similitudine impiegati sul banco a rulli multisala per le grandezze fisiche di maggiore interesse
Similarity factors used on the multi wheelset roller-rig for the physical quantities of greater interest

Grandezza <i>Values</i>	Simbolo <i>Symbol</i>	Fattore di scala <i>Scaling factor</i>
Lunghezza <i>Length</i>	φ_l	5
Area <i>Area</i>	φ_A	25
Volume <i>Volume</i>	φ_V	125
Tempo <i>Time</i>	φ_t	$\sqrt{5}$
Velocità <i>Speed</i>	φ_v	$\sqrt{5}$
Accelerazione <i>Acceleration</i>	φ_a	1
Massa <i>Mass</i>	φ_m	125
Forza <i>Force</i>	φ_F	125
Inerzia <i>Inertia</i>	φ_J	3125

the bogie was an aspect of secondary importance with respect to the reproduction of the actual wheel-rail contact conditions. The suspension system built on the roller-rig does not therefore claim to simulate the primary suspension of a specific vehicle, but has the task of guaranteeing an adjustment of the load per axle and compensation for the different normal load of the four wheelsets due to the inclination of the axles with respect to the direction of gravity. The load exerted by each spring can be independently regulated thanks to a special adjustment screw: in this way different load values can be simulated per axle and the differences in the normal component of the weight force for the 4 wheelset can be compensated due to the inclination of the wheelsets with respect to the vertical. The braking manoeuvre is reproduced by supplying the two brake calipers that press the two brake discs keyed on wheelset 1 with air under pressure, that is the wheelset on the right in the view from the non-motorised side (see Fig. 1). In the current configuration of the roller-rig, vehicle braking is simulated by braking only wheelset 1 and decelerating the rollers in order to reproduce the actual deceleration of the vehicle. This is calculated by means of a numerical model which reproduces the longitudinal dynamics of the vehicle.

In order to effectively carry out the braking tests and at the same time test the functioning of monitoring systems, the roller-rig is equipped with a series of transducers, capable of measuring the quantities of greater interest, and an industrial NI PXIE-8840 PC (Intel® Core™ i5 4400E dual-core processor with 2.70 GHz frequency, Windows 7 Pro operating system and 4 GB RAM memory) to control the brak-

Nell'equazione 3, $F_{B,1}$ e $F_{B,2}$ sono i valori di forza frenante letti dalle celle a S installate sulla sala 1 sui lati non motorizzato (1) e motorizzato (2) del banco prova, mentre r_B è il raggio efficace di frenatura, che è stato determinato durante la fase di calibrazione del banco e risulta pari a 79.24 mm.

Inoltre, la sala 1 è dotata di un encoder incrementale ELAP REM470-1024-8/24-R-10-PP2 (1024 impulsi/giro), che permette di ottenere la posizione angolare della sala e la velocità mediante derivazione numerica del segnale di posizione.

Tre valvole proporzionali SMC ITV0050-3BS, che regolano la pressione in uscita nel range 0-9 bar a fronte di un segnale in tensione da 0 a 10 V, sono utilizzate per simulare l'impianto frenante del veicolo, che sarà descritto in dettaglio nella prossima sezione. Una valvola simula la pressione in condotta, una regola la pressione al serbatoio ausiliario e l'ultima permette di fornire il valore desiderato di pressione al cilindro freno. Le tre valvole ricevono in input un segnale di riferimento (set), e regolano opportunamente la pressione a valle, fornendone il valore effettivo di regolazione (feedback, o fb), con un segnale di tensione nel range 1-5 V. Infine, due termoresistenze Pt1000 sono impiegate per la misura della temperatura dei due corpi pinza. I sensori effettuano misure di temperatura nel range $-50^{\circ}\text{C} \div 300^{\circ}\text{C}$ e hanno un errore massimo sulla lettura della resistenza di 1.2Ω .

Si noti come la scelta dei sensori impiegati dipenda essenzialmente da due esigenze: da un lato il controllo del banco prova e della manovra di frenatura, dall'altro l'acquisizione di segnali che sono tipicamente utilizzati in algoritmi di monitoraggio. Il peso del carrello, inteso come la somma dei carichi per asse di tutte le sale che compongono il veicolo, è ad esempio un parametro stimato mediante la cella di pesatura, che è una valvola pneumatica installata in corrispondenza di una delle molle della sospensione primaria, di solito in numero di otto sui carri merci tradizionali. Analogamente, la velocità di rotazione delle sale è un valore generalmente richiesto dai sistemi di monitoraggio e può essere ottenuta a partire da misure tachimetriche con encoder o ruote fonde installate sulla sala [22],[23]. Inoltre, molti algoritmi si basano sulla conoscenza della temperatura delle pastiglie o dei ceppi, come per esempio quelli proposti da Somà [9], che ha ricavato una sede nella suola del ceppo all'interno della quale alloggiare una termoresistenza, e da Bosso [10], che prevede l'installazione di termocoppie di tipo J in prossimità della pinza freno. Si noti che tale misurazione non coincide assolutamente con la reale temperatura all'interfaccia tra materiale d'attrito e supporto (ruota o disco freno a seconda del freno impiegato), che è però estremamente complesso monitorare a causa della difficoltà di installazione di opportuni sensori. Di conseguenza, tali algoritmi richiedono modelli termici per il calcolo della temperatura all'interfaccia oppure dati sperimentali per la correlazione della temperatura del corpo frenante alle condizioni dell'im-

ing manoeuvre. First of all, all the roller-rig axle boxes are equipped with FUTEK LLB 400 FSH 00877 button cells, capable of measuring compression loads, with a nominal load of 4448 N and a resolution of 2.22 N, for adjusting the load per axle. During the braking tests, however, only the value read by the load cell mounted on wheelset 1 on the non-motorised side of the bench (side 1) is considered. In fact, freight wagons are usually equipped with weighing cells, capable of estimating the weight of the bogie, understood as the sum of the axle loads acting on the vehicle wheelsets, starting from the load that weighs on only one of the eight springs which constitute the primary suspension. Since, however, in the roller-rig each Axle box is provided with a single spring, it was decided to estimate the load per axis Q during the tests starting from the F_S value read by one of the two button load cells, using equation 2, in which m is the mass of the wheelset, estimated at 15.16 kg from the CAD models, g is the acceleration of gravity (9.81 m/s 2) and 72° represents the inclination of wheelset 1 with respect to the vertical (see diagram in Fig. 2).

$$Q = 2F_S + mg \cos 72^{\circ} \quad (2)$$

On wheelset 1, which is braked during the experimental tests, there are two independent systems for measuring the braking forces on the two brake discs, read by two S-load cells FUTEK LSB 302 FSH 02089, capable of measuring traction forces, with nominal load of 1334 N and resolution of 0.67 N. From the S-cells, the braking torque on the C_B wheelset can be estimated using equation 3:

$$C_B = (F_{B,1} + F_{B,2}) \cdot r_B \quad (3)$$

In equation 3, $F_{FB,1}$ and $F_{FB,2}$ are the braking force values read by the S-cells installed on wheelset 1 on the non-motorised (1) and motorised (2) sides of the roller-rig, while r_B is the effective braking radius, which was determined during the roller-rig calibration phase and is equal to 79.24 mm.

In addition, wheelset 1 is equipped with an incremental encoder ELAP REM470-1024-8/24-R-10-PP2 (1024 impulses/revolution), which allows obtaining the angular position of the wheelset and the speed by numerical derivation of the position signal.

Three proportional SMC ITV0050-3BS valves, which regulate the outlet pressure in the 0-9 bar range against a voltage signal from 0 to 10 V, are used to simulate the vehicle's braking system, which will be described in detail in the next section. One valve simulates the pressure in the pipeline, one regulates the pressure to the auxiliary tank and the last allows supplying the desired pressure value to the brake cylinder. The three valves receive a reference signal (set) as input, and suitably regulate the downstream pressure, providing the actual regulation value (feedback, or fb), with a voltage signal in the range 1-5 V. Finally, two Pt1000 resistance thermometers are used to measure the caliper body temperature of the two caliper bodies. The sensors perform temperature measurements in the

pianto frenante. Infine, la misura della coppia frenante non è un dato solitamente disponibile a bordo veicolo, tuttavia le celle a S installate sul banco sono necessarie unicamente per poter controllare la manovra di frenatura e simulare l'inerzia del veicolo sull'asse dei rulli, regolando opportunamente la velocità del motore in funzione dello sforzo frenante misurato, come sarà meglio descritto nelle prossime sezioni.

2.2. Riproduzione dell'impianto frenante

Per poter efficacemente testare nuovi prototipi di sistemi di monitoraggio del freno di veicoli merci, il banco multisala è dotato di un impianto frenante che replica quello tradizionalmente installato sui treni merci [24], [25], [26], [27], [28] il cui funzionamento è schematizzato in Fig. 3. In condizioni di marcia normale la condotta generale (brake pipe) è mantenuta alla pressione di 5 bar. Il macchinista può variare la pressione della condotta generale agendo sul rubinetto di comando (V), che riceve aria compressa dal serbatoio principale (MR), caricato da un compressore (C) alla pressione di circa 8 bar. Ciascun carro è dotato di un distributore (D), l'organo decisionale della manovra di frenatura, che confronta la pressione in condotta con la pressione nel serbatoio di comando (CR). Quando il macchinista attiva la frenatura, sia essa di emergenza o di servizio, la pressione in condotta scende al di sotto dei 5 bar, e il distributore apre una luce dal serbatoio ausiliario (AR), alla pressione di 3.8 bar, verso il cilindro freno (brake cylinder). I treni merci tradizionali sono dotati di un unico cilindro freno per carro, la cui forza viene amplificata tramite leveraggi, i quali prendono il nome di timoneria (brake rig) e permettono di premere ciascuna coppia di ceppi contro la rispettiva ruota. La Fig. 3 riporta il caso di convogli dotati di un cilindro freno per ciascun carro. Ogni carro è dotato di un rubinetto di isolamento (isolating cock), mentre la locomotiva di testa prevede anche un rubinetto di testata (cut-off cock). L'accoppiamento pneumatico tra i vari carri avviene mediante specifici raccordi di estremità (coupled hoses).

L'impianto frenante realizzato sul banco prova per replicare quello reale è mostrato in Fig. 4. I tre componenti fondamentali dell'impianto frenante, ossia condotta generale, distributore e serbatoio ausiliario (AR) sono simulati mediante tre valvole proporzionali, rispettivamente E-P Reg 1, E-P Reg 2 e E-P Reg 3. L'alimentazione pneumatica è fornita da un compressore che alimenta un serbatoio principale (MR), a valle del quale è presente un riduttore di pressione (Pressure reducer) che impone una pressione di 8 bar. Un tubo arro-

range $-50^{\circ}\text{C} \div 300^{\circ}\text{C}$ and have a maximum error on reading the resistance of 1.2Ω .

Note that the choice of sensors used essentially depends on two needs: on the one hand, the control of the roller rig and the braking manoeuvre, on the other, the acquisition of signals that are typically used in monitoring algorithms. The weight of the bogie, understood as the sum of the axle loads of all the wheelsets that make up the vehicle, is for example a parameter estimated by the weighing cell, which is a pneumatic valve installed in correspondence with one of the springs of the primary suspension, usually eight in traditional freight wagons. Similarly, the rotation speed of the wheelsets is a value generally required by monitoring systems and can be obtained starting from tachometric measurements with encoders or phonic wheels installed on the wheelset [22],[23]. Furthermore, many algorithms are based on knowledge of the temperature of the pads or brake blocks, such as those proposed by SOMÀ [9], who obtained a housing in the sole of the brake block in which to accommodate a resistance thermometer, and by Bosso [10], which provides for the installation of type J thermocouples near the brake caliper. It should be noted that this measurement does not absolutely coincide with the actual temperature at the interface between the friction material and the support (wheel or brake disc depending on the braking), which is however extremely complex to monitor due to the difficulty of installing suitable sensors. Consequently, these algorithms require thermal models for the calculation of the temperature at the interface or experimental data for the correlation of the temperature of the braking body to the conditions of the braking system. Finally, the measurement of the braking torque is not usually available on the vehicle, however the S-cells installed on the roller-rig are only necessary to be able to control the braking manoeuvre and simulate the vehicle inertia on the roller axis, adjusting engine

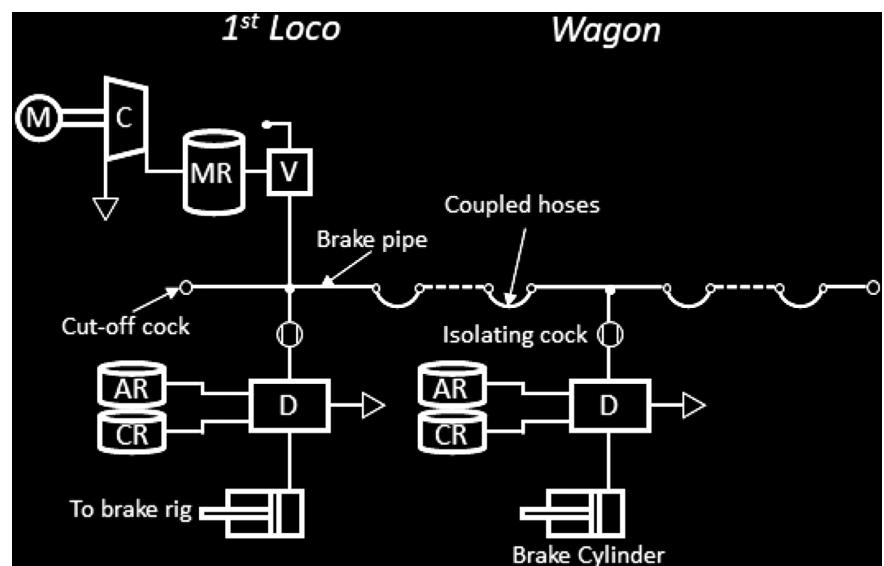


Figura 3 – Impianto frenante pneumatico tradizionale per treni merci.
Figure 3 – Traditional pneumatic brake system for freight trains.

tolato rappresenta la lunghezza della condotta fino al veicolo frenato e costituisce una resistenza pneumatica distribuita nel circuito (*Distr. Pn. Resistance*). L'innalzamento di pressione al cilindro freno a seguito di una diminuzione di pressione in condotta generale viene comandato secondo la funzione di trasferimento mostrata in Fig. 5. La funzione di trasferimento tra diminuzione di pressione in condotta e pressione al cilindro freno è stata determinata secondo le seguenti considerazioni. Innanzitutto, si sono seguite le indicazioni della fiche UIC 540 [27], che prevedono che la massima pressione al cilindro freno (3.8 bar) si abbia in corrispondenza di un abbassamento di pressione della condotta di 1.5 bar. Inoltre, si è rilevato sperimentalmente sul banco che le pastiglie iniziano ad esercitare effettivamente uno sforzo frenante sul disco ad una pressione di circa 0.6 bar. A tale valore di pressione al cilindro freno è stato fatto corrispondere un valore di riduzione della pressione in condotta di 0.5 bar. Al fine di garantire il riempimento progressivo della camera di spinta delle pinze freno, la funzione di trasferimento è stata realizzata senza gradini, ma prevedendo di innalzare la pressione al cilindro freno non appena rilevato un abbassamento della pressione in condotta. In questo modo, non appena avviata la frenatura, si inizia ad inviare aria in pressione al cilindro freno, così da accostare le pastiglie al disco durante la prima fase di diminuzione della pressione.

Sebbene il banco prova sia stato realizzato seguendo la similitudine di JASCHINSKI per quanto riguarda le grandezze riportate in Tab. 1, le pressioni nell'impianto sono state mantenute identiche a quelle utilizzate su veicoli reali. Infatti, in futuro il banco dovrà poter essere utilizzato per testare gli algoritmi di monitoraggio, che richiedono pressioni nell'impianto analoghe a quelle dei veicoli in scala reale. Inoltre, come sarà mostrato nelle prossime sezioni, la riproduzione dell'inerzia veicolo sull'asse dei rulli nelle prove mostrate nell'articolo avviene in funzione dell'effettivo sforzo frenante applicato alla sala 1, misurato dalle celle a S.

Ovviamente, permangono alcune differenze tra l'impianto frenante reale e quello realizzato sul banco multisala. Innanzitutto, sebbene i veicoli merci siano tradizionalmente dotati di freni a ceppi, sulle sale del banco multisala sono presenti freni a disco, che rappresentano un retaggio dell'attività sperimentale svolta in precedenza per lo studio delle condizioni di aderenza degradata e recupero dell'aderenza. Inoltre, sul banco prova non è riprodotto il sistema di timoneria. In futuro, si potrebbero adottare alcune modifiche alla struttura meccanica del banco per poter frenare le sale con freni a ceppi eventualmente amplificando lo sforzo frenante tramite un sistema di leveraggi. In ogni caso, allo stato attuale dei lavori questi aspetti sono considerati di importanza secondaria, in quanto l'attività sperimentale svolta sin qui è mostrata nell'articolo ha lo scopo di mostrare come il banco multisala in scala 1:5 del Politecnico di Torino possa essere utilizzato efficacemente per simulare in laboratorio mano-

speed appropriately as a function of the measured braking effort, as will be better described in the following sections.

2.2. Reproduction of the brake system

In order to effectively test new prototypes of freight vehicle brake monitoring systems, the multi wheelset roller-rig is equipped with a braking system that replicates the one traditionally installed on freight trains [24], [25], [26], [27], [28], the operation of which is schematised in Fig. 3. In normal running conditions the main brake pipe (brake pipe) is maintained at a pressure of 5 bar. The driver can vary the pressure of the main brake pipe by acting on the brake valve (V), which receives compressed air from the main reservoir (MR), loaded by a compressor (C) at a pressure of about 8 bar. Each wagon is equipped with a distributor (D), the decision-making body of the braking manoeuvre, which compares the pressure in the pipe with the pressure in the control reservoir (CR). When the driver activates the braking, be it emergency or service, the pressure in the pipeline drops below 5 bar, and the distributor opens an opening from the auxiliary reservoir (AR), at the pressure of 3.8 bar, towards the brake cylinder. Traditional freight trains are equipped with a single brake cylinder per carriage, the force of which is amplified by means of which are called brake rigs and allow each pair of brake blocks to be pressed against the respective wheel. Fig. 3 reports the case of trains equipped with a brake cylinder for each wagon. Each wagon is provided with an isolating cock, while the head locomotive also has a head cock (cut-off cock). The pneumatic coupling between the various wagons takes place through specific coupled hoses.

*The braking system made on the roller-rig to replicate the real one is shown in Fig. 4. The three basic components of the braking system, i.e. main brake pipe, distributor and auxiliary reservoir (AR) are simulated by means of three proportional valves, respectively E-P Reg 1, E-P Reg 2 and E-P Reg 3. The pneumatic supply is provided by a compressor that feeds a main reservoir (MR), downstream of which there is a pressure reducer which imposes a pressure of 8 bar. A coiled tube represents the length of the pipe up to the braked vehicle and constitutes a pneumatic resistance distributed in the circuit (*Distr. Pn. Resistance*). The pressure rise to the brake cylinder following a pressure drop in the main brake pipe is controlled according to the transfer function shown in Fig. 5. The transfer function between pressure drop in the pipe and pressure to the brake cylinder was determined according to the following considerations. First of all, the indications of UIC 540 have been followed [27], which foresee that the maximum pressure to the brake cylinder (3.8 bar) is in correspondence with a drop in the pipe pressure of 1.5 bar. Furthermore, it has been experimentally found on the roller-rig that the pads actually begin to exert a braking effort on the disc at a pressure of about 0.6 bar. A brake pressure reduction value of 0.5 bar has been made to correspond to this pressure value to the brake cylinder. In order to ensure the progressive filling of*

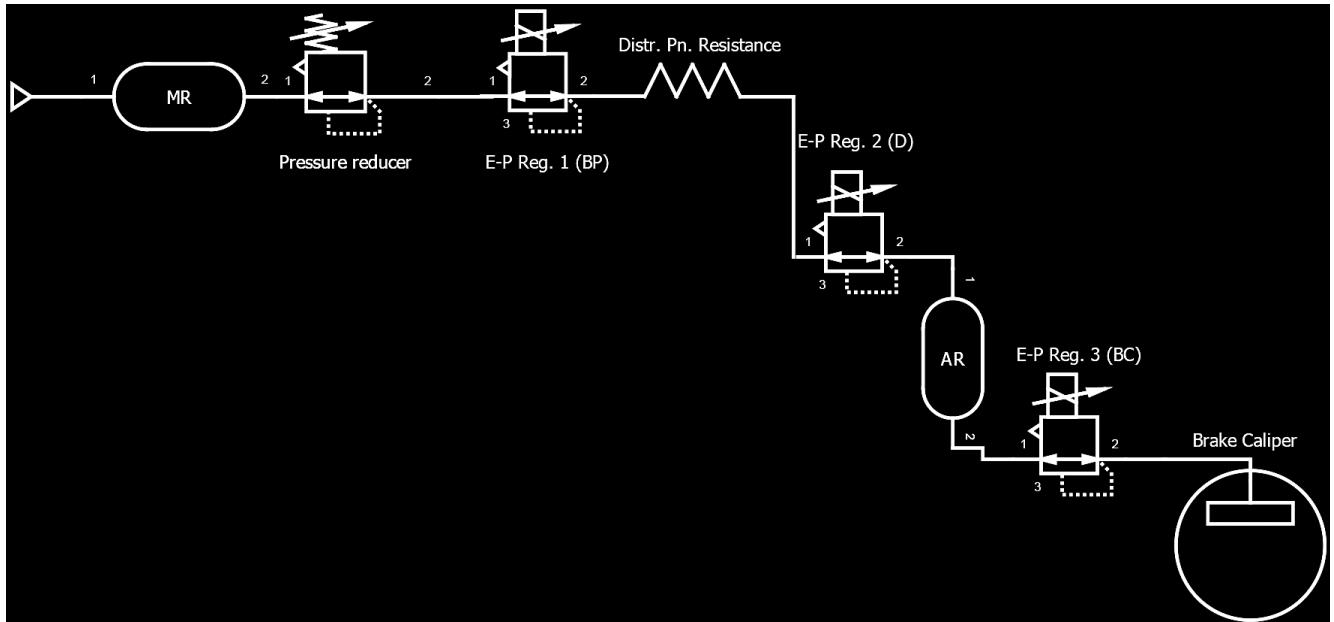


Figura 4 – Impianto frenante realizzato sul banco multisala
Figure 4 – Braking system built on the roller-rig multi-wheelset bench

vere realistiche di frenatura di veicoli ferroviari, in modo da poter testare in futuro nuove architetture e nuovi algoritmi di sistemi di monitoraggio.

3. Simulazioni sperimentali di frenatura

3.1. Controllo del banco

Per poter efficacemente utilizzare il banco prova multisala come strumento affidabile per lo studio di nuove architetture hardware e algoritmi per il monitoraggio dell'impianto frenante, è fondamentale da un lato riprodurre correttamente manovre di frenatura realistiche di un veicolo merci, e dall'altro rendere disponibili all'unità di monitoraggio i segnali generati dai sensori installati sul banco.

Il controllo del banco, mostrato schematicamente in Fig. 6, è affidato ad un apposito software di gestione (VI) sviluppato in ambiente LabVIEW 2016 ed implementato nel PC industriale. Tramite il modulo di output analogico NI-9263 (4 canali, risoluzione a 16 bit, massima frequenza di campionamento pari a 100 kS/s/ch, dove kS/s/ch indica le migliaia di campioni kS acquisibili indipendentemente da ciascun canale ch in ogni secondo s) è possibile regolare la pressione di set a valle delle tre valvole proporzionali, che simulano la condotta generale, l'uscita del distributore e la camera di spinta del cilindro freno. In condizioni di assenza di frenatura, i set alle tre valvole valgono rispettivamente 5, 3.8 e 0 bar.

La pressione di retroazione a valle delle tre valvole è acquisita mediante un modulo di input analogico USB

the thrust chamber of the brake calipers, the transfer function was carried out without steps, but providing for increasing the pressure to the brake cylinder as soon as a drop in the duct pressure was detected. In this way, as soon as braking is started, pressurised air is sent to the brake cylinder, so as to bring the pads close to the disc during the first phase of pressure reduction.

Although the roller-rig was built following JASCHINSKI's similarity as regards the quantities shown in Tab. 1, the pressures in the system were kept identical to those used on real vehicles. In fact, in the future the bench must be able to be used to test the monitoring algorithms, which require system pressures similar to those of full-scale vehicles. Moreover, as will be shown in the next sections, the reproduction of the vehicle inertia on the axis of the rollers in the tests shown in the article occurs as a function of the effective braking effort applied to wheelset 1, measured by the S-cells.

Obviously, some differences remain between the real braking system and the one made on the multi wheelset roller-rig. First of all, although freight vehicles are traditionally equipped with shoe brakes, disc brakes are present on the wheelsets of the multi wheelset roller-rig, which represent a legacy of the experimental activity previously carried out for the study of degraded adhesion conditions and recovery of adhesion. Additionally, the brake rig system is not reproduced on the roller rig. In the future, some modifications could be made to the mechanical structure of the bench in order to be able to brake the wheelsets with shoe brakes possibly amplifying the braking effort through a lever system. In any case, at present these aspects are considered of secondary importance, as the experimental activi-

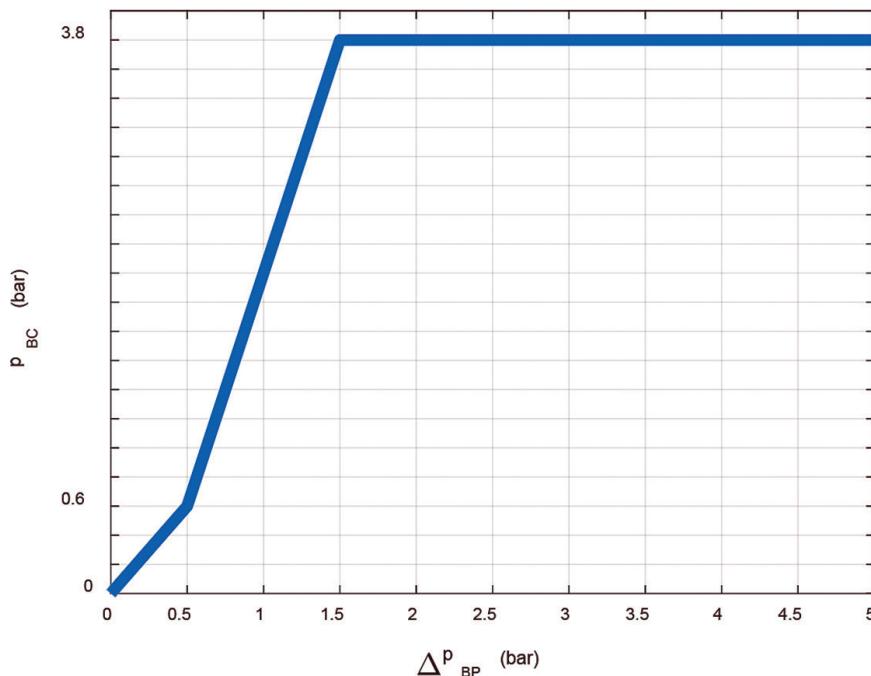


Figura 5 – Funzione di trasferimento tra diminuzione di pressione in condotta e pressione al cilindro freno.

Figure 5 – Transfer function between pressure drop in the pipe and pressure at the brake cylinder.

NI-9239 (4 canali, risoluzione a 24 bit, massima frequenza di campionamento pari a 50 kS/s/ch). I segnali di forza frenante registrati dalle due celle di carico a S installate sulla sala 1 e la forza normale misurata dalla cella a bottone della boccola del lato non motorizzato sono invece acquisiti mediante il modulo di input analogico a ponte estensimetrico NI PXIe-4330 (8 canali, risoluzione a 24 bit, campionamento massimo pari a 25.6 kS/s/ch). Il motore che aziona i rulli è servo-comandato: il segnale di riferimento di velocità, calcolato durante la prova in funzione dello sforzo frenante (vedi paragrafo successivo), è un segnale analogico, generato dal modulo di output analogico PXIe-4322. Lo stesso modulo è utilizzato per generare dei segnali analogici corrispondenti alla pressione misurata a valle delle tre valvole pneumatiche e al segnale generato dalla cella di pesatura del veicolo, calcolato moltiplicando per 4 il carico asse stimato mediante l'equazione 2. Essi riproducono i segnali generati dai trasduttori che possono essere installati sul veicolo al fine di monitorare l'impianto frenante di un veicolo merci. In questo modo è possibile testare i sistemi di monitoraggio del sistema frenante, avendo a disposizione gli stessi segnali che sono disponibili sul veicolo. I segnali di output analogico (le tre pressioni e il segnale della cella di pesatura), il segnale generato dall'encoder montato sulla sala 1 e i segnali generati dalle sonde termiche montate sulle due pinze della stessa sala sono infatti acquisiti dalla centralina di monitoraggio.

ity carried out so far and shown in the article aims to show how the multi-wheelset bench in 1:5 scale of the Politecnico di Torino can be used effectively to simulate realistic braking manoeuvres of railway vehicles in the laboratory, in order to test new architectures and new monitoring system algorithms in the future.

3. Experimental braking simulations

3.1. Roller rig control

In order to effectively use the multi-wheelset roller-rig as a reliable tool for the study of new hardware architectures and algorithms for monitoring the braking system, it is essential on the one hand to correctly reproduce realistic braking manoeuvres of a freight vehicle, and on the other hand make the signals generated by the sensors installed on the bench available to the monitoring unit.

The control of the roller-rig, shown schematically in Fig. 6, is entrusted to a special management software (VI) developed in the LabVIEW 2016 environment and implemented in the industrial PC. Via the analogue output module NI-9263 (4 channels, 16 bit resolution, maximum sampling frequency equal to 100 kS/s/ch, where kS/s/ch indicates the thousands of kS samples that can be acquired independently from each ch channel in every second s) it is possible to adjust the set pressure downstream of the three proportional valves, which simulate the main brake pipe, the distributor outlet and the brake cylinder thrust chamber. In conditions of braking absence, the sets at the three valves are respectively 5, 3.8 and 0 bar.

The pressure downstream of the three valves is acquired by means of an NI-9239 USB analogue input module (4 channels, 24 bit resolution, maximum sampling frequency equal to 50 kS/s/ch). The braking force signals recorded by the two S-shaped load cells installed in wheelset 1 and the normal force measured by the button cell of the bush on the non-motorised side are instead acquired by means of the NI PXIe-4330 strain gauge analogue input module (8 channels, 24 bit resolution, maximum sampling equal to 25.6 kS/s/ch). The motor that drives the rollers is moved in servo-controlled mode: the speed reference signal, calculated during the test as a function of the braking effort (see next paragraph), is an analogue signal, generated by the analogue output module PXIe-4322. The same module is used to generate analogue signals corresponding to the pressure measured downstream of the three pneumatic valves and to the signal generated by the vehicle weighing

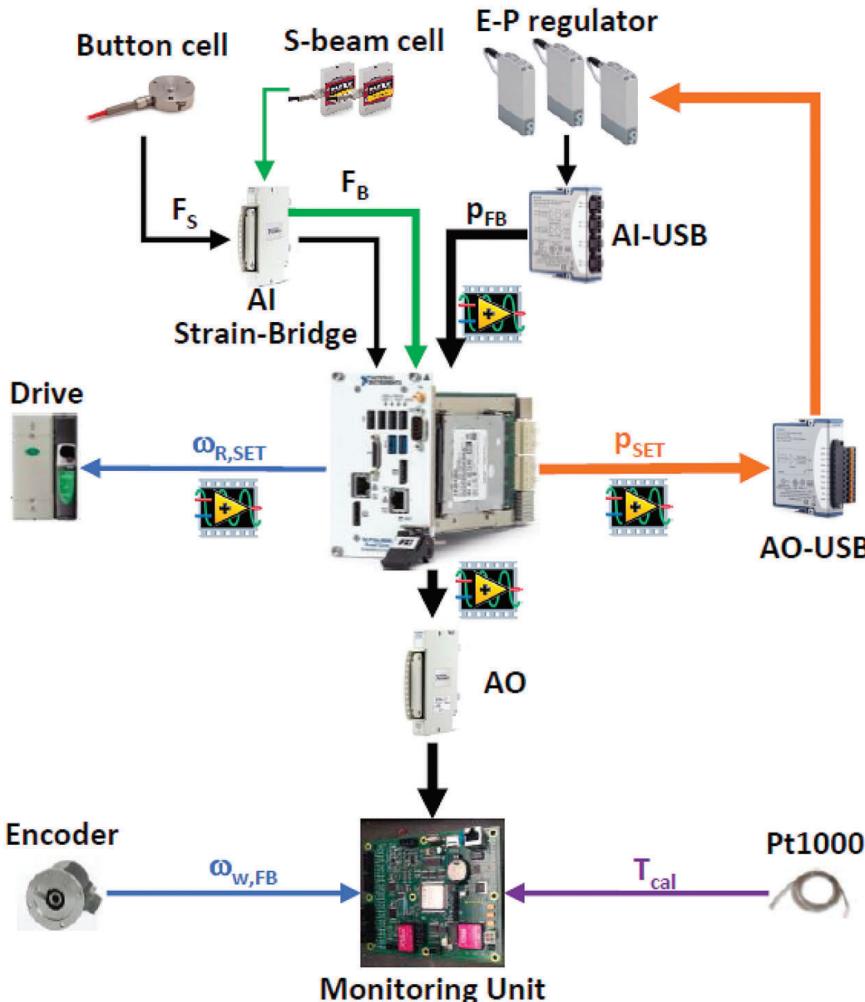


Figura 6 – Strategia di controllo del banco.
Figure 6 – Roller-rig control strategy.

Quest'ultima è il cuore del sistema di monitoraggio ed è gestita da un processore ARM7 a 32 bit, che integra un sistema di acquisizione multicanale con campionamento simultaneo e condizionamento del segnale differenziato in base al segnale da acquisire (accelerometri ICP, encoder, termocouple e termoresistenze).

La centralina è già stata impiegata in passato dal gruppo di ricerca, attivo da diversi anni nell'ambito dello studio di sistemi di monitoraggio, per lo sviluppo di un sistema in grado di monitorare le condizioni di marcia del veicolo e lo stato dei principali componenti del carrello [10], [29].

Il processore della centralina contiene un codice residente modificabile, che supervisiona l'acquisizione e il trasferimento dei dati, che può avvenire tramite protocollo TCP/IP o rete CAN. La centralina include un supporto di archiviazione SD che può essere utilizzato per salvare i parametri del veicolo e/o determinate situazioni anomale rilevate. Il trattamento dei dati acquisiti viene effettuato

cell, calculated multiplying the axle load estimated by 4 by means of equation 2. They reproduce the signals generated by the transducers that can be installed on the vehicle in order to monitor the braking system of a freight vehicle. In this way the monitoring systems of the brake system can be tested, having the same signals available as those available on the vehicle. The analogue output signals (the three pressures and the weighing cell signal), the signal generated by the encoder mounted on wheelset 1 and the signals generated by the thermal probes mounted on the two calipers of the same wheelset are in fact acquired by the monitoring control unit.

The latter is the heart of the monitoring system and is managed by a 32-bit ARM7 processor, which integrates a multichannel acquisition system with simultaneous sampling and signal conditioning differentiated according to the signal to be acquired (ICP accelerometers, encoders, thermocouples and RTDs).

The control unit has already been used in the past by the research group, active for several years in the study of monitoring systems, for the development of a system capable of monitoring the vehicle's driving conditions and the status of the main components of the bogie [10], [29].

The processor of the control unit contains a modifiable resident code, which supervises the acquisition and transfer of data, that can take place via TCP/IP protocol or CAN network. The control unit includes an SD storage medium that can be used to save vehicle parameters and/or certain anomalous situations detected. The processing of the acquired data is carried out by a processing unit (built-in PC) which must be connected to the same TCP/IP subnet of the control unit. The same PC can be used to communicate and process data generated by multiple monitoring stations. The typical configuration of the monitoring system involves the use of a monitoring unit for each bogie and a data processing unit (PC) for each vehicle.

3.2. Roller-rig braking

In order to correctly replicate the braking manoeuvre of the railway vehicle, it is not sufficient to supply the two calipers of wheelset 1 with compressed air, but it is also necessary to reduce the rotation speed of the rollers in line with the applied braking effort, i.e. reproduce the inertia of

da un'unità di elaborazione (PC incorporato) che deve essere collegato alla stessa sottorete TCP/IP della centralina. Lo stesso PC può essere impiegato per comunicare ed elaborare i dati generati da più centraline di monitoraggio. La configurazione tipica del sistema di monitoraggio prevede l'impiego di una centralina di monitoraggio per ogni carrello e di un'unità di processamento dati (PC) per ogni veicolo.

3.2. Frenatura del banco

Per poter correttamente replicare la manovra di frenatura del veicolo ferroviario, non è sufficiente alimentare con aria compressa le due pinze della sala 1, ma è necessario anche ridurre la velocità di rotazione dei rulli coerentemente con lo sforzo frenante applicato, ossia riprodurre l'inerzia del veicolo sull'asse dei rulli. La strategia, utilizzata durante questa fase preliminare di messa a punto del banco, è basata sulla misura della coppia frenante agente sulla sala 1. Infatti, se si considera la dinamica longitudinale di un convoglio ferroviario [30],[31],[32],[33], ipotizzando infinitamente rigidi i sistemi di accoppiamento tra i veicoli e assumendo quindi per semplicità che l'intero convoglio sia un unico corpo rigido che possiede una certa decelerazione, vale l'equilibrio alla traslazione longitudinale espresso dall'equazione 4.

$$\sum_{j=1}^{N_V} \sum_{i=1}^{N_{w,j}} F_{X,ji} = \sum_{j=1}^{N_V} \sum_{i=1}^{N_{w,j}} M_{ji} \ddot{x} - \sum_{j=1}^{N_V} F_{res,j} \quad (4)$$

Nell'equazione 4, F_X è la forza di contatto complessiva scambiata tra sala e rotaia, M è la massa agente su ciascun asse (ossia il carico per asse diviso per la costante di gravità), F_{res} è la forza resistente al moto del singolo veicolo, il pedice j indica i vagoni che formano il convoglio (in numero N_V) e l'indice i è riferito al numero di assi di ciascun veicolo (N_w). La Fig. 7a riporta il dettaglio del j -esimo veicolo con 4 assi ($N_w = 4$) e le forze agenti su di esso durante una manovra di frenatura.

Ipotizzando che il treno percorra un tracciato privo di pendenze e curve, e trascurando la resistenza aerodinamica e al rotolamento, le forze resistenti possono essere poste uguali a 0. Inoltre, ipotizzando che il carico per asse e la forza scambiata con la rotaia sia la medesima per tutti gli assi, è valida l'equazione 5.

$$F_X = M \ddot{x} \quad (5)$$

Si noti che questa ultima ipotesi di frenatura omogenea tra tutti gli assi permette di simulare la frenatura dell'intero veicolo alimentando con aria in pressione le pinze freno installate su una singola sala del banco prova multiasse.

La forza longitudinale complessiva agente sulla sala può essere calcolata a partire dall'equazione di equilibrio alla rotazione (equazione 6), secondo il diagramma di corpo libero mostrato in Fig. 7b.

the vehicle on the axis of the rollers. The strategy, used during this preliminary roller-rig set-up phase, is based on the measurement of the braking torque acting on wheelset 1. In fact, if we consider the longitudinal dynamics of a vehicle [30],[31],[32],[33], assuming infinitely rigid the coupling systems between the vehicles and therefore assuming for simplicity that the entire train is a single rigid body that has a certain deceleration, the equilibrium to the longitudinal translation expressed by equation 4 applies.

$$\sum_{j=1}^{N_V} \sum_{i=1}^{N_{w,j}} F_{X,ji} = \sum_{j=1}^{N_V} \sum_{i=1}^{N_{w,j}} M_{ji} \ddot{x} - \sum_{j=1}^{N_V} F_{res,j} \quad (4)$$

In equation 4, F_X is the total contact force exchanged between the wheelset and the rail, M is the mass acting on each axis (i.e. the load per axis divided by the gravity constant), F_{res} is the motion-resistant force of the single vehicle, the subscript j indicates the wagons that make up the train (in number N_V) and the index i refers to the number of axles of each vehicle (N_w). Fig. 7a shows the detail of the j -th vehicle with 4 axles ($N_w = 4$) and the forces acting on it during a braking manoeuvre.

Assuming that the train travels on a route without slopes and curvings, and disregarding the aerodynamic and rolling resistance, the resisting forces can be set equal to 0. Furthermore, assuming that the load per axle and the force exchanged with the rail is the same for all the axles, equation 5 is valid.

$$F_X = M \ddot{x} \quad (5)$$

It should be noted that this last hypothesis of homogeneous braking between all axles allows simulating the braking of the entire vehicle by supplying the brake calipers installed on a single wheelset of the multi-axis roller-rig with pressurised air.

The overall longitudinal force acting on the wheelset can be calculated from the equilibrium equation at rotation (equation 6), according to the free body diagram shown in Fig. 7b.

$$F_X = \frac{2}{d_w} (C_B - J_{yy} \dot{\omega}) \quad (6)$$

In equation 6, C_B is the braking torque, J_{yy} is the inertia to the rotation of the wheelset, d_w is the wheel radius and $\dot{\omega}$ is the angular deceleration of the wheelset. Assuming that the wheel is in conditions of perfect adhesion (equation 7), the longitudinal deceleration of the vehicle can be calculated by means of equation 8.

$$\dot{\omega} = \frac{2 \ddot{x}}{d_w} \quad (7)$$

$$\ddot{x} = \frac{2 C_B d_w}{M d_w^2 + 4 J_{yy}} \quad (8)$$

Since the similarity strategy used on the roller-rig is such that the accelerations on the scaled system are equal to those of the real vehicle, equation 8 can be used with the

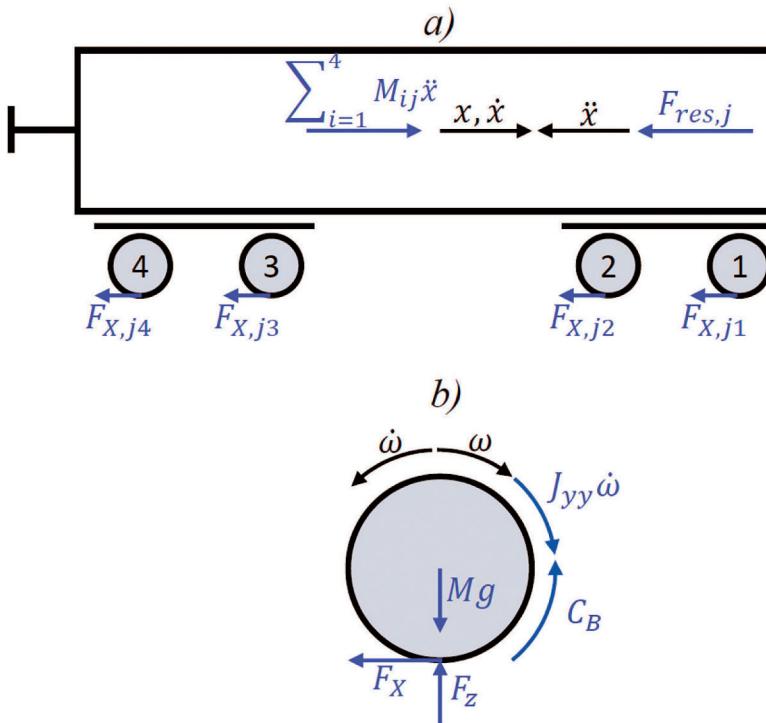


Figura 7 – Diagramma di corpo libero del singolo veicolo (a) e della singola sala (b).

Figure 7 – Free body diagram of the single vehicle (a) and of the single wheelset (b).

$$F_X = \frac{2}{d_w} (C_B - J_{yy} \dot{\omega}) \quad (6)$$

Nell'equazione 6, C_B è la coppia frenante, J_{yy} è l'inerzia alla rotazione della sala, d_w è il raggio ruota e $\dot{\omega}$ è la decelerazione angolare della sala. Ipotizzando che la ruota sia in condizioni di perfetta aderenza (equazione 7), la decelerazione longitudinale del veicolo può essere calcolata mediante l'equazione 8.

$$\dot{\omega} = \frac{2\ddot{x}}{d_w} \quad (7)$$

$$\ddot{x} = \frac{2C_B d_w}{M d_w^2 + 4J_{yy}} \quad (8)$$

Poiché la strategia di similitudine impiegata sul banco è tale che le accelerazioni sul sistema in scala sono uguali a quelle del veicolo reale, l'equazione 8 può essere utilizzata con i valori delle grandezze in scala. In particolare, il diametro ruota è pari a 184 mm, la coppia frenante è calcolata dall'equazione 3 a partire dalle misure delle celle di carico a S e la massa M è calcolata a partire dalla lettura della cella di carico a bottone (vedi equazione 2). L'inerzia J_{yy} , stimata dal modello CAD del banco, vale $0.051 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$. Nota in ogni istante k la decelerazione \ddot{x}_k , è possibile calcolare la decelerazione del rullo $\dot{\omega}_{R,k}$ mediante l'equazione 9, e da questa calcolare il nuovo riferimento di velocità angolare per il motore $\omega_{SET,k}$ secondo l'equazione 10.

values of the scaled quantities. In particular, the wheel diameter is 184 mm, the braking torque is calculated from equation starting from the measurements of the load cells at S and the mass M is calculated starting from the reading of the button load cell (see equation 2). The J_{yy} inertia, estimated from the CAD model of the roller-rig, has a value of $0.051 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$. Once the deceleration \ddot{x}_k is known at every instant k , the deceleration of the roller can be calculated $\dot{\omega}_{R,k}$ by means of equation 9, and from this the new angular speed reference for the motor $\omega_{SET,k}$ can be calculated according to equation 10.

$$\dot{\omega}_{R,k} = \frac{2\ddot{x}_k}{d_w} \quad (9)$$

$$\omega_{SET,k} = \omega_{SET,k-1} - \dot{\omega}_{R,k}(t_k - t_{k-1}) \quad (10)$$

The $t_k - t_{k-1}$ interval obviously depends on the calculation time of the control loop implemented in LabVIEW VI. As the system is not developed in a real-time environment, this time interval is not always constant, but is calculated by the software at each iteration and is on average 10 ms long. Although the roller-rig control software has not been developed in a real-time environment, there are still dedicated controls for the correct reproduction of the braking manoeuvre. In particular, the control software does not allow an increase in the speed of the rollers once the braking manoeuvre begins, which could be due to numerical noises in the reading of the braking forces due to low pressure values at the brake cylinder. In addition, the speed of the rollers exceeding a limit value equal to 1000 revolutions per minute is prevented, so as not to compromise safety during the tests.

Note that on the multi wheelset roller-rig, the rotation speed of the rollers is closely related to the translation speed of the real vehicle. Indicating with n_R the rotation speed of the rollers in rpm revolutions per minute and with V_v the translation speed of the vehicle in km/h, equation 11 applies.

$$V_v = 3.6n_R \frac{\pi d_w}{30} \frac{\sqrt{5}}{2} \quad (11)$$

To sum up, the bench control strategy allows reproducing realistic braking of a railway vehicle, estimating the deceleration of the vehicle according to the braking torque measured on the wheelset. This approach was followed in this first initial set-up phase of the roller-rig as experimental vehicle braking data are not yet available. In the future, it would be possible to provide reference values for the speed of the rollers and pressures in the braking system in accordance with results obtained through tests on the track on specific vehicles.

$$\dot{\omega}_{R,k} = \frac{2\omega_k}{d_R} \quad (9)$$

$$\omega_{SET,k} = \omega_{SET,k-1} - \dot{\omega}_{R,k}(t_k - t_{k-1}) \quad (10)$$

L'intervallo $t_k - t_{k-1}$ dipende ovviamente dal tempo di calcolo del loop di controllo implementato nella VI LabVIEW. Non essendo il sistema sviluppato in ambiente *real-time*, tale intervallo di tempo non è sempre costante, ma è calcolato ad ogni iterazione dal software e vale mediamente 10 ms. Sebbene il software di controllo del banco non sia stato sviluppato in ambiente *real-time*, sono comunque presenti controlli dedicati per la corretta riproduzione della manovra di frenatura. In particolare, il software di controllo non permette un aumento della velocità dei rulli una volta che la manovra di frenatura ha inizio, che potrebbe essere dovuto a rumori numerici nella lettura delle forze frenanti per bassi valori di pressione al cilindro freno. Inoltre, è impedito in qualunque istante che la velocità dei rulli superi un valore limite pari a 1000 giri al minuto, in modo da non compromettere la sicurezza durante le prove.

Si noti che sul banco multisala, la velocità di rotazione dei rulli è strettamente legata alla velocità di traslazione del veicolo reale. Indicando con n_R la velocità di rotazione dei rulli in giri al minuto e con V_v la velocità di traslazione del veicolo in km/h, vale l'equazione 11.

$$V_v = 3.6n_R \frac{\pi}{30} \frac{d_R}{2} \sqrt{5} \quad (11)$$

Riepilogando, la strategia di controllo del banco consente di riprodurre una frenatura realistica di un veicolo ferroviario, stimando la decelerazione del veicolo in funzione della coppia frenante misurata sulla sala. Tale approccio è stato seguito in questa prima fase iniziale di messa a punto del banco in quanto ancora non si hanno a disposizione dati sperimentali di frenatura del veicolo. In futuro, sarebbe possibile fornire valori di riferimento di velocità dei rulli e di pressioni nell'impianto frenante in accordo con risultati ottenuti mediante prove su tracciato su specifici veicoli.

3.3. Prove eseguite sul banco

Le prove svolte durante questa fase preliminare di messa a punto del banco prova sono state eseguite al fine di testare e validare la logica di controllo della frenatura, l'acquisizione dei segnali in LabVIEW e la trasmissione dati alla centralina di monitoraggio. Si sono svolte tre prove simulando una velocità iniziale di 40 km/h ($n_R \approx 258$ giri al minuto), ed imponendo rampe di diminuzione della pressione in condotta fino a un valore di saturazione, oltre il quale la pressione in condotta è stata mantenuta costante. Di conseguenza, come mostrato in Fig. 8, le prove sono state svolte comunicando una rampa di diminuzione della pressione in condotta fino a un valore limite, oltre il quale si è mantenuta una pressione costante in condotta fino a fermare completamente i rulli. Le tre

3.3. Tests performed on the roller-rig

The tests carried out during this preliminary roller-rig set-up phase were carried out in order to test and validate the braking control logic, the acquisition of the signals in LabVIEW and the data transmission to the monitoring unit. Three tests were carried out simulating an initial speed of 40 km/h ($n_R \approx 258$ rpm), and imposing ramps to decrease the pressure in the pipeline up to a saturation value, beyond which the pressure in the pipeline was maintained constant. Consequently, as shown in Fig. 8, the tests were carried out by communicating a pressure drop ramp in the duct up to a limit value, beyond which a constant pressure in the duct was maintained until the rollers completely stopped. The three tests were performed by varying both the gradient of the k_{ramp} ramp and the saturation value of the pressure drop in the pipeline Δp_{BP}^* . Tab. 2 shows the main execution parameters of the three tests listed here, namely:

- Saturation values of the pressure at the brake cylinder p_{BC}^* and of the pressure drop in the pipe Δp_{BP}^* ;
- gradient of the pressure drop ramp in the pipeline for a $k_{ramp,0}$ full-scale system, and for the roller-rig bench with rollers in scale 1:5 $k_{ramp,1}$;
- time required to achieve a 1.5 bar drop in duct pressure for the real vehicle ($t_{1.5,0}$) and for the 1:5 scale system ($t_{1.5,1}$), to which the maximum brake cylinder pressure of 3.8 bar corresponds from the transfer function in Fig. 5.

Note that the time $t_{1.5,0}$ and its correspondent in scale $t_{1.5,1}$ do not indicate exactly the filling time of the brake cylinders, which according to the UIC 540 standard must be between 18 and 30 s for freight trains in G regime. In fact, the transfer function shown in Fig. 5 is valid under "static" conditions, but cannot be perfectly followed during tests with sudden and continuous decrease in the pressure in the pipeline due to the dynamics of the three proportional valves used to simulate the system. Furthermore, since the pressure at the brake cylinder is controlled according to the pressure downstream signal in the pipeline and not the reference value, it is clear that delays are inevitable during experimental tests, as well as slight differences between values set and those read in pressure downstream.

As can be seen, test 2 was carried out by imposing the same pressure drop ramp in the pipeline, but reducing the saturation value; on the contrary, test 3 was carried out with the same saturation value as test 1, but reducing the pressure drop times.

Fig. 9 shows the trend of the braking torque, the pressure at the brake cylinder (Pressure, BC), the drop in pressure in the main brake pipe (Pressure, Δp_{BP}) and the rollers (n_R) rotation speed during test 3. The braking torque and the pressures are obtained starting from the acquisitions in LabVIEW, while the rotation speed of the rollers is calculated starting from the angular speed of wheelset 1 $\omega_{W,1}$, measured by the monitoring unit. Since the braking tests are performed always guaranteeing conditions of good adhe-

prove sono state eseguite variando sia il gradiente della rampa k_{ramp} sia il valore di saturazione della diminuzione di pressione in condotta Δp_{BP}^* . La Tab. 2 riporta i parametri principali di svolgimento delle tre prove, ovvero:

- Valori di saturazione della pressione al cilindro freno p_{BC}^* e della diminuzione di pressione in condotta Δp_{BP}^* ;
- gradiente della rampa di diminuzione della pressione in condotta per un sistema in scala reale $k_{ramp,0}$ e per il banco a rulli in scala 1:5 $k_{ramp,1}$;
- tempo necessario per il raggiungimento di una diminuzione della pressione in condotta di 1.5 bar per il veicolo reale ($t_{1.5,0}$) e per il sistema in scala 1:5 ($t_{1.5,1}$), cui corrisponde dalla funzione di trasferimento in Fig. 5 la massima pressione al cilindro freno di 3.8 bar.

Si noti che il tempo $t_{1.5,0}$ e il suo corrispondente in scala $t_{1.5,1}$, non indicano esattamente il tempo di riempimento dei cilindri freno, che secondo la norma UIC 540 deve essere compreso tra i 18 e i 30 s per i treni merci in regime G. Infatti, la funzione di trasferimento mostrata in Fig. 5 vale in condizioni "statiche", ma non può essere perfettamente seguita durante prove con diminuzione repentina e continua della pressione in condotta a causa della dinamica delle tre valvole proporzionali utilizzate per simulare l'impianto. Inoltre, poiché la pressione al cilindro freno è comandata in funzione del segnale di retroazione di pressione in condotta e non del valore di riferimento, è chiaro che siano inevitabili ritardi durante i test sperimentali, nonché leggere differenze tra i valori impostati e quelli letti in retroazione.

Come è possibile notare, la prova 2 è stata svolta imponendo la medesima rampa di diminuzione della pressione in condotta, ma riducendo il valore di saturazione; al contrario, la prova 3 è stata svolta con lo stesso valore di saturazione della prova 1, ma riducendo i tempi di abbassamento della pressione.

La Fig. 9 mostra l'andamento della coppia frenante (Braking torque), della pressione al cilindro freno (Pressure, BC), dell'abbassamento di pressione in condotta generale (Pressure, Δp_{BP}) e della velocità di rotazione dei rulli (n_R) durante la prova 3. La coppia frenante e le pressioni sono ottenute a partire dalle acquisizioni in LabVIEW, mentre la velocità di rotazione dei rulli è calcolata a par-

sion between wheelsets and rollers, the speed of the rollers ω_R can be calculated by means of equation 12.

$$\omega_R = \omega_{W,1} \frac{d_R}{d_W} \quad (12)$$

Alternatively, the speed could be calculated starting from the readings of all four encoders on the wheelsets, in order to also identify possible sliding of the braked wheelset, or even directly obtain an analogue feedback signal coming from the drive that controls the motor. As can be seen from the graphs, the test starts with a constant pressure in main brake pipe equal to 5 bar, therefore the pressure drop is zero. After that, the initial speed command to the motor, which goes to the test start speed (258 rpm). Once the motor reaches the operating speed, using LabVIEW VI the linear signal of pressure drop in the duct is controlled, up to the saturation value. During this phase, the roller-rig control software controls the pressure to the brake cylinder according to the pressure in the pipeline, following the transfer function of Fig. 5. At the same time, as the pressure at the brake cylinder increases, the braking torque increases, and as a function of this the roller is braked according to the strategy shown in the previous section. The increase in braking force does not occur instantly with the signal of pressure lowering in the duct, as the pads come into contact with the discs at a pressure value at the brake cylinder of about 0.6 bar. Finally, when the engine is stopped, step control signals for discharging the brake cylinder and recharging the pressure in the pipeline are provided with the roller-rig control software. In the future, the filling of the pressure in the pipeline and the discharge of the brake cylinder may take place according to ramps of known gradient or by imposing experimental trends. In this preliminary phase, attention was instead directed above all to the correct functioning of the roller speed control logic to simulate the vehicle inertia during braking and to the correct data acquisition by the monitoring unit, which represents the heart of the monitoring system to be tested on the bench.

4. Experimental results

Fig. 10 and Fig. 11 show the results obtained during the three braking tests. In particular, Fig. 10 shows the trend of

Tabella 2 – Table 2

Parametri di prova per i test di frenatura
Test parameters for braking tests

Prova Test	Δp_{BP}^* (bar) Δp_{BP}^* (bar)	p_{BC}^* (bar) p_{BC}^* (bar)	k_{ramp} (bar/s) k_{ramp} (bar/s)		$t_{1.5}$ (s) $t_{1.5}$ (s)	
			Veh. Veh.	Roller Roller	Veh. Veh.	Roller Roller
1	0.71	1.16	0.083	0.186	18	8.05
2	0.66	1	0.083	0.186	18	8.05
3	0.71	1.16	0.103	0.231	14.5	6.48

tire dalla velocità angolare della sala 1 $\omega_{w,1}$, misurata dalla centralina di monitoraggio. Siccome le prove di frenatura sono eseguite garantendo sempre condizioni di buona aderenza tra sale e rulli, la velocità dei rulli ω_R si può calcolare mediante l'equazione 12.

$$\omega_R = \omega_{w,1} \frac{d_R}{d_w} \quad (12)$$

In alternativa, sarebbe possibile calcolare la velocità a partire dalle letture di tutti e quattro gli encoder sulle sale, in modo da identificare anche un eventuale scorimento della sala frenata, oppure ancora ottenere direttamente un segnale proveniente dall'azionamento che comanda il motore. Come è possibile notare dai grafici, la prova inizia con una pressione costante in condotta generale pari a 5 bar, pertanto l'abbassamento di pressione è nullo. Dopodiché, viene fornito il comando di velocità iniziale al motore, che si porta alla velocità di inizio prova (258 giri al minuto). Una volta che il motore raggiunge la velocità di regime, tramite la VI di LabVIEW si comanda il segnale lineare di diminuzione della pressione in condotta, fino al valore di saturazione. Durante questa fase, il software di controllo del banco comanda la pressione al cilindro freno in funzione della pressione in condotta, seguendo la funzione di trasferimento di Fig. 5. Allo stesso tempo, al crescere della pressione al cilindro freno, aumenta la coppia frenante, ed in funzione di questa viene frenato il rullo secondo la strategia mostrata nella sezione precedente. L'aumento della forza frenante non avviene istantaneamente con il segnale di abbassamento in pressione in condotta, in quanto le pastiglie entrano in contatto con i dischi ad un valore di pressione al cilindro freno di circa 0.6 bar. Infine, quando il motore è fermo, con il software di controllo del banco si forniscono segnali a gradino di scarica del cilindro freno e di ricarica della pressione in condotta. In futuro, la ricarica della pressione in condotta e lo scarico del cilindro freno potranno avvenire secondo rampe di gradiente noto oppure imponendo andamenti sperimentali. In questa fase preliminare, l'attenzione è invece stata rivolta soprattutto al corretto funzionamento della logica di controllo della velocità dei rulli per simulare l'inerzia del veicolo durante la frenatura ed alla corretta acquisizione dati da parte della centralina di monitoraggio.

4. Risultati sperimentali

Fig. 10 e Fig. 11 mostrano i risultati ottenuti durante le tre prove di frenatura. In particolare, la Fig. 10 presenta l'andamento della velocità

the vehicle speed as a function of time, while Fig. 11 provides the braking curve, or the graph of the vehicle speed as a function of the space travelled. Both graphs show the full-scale quantities already calculated for a vehicle. The space travelled by the vehicle x_V can be easily obtained from the rotation angle of wheelset 1 θ_w in degrees, provided by the encoder, by means of equation 13, in which $\theta_{w,0}$ represents the angular position at the braking start moment.

$$x_V = 5 \cdot (\theta_w - \theta_{w,0}) \frac{\pi}{180} \frac{d_w}{2} \quad (13)$$

The lower braking distances were obtained in test 3, which was carried out by discharging the pipe more quickly up to a pressure drop of 0.71 bar. Test 1 was instead conducted with the same saturation value at the brake cylinder, but with a slower ramp in the pipeline than test 3: consequently, the space travelled during the braking manoeuvre increased, and the initial delay increased, i.e. the time elapsed between the beginning of the propagation of the pressure drop wave in the duct and the application of the effective braking force. However, it can be observed that the speed curve over time of test 1 seems almost parallel to that of test 3 (see Fig. 10): this is due to the fact that these two tests were carried out with the same saturation pressure value at the cylinder brake, which corresponds approximately to the same braking force value. Small differences can be related to imperfect repeatability of the test conditions. Finally, test 2 shows a delay similar to that of test 1 in the application of the braking force, since the two

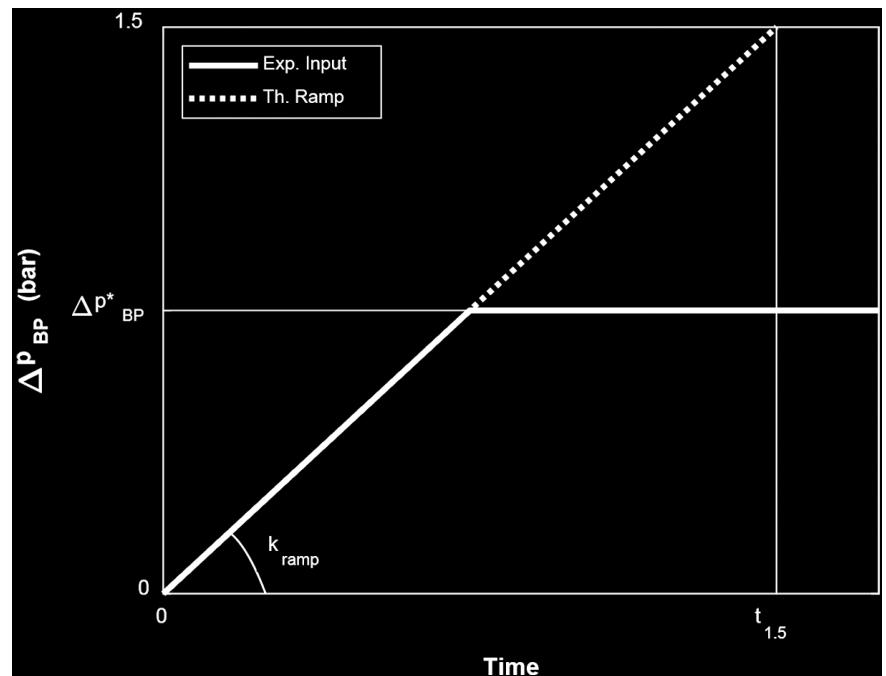


Figura 8 – Rampe di diminuzione di pressione in condotta nelle 3 prove.
Figure 8 – Pressure decrease ramps in the pipe in the 3 tests.

del veicolo in funzione del tempo, mentre la Fig. 11 fornisce la curva di frenatura, ovvero il grafico della velocità del veicolo in funzione dello spazio percorso. Entrambi i grafici riportano le grandezze già calcolate per un veicolo in scala reale. Lo spazio percorso dal veicolo x_V può essere facilmente ottenuto dall'angolo di rotazione della sala 1 θ_w in gradi, fornito dall'encoder, mediante l'equazione 13, nella quale $\theta_{w,0}$ rappresenta la posizione angolare in corrispondenza dell'istante di inizio frenatura.

$$x_V = 5 \cdot (\theta_w - \theta_{w,0}) \frac{\pi}{180} \frac{d_w}{2} \quad (13)$$

Gli spazi di frenatura inferiori si sono ottenuti nel test 3, che è stato svolto scaricando più rapidamente la condotta fino a una diminuzione di pressione di 0.71 bar. La prova 1 è stata invece condotta con lo stesso valore di saturazione al cilindro freno, ma con una rampa più lenta in

tests were carried out with the same pressure drop ramp in the pipeline and therefore took the same time before reaching a sufficient pressure for the pads and discs to work together and therefore for the application of a braking force. Since test 2 was carried out by saturating the pressure in the pipeline at a lower value than in tests 1 and 3, the pressure at the brake cylinder was also lower, and this led to an increase in the braking distances and a lower deceleration in module.

These first braking tests performed on the roller-rig do not claim to replicate real manoeuvres of railway vehicles. One of the reasons why the braking tests shown in this section are realistic but not real manoeuvres is that the trend of pressure reduction in the main brake pipe is not usually linear, as also shown by some experimental data available in literature [34],[35].

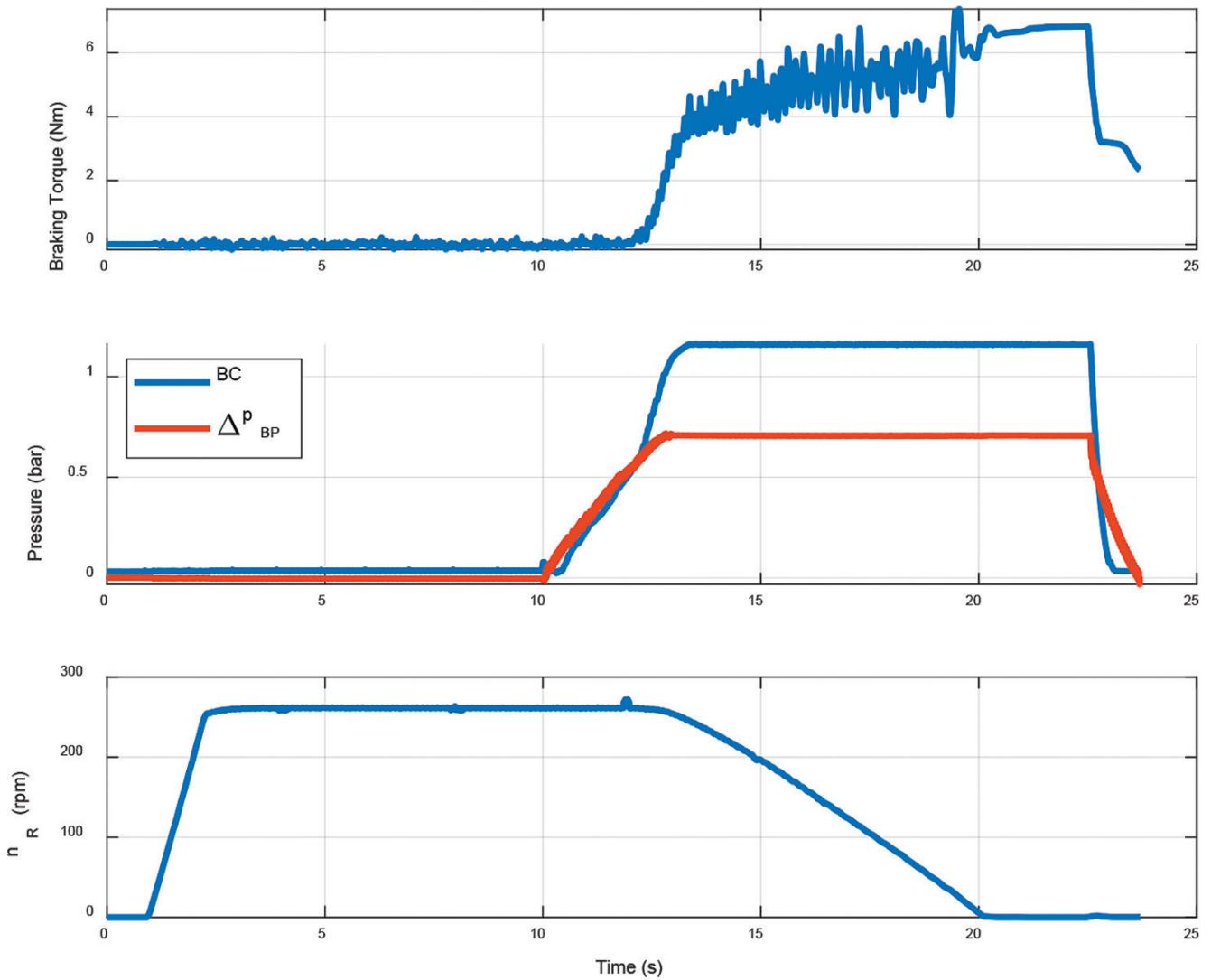


Figura 9 – Andamento temporale delle grandezze di interesse durante la prova di frenatura 3.

Figure 9 – Time trend of the quantities of interest during braking test 3.

condotta rispetto alla prova 3: di conseguenza, è aumentato lo spazio percorso durante la manovra di frenatura, ed è aumentato il ritardo iniziale, ossia il tempo trascorso fra l'inizio della propagazione dell'onda di abbassamento della pressione in condotta e l'applicazione dell'effettiva forza frenante. Tuttavia, si può osservare come la curva di velocità nel tempo della prova 1 sembri quasi parallela rispetto a quella della prova 3 (vedi Fig. 10): ciò è dovuto al fatto che queste due prove sono state svolte con il medesimo valore di pressione di saturazione al cilindro freno, cui corrisponde circa il medesimo valore di forza frenante. Piccole differenze possono essere legate ad una non perfetta ripetibilità delle condizioni di prova. Infine, la prova 2 mostra un ritardo simile a quello della prova 1 nell'applicazione della forza frenante, poiché i due test sono stati svolti con la medesima rampa di diminuzione di pressione in condotta e quindi hanno richiesto lo stesso tempo prima del raggiungimento di una pressione sufficiente all'accostamento tra pastiglie e dischi e quindi all'applicazione di una forza frenante. Poiché la prova 2 è stata svolta saturando la pressione in condotta ad un valore inferiore rispetto alle prove 1 e 3, anche la pressione al cilindro freno è risultata inferiore, e questo ha comportato un aumento degli spazi di frenatura ed una decelerazione inferiore in modulo.

Questi primi test di frenatura eseguiti sul banco prova non hanno la pretesa di replicare manovre reali di veicoli ferroviari. Uno dei motivi per cui le prove di frenatura mostrate in questa sezione sono manovre realistiche ma non reali è che l'andamento della riduzione di pressione in condotta generale non è di solito lineare, come anche mostrato da alcuni dati sperimentali disponibili in letteratura [34],[35].

Inoltre, i veicoli ferroviari sono muniti di un dispositivo di primo tempo, che fa sì che tutti i cilindri freno abbiano una repentina crescita di pressione fino a 0.6 bar negli istanti iniziali di frenatura, dopodiché l'aumento di pressione è più lento. Tale comportamento non è stato simulato in questa fase di messa a punto del banco, ma potrebbe comunque essere implementato con alcune modifiche al software di controllo. Durante il setup del banco, l'attenzione è stata rivolta in particolare alla capacità di simulare l'inerzia del veicolo mediante l'azionamento di controllo in funzione della effettiva coppia frenante rilevata dalle celle di carico a S in seguito all'applicazione di una pressione alla pinza freno. I risultati ottenuti hanno evidenziato come il controllo sviluppato abbia un comportamento in linea con le aspettative al variare di gradiente e pressione di saturazione. Valori maggiori di depressione in condotta comportano pressioni più alte al cilindro freno e di conseguenza forze e accelerazioni maggiori in modulo. Allo stesso modo, gradienti più ripidi consentono di diminuire lo spazio di frenatura, senza però comportare significative variazioni di accelerazione. Data l'affidabilità dei risultati sperimentali esposti nelle righe precedenti, in futuro sarà possibile imporre ai rulli un profilo di velocità noto, controllando coerentemente le pressioni nell'impianto frenante, in modo da poter testare l'abilità predittiva

In addition, railway vehicles are equipped with a first-time device, which causes all brake cylinders to have a sudden increase in pressure up to 0.6 bar in the initial braking moments, after which the pressure increase is slower. This behaviour was not simulated in this roller-rig set-up phase, but could still be implemented with some changes to the control software. During the setup of the roller-rig, attention was paid in particular to the ability to simulate the inertia of the vehicle by means of command and control drive as a function of the actual braking torque detected by the S-load cells following the application of pressure on the brake caliper. The results obtained showed that the developed control behaves in line with expectations when the gradient and saturation pressure change. Higher depression values in the pipeline lead to higher pressures at the brake cylinder and consequently greater forces and accelerations in the module. In the same way, steeper gradients allow decreasing the braking distance, without however causing significant variations in acceleration. Given the reliability of the experimental results shown above, in the future it will be possible to impose a known speed profile on the rollers, consistently checking the pressures in the braking system, so as to be able to test the predictive ability of new monitoring algorithms during testing that simulate failure and malfunction conditions.

5. Conclusions and future developments

The experimental activity described in the article concerned the contribution of some modifications to an existing multi-wheelset roller-rig and used for degraded adhesion tests, in order to make the roller-rig an effective tool for the study and the validation of new algorithms and monitoring systems for the braking system of a railway vehicle. In particular, the article shows the development of the bench, which required the design and construction of a pneumatic braking system similar to that normally used on freight wagons. The duct, auxiliary reservoir and brake cylinder pressures were simulated thanks to three electro-pneumatic regulators. The vehicle is braked by sending pressurised air to two brake calipers installed on one of the roller wheelsets. During the braking manoeuvre, the temperature signals on the caliper body, the pressures downstream of the three proportional valves, the rotation speed of the braking wheelset and the axle load, which is usually estimated on board the vehicle by the weighing cell, were acquired from a monitoring unit. The bench is managed by an industrial PC through a control software developed in the LabVIEW environment. The software allows the drive to provide an analogue speed reference signal, calculated on the basis of the braking torque acting on the wheelset, estimated from the readings of two load cells, which measure the tangential force exchanged between each disc-pad pair. During the roller-rig set-up phase, simple braking tests were carried out, imposing pressure reduction ramps in the duct by varying both the gradient and the value of pressure drop in the duct. The results obtained are in line with expectations, and in particular an excellent functioning of the ve-

va di nuovi algoritmi di monitoraggio durante test che simulino condizioni di guasto e malfunzionamento.

hicle inertia simulation strategy on the roller axis was shown. The roller-rig was therefore a valid tool for simulat-

5. Conclusioni e sviluppi futuri

L'attività sperimentale descritta nell'articolo ha riguardato l'apporto di alcune modifiche ad un banco a rulli multisala già esistente ed utilizzato per prove di aderenza degradata, al fine di rendere il banco prova uno strumento efficace per lo studio e la validazione di nuovi algoritmi e sistemi di monitoraggio dell'impianto frenante di un veicolo ferroviario. In particolare, l'articolo mostra la messa a punto del banco, che ha richiesto la progettazione e la realizzazione di un impianto frenante pneumatico simile a quello normalmente impiegato sui carri merci. Le pressioni in condotta, al serbatoio ausiliario e al cilindro freno sono state simulate grazie a tre regolatori elettropneumatici. La frenatura del veicolo è ottenuta inviando aria in pressione a due pinze freno installate su una delle sale del roller. Durante la manovra di frenatura, i segnali di temperatura sul corpo pinza, le pressioni a valle delle tre valvole proporzionali, la velocità di rotazione della sala frenata ed il carico per asse, che è di solito stimato a bordo veicolo dalla cella di pesatura, sono stati acquisti da un'unità di monitoraggio. Il banco è gestito da un PC industriale tramite un software di controllo sviluppato in ambiente LabVIEW. Il software consente di fornire all'azionamento un segnale analogico di riferimento di velocità, calcolato in funzione della coppia frenante agente sulla sala, stimata a partire dalle letture di due celle di carico, che misurano la forza tangenziale scambiata tra ciascuna coppia disco-pastiglia. Durante la fase di messa a punto del banco, si sono svolte prove di frenatura semplici, imponendo rampe di riduzione della pressione in condotta variando sia il gradiente sia il valore di abbassamento di pressione in condotta. I risultati ottenuti sono in linea con le aspettative, ed in particolare si è mostrato un ottimo funzionamento della strategia di simulazione dell'inerzia veicolo sull'asse dei rulli. Il banco prova è risultato quindi un valido strumento per la simulazione di

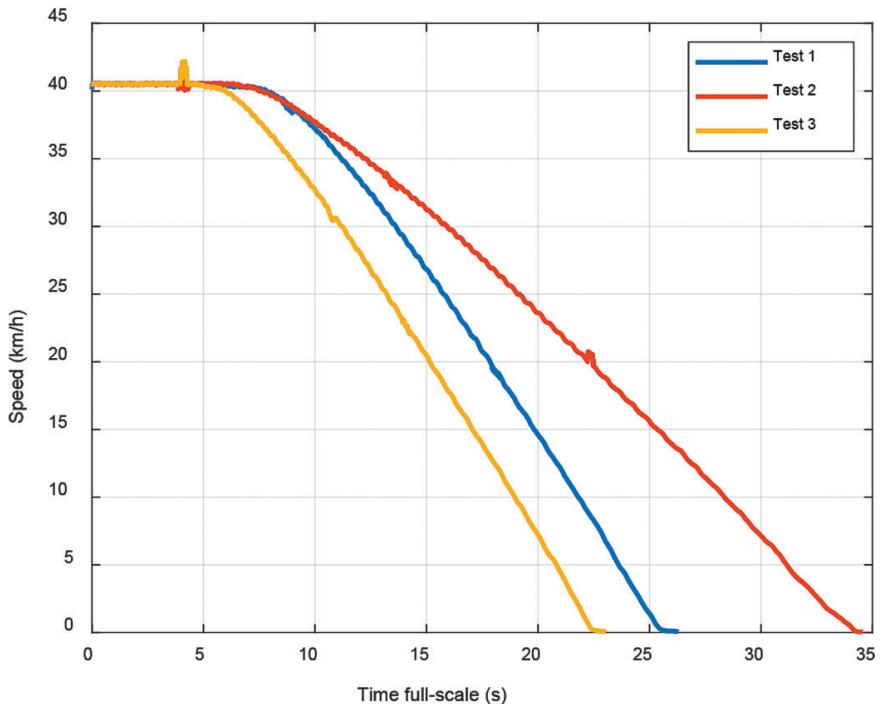


Figura 10 – Velocità in funzione del tempo per le 3 prove di frenatura.
Figure 10 – Speed as a function of time for the 3 braking tests.

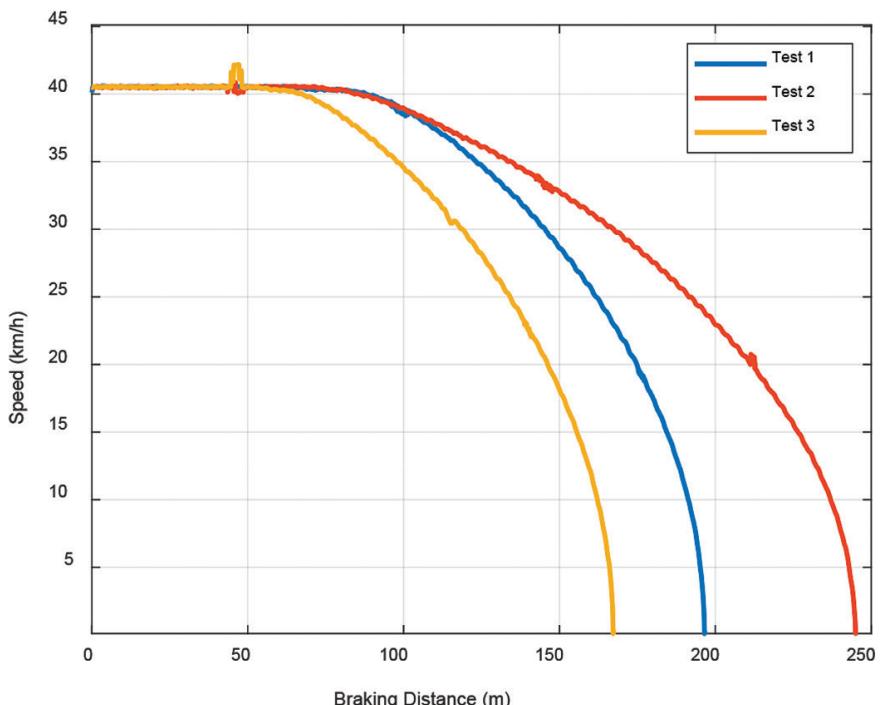


Figura 11 – Curve di frenatura ottenute dalle prove su banco a rulli multisala.
Figure 11 – Braking curves obtained from the tests on multi-wheelset roller-rig.

frenature realistiche di veicoli ferroviari in ambiente di laboratorio.

Come già dichiarato all'inizio di questa sezione, l'obiettivo dell'articolo è mostrare come il banco multisala in scala 1:5 del gruppo di ricerca ferroviario del Politecnico di Torino possa essere sfruttato per replicare in laboratorio manovre di frenatura realistiche di veicoli ferroviari. L'architettura attuale del banco permette di inviare segnali misurati da trasduttori dedicati ad una centralina di acquisizione dati e ad una centralina di monitoraggio, avendo quindi a disposizione le informazioni di bordo veicolo richieste dai tipici prototipi di sistemi di monitoraggio dell'impianto frenante. In futuro quindi sarà possibile testare algoritmi di monitoraggio dell'impianto frenante riproducendo manovre di frenatura sperimentali e simulando eventualmente guasti e difetti. Ciò potrà essere fatto sia con l'attuale configurazione, sia eventualmente prevedendo perfezionamenti e miglioramenti del banco per ottenere comportamenti sempre più in linea con quelli reali. Innanzitutto, una modifica alla struttura meccanica potrebbe permettere di frenare le sale con ceppi anziché con gli attuali dischi freno, che erano stati utilizzati nella precedente configurazione del banco prova, destinata allo studio dei fenomeni di aderenza in presenza di contaminante, eventualmente prevedendo un sistema di amplificazione dello sforzo frenante in grado di replicare la timoneria. Inoltre, prove future potrebbero essere svolte imponendo andamenti reali delle pressioni nell'impianto e durante le fasi di frenatura e di sfrenatura, sulla base di dati sperimentali. Allo stesso modo, il profilo di velocità dei rulli potrebbe essere imposto a priori sulla base di dati sperimentali di frenatura di uno specifico veicolo ferroviario, e non calcolato in funzione dello sforzo frenante. Un'altra possibilità per rendere la frenatura sul banco prova più simile a quella di un veicolo reale in assenza di dati sperimentali noti, potrebbe essere quella di simulare mediante il software di controllo del banco il dispositivo di primo tempo, che fa sì che la pressione al cilindro freno salga rapidamente a un valore di 0.6 bar su tutti i veicoli in modo da garantire l'accostamento di tutti i ceppi alle ruote. Infine, è già possibile da ora utilizzare il banco per verificare la risposta di algoritmi di monitoraggio quando vengano simulate condizioni di anomalie e guasti di diversi componenti dell'impianto frenante.

ing realistic braking of railway vehicles in a laboratory environment.

As already stated at the beginning of this section, the aim of the article is to show how the 1:5 scale multi-wheelset roller-rig of the railway research group of the Politecnico di Torino can be used to replicate realistic braking manoeuvres of railway vehicles in the laboratory. The current architecture of the bench allows sending signals measured by dedicated transducers to a data acquisition control unit and to a monitoring control unit, thus having the vehicle information required by the typical prototypes of monitoring systems of the braking system available. In the future, therefore, it will be possible to test monitoring algorithms of the braking system by reproducing experimental braking manoeuvres and possibly simulating faults and defects. This can be done both with the current configuration, and possibly by providing for refinements and improvements of the bench to obtain behaviours increasingly in line with the real ones. First of all, modification to the mechanical structure could allow to brake the wheelsets with brake blocks instead of with the current brake discs, which had been used in the previous configuration of the roller-rig, intended for the study of adhesion phenomena in the presence of contaminant, possibly providing a braking effort amplification system able to replicate the brake rig. Furthermore, future tests could be carried out by imposing real pressure trends in the system and during the braking and release phases, on the basis of experimental data. Similarly, the speed profile of the rollers could be imposed a priori on the basis of experimental braking data of a specific railway vehicle, and not calculated as a function of the braking effort. Another possibility to make braking on the roller-rig more similar to that of a real vehicle in the absence of known experimental data, could be to simulate the first-time device through the control software of the roller rig, which causes the pressure of the brake cylinder to rise rapidly to a value of 0.6 bar on all vehicles in order to guarantee the approach of all the brake blocks to the wheels. Finally, the roller-rig can already be used as of now to check the response of monitoring algorithms when conditions of anomalies and faults of different components of the brake system are simulated.

BIBLIOGRAFIA - REFERENCES

- [1] M. CORFIATI, B. DALLA CHIARA, M. GALFRÈ, (2011), "Evolution lines in the maintenance of rolling stock." Ingegneria Ferroviaria, 66(9):751-772.
- [2] A. LUGARÀ, (2018), "The railway predictive maintenance and the enabling role of the "Internet of Things" ", Ingegneria Ferroviaria, 73(5):434-463.
- [3] D. BARKE, W.K. CHIU, (2005), "Structural Health Monitoring in the Railway Industry: A Review", Structural Health Monitoring, 4(1):81-93.
- [4] EN. 50343, (2014), "Railway applications - Rolling stock - Rules for installation of cabling".
- [5] G. DE PASQUALE, A. SOMÀ, N. ZAMPIERI, (2012), "Design, simulation, and testing of energy harvesters with magnetic suspensions for the generation of electricity from freight train vibrations", Journal of Computational and Nonlinear Dynamics, 7(4).
- [6] E. BERNAL, M. SPIRYAGIN, C. COLE, (2019), "Onboard Condition Monitoring Sensors, Systems and Techniques for Freight Railway Vehicles: A Review". IEEE Sensors Journal, 19(1):4-24.
- [7] N. Bosso, A. GUGLIOTTA, N. ZAMPIERI, (2018), "Wheel flat detection algorithm for onboard diagnostic", Measurement, 123:193-202.
- [8] C. LI, S. LUO, C. COLE et al., (2017), "An overview: modern techniques for railway vehicle on-board health monitoring systems" Vehicle System Dynamics, 55(7):1045-1070.
- [9] A. SOMÀ, M. AIMAR, A. ZANARDELLI, (2017), "Experimental data measured with an on Board Unit for condition monitoring of freight wagons", Ingegneria Ferroviaria, 72(7-8):547-567.
- [10] N. Bosso, A. GUGLIOTTA, N. ZAMPIERI, (2018), "Design and testing of an innovative monitoring system for railway vehicles. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F", Journal of Rail and Rapid Transit, 232(2):445-460.
- [11] N. Bosso, A. SOMÀ, A. GUGLIOTTA, (2002), "Introduction of a wheel-rail and wheel-roller contact model for independent wheels in a multibody code", ASME/IEEE Joint Railroad Conference, 23-25 April.
- [12] N. Bosso, N. ZAMPIERI, (2014), "Experimental and Numerical Simulation of Wheel-Rail Adhesion and Wear Using a Scaled Roller Rig and a Real-Time Contact Code". Shock and Vibration, 14.
- [13] N. Bosso, A. GUGLIOTTA, N. ZAMPIERI, (2015), "Strategies to simulate wheel-rail adhesion in degraded conditions using a roller-rig", Vehicle System Dynamics, 05/04;53(5):619-634.
- [14] N. Bosso, P.D. ALLEN, N. ZAMPIERI, (2019), "Scale Testing Theory and Approaches". Handbook of Railway Vehicle Dynamics, Second Edition: CRC Press; p. 825-867.
- [15] N. Bosso, A. GUGLIOTTA, N. ZAMPIERI, (2016), "A test rig for multi-wheelset adhesion experiments", Civil-Comp Proceedings, 110.
- [16] N. Bosso, A. GUGLIOTTA, M. MAGELLI et al, (2019), "Experimental Setup of an Innovative Multi-Axle Roller Rig for the Investigation of the Adhesion Recovery Phenomenon", Experimental Techniques, December 01;43(6):695-706.
- [17] N. Bosso, M. MAGELLI, N. ZAMPIERI, (2019), "Investigation of adhesion recovery phenomenon using a scaled roller-rig", Vehicle System Dynamics, 1-18.
- [18] A. JASCHINSKI, (1991), "On the application of similarity laws to a scaled railway bogie model".
- [19] S. IWNICKI, Z. SHEN, (1992), "Collaborative railway roller rig project", Proceedings of SEFI World Conference on Engineering Education.
- [20] H. CHOLLET, (1988), "Essais en similitude à l'échelle 1/4 de bogies de wagons de la famille Y25", Institut national de recherche sur les transports et leur sécurité.
- [21] N. Bosso, A. GUGLIOTTA, M. MAGELLI et al., (2019), "Study of wheel-rail adhesion during braking maneuvers", Procedia Structural Integrity, 01/01;24:680-691.
- [22] P. TONI, M. MALVEZZI, L. PUGI et al., (2003), "Development and validation of odometric algorithms for railway control and monitoring systems". Ingegneria Ferroviaria, 58(5):433-457+473.
- [23] M. MALVEZZI, G. VETTORI, B. ALLOTTA et al., (2011), "Train position and speed estimation by integration of odometers and IMUs". 9th World Congress on Railway Research, Lille, France.
- [24] UIC. 541-1, (2003), "Brakes - Regulations concerning the design of brake components".
- [25] L. CANTONE, E. CRESCENTINI, P. SALVINI et al. (2007), "Development and validation of a fluid-dynamic model for the simulation of the main brake pipe of a railway vehicle". Ingegneria Ferroviaria, 62(1):27-38.

- [26] Istruzione sull'esercizio del freno continuo automatico per i convogli di RFI. 2014 ed: RFI.
 - [27] UIC. 540, (2016), "Brakes - Air brakes for freight trains and passenger trains".
 - [28] UIC. 541-3 (2017) "Brakes – Disc brakes and their applications - General conditions for the certification of brake parts".
 - [29] N. Bosso, A. GUGLIOTTA, M. MAGELLI et al., (2019), "Monitoring of railway freight vehicles using onboard systems", Procedia Structural Integrity, 01/01/24:692-705.
 - [30] A. MASSA, L. STRONATI, A.K. ABOUBAKR et al., (2012), "Numerical study of the noninertial systems: application to train coupler systems", Nonlinear Dynamics. 2012 04/01;68(1):215-233.
 - [31] M. SPIRYAGIN, Q. WU, C. COLE, (2017), "International benchmarking of longitudinal train dynamics simulators: benchmarking questions", Vehicle System Dynamics, 04/03;55(4):450-463.
 - [32] N. Bosso, N. ZAMPIERI, (2017), "Long train simulation using a multibody code". Vehicle System Dynamics, 04/03;55(4):552-570.
 - [33] Q. WU, M. SPIRYAGIN, C. COLE et al., (2018), "International benchmarking of longitudinal train dynamics simulators: results." Vehicle System Dynamics. 2018 2018/03/04;56(3):343-365.
 - [34] L. CANTONE, D. NEGRETTI, A. PALAZZOLO et al., (2009), "Dynamic validation of the new International Union of Railways (UIC) simulator for the longitudinal dynamics of trains, namely, TrainDy with experimental data from Deutsche Bahn (db) and Trenitalia", Ingegneria Ferroviaria, 64(2):165-172.
 - [35] L. PUGI, A. PALAZZOLO A, D. FIORAVANTI, (2008), "Simulation of railway brake plants: An application to SAADKMS freight wagons", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 222(4):321-329.
-