

POLITECNICO DI TORINO

**Corso di Laurea Magistrale
in Ingegneria Meccanica**

Tesi di Laurea Magistrale

**Studio sperimentale di un sistema di monitoraggio per
l'impianto frenante di veicoli ferroviario**



Relatori

Prof. Antonio Gugliotta

Prof. Nicola Bosso

Ing. Nicolò Zampieri

Candidato

Angela Maceri

Marzo 2020

Indice

Indice figure.....	5
Indice Tabelle	8
Sommario	9
1.Il sistema frenante.....	12
1.1 Il freno ferroviario	12
1.2 Storia del sistema frenante	14
1.3 Layout dell'impianto frenante	16
1.4 Funzionamento del sistema	19
1.5 Criticità del sistema	23
2. Simulazione di sistemi frenanti: stato dell'arte	25
2.1 Tipologie di sistemi di simulazione	25
2.1.1 Banco Bi-disco	26
2.1.2 RAILBCOT	27
2.1.3 Flywheel Brake Dynamometer: RENK Test System.....	29
2.2 Roller rig.....	30
2.3 TrainDy.....	35
3. Roller Rig del Politecnico di Torino	37
3.1 Descrizione del sistema.....	37
3.1.1 Telaio	42
3.1.2 Rulli	44
3.1.3 Sale ferroviarie	47

3.1.4 Sistema di sospensione.....	49
3.2 Sistema frenante	52
4. Strategia di esecuzione prove e monitoraggio.....	59
4.1 Moto del veicolo.....	59
4.2 Strategia di controllo banco.....	68
4.3 Sistema di monitoraggio.....	74
4.3.1 Architettura sistema.....	75
4.3.2 Cablaggi e strategia acquisizione	78
5. Esecuzione prove.....	88
5.1 Prove eseguite.....	88
5.2 Risultati sperimentali.....	93
6. Conclusioni.....	97
Bibliografia.....	100
Norme	102
Immagini.....	103

Indice figure

Figura 1- Schema del primo sistema frenante Westinghouse [I1]	16
Figura 2 - Schema funzionale impianto frenante	17
Figura 3: Dettaglio impianto frenante	17
Figura 4: Distributore	20
Figura 5: Schema funzionale timoneria-ceppi	22
Figura 6: Banco Bi-disco per prove di usura [7]	26
Figura 7: Schema meccanismo RAILBCOT [8]	27
Figura 8: Unità frenante [8]	28
Figura 9: Modello banco prova RAILBCOT [8]	29
Figura 10: Flywheel brake dynamometer RENK	30
Figura 11: Equivalenza rotaia-rulli [11]	31
Figura 12: Roller rig UniFi [12]	33
Figura 13: Roller rig DLR	34
Figura 14: Banco allestito	38
Figura 15: Disposizione sale	41
Figura 16: Numerazione lato sinistro banco	42
Figura 17: Vista frontale telaio	43
Figura 18: Vista Assonometrica Telaio e basamento	43
Figura 19: Modello cad singolo rullo con supporti	44
Figura 20: Posizionamento rulli su banco	45
Figura 21: Rullo motorizzato	46
Figura 22: Sala montata	47
Figura 23: Boccola	48
Figura 24: Accoppiamento braccetto fisso e mobile	48
Figura 25: GRUPPO ASSEMBLATO SUPPORTI MOBILI E FISSI	49

Figura 26: Forze agenti.....	50
Figura 27: Complessivo sospensione	51
Figura 28: Pinze-freno.....	52
Figura 29: Pinze-freno e gruppo di sostegno	53
Figura 30: Schema funzionale sistema a banco	54
Figura 31: Funzione trasferimento distributore.....	56
Figura 32: Sistema realizzato su banco	57
Figura 33: Equilibrio dinamico ruota in frenata.....	60
Figura 34: Diagramma corpo libero	62
Figura 35: Diagramma corpo libero sala.....	63
Figura 36: Esempio abaco: Regime G, Pendenza tracciato 0% [N3]	66
Figura 37: Curva di frenata [N3].....	67
Figura 38: Schema controllo	68
Figura 39: Pannello di controllo VI.....	69
Figura 40: Scheda elettronica	76
Figura 41: Sensori di temperatura	78
Figura 42: Modulo analog-output durante taratura	79
Figura 43: Prova taratura.....	80
Figura 44: Curva taratura Pressione Condotta Generale.....	81
Figura 45: Curva taratura Pressione Serbatoio Ausiliario (Scarico serbatoio)	81
Figura 46: Curva taratura Pressione Serbatoio Ausiliario (Carica serbatoio).....	82
Figura 47: Curva taratura Pressione Cilindro-Freno	82
Figura 48: Encoder	84
Figura 49: Schema funzionale scheda.....	85
Figura 50: Strategia comunicazione	87
Figura 51: Andamento Δp_{BP} in funzione del tempo nelle 3 prove	90
Figura 52: Andamento p_{BC} in funzione del tempo prima prova	90
Figura 53: Grandezze durante la prova 3	92

Figura 54: Profilo di velocità per ogni prova	93
Figura 55: Curve di frenatura in ogni prova.....	94

Indice Tabelle

Tabella 1: Caratteristiche geometriche.....	38
Tabella 2: Similitudine di Jaschinski	40
Tabella 3: Caratteristiche motore	46
Tabella 4: Caratteristiche pinze-freno	52
Tabella 5: Punti notevoli Funzione trasferimento	56
Tabella 6: Parametri Sala	64
Tabella 7: Regimi di frenatura.....	65
Tabella 8: Valori iniziali.....	69
Tabella 9: Caratteristiche tecniche moduli input output banco.....	70
Tabella 10: Caratteristiche modulo NI PXIe-4330	71
Tabella 11: Parametri caratteristici	72
Tabella 12: Caratteristica taratura Forza Normale	83
Tabella 13: Cablaggio Analog output	83
Tabella 14: Colori fili	84
Tabella 15: Collegamenti centralina	86
Tabella 16: Parametri caratterizzanti prova	89

Sommario

Negli ultimi anni il sistema di trasporto ferroviario ha subito un notevole sviluppo, imponendosi come mezzo di trasporto passeggeri e merci in tratte brevi-medie, sia per la qualità dei servizi offerti sia per l'attenzione verso le esigenze di minore impatto ambientale. Numerosi studi di ricerca sono stati, dunque, rivolti al miglioramento dei veicoli in questione e delle relative linee, ottenendo un potenziamento degli stessi e una diffusione più capillare nel territorio, grazie anche all'impiego dell'alta velocità. La continua domanda rende necessario l'aumento della prestazione dei veicoli e un'evoluzione delle tecnologie coinvolte nei sistemi adottati, garantendo sempre alto lo standard di confort e sicurezza. In questo contesto, si colloca l'adozione di sistemi di monitoraggio e diagnostica: essi consentono di monitorare gli elementi dell'apparato in esame, i quali possono comportare criticità e, dunque, compromettere il funzionamento o l'integrità di quest'ultimo. Ciò è reso possibile grazie ad un'opportuna strumentazione, che ha il compito di rilevare le grandezze fisiche d'interesse, il cui valore viene ricevuto ed elaborato da una centralina di monitoraggio. La centralina è un sistema integrato che è in grado di leggere e interpretare i segnali ricevuti, elaborando, secondo algoritmi ben precisi, degli indici ad essi relativi. Il valore indice ha lo scopo di rappresentare il livello di sicurezza della funzione richiesta e, qualora questo risulti inferiore ad un valore limite, viene inviato dalla centralina un segnale di allarme per richiedere l'intervento di manutenzione.

Questi sistemi di monitoraggio possono essere distribuiti lungo la linea (*wayside systems*), oppure essere installati direttamente a bordo del veicolo (*onboard systems*). Essi richiedono lunghi test per essere calibrati e validati, per tale motivo l'esecuzione di prove in linea risulta complicata e costosa. Viene preferita la via dei test in laboratorio, mediante l'utilizzo di piattaforme di simulazione che hanno il compito di

riprodurre le condizioni di esercizio degli elementi testati, riservando alle prove in linea soltanto l'ultima fase di validazione.

Il presente elaborato si colloca all'interno di questo scenario. Esso ha lo scopo di testare sperimentalmente l'impianto frenante ad aria compressa di un tipico veicolo ferroviario destinato al trasporto merci. Il sistema di frenatura è stato riprodotto, secondo un modello equivalente presso il laboratorio di meccanica ferroviaria del Politecnico di Torino e testato attraverso l'utilizzo di un banco prova di tipo *Roller rig*, ivi progettato e realizzato, che simula il moto di un veicolo ferroviario lungo il tracciato.

Nel Capitolo 1 sono state trattate le tipologie di sistemi frenanti adottati in ambito ferroviario, ponendo la dovuta attenzione sul sistema frenante pneumatico che tipicamente equipaggia un sistema di trasporto merci. Sono stati analizzati la sua architettura, il suo funzionamento, secondo le prescrizioni dettate dalle norme UIC, e le problematiche connesse alla messa in esercizio dello stesso.

Nel Capitolo 2 è stata fatta una panoramica di alcuni sistemi di test che vengono utilizzati nell'ambito delle prove dei sistemi frenanti di convogli ferroviari. Essi presentano strutture e strategie di funzionamento diverse a seconda della natura della criticità che si intende investigare. La letteratura, grazie agli elaborati di diversi gruppi di ricerca, riporta numerosi casi di studio. All'interno di quest'area di ricerca, sono stati progettati e realizzati le piattaforme di prova di tipo *Roller rig*. Un esemplare di questa categoria è stato realizzato dal gruppo di ricerca di meccanica ferroviaria del Politecnico di Torino, la cui descrizione particolare caratterizza il contenuto del Capitolo 3.

Il *Roller rig* del Politecnico di Torino è costituito da una struttura modulare, che si può, quindi, suddividere in sottosistemi: Telaio, Rulli, Sale, Sistema di sospensione e Sistema frenante. Particolare attenzione va dedicata a quest'ultimo apparato, che costituisce il punto di partenza della campagna sperimentale condotta. Il banco è stato

equipaggiato con un nuovo sistema frenante, il cui layout è stato realizzato tenendo conto del funzionamento generale di un sistema reale, andando a simulare il comportamento degli elementi principali di quest'ultimo, secondo opportune strategie.

Nel Capitolo 4 è trattata la simulazione di frenata realizzata a banco, partendo dallo studio della dinamica longitudinale del veicolo e implementando una strategia per il controllo della decelerazione dei rulli del banco. Artificialmente la manovra di frenatura è ottenuta mediante un pannello di manovra costruito in linguaggio LabView, attraverso cui è possibile variare i segnali di pressione all'interno del circuito pneumatico, ottenendo l'aumento della pressione al cilindro-freno e, quindi, l'azione frenante. Nel Capitolo successivo sono illustrate le prove realizzate, che hanno consentito, oltre al monitoraggio delle grandezze di interesse, la valutazione dello spazio di arresto del veicolo, assicurando una coerenza con le prescrizioni delle norme UIC.

Nell'ultimo capitolo sono tratte le dovute conclusioni, evidenziando i punti forti e i punti deboli dei risultati sperimentali. Partendo da questi ultimi, sono state formulate indicazioni di base per possibili studi futuri.

1. Il sistema frenante

Nei veicoli la manovra di frenatura riveste una notevole importanza, in quanto consente il controllo della velocità durante la marcia e lo stazionamento degli stessi, nonché la loro efficienza e sicurezza in condizioni di esercizio. L'apparato addetto a tale compito è il sistema frenante, che, in base al veicolo sul quale si trova a svolgere la propria funzione, assume caratteristiche e architetture differenti.

1.1 Il freno ferroviario

Per rallentare o arrestare un veicolo, è necessario convertire l'energia cinetica posseduta in un'altra forma di energia. Durante questa fase gli assili, normalmente posti in rotazione da una coppia motrice, vengono sottoposti ad una coppia frenante.

Si parla di frenatura di arresto, se lo scopo è quello di arrestare completamente il veicolo, e di frenatura di tenuta o rallentamento, se, invece, l'effetto desiderato è quello di un'attenuazione della velocità.

I sistemi frenanti possono essere distinti in due categorie: quelli in cui la forza frenante, dipendente dall'aderenza, viene esercitata sulle ruote del veicolo mediante elementi di attrito (freni a ceppi o a dischi); quelli in cui lo sforzo frenante, indipendente dall'aderenza, agisce sulla rotaia come forza antagonista al moto (un esempio sono i freni elettromagnetici).

Ne segue che diversi sono anche gli impianti che permettono il controllo e l'azionamento dei freni:

- freno pneumatico, in cui la forza frenante è generata da aria compressa all'interno di un attuatore pneumatico, mentre il controllo è di tipo meccanico;

- freno elettropneumatico, in cui la forza frenante è dovuta ad azioni pneumatiche, ma il controllo è affidato ad elementi elettropneumatici;
- freno elettroidraulico, in cui la forza frenante è generata da azioni idrauliche, ma il controllo è affidato ad elementi elettrici o elettronici;
- freno elettromagnetico, in cui la forza frenante è generata da interazioni di natura elettromagnetica, ma l'azionamento degli organi frenanti è affidato ad attuatori a comando elettropneumatico;
- freno rigenerativo, in cui l'azione frenante è ottenuta facendo funzionare i motori elettrici da generatori.

Il presente elaborato si concentrerà sull'analisi della tipologia d'impianto maggiormente impiegato in ambito ferroviario, in particolare sui treni merci, ossia il freno pneumatico automatico e continuo.

È noto che, azionando il freno, si converte l'energia cinetica e potenziale posseduta dal veicolo in energia termica, per mezzo dell'attrito che si viene a creare durante la frenatura tra le superfici in movimento relativo. Successivamente, l'energia termica verrà ceduta all'aria circostante per convezione.

L'azionamento del freno comporta l'applicazione di forze nella parte periferica delle ruote, l'origine delle quali risiede nell'accostamento alle ruote stesse di ceppi in ghisa o in materiale composito.

Un freno ferroviario, in accordo con le norme UIC, deve essere conforme ai seguenti requisiti:

- *automatico*, garantendo la sua efficacia di azione nel caso di spezzamento del convoglio;

- *continuo*, in modo che l'azione frenante si estenda a tutti i veicoli del convoglio, pur permettendo di essere azionato da un punto qualsiasi del treno in caso di emergenza;
- *regolabile*, ossia moderabile in frenatura e sfrenatura;
- *inesauribile*, assicurando la sua funzione anche in seguito a precedenti cicli di frenatura e sfrenatura.

A queste principali caratteristiche se ne aggiungono ulteriori, quali compatibilità e interscambiabilità, in ragione del fatto che sulla stessa linea possono circolare veicoli appartenenti a soggetti diversi.

1.2 Storia del sistema frenante

Nel corso degli anni sono state introdotte diverse architetture e tipologie di impianto frenante. I primi veicoli ferroviari completi furono messi a punto all'inizio dell'Ottocento, in quegli anni la preoccupazione principale era quella di far muovere l'intero convoglio, sperimentando diversi sistemi di propulsione. Per tale motivo, inizialmente, fu rivolta un'attenzione minore al sistema frenante, di conseguenza i primi treni erano soggetti a molti incidenti, a volte fatali. Il primo vero sistema frenante fu realizzato da Stephenson. Si trattava di un freno a vapore, agente solo sulla locomotiva, composto da un cilindro con pistone azionato dal vapore in pressione. Il pistone, arrivando a fondo corsa, una volta raggiunta l'adeguata pressione di azionamento nella camera del cilindro, spingeva i ceppi sulle ruote della motrice, arrestandola. Tuttavia, questo sistema si rivelava insufficiente all'aumentare del numero di vagoni del convoglio. Seguirono diverse tipologie di impianto frenante, ma su questa idea, venne poi sviluppato il freno che si impose come soluzione ottimale. Il sistema frenante pneumatico automatico continuo è dovuto all'inventore statunitense

George Westinghouse. Egli, prima di arrivare al brevetto finale, elaborò diversi sistemi, che non presentarono la stessa efficacia del freno pneumatico. Westinghouse, partendo dall'idea di Stephenson, pensò di estendere la capacità frenante a tutti i veicoli del convoglio, mediante una condotta comune, che aveva il compito di trasportare il segnale di pressione ad ogni cilindro-freno, che equipaggiava il singolo veicolo (freno continuo). Il collegamento tra i vari vagoni era assicurato dalla presenza di un tubo flessibile con rubinetti di isolamento ad ogni estremità, in modo tale da garantire la composizione del treno con un numero variabile di veicoli, assicurando ad ognuno il collegamento al sistema principale. Durante la manovra di frenatura, azionando una valvola di controllo, dalla locomotiva fluiva il vapore in pressione, che attraverso la condotta comune, giungeva ad ogni cilindro, azionando i ceppi e arrivando alla frenata. Sempre mediante la valvola di controllo, veniva eseguito il rilascio, scaricando il vapore in atmosfera. Il sistema si rivelò inadeguato, poiché il vapore comportava il rischio di condensa lungo la condotta. Egli vagliò la possibilità di impiegare fluidi di natura diversa come: l'acqua, l'olio e l'aria. La scelta ricadde sull'aria compressa, in quanto risulta essere un fluido non costoso e di facile approvvigionamento, con la possibilità di disperderlo in ambiente una volta utilizzato. Inoltre, l'impianto per l'aria compressa richiede una costituzione più semplice rispetto a quello basato sull'utilizzo di fluidi idraulici. Negli anni a tale sistema sono state apportate diverse migliorie, tuttavia la costituzione di base risulta ancora oggi fedele a quella brevettata da Westinghouse.

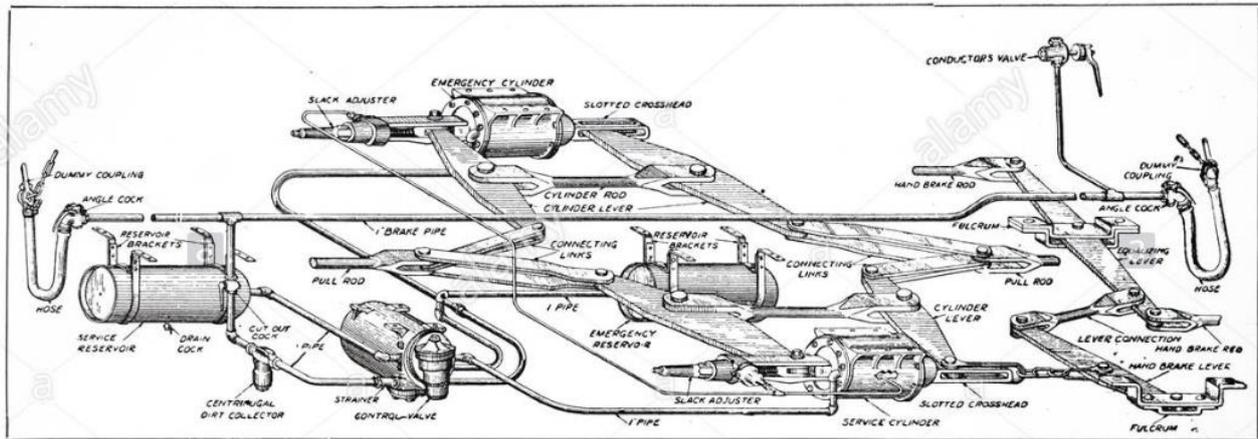


FIGURA 1- SCHEMA DEL PRIMO SISTEMA FRENANTE WESTINGHOUSE [11]

1.3 Layout dell'impianto frenante

Nel momento in cui si rende necessario fermare un treno dotato di elevata velocità, l'azione del freno deve essere rapida ed energica, senza che si provochino urti tra le varie componenti del convoglio, che risultano vincolate tra loro mediante organi di aggancio, e con regimi di diversi a seconda dell'uso del mezzo: treno passeggeri o treno merci. L'impianto è studiato in maniera tale da assolvere pienamente questo compito e, affinché la manovra si realizzi correttamente, esso è costituito da alcuni elementi basilari. È importante precisare che l'impianto passeggeri è un po' più articolato rispetto all'impianto merci, in quanto su quest'ultimo mancano alcune funzioni, sempre legate ad azionamenti pneumatici, quali, ad esempio, movimento porte.

Uno schema funzionale del sistema adottato su treni merci può essere quello rappresentato in Figura 2.

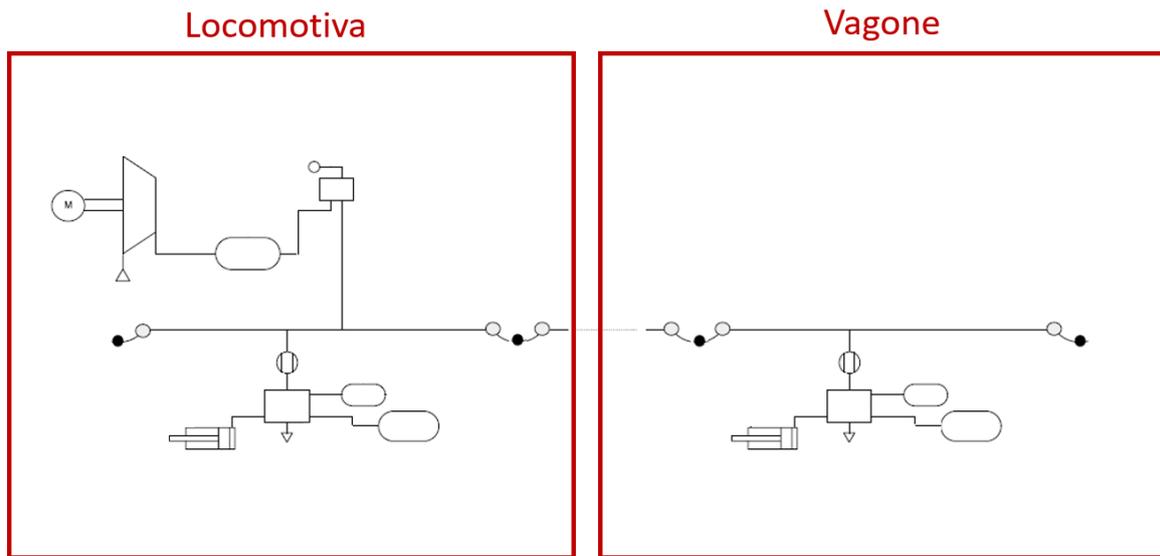


FIGURA 2 - SCHEMA FUNZIONALE IMPIANTO FRENANTE

A partire dalla Figura 3 si può procedere con la descrizione del funzionamento del sistema e della funzione svolta dai singoli componenti.

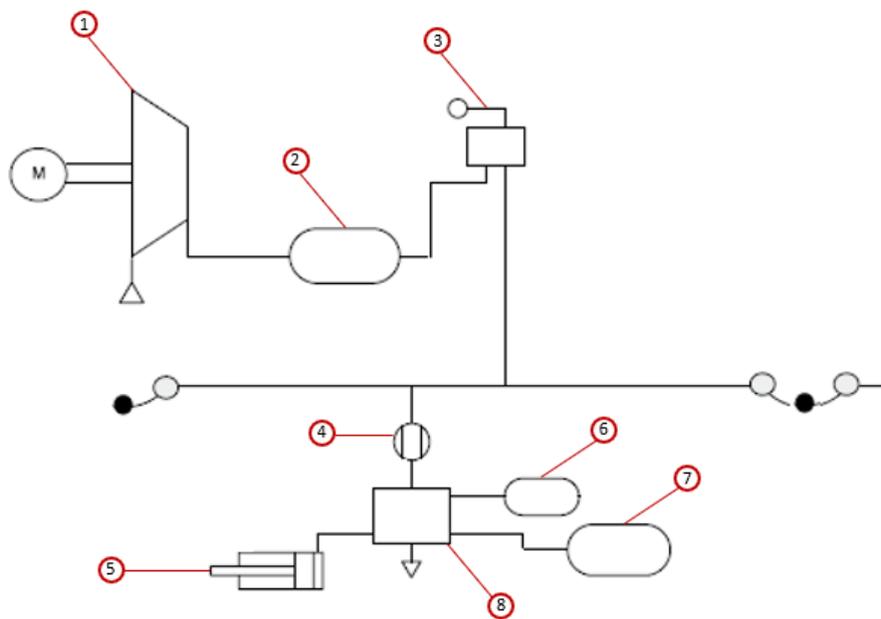


FIGURA 3: DETTAGLIO IMPIANTO FRENANTE

Per mettere in funzione l'intero impianto è necessario che venga generato il fluido di lavoro, ossia l'aria compressa. La sua produzione è affidata ad uno o più compressori (1), tipicamente alternativi o rotativi, posti nella locomotiva. Prima di essere convogliata nell'impianto, l'aria viene trattata attraverso stadi di filtraggio ed essiccazione per eliminare il vapore acqueo presente ed altri elementi contaminanti, che nel tempo porterebbero alla precoce usura dell'impianto. Una volta trattata, l'aria viene accumulata in un serbatoio (2) che prende il nome di *serbatoio principale*, la cui capacità può giungere fino a 1200 litri, ad una pressione compresa tra 8-10 bar. Il compito di questo elemento è quello di fornire l'aria necessaria al funzionamento dell'impianto frenante ed eventualmente, come accade nei treni passeggeri, quella necessaria al funzionamento di impianti supplementari. L'aria accumulata nel serbatoio principale è pronta per essere convogliata nell'intero sistema attraverso la *condotta generale (brake pipe)* (4). Essa è un tubo che attraversa l'intero convoglio, connettendo un carro, o una carrozza, all'altro attraverso dei flessibili dotati di valvole per l'isolamento, la sua funzione è quella di trasportare il segnale di pressione responsabile dei comandi di frenatura/sfrenatura a tutti i veicoli. Il fluido carica la condotta generale stabilendo in essa una pressione di 5 bar, come da normativa [N1]. Il dispositivo di azionamento, che consente di far fluire l'aria dal serbatoio principale alla condotta generale, gestendo i segnali di manovra di frenatura, sfrenatura e marcia, è il *rubinetto di comando* (3). Esso è posto nella locomotiva ed è un elemento realizzato secondo le disposizioni della norma [N2]. L'aria convogliata nella condotta generale fluisce all'interno di un organo di notevole importanza all'interno dell'impianto in esame: il *distributore o valvola tripla* (8). Si tratta di una valvola pneumatica, il cui compito principale è quello di mettere in comunicazione il serbatoio ausiliario con il cilindro-freno durante la manovra di frenatura e, viceversa, di isolarlo dallo stesso durante la manovra di sfrenatura. Come si può vedere dallo schema, ad essa risultano collegati:

- *serbatoio di comando (6);*
- *serbatoio ausiliario (7);*
- *cilindro-freno (brake cylinder) (5);*
- *scarico in atmosfera.*

1.4 Funzionamento del sistema

L'aria, come detto in precedenza, viene aspirata e compressa dal compressore in locomotiva, successivamente viene stoccata all'interno del serbatoio principale, pronta per il suo utilizzo. Il macchinista, azionando il rubinetto generale, gestisce le varie fasi che si susseguono durante un normale esercizio del veicolo. Il rubinetto è una valvola a comando meccanico, la cui leva di comando è dotata di diverse posizioni:

- posizione di riempimento;
- posizione di marcia;
- frenatura di servizio;
- frenatura di emergenza.

Le applicazioni graduali possono essere garantite o controllando il movimento dell'organo di azionamento o in base al tempo di permanenza in una data posizione, a seconda di come è stato progettato il dispositivo. Il cuore del sistema frenante è il distributore, per comprendere al meglio il funzionamento di questo componente, viene proposta un'immagine rappresentante lo schema funzionale di uno spaccato della valvola in questione.

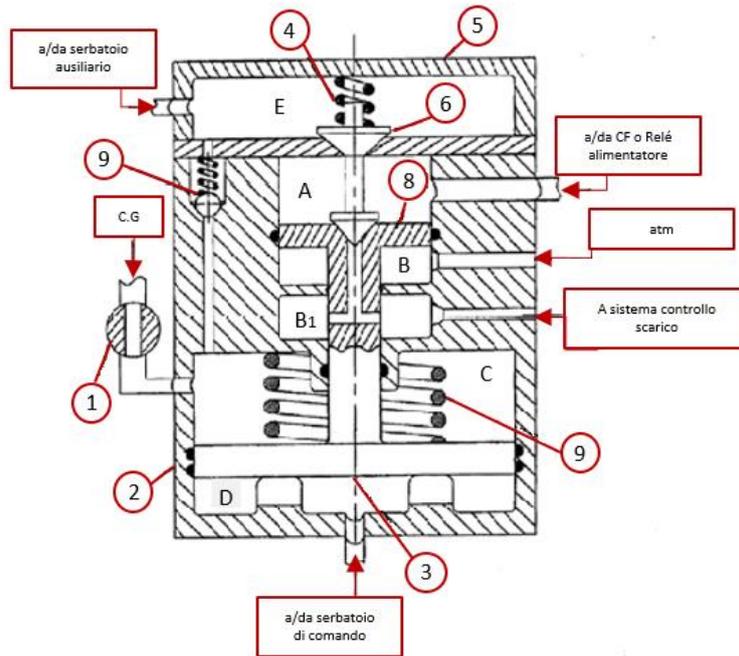


FIGURA 4: DISTRIBUTORE

Durante le condizioni di marcia normale, la camera C, collegata alla condotta generale tramite un foro calibrato, si trova, chiaramente, nelle stesse condizioni di pressione di quest'ultima (5 bar). L'otturatore principale (3) è in equilibrio, tenuto in posizione dalla molla di polarizzazione (4) e dal segnale di pressione fornito dal serbatoio di comando. Questo serbatoio, dotato di una capacità di circa 15 litri, si trova ad una pressione di 5 bar, sempre costante. L'otturatore, dunque, risulta completamente abbassato, ponendo in comunicazione la camera A, direttamente collegata al cilindro-freno, con lo scarico B in atmosfera. Durante questa fase, avviene anche la ricarica del serbatoio ausiliario, in comunicazione con la camera E, attraverso la *valvola di non ritorno* (7) fino al raggiungimento di una pressione di 3.8 bar. Il serbatoio ausiliario, dotato di una capacità di circa 65 litri, ha il compito di caricare il cilindro-freno e determinare, quindi, l'azione di frenata.

Durante la fase di frenatura, il macchinista, ponendo la leva del rubinetto generale nella condizione corrispondente, mette in comunicazione la condotta generale con

l'ambiente esterno, creando una diminuzione di pressione che può raggiungere il valore massimo di 1.5 bar. La diminuzione di pressione nella condotta generale comporterà una diminuzione della pressione nella camera C del distributore, con la quale è collegata, mentre la camera D si manterrà sempre nella stessa condizione (5 bar). In questa situazione, l'otturatore mobile risulterà squilibrato, spostandosi conseguentemente verso l'alto. Lo spostamento dell'otturatore sarà tale da entrare in contatto con il *doppio otturatore* (6), isolando il collegamento tra le camere A e B e mettendo in comunicazione la camera E con la camera A. Quest'ultimo collegamento implica un passaggio di aria compressa dal serbatoio ausiliario al cilindro-freno, il quale risulterà azionato, dando luogo alla frenata.

Durante la fase di sfrenatura, la leva del rubinetto generale isola il collegamento tra condotta generale e ambiente esterno, consentendo il ripristino, nella stessa, della pressione di 5 bar. All'aumentare della pressione in condotta, aumenterà anche la pressione nella camera C del distributore, con conseguente ritorno in posizione di riposo dello stantuffo principale. La camera A sarà nuovamente in collegamento con la camera B, consentendo lo scarico del cilindro-freno e, quindi, la rimozione dell'azione frenante.

Si può dedurre, dunque, che il distributore eroga aria in pressione verso il cilindro-freno, a fronte di una riduzione di pressione in condotta generale, che funge, in questo caso, da segnale di comando. In realtà, il distributore è dotato di una serie di dispositivi ausiliari quali: dispositivo di primo tempo, dispositivo di isolamento del serbatoio di comando, ugelli calibrati che regolano i tempi di frenata per regime merci/passeggeri, dispositivo vuoto – carico.

Il primo di questi elementi consente, trascorso il “primo tempo”, un riempimento del cilindro-freno più rapido fino ad una pressione di 0.6 bar. Si definisce “primo tempo”, il tempo necessario ad ottenere in condotta generale una diminuzione di pressione di 0.5 bar. Dunque, ad un valore di pressione di 4.5 bar nella condotta generale,

corrisponderanno 0.6 bar di pressione al cilindro-freno, che consente l'accostamento dei ceppi alle ruote.

Il dispositivo vuoto-carico risulta molto importante, in quanto, in base alla massa del convoglio, rilevata con una cella di pesatura, consente di regolare la pressione in ingresso al cilindro-freno e, dunque, la forza frenante. La pressione in oggetto sarà proporzionale al peso agente sull'asse sul quale è misurato. Tale organo risulta utile nei carri merce, che a vuoto risultano avere un peso di gran lunga minore di quello a carico.

Un'ultima attenzione va data al cilindro-freno, il quale è un cilindro pneumatico a singolo effetto, il cui pistone è direttamente collegato alla timoneria che consente l'accostamento, l'azione e la rimozione dei ceppi sulle ruote del veicolo.

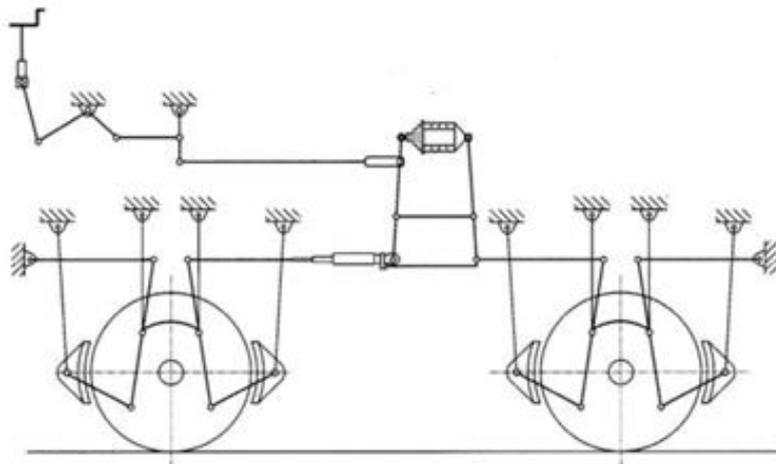


FIGURA 5: SCHEMA FUNZIONALE TIMONERIA-CEPPI

1.5 Criticità del sistema

Durante la fase progettuale, così come durante la messa in opera, è bene tener presente il fine ultimo del sistema e gli elementi di criticità in esso presenti, che potrebbero minare il suo corretto funzionamento. Riguardo la frenatura dei veicoli e, dunque, riguardo i sistemi frenanti, le problematiche che potrebbero insorgere durante l'esercizio possono essere diverse.

Innanzitutto, bisogna tener conto del fatto che l'energia da dissipare, per garantire il rallentamento o l'arresto totale del convoglio, aumenta con il quadrato della velocità dello stesso. Gli spazi d'arresto vanno contenuti entro i limiti di sicurezza prescritti dalle norme, assicurando un confort adeguato sia durante la marcia che in fase di arresto. Inoltre, il sistema deve rispondere prontamente ai comandi imposti senza che vi siano ritardi nella loro propagazione e nei tempi di intervento delle singole apparecchiature coinvolte, garantendo, comunque, la loro integrità e affidabilità. A tal proposito sono stati sviluppati sistemi e algoritmi di monitoraggio, i quali hanno il compito di monitorare le grandezze che possono fornire indici di allarme in caso di malfunzionamenti. Tali sistemi devono essere in grado di rilevare in tempo reale le grandezze fisiche di principale interesse e individuare degli indici che possano segnalare la presenza di guasti. I dispositivi possono essere di diversa natura, disposti o sulla linea ferroviaria (*wayside systems*) o direttamente sul veicolo (*onboard systems*).

Le problematiche inerenti al sistema frenante del veicolo ferroviario possono essere investigate strumentando i componenti principali che lo costituiscono e che garantiscono le qualità tecniche di cui deve essere provvisto secondo normativa. Come è stato detto nel Par. 1.1 del presente capitolo, il freno pneumatico, tra le varie caratteristiche, deve essere continuo, ossia il comando di frenatura o di sfrenatura deve estendersi a tutti i veicoli del convoglio, e inesauribile, deve poter essere riutilizzabile

anche in caso di manovre in rapida successione. Questi due particolari aspetti possono essere attenzionati, monitorando la pressione nella condotta generale e nel serbatoio ausiliario. Inoltre, deve essere rilevata anche la pressione al cilindro-freno, in modo tale da assicurarsi che segua l'andamento richiesto durante le varie fasi di funzionamento. È utile anche rilevare la temperatura degli elementi di attrito. Essi di fatto esercitano la forza frenante sulle ruote, un'alterazione anomala del loro stato termico, infatti, è un chiaro indice di malfunzionamento: può accadere che essi rimangano bloccati a seguito di una manovra di frenatura, continuando la loro azione sulla ruota e incorrendo in usura, con conseguente mancanza di efficacia nelle manovre successive.

Questi aspetti, uniti ad altre condizioni di funzionamento per la sicurezza di marcia, possono essere esaminati mediante opportuna sensoristica, i cui segnali vengono acquisiti ed elaborati dai sistemi di monitoraggio e diagnostica. Successivamente, questi ultimi forniscono i "segnali indice", in base al valore dei quali è possibile stabilire la presenza di anomalia, o di imminenza della stessa, e programmare un pronto intervento sul veicolo.

2. Simulazione di sistemi frenanti: stato dell'arte

I sistemi di monitoraggio necessitano di lunghe prove che permettano la loro calibrazione e di assicurare il loro corretto funzionamento senza incursione di anomalie. Queste prove possono essere fatte in linea su veicoli reali, ma ciò comporta un alto dispendio economico, per tale ragione sono stati progettati dei sistemi di simulazione. Si tratta di banchi prova, il cui scopo è quello di simulare il comportamento del veicolo reale durante le condizioni di esercizio. In questo modo è possibile dedicarsi alla progettazione e all'ottimizzazione dei vari componenti del sistema, abbattendo i costi. Tuttavia, durante la fase finale di validazione, saranno comunque svolte delle prove in linea, per avere riscontro dei risultati rilevati sperimentalmente in laboratorio.

2.1 Tipologie di sistemi di simulazione

La dinamica longitudinale dei veicoli e le problematiche ad essa connesse, tra cui la stabilità del veicolo durante la frenata, sono oggetto di studio per garantire il confort e la sicurezza dei veicoli in esercizio. All'interno di questo scenario si possono collocare i test effettuati sui sistemi frenanti dei veicoli ferroviari. In letteratura si possono rintracciare diversi casi di studio riguardanti i sistemi frenanti, volti a investigare problematiche di diversa natura attraverso differenti strategie di simulazione.

2.1.1 Banco Bi-disco

Una causa di danneggiamento che coinvolge i sistemi frenanti basati su elementi di attrito è l'usura delle parti in gioco quali pastiglie, ceppi e dischi.

L'Università di Brescia, in collaborazione con la Lucchini RS, ha condotto uno studio a riguardo [7], effettuando dei test su ruote di tre tipologie d'acciaio servendosi di un opportuno banco prova, il cui compito era quello di simulare sperimentalmente l'effetto dell'attrito ceppo-ruota. L'analisi era mirata a valutare l'applicabilità della frenatura mediante ceppi, durante la frenata di emergenza nei treni passeggeri ad alta velocità. La campagna sperimentale è stata condotta su un *banco bi-disco*, dove i due dischi sono montati su due alberi azionati da due motori distinti. Questi dischi sono i provini da testare, uno rappresenta la ruota, l'altro rappresenta il freno. Il carico di contatto è esercitato mediante un pistone idraulico. Lo schema di prova è rappresentato in Figura 6.

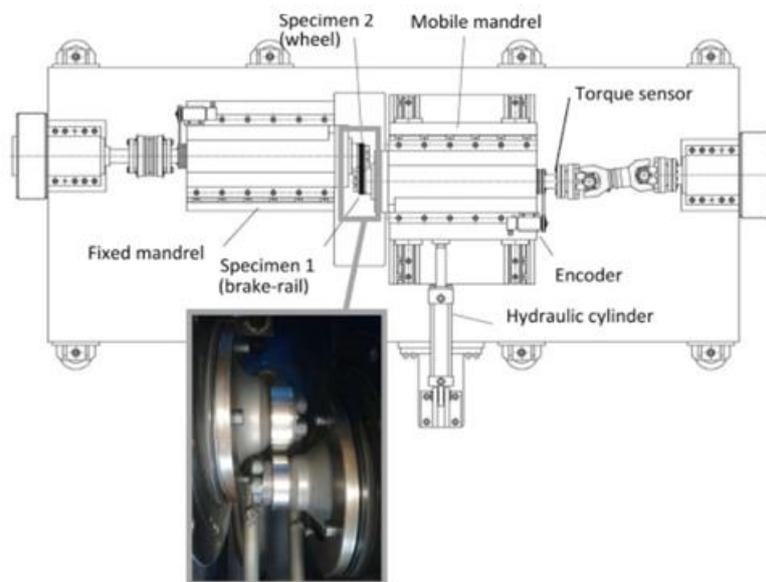


FIGURA 6: BANCO BI-DISCO PER PROVE DI USURA [7]

2.1.2 RAILBCOT

L'Università di Zilina (Repubblica Slovacca) ha condotto uno studio sulla variazione del profilo delle ruote delle sale sotto carico variabile e sotto diverse condizioni di frenata, riuscendo a testare un sistema frenante con due diversi tipi di ceppi [8],[9]. Il banco di cui si sono serviti per condurre la sperimentazione prende il nome di *RAILBCOT* ed è stato messo a punto dal “*Department of Transport and Handling Machines*” della suddetta università. Si tratta, sostanzialmente, di un banco a rulli equipaggiato per prove a carico variabile. Il test eseguito si può dividere in due fasi: la prima in cui si esamina il comportamento della ruota durante il rotolamento sul rullo simulante il binario; la seconda consiste nel frenare le ruote e analizzare, dunque, il loro comportamento in frenata, mediante due unità-freno integrate. Ogni unità frenante è sottoposta ad un controllo in pressione del cilindro-freno, in modo da simulare l'azione dei ceppi. Il meccanismo che rende possibile la simulazione del sistema di forze caratterizzante il moto in frenatura di una sala è rappresentato in Figura 7.

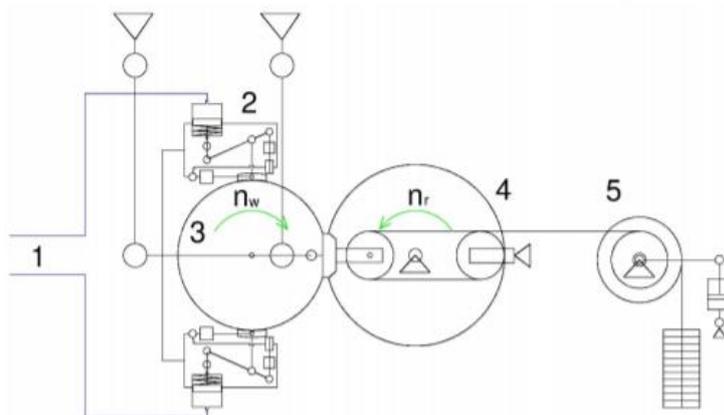


FIGURA 7: SCHEMA MECCANISMO RAILBCOT [8]

La sala (3) viene premuta sul rullo motorizzato (4), tramite un meccanismo (5). Quest'ultimo è costituito da una serie di pulegge, mentre il carico è imposto mediante l'applicazione di pesi. È possibile simulare carichi di 25 tonnellate per asse. La forza frenante è imposta attraverso il freno (2), fissato al telaio. L'unità-freno è controllata con aria compressa, fornita dal tubo flessibile (1), previa produzione mediante un compressore e asservita con un opportuno circuito pneumatico che garantisce le condizioni di funzionamento necessarie per simulare le condizioni di frenata.

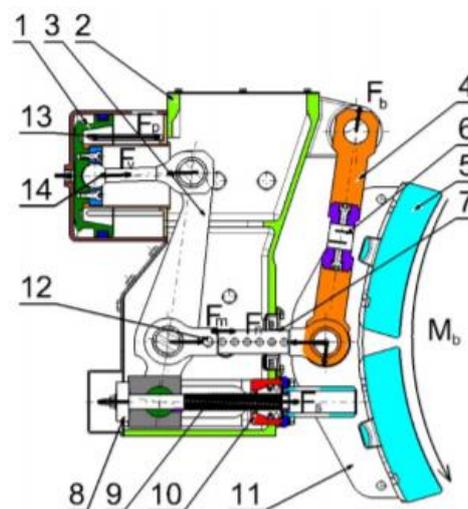


FIGURA 8: UNITÀ FRENANTE [8]

Si riporta in Figura 8 uno schema funzionale del freno, in cui si possono riconoscere i seguenti componenti: (1) cilindro-freno, (2) telaio, (3) leva del freno, (4) sospensione, (5) ceppo, (6) sensore di forza tangenziale, (7) asta per imporre la forza normale, (8) sensore di forza normale, (9) vite regolatrice, (10) telaio del regolatore lento, (11) supporto per i ceppi, (13) molla del cilindro-freno, (14) biella. La forza viene trasmessa attraverso la biella (14) sulla leva del freno (3), in modo da amplificare la forza frenante e ridurre la corsa dei ceppi. Il banco completo è rappresentato dalla Figura 9.

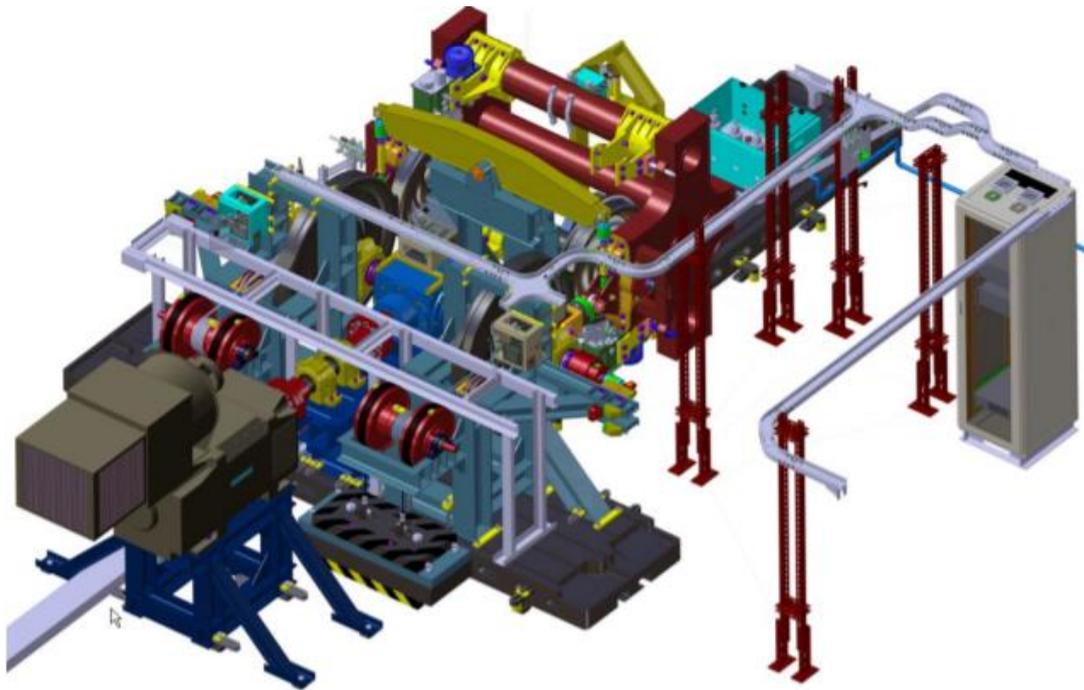


FIGURA 9: MODELLO BANCO PROVA RAILBCOT [8]

2.1.3 Flywheel Brake Dynamometer: RENK Test System

Esistono dei banchi prova prodotti commercialmente, un esempio è il *Flywheel Brake Dynamometer* dell'azienda tedesca *RENK Test System*. Con la diffusione dei treni ad alta velocità, gli obblighi di test per la certificazione degli elementi costitutivi sono diventati più stringenti e fondamentali per garantire sicurezza e affidabilità. In questo contesto, ha preso piede l'utilizzo di dinamometri ad alte prestazioni per i sistemi di frenatura; oggi giorno tramite i sistemi RENK è possibile effettuare dei test sui freni idraulici e pneumatici, con velocità simulate superiori a 600 km/h.

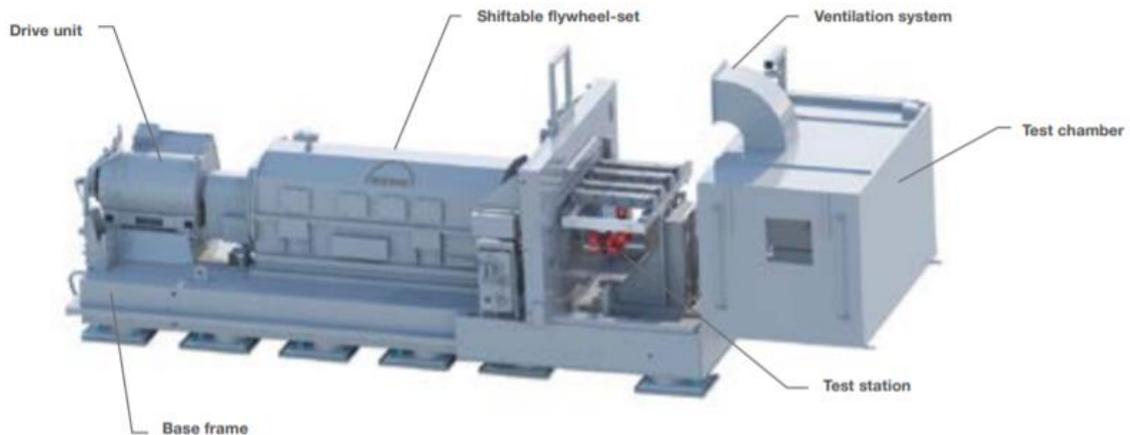


FIGURA 10: FLYWHEEL BRAKE DYNAMOMETER RENK

I sistemi forniti dalla Renk consentono di mappare i carichi insistenti sul veicolo attraverso una tecnologia che si avvale di volani traslanti e di inserire masse elettriche aggiuntive mediante l'utilizzo di motori elettrici AC. La misurazione della coppia frenante è rilevabile mediante un opportuno sensore. Un banco full-scale, fornito dalla ditta in questione, è stato utilizzato dall'Università di Pechino (Cina) e del Milwaukee (USA) [10] per lo studio della propagazione delle cricche, che possono portare a cedimento gli elementi di frizione del sistema frenante di un treno ad alta velocità.

2.2 Roller rig

Apparati molto usati nella simulazione in ambito ferroviario, sono i banchi prova di tipo *Roller rig*. Essi sono impiegati per simulazioni di componenti in scala reale o ridotta, con abbattimento dei costi delle attività sperimentali richieste per la loro validazione. La pratica dell'utilizzo di sistemi di prova in ambito ferroviario è molto accreditata e rappresenta una valida alternativa ai test in linea, soprattutto nella fase di

sviluppo di nuove tecnologie. I vantaggi dell'utilizzo di strutture simili risiedono, oltre che nell'abbattimento dei costi, nella possibilità di condurre test ripetibili di natura più svariata, strumentando gli organi di interesse, senza occupare e danneggiare le linee in caso di fallimento degli stessi e senza gli effetti di influenza delle condizioni del tracciato.

I banchi in esame si basano sul principio di sostituzione della rotaia con una coppia di rulli motorizzati, sui quali vengono fatte rotolare le sale del veicolo. Sui rulli sono, dunque, ricavati i profili delle rotaie e la posizione degli stessi è regolabile per riprodurre le varie condizioni di scartamento regolamentate.

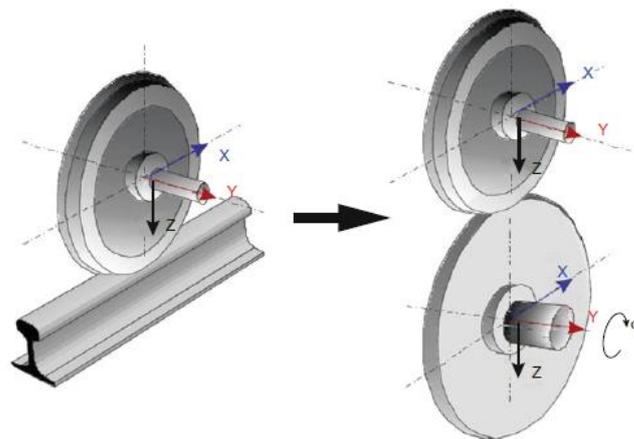


FIGURA 11: EQUIVALENZA ROTAIA-RULLI [11]

La traslazione longitudinale del veicolo è sostituita dal moto rotatorio dei rulli, mentre il “veicolo” risulta vincolato. Vi è una relazione tale per cui la velocità angolare del rullo ω_R risulta legata alla velocità di avanzamento del veicolo V :

$$V = \omega_R \cdot R_R \quad (1)$$

in cui R_R è il raggio del rullo.

Storicamente, il primo *Roller rig* fu realizzato in Inghilterra per effettuare dei test sulle locomotive, nel lontano 1904. Negli anni comparvero sistemi simili anche negli USA e in Giappone. I primi test in cui furono impiegati avevano come obiettivo lo studio della problematica del contatto ruota-rotaia e delle condizioni di aderenza, arrivando alla formulazione delle prime teorie di contatto. La diffusione di questi dispositivi ebbe un aumento significativo nel secondo dopoguerra, con l'avvio dell'elettrificazione dei veicoli ferroviari e con l'avanzare della modernizzazione dei veicoli, fino ad arrivare ai nostri giorni con i test sui treni ad alta velocità. I nuovissimi *Roller rig* hanno come obiettivo lo studio della stabilità del veicolo in condizioni di marcia, che sia di trazione o di frenata. La loro funzione è quella di simulare la dinamica del veicolo sul tracciato, servendosi di un'architettura modulare che consente di testare funzioni e componenti diversi. Ci sono diversi gruppi di ricerca e anche aziende leader del settore che si servono di questa tecnologia per lo sviluppo e la validazione dei loro progetti.

L'impiego di queste piattaforme consente, in particolare, l'approfondimento dei seguenti fenomeni:

- simulazione della marcia del veicolo in rettilineo, purtroppo non è possibile riprodurre il suo comportamento in curva;
- contatto ruota-rotaia;
- verifiche e test su veicoli interi, una volta progettati.

I sistemi, come già detto, possono essere realizzati in scala ridotta, utilizzando opportune teorie di similitudine geometrica, che consentono di estendere i risultati dei test di laboratorio ai componenti in scala reale. Esistono diverse teorie di similitudine:

- Similitudine di Pascal;
- Similitudine di Iwnicki;
- Similitudine di Jaschincki.

Esempi pratici possono essere quelli dell'Università di Firenze [12], il cui gruppo di ricerca di Meccanica delle macchine e dei sistemi ha sviluppato un banco *Roller rig* full-scale, che si serve della tecnologia Hardware In the Loop (HIL) per testare i sottosistemi di frenatura di bordo. Esso è costituito da otto rulli con motorizzazione indipendente, i quali hanno il compito di riprodurre esattamente il modello di binario UIC60 con pose diverse, mentre il veicolo ferroviario è vincolato assialmente. Quest'approccio consente di riprodurre l'aderenza ruota-rotaia (in condizioni di adesione degradate) e dinamica del veicolo ferroviario durante la manovra di frenata. La suddetta tecnica è anche adottata dall'innovativa piattaforma su larga scala del Centro di ricerca e omologazione ferroviaria di Firenze-Osmannoro (Italia); essa è stata costruita da Trenitalia S.p.A. ed è di proprietà di SIMPRO S.p.A.

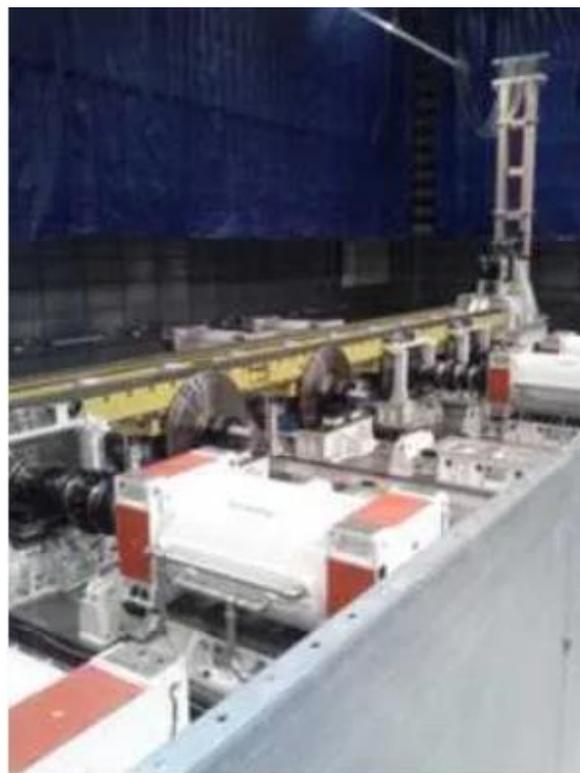


FIGURA 12: ROLLER RIG UNIFI [12]

A livello europeo, un ulteriore esempio può essere quello del sistema realizzato dal *German Aerospace Center Institute for Robotics and System Dynamics (DLR)* [13]. Si tratta di un banco in scala 1:5, progettato secondo la teoria di similitudine di Jaschinski.

È costituito da due rulli, la cui distanza può essere variata con continuità tra 400 mm e 560 mm, con conformità alle sale dei tipici carrelli. La variazione di questa distanza è ottenuta da un meccanismo di manovra: "giunto di Schmidt". I rulli sono connessi da una cinghia dentata e sono guidati da un motore CC. La velocità di rotazione dei rulli può essere variata con continuità da zero fino al massimo, che corrisponde ad una velocità di avanzamento del veicolo tra 140 km/h e 168 km/h.

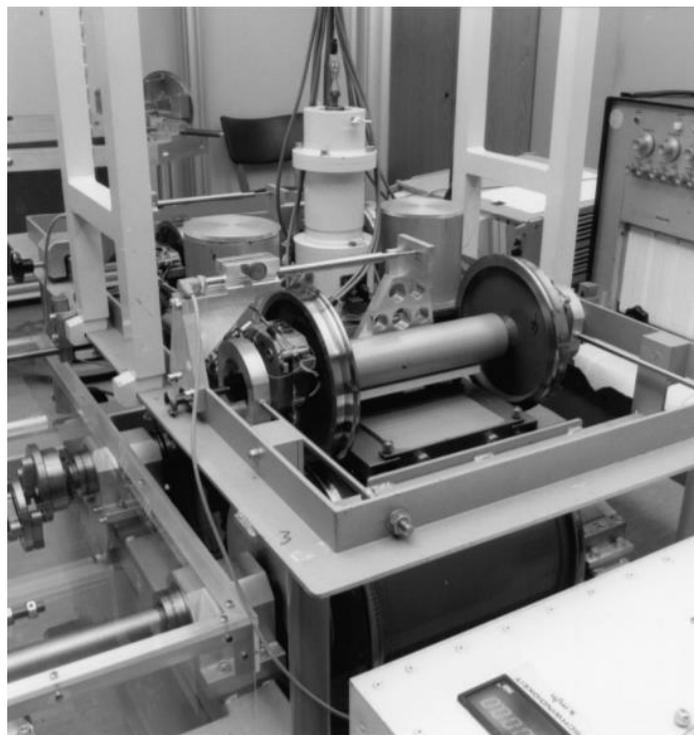


FIGURA 13: ROLLER RIG DLR

Possono essere citati ulteriori esempi di *Roller rig* utilizzati nell'ambito della ricerca della meccanica ferroviaria. Infatti, sulla stessa linea è stato progettato e realizzato un

Roller rig presso il Politecnico di Torino, la cui trattazione sarà discussa nel capitolo successivo.

2.3 TrainDy

Sono stati sviluppati anche dei simulatori numerici della dinamica longitudinale del treno, data la necessità di utilizzare treni merci lunghi e interoperabili. Tenendo conto delle indicazioni delle norme UIC, sono stati modellati i principali componenti caratterizzanti un veicolo ferroviario, tra cui anche il sistema frenante pneumatico. Un esempio di software per la simulazione numerica della dinamica longitudinale del treno è *TrainDy*, acronimo di *Train Dynamics*, sviluppato dall'Università di Torvergata, in collaborazione con il Politecnico di Torino e SabWabco (oggi Faiveley Transport Italia) [28]. Si tratta di un codice di simulazione, sottoposto ad un processo di convalida e certificazione, condotto da un gruppo di esperti.

Il codice è stato scritto in linguaggio Matlab e si può interfacciare con i sistemi reali per ricavare da una prova in linea il profilo di manovra, i cui dati vengono registrati su un file di testo e poi elaborati. Il codice ha un'interfaccia grafica, di semplice utilizzo, sviluppata in Visual Basic, attraverso la quale si possono impostare i dati principali per avviare la simulazione, come ad esempio: layout del convoglio, tracciato, profilo di manovra. È possibile intervenire sugli accoppiamenti tra i veicoli, lanciare una simulazione o effettuare un'analisi, servendosi di dati di prove pregresse. Il software in esame è stato sviluppato con un'architettura modulare, all'interno della quale è possibile implementare nuove funzioni. In modo particolare, esso è dotato di un modulo pneumatico che consente di calcolare la pressione nella condotta generale e nel cilindro-freno. *TrainDy*, attraverso questa funzione, gestisce le manovre di frenatura e sfrenatura di treni lunghi con più di una locomotiva attiva, simulando, attraverso i modelli fluidodinamici dei vari elementi costituenti l'impianto frenante, anche le

frenate. Questa tecnologia consente di valutare l'influenza della composizione del treno sulle manovre di frenatura e, quindi, sulla dinamica del convoglio stesso.

3. Roller Rig del Politecnico di Torino

Come detto in precedenza, i veicoli ferroviari, per poter essere omologati e per poter essere messi in servizio, necessitano di prove in linea che si rivelano lunghe e costose. Emerge, dunque, la necessità di impiegare sistemi di prova di più facile gestione, ma comunque di alta efficacia. A tal proposito vengono utilizzati dei banchi prova, in modo particolare il Politecnico di Torino utilizza, all'interno del laboratorio di ricerca di meccanica ferroviaria, un banco prova di tipo *Roller rig*. In questa tipologia di banco, le rotaie sono simulate attraverso dei rulli rotanti, azionati da motori elettrici, sulla circonferenza dei quali è riportato il profilo delle rotaie stesse. Su un dispositivo simile, è possibile installare e testare: singole ruote, sale montate, carrelli e, anche, interi veicoli in scala reale o ridotta. Attraverso sistemi di questo tipo, è possibile studiare i fenomeni legati al contatto ruota-rotaia e alla dinamica del veicolo, simulando le tipiche condizioni di esercizio, e validare modelli numerici.

3.1 Descrizione del sistema

Il banco prova sviluppato all'interno del Politecnico di Torino [7] è un *Roller rig multisala* in scala geometrica ridotta 1:5. Il dispositivo riesce a simulare l'azione di quattro sale sul medesimo rullo, tenendo conto della relazione tra i parametri simulati e quelli reali, mediante la teoria di similitudine sviluppata da Jaschinski [9] per la simulazione dinamica. Le rotaie sono sostituite da due rulli coassiali, i quali possono muoversi di moto indipendente, attraverso opportuna motorizzazione, oppure possono essere resi solidali attraverso l'intervento di un giunto. Quest'ultima soluzione è quella adottata durante lo studio affrontato in questo elaborato. Tali rulli sono costituiti da due parti: un mozzo ruota ed un cerchione, in modo tale da rendere sostituibile quest'ultimo

in caso di usura o di necessità di effettuare test con profili di tipologia o dimensione diversa. Anche le ruote delle sale montate sono realizzate con la stessa tecnica.

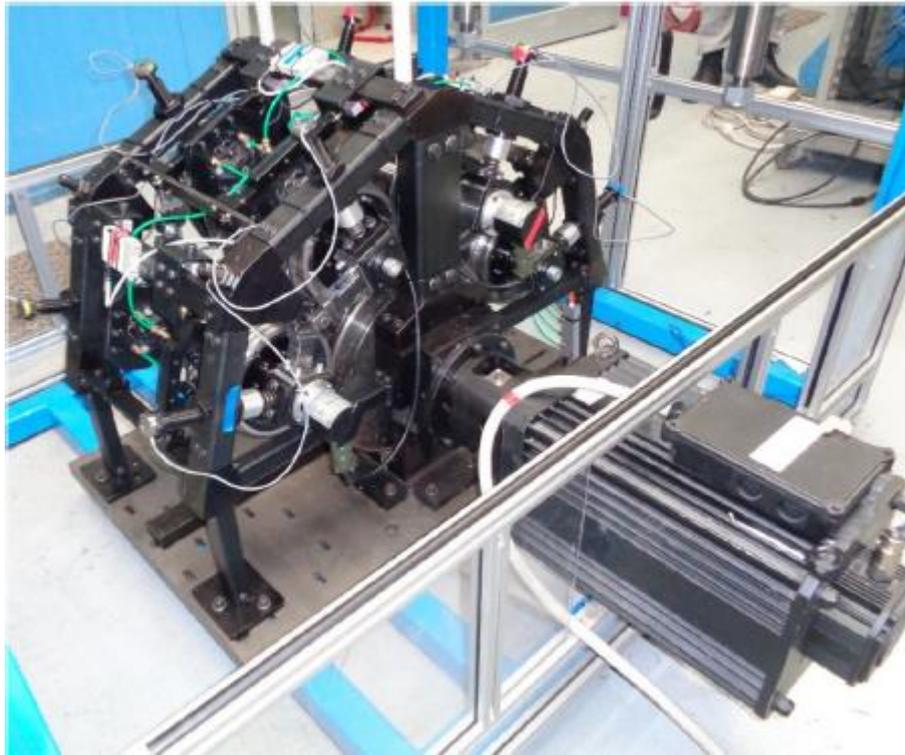


FIGURA 14: BANCO ALLESTITO

Le caratteristiche geometriche principali del sistema sono elencate in Tabella 1:

<i>Rapporto di scala</i>	1:5
<i>Strategia di similitudine</i>	Jaschinski
<i>Scartamento in scala reale</i>	1000/1435/1520 mm
<i>Angolo di posa delle rotaie</i>	1:20
<i>Profilo rotaia</i>	UIC 60
<i>Profilo ruota</i>	ORE S1002

TABELLA 1: CARATTERISTICHE GEOMETRICHE

I parametri di similitudine possono essere rintracciati a partire dalle equazioni del moto, calcolando per ogni termine i fattori di scala necessari a garantire la similitudine. I primi fattori di scala da ricavare sono quelli concernenti le lunghezze φ_l e i tempi φ_t . Le grandezze caratterizzate dal pedice 0 sono quelle relative al veicolo reale, mentre quelle col pedice 1 sono quelle relative al veicolo in scala.

$$\varphi_l = \frac{l_0}{l_1} \quad (2)$$

$$\varphi_t = \frac{t_0}{t_1} \quad (3)$$

Una volta determinati questi parametri si possono ricavare i fattori di scala relativi alla sezione φ_A , al volume φ_V , alla velocità φ_v e all'accelerazione φ_a . Le relazioni sono indicate nelle Equazioni (4), (5), (6), (7).

$$\varphi_A = \varphi_l^2 \quad (4)$$

$$\varphi_V = \varphi_l^3 \quad (5)$$

$$\varphi_v = \frac{\varphi_l}{\varphi_t} \quad (6)$$

$$\varphi_a = \frac{\varphi_l}{\varphi_t^2} \quad (7)$$

Analogamente si possono definire i fattori di densità φ_ρ , di massa φ_m , di inerzia φ_I e di forza φ_F , attraverso le relazioni (8), (9), (10) e (11).

$$\varphi_\rho = \frac{\rho_0}{\rho_1} \quad (8)$$

$$\varphi_m = \varphi_\rho \varphi_l^3 \quad (9)$$

$$\varphi_I = \varphi_m \varphi_l^2 \quad (10)$$

$$\varphi_F = \varphi_m \varphi_a = \frac{\varphi_\rho \varphi_l^4}{\varphi_t^2} \quad (11)$$

I valori dei fattori di scala secondo Jaschinski sono riportati in Tabella 2.

<i>Grandezza</i>	<i>Simbolo</i>	<i>Jaschinski</i>
<i>Lunghezza</i>	φ_l	5
<i>Tempo</i>	φ_t	$\sqrt{5}$
<i>Velocità</i>	φ_v	$\sqrt{5}$
<i>Accelerazione</i>	φ_a	1
<i>Massa</i>	φ_m	125
<i>Forza</i>	φ_F	125
<i>Densità</i>	φ_ρ	1
<i>Peso</i>	φ_W	125
<i>Modulo Elastico</i>	φ_E	1
<i>Rigidezza</i>	φ_c	25
<i>Rigidezza torsionale</i>	φ_{ct}	625
<i>Forze di slittamento</i>	φ_T	125
<i>Smorzamento</i>	φ_d	$25\sqrt{5}$
<i>Smorzamento torsionale</i>	φ_{dt}	$625\sqrt{5}$
<i>Inerzia</i>	φ_I	3125
<i>Attrito</i>	φ_μ	1

TABELLA 2: SIMILITUDINE DI JASCHINSKI

Le sale sono state disposte sui rulli con un determinato orientamento, in modo da sfruttare al meglio l'ingombro del banco e da fornire il corretto precarico alle molle rappresentanti il sistema di sospensione. La disposizione delle sale è quella rappresentata in Figura 15.

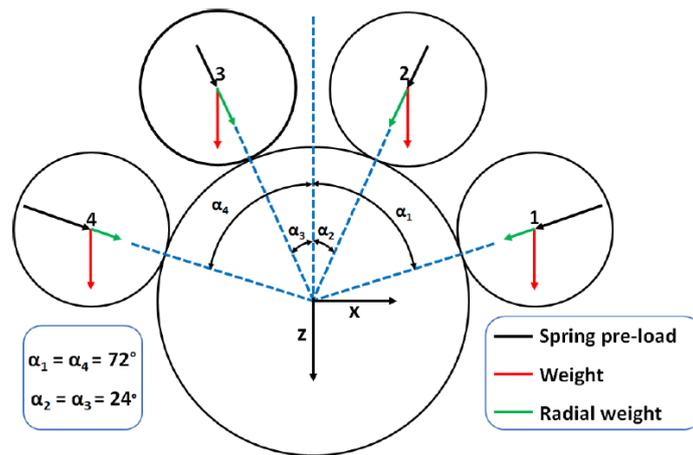


FIGURA 15: DISPOSIZIONE SALE

Durante la fase sperimentale, per una questione di comodità, è stata effettuata una numerazione delle sale, distinguendo anche il lato destro del banco dal lato sinistro per una corretta gestione della strumentazione. La numerazione è quella seguita in figura, mentre è stato identificato come lato destro del banco quello motorizzato, viceversa come lato sinistro quello non motorizzato. L'orientazione delle sale è identificata, coerentemente alla loro numerazione, dagli angoli: $\alpha_1 = \alpha_4 = 72^\circ$ e $\alpha_2 = \alpha_3 = 24^\circ$ misurati rispetto alla mezzzeria.

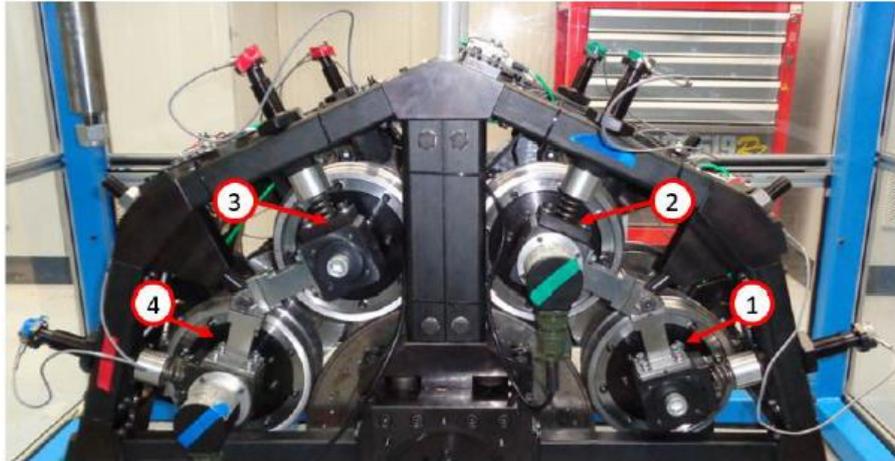


FIGURA 16: NUMERAZIONE LATO SINISTRO BANCO

Il *Roller rig multisala* consta di cinque principali sottogruppi:

- Telaio;
- Rulli;
- Sale ferroviarie;
- Sistema di sospensione;
- Sistema frenante.

3.1.1 Telaio

Il telaio è la struttura portante dell'intero banco, esso contiene tutti i gruppi sopraelencati. La struttura si mostra come nelle Figure 17 e 18. Essa è realizzata mediante la giunzione di profilati cavi d'acciaio S235, ottenuti con un processo tecnologico di laminazione a freddo. I profilati sono collegati da elementi di raccordo, in maniera tale da formare due arcate simmetriche, che, a loro volta, vengono fissate al basamento, dove sono ricavate delle asole utili alla registrazione della posizione delle stesse.

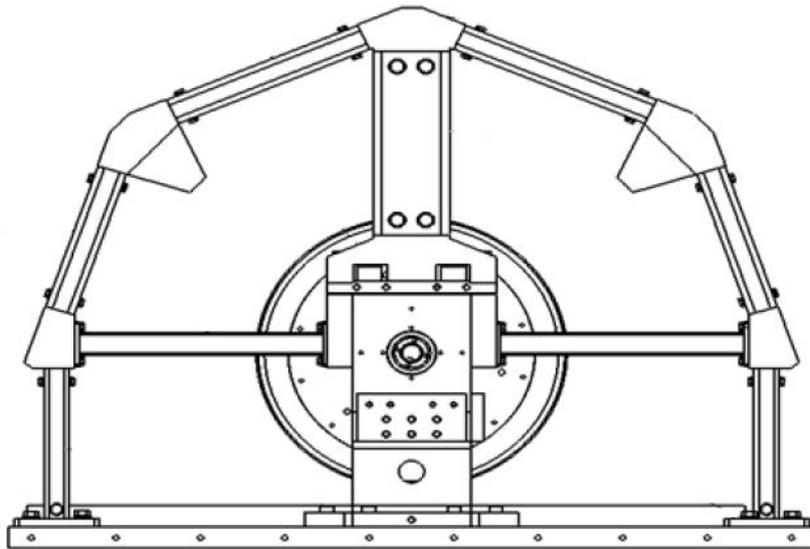


FIGURA 17: VISTA FRONTALE TELAIIO

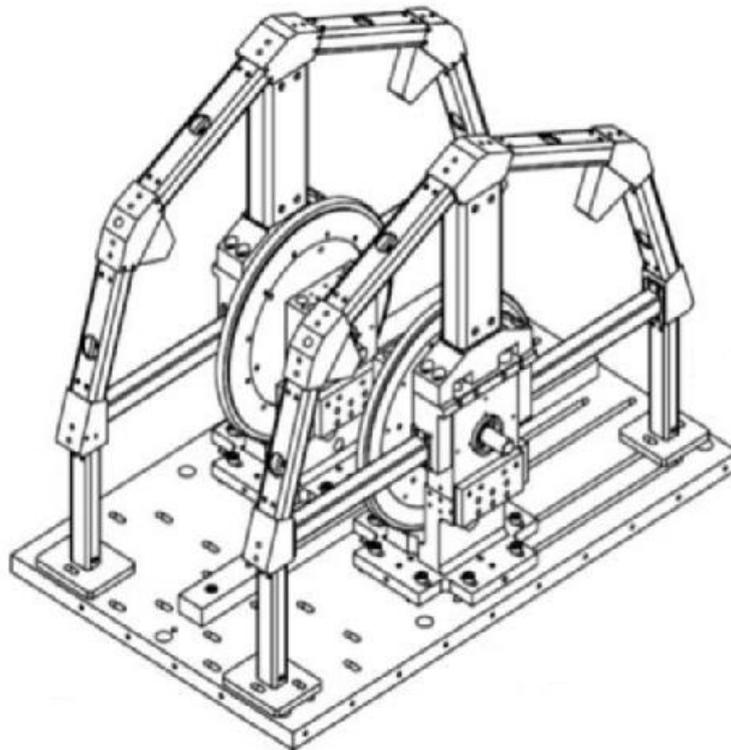
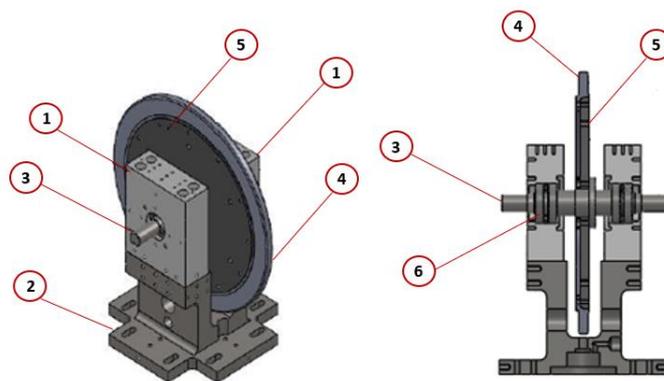


FIGURA 18: VISTA ASSONOMETRICA TELAIIO E BASAMENTO

3.1.2 Rulli

I rulli sono le componenti del banco che hanno il compito di simulare le rotaie durante i test sperimentali. Essi sono montati su apposite strutture mobili che, oltre a fungere da supporto, consentono di ottenere valori di scartamento diverso e conformarsi, dunque, a quelli adottati nei vari paesi europei. Come detto in precedenza, ogni rullo è un assieme costituito da ruota e cerchione. La ruota è la parte connessa all'albero motore, mediante un collegamento flangiato, dotato di fori per il fissaggio. L'albero è sostenuto attraverso quattro cuscinetti a sfere SNFA EX30 7CE3. Il cerchione, calettato al mozzo ruota, è realizzato in acciaio legato 39NiCrMo3. Esso riporta il profilo della rotaia, in questo caso UIC60, ma può essere sostituito per testare il contatto ruota-rotaia sulle diverse tipologie di profilo ammesse dalle norme. Su quest'ultimo elemento insisterà sempre il contatto con le sale ferroviarie. La descrizione può essere meglio supportata da una rappresentazione visiva proveniente dal modello CAD, Figura 19.



Numero	Parte
6	Cuscinetto
5	Centro ruota
4	Cerchione
3	Albero
2	Supporto
1	Boccola

FIGURA 19: MODELLO CAD SINGOLO RULLO CON SUPPORTI

Viene anche riportato uno schema rappresentante le misure di registrazione utilizzate nelle prove inerenti al presente elaborato, Figura 20.

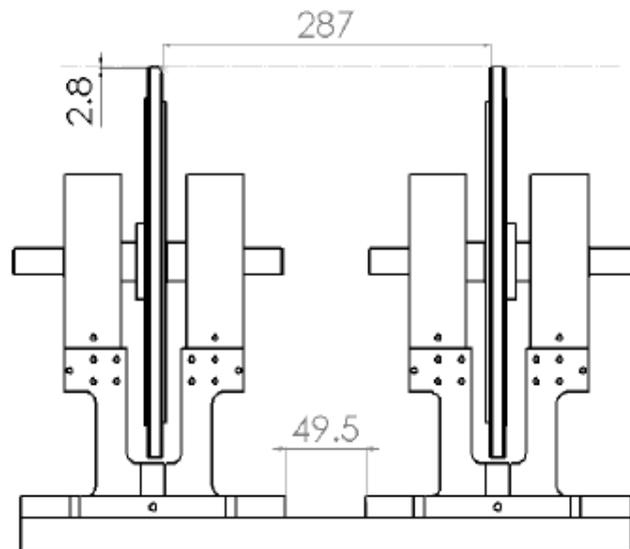


FIGURA 20: POSIZIONAMENTO RULLI SU BANCO

Si nota che è stato utilizzato un valore di scartamento pari a quello reale, ossia 1435 mm, il quale risulta pari a 287 mm, secondo le misure in scala.

Sulla parte esterna della struttura dei rulli, si può montare a sbalzo il motore necessario alla loro movimentazione, previa interposizione di un torsionometro, che ha il compito di fornire la misura di coppia erogata dal motore stesso. Nell'applicazione trattata in questo elaborato, i due rulli sono stati resi solidali mediante un giunto, rendendo possibile la motorizzazione da un solo lato per mezzo di motore brushless ACM BRL 220 6, le cui caratteristiche sono riportate in Tabella 3.

<i>Caratteristiche motore ACM BRL 220 6</i>	
<i>Coppia di stallo (Nm)</i>	120
<i>Coppia di picco (Nm)</i>	360
<i>Inerzia rotorica (gm²)</i>	33
<i>Numero poli</i>	6
<i>Alimentazione (V)</i>	280x3
<i>Velocità nominale (rpm)</i>	2000
<i>Corrente di stallo (A)</i>	50
<i>Corrente di picco (A)</i>	150

TABELLA 3: CARATTERISTICHE MOTORE

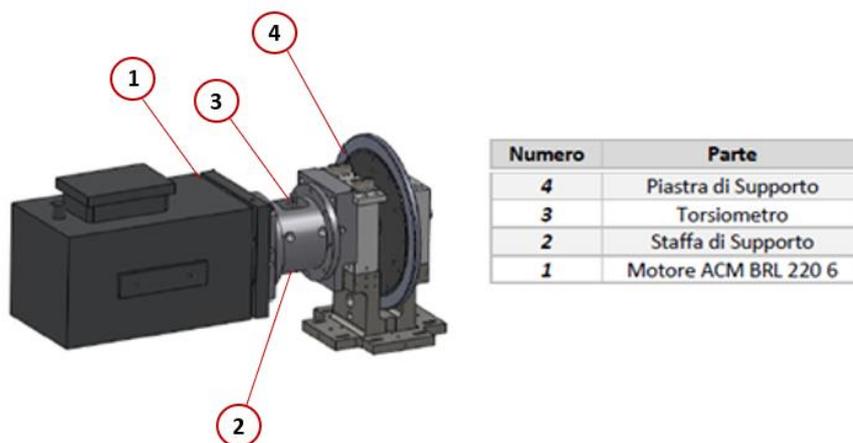


FIGURA 21: RULLO MOTORIZZATO

3.1.3 Sale ferroviarie

Nel sistema in esame sono presenti quattro sale ferroviarie identiche, disposte mediante lo schema già discusso in Figura 15. Ogni sala è dotata di due ruote costituite da mozzo ruota e cerchione. Il cerchione è realizzato in acciaio 39NiCrMo3, secondo profilo ORE S1002, con angolo di posa 1:20, sostituibile nel caso in cui si vogliono effettuare test con profili e pose differenti, oppure in caso di usura. Le ruote sono montate sull'asse, garantendo il bloccaggio radiale tramite una linguetta e quello assiale mediante spallamento e dado. Quest'ultimo è montato su una filettatura M27, ricavata sull'albero stesso. Sull'albero vengono alloggiati anche i dischi freno, che risultano collegati alle ruote corrispondenti con una giunzione bullonata e dei tamburi. Gli assi presentano alle estremità due boccole in cui vengono alloggiati i cuscinetti di sostegno; si tratta di cuscinetti a sfere SKF 6203 2Z. La sala completa è rappresentata in Figura 22.

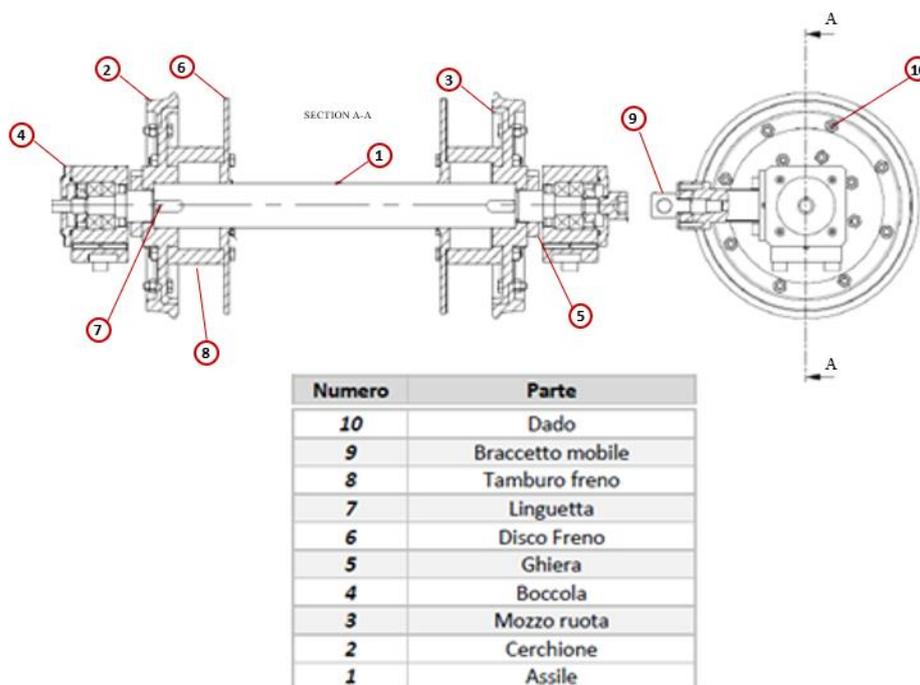


FIGURA 22: SALA MONTATA

Ogni sala è dotata di encoder, strumento delegato alla misura della velocità angolare della stessa. Un elemento importante nella sala è la *boccola*, elemento prismatico dotato di quattro facce piane, che al proprio interno ospita i cuscinetti dell'assile. Due delle facce menzionate, servono per il fissaggio di due componenti, come si vede nel dettaglio della Figura 23.

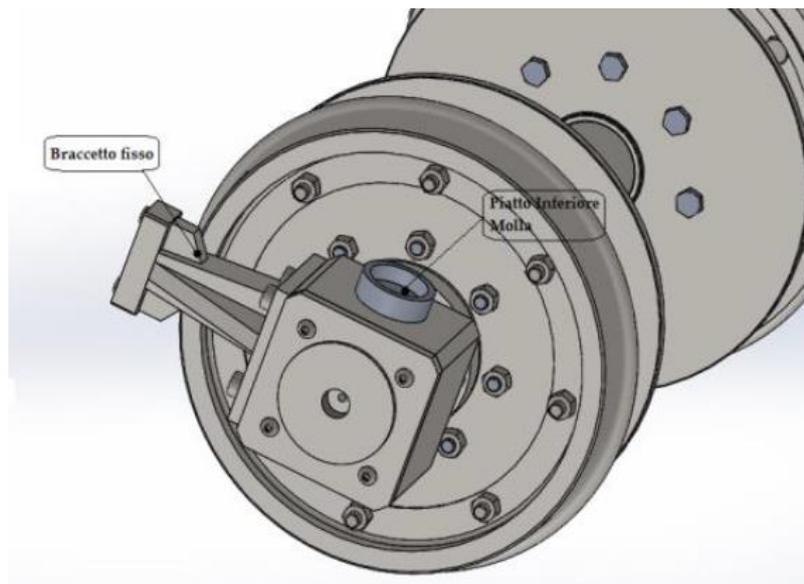


FIGURA 23: BOCCOLA

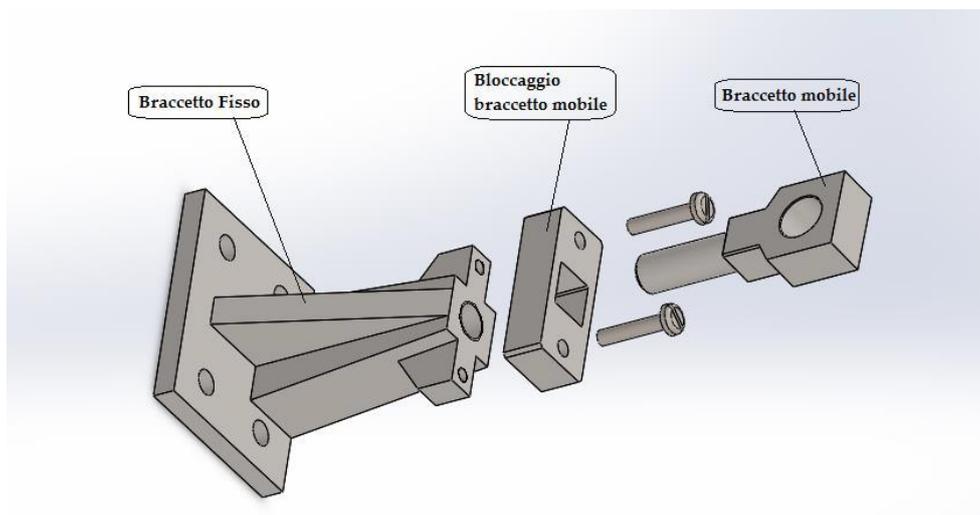


FIGURA 24: ACCOPPIAMENTO BRACCETTO FISSO E MOBILE

Il primo è un braccetto fisso, necessario all'accoppiamento con un braccetto mobile, (Figura 24). Il braccetto mobile è un tirante ad occhio, che serve per il vincolo longitudinale della sala al telaio. Quest'ultimo viene reso solidale ad un elemento del telaio stesso e al supporto mobile della sala adiacente, per mezzo di collegamenti assicurati da giunzioni bullonate, come mostrato nella Figura 25.

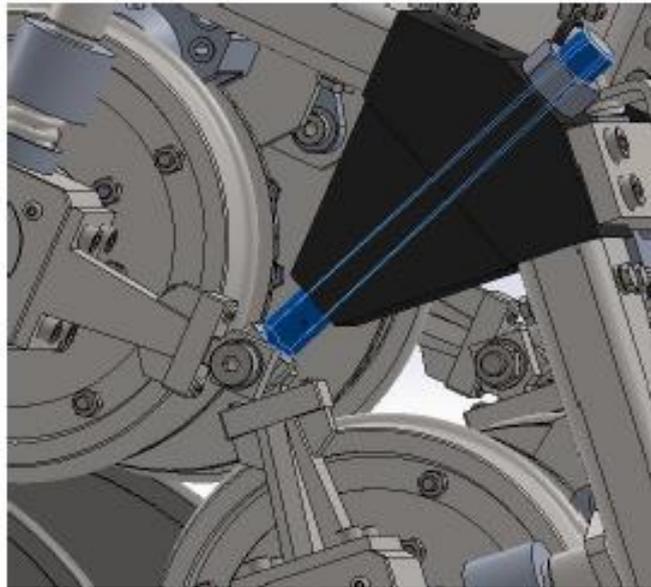


FIGURA 25: GRUPPO ASSEMBLATO SUPPORTI MOBILI E FISSI

L'altro elemento, fissato sulla boccola, è il *piatto inferiore* della molla, funge da base per il sistema di sospensione e di precarico, trattato nel paragrafo successivo.

3.1.4 Sistema di sospensione

Per la corretta simulazione del veicolo, ogni ruota deve essere soggetta ad un carico normale che simuli il tipico carico gravante in condizioni di esercizio reali. Per tale ragione, ogni ruota è dotata di un sistema di sospensione. Nel caso reale, tutte le sale

scaricano il peso sul piano del tracciato, nel caso a banco le sale sono inclinate con certo angolo, scaricando un diverso valore di forza peso, che deve essere ulteriormente compensato dal sistema di sospensione.

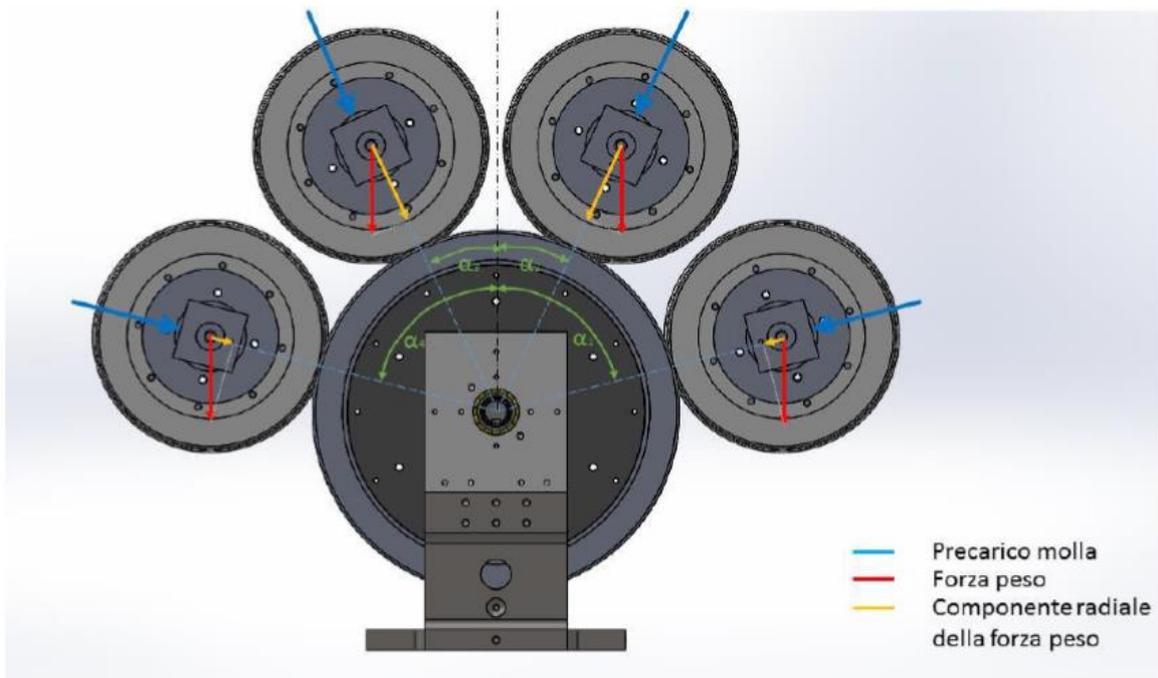


FIGURA 26: FORZE AGENTI

A tal proposito, la sospensione è dotata di un sistema di regolazione, costituito da una molla a elica, utile a regolare il carico agente su ogni singola ruota. Ogni molla, dunque, deve essere precaricata con un determinato valore di forza, per garantire, secondo la teoria di similitudine adottata, il valore di carico per asse coerente ad una tipica situazione reale. Il valore di forza viene rilevato attraverso una cella di carico a bottone FUTEK LLB 400 FSH 000877. Il gruppo di regolazione del precarico della molla è quello rappresentato in Figura 27.

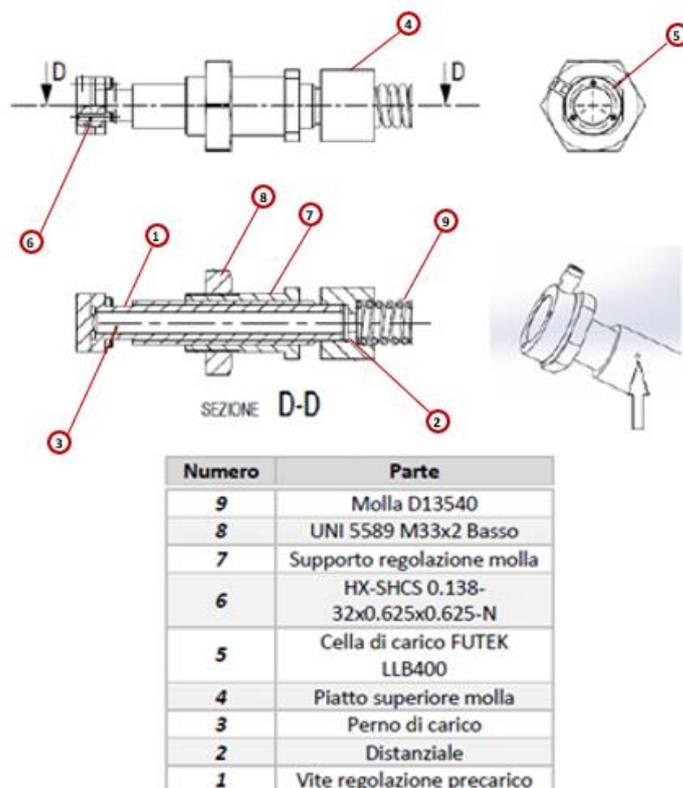


FIGURA 27: COMPLESSIVO SOSPENSIONE

In riferimento alla Figura 27, la molla a elica (9) viene alloggiata in un corpo cilindrico, così facendo essa risulta compresa fra due piatti: superiore (4) e inferiore (Figura 23, Paragrafo 3.1.3). La posizione del piatto superiore può essere regolata mediante una vite di regolazione del carico (1). Essa è forata e, al suo interno, vi sarà il passaggio di un perno (3). Quest'ultimo è l'elemento propriamente dedicato alla regolazione: esso, con la propria estremità inferiore, va a comprimere l'estremità superiore della molla attraverso l'interposizione di un distanziale (2). L'altra estremità dello stesso va a comprimere la cella di carico a bottone (5), che rileva, dunque, l'entità di carico imposta. Mediante la chiave di manovra, si avvita la vite di regolazione del carico, facendo avanzare il perno e fornendo il valore di forza desiderata alla molla.

Ogni pinza è resa solidale a un'opportuna piastra di sostegno, a sua volta collegata ad una staffa, libera di traslare lungo il proprio asse. Una cella di carico a S FUTEK LSB 302 FSH 02089, fissata ad un'estremità della staffa, misura la forza tangenziale che la pinza esercita sul disco. Il gruppo così costituito è, infine, fissato al telaio tramite un supporto, come si può notare nella Figura 29.ù

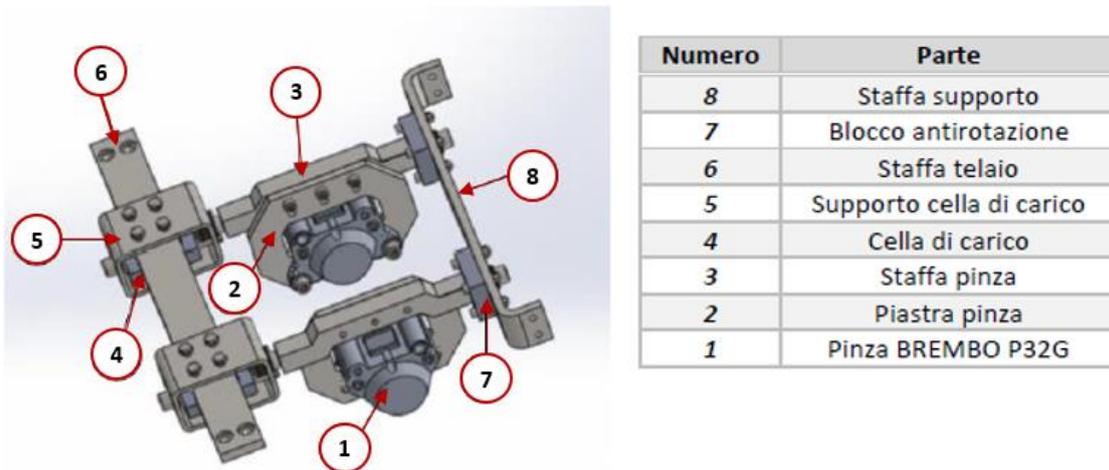


FIGURA 29: PINZE-FRENO E GRUPPO DI SOSTEGNO

Alla luce della costituzione di un tipico sistema frenante pneumatico, è stato modellato sul banco un circuito pneumatico equivalente, che va a fornire l'aria compressa per l'azionamento delle pinze, non perdendo di vista il fine ultimo, ossia quello di riprodurre le condizioni di funzionamento reali.

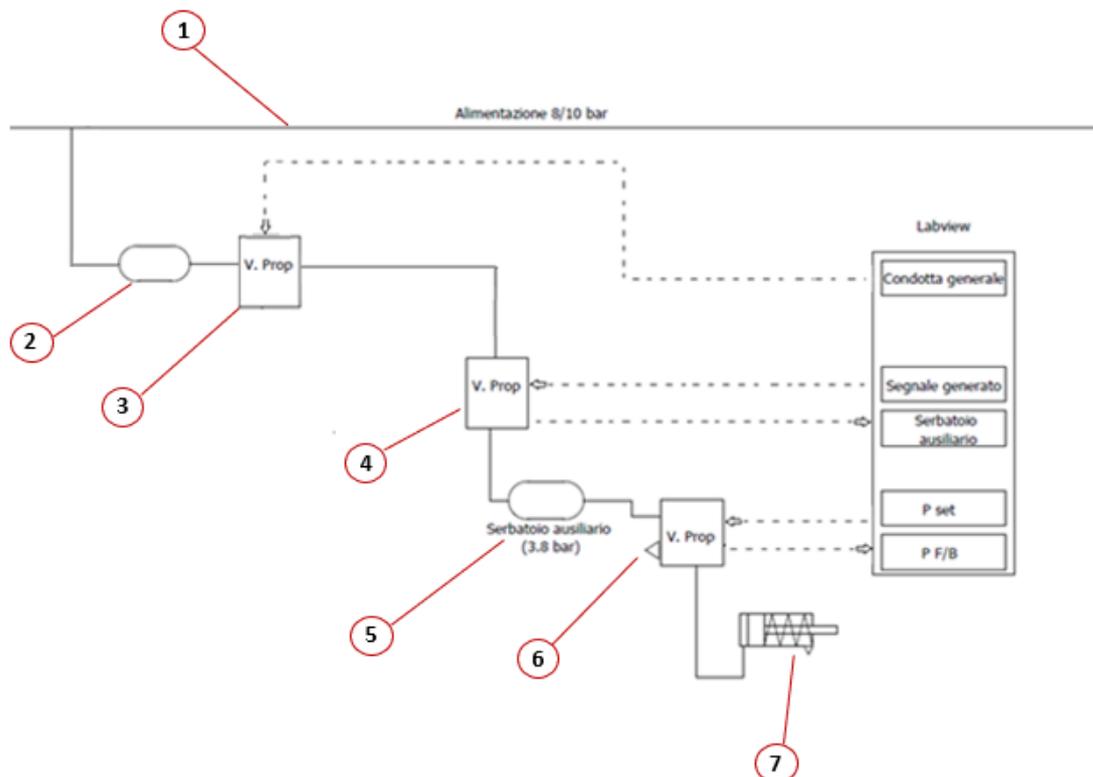


FIGURA 30: SCHEMA FUNZIONALE SISTEMA A BANCO

Facendo riferimento alla Figura 30, viene esposta la logica secondo cui è stato realizzato l'impianto e la tecnica di simulazione dei vari elementi principali. Il sistema frenante realizzato è chiaramente una versione semplificata, che ha lo scopo di riprodurre l'effetto dell'impianto reale e dei suoi componenti sul veicolo. Un compressore aspira aria dall'ambiente e la comprime fino ad una pressione di 8 bar, immettendola nella condotta di alimentazione dell'impianto generale (1), così facendo, il fluido si trova nelle stesse condizioni di pressione del serbatoio principale del sistema frenante originale, che è rappresentato dalla capacità (2). L'aria viene da lì prelevata, mediante opportuno collegamento flessibile, e immessa nell'impianto frenante del *Roller rig*. A questo punto, si rende necessaria la simulazione della condotta generale e del segnale di pressione che essa trasporta all'intero convoglio. È noto che la

pressione di regime nella condotta generale di un convoglio ferroviario, in condizioni normali di marcia, ossia quando il veicolo non è in frenatura, è pari a 5 bar [N1], per ottenere tale valore ci si serve di una elettrovalvola pneumatica proporzionale *SMC ITV0050 – 3BS* (3). Essa, ricevuta la pressione d'ingresso, regola la pressione d'uscita, imponendo, dunque, la pressione desiderata, in questo caso 5 bar. L'aria a valle della valvola attraversa un lungo tratto di tubo flessibile, che ha lo scopo di rappresentare la condotta generale dell'impianto frenante. La condotta deve alimentare il serbatoio ausiliario, il quale, nell'impianto reale, ha il compito di rifornire il cilindro-freno una volta posti in comunicazione dal distributore. Nel modello a banco, il serbatoio ausiliario è rappresentato dalla capacità (5), mentre il suo livello di pressione di regime, 3.8 bar, è controllata mediante l'elettrovalvola (4), identica alla precedente. Il distributore è sostituito da un'ulteriore elettrovalvola (6), che collega la capacità (5) alle relative pinze-freno, rappresentate, in questo schema funzionale, dall'attuatore pneumatico (7). Essendo un organo delicato, il comportamento della valvola tripla deve essere correttamente simulato. È difficile riprodurre il comportamento di un dispositivo così complesso attraverso una semplice elettrovalvola. La strategia adottata è quella di considerarlo una sorta di *black-box*, la quale a fronte di una legge di ingresso fornisce le corrispondenti uscite. Sulla base di precedenti studi reperiti in letteratura [18], è stata modellata una funzione di trasferimento, che lega la variazione di pressione della condotta generale, in seguito a manovre di frenatura, all'opportuno valore di pressione dell'aria in ingresso al cilindro-freno. La funzione è costruita tenendo conto dei punti notevoli riportati in Tabella 5 e presenta l'andamento in Figura 31.

<i>Pressione condotta generale p_{BP} (bar)</i>	<i>Diminuzione pressione Δp_{BP} (bar)</i>	<i>Pressione cilindro-freno p_{BC} (bar)</i>
5	0	0
4.51	0.49	0
4.5	0.5	0.6
3.5	1.5	3.8
0	5	3.8

TABELLA 5: PUNTI NOTEVOLI FUNZIONE TRASFERIMENTO

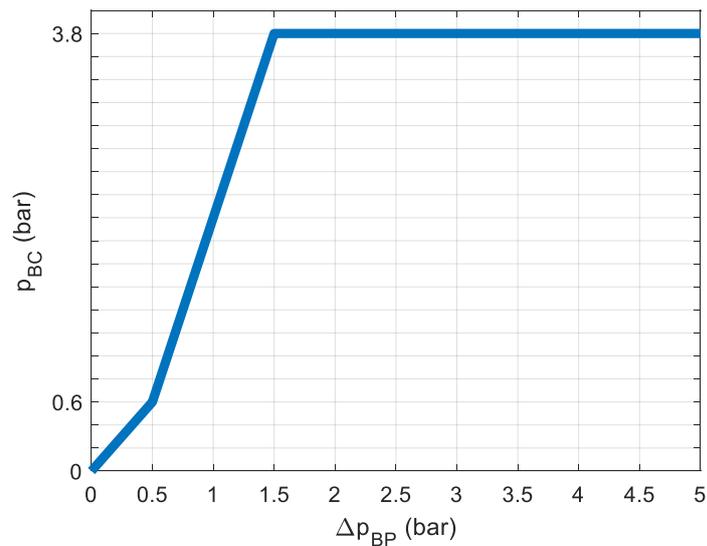


FIGURA 31: FUNZIONE TRASFERIMENTO DISTRIBUTORE

Per la sua realizzazione sono state seguite le indicazioni della norma [N1], essa indica il raggiungimento del valore di massima pressione al cilindro-freno, a seguito di una diminuzione di pressione in condotta di 1.5 bar. In seguito a rilievi sperimentali sul banco, è emerso che le pastiglie iniziano ad esercitare la loro azione di frenata sul disco ad una pressione di circa 0.6 bar. Dunque, a questo valore di pressione al cilindro-freno

è stato assegnato un valore di diminuzione di pressione in condotta di 0.5 bar. Determinati i punti notevoli della funzione di trasferimento, è stato scelto di modellare un andamento senza gradini, per garantire il riempimento progressivo della camera di spinta delle pinze-freno, la quale subisce un innalzamento di pressione non appena il segnale della pressione in condotta inizia a diminuire. Con questa procedura, appena viene dato il segnale di frenatura, si inizia a riempire la camera di spinta del cilindro-freno e si riproduce l'accostamento dei ceppi alle ruote, durante la prima fase della manovra.



FIGURA 32: SISTEMA REALIZZATO SU BANCO

Ovviamente, l'impianto frenante del *Roller rig* è diverso da un impianto reale: il banco prova non è provvisto di timoneria, che ha la funzione di amplificare la forza del cilindro-freno e di comandare i ceppi dello stesso carro. Inoltre, l'ulteriore differenza risiede nella tipologia di freno utilizzato: mentre i treni merci utilizzano normalmente freni a ceppi, il banco prova è equipaggiato con freni a disco, dal momento che lo stesso

potrebbe essere utilizzato, in futuro, anche per testare sistemi di antipattinamento (WSP), previa installazione di valvole digitali comandate in PWM.

4. Strategia di esecuzione prove e monitoraggio

L'obiettivo ultimo del presente elaborato è quello di realizzare delle manovre di frenatura, coerenti con le prescrizioni delle norme e con le leggi che regolano la dinamica longitudinale del convoglio, e testare, dunque, l'efficacia del sistema di monitoraggio e diagnostica. Per come è stato modellato il sistema, in questa fase preliminare dello studio, è stato scelto eseguire delle prove di frenata su una singola sala del banco, la sala 1, seguendo la numerazione trattata nel Capitolo 3, adottando una precisa strategia di controllo. La scelta è giustificata dalla volontà di non sovrapporre ulteriori problematiche ed elementi di incertezza; in fasi successive, sarà possibile svolgere, in maniera analoga, la frenatura di tutte le sale.

4.1 Moto del veicolo

Lo scopo dell'analisi è quello di simulare le manovre di frenatura di un veicolo reale sul *Roller rig*, al fine di testare il sistema frenante e il sistema di monitoraggio. Il moto di un veicolo generico può essere trattato sia dal punto di vista cinematico che dal punto di vista dinamico.

Per comprendere al meglio il fenomeno fisico che si cela dietro la manovra di frenatura, in prima battuta, si può fare una semplice analisi dell'equilibrio di una ruota durante la frenata, considerando un tipico freno a ceppi, come da schema in Figura 33.

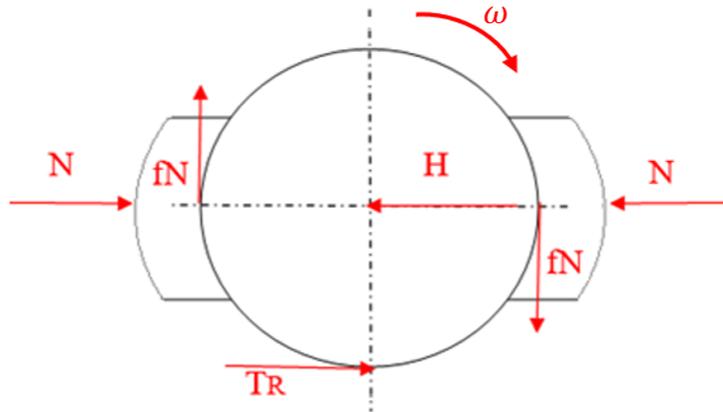


FIGURA 33: EQUILIBRIO DINAMICO RUOTA IN FRENATA

Nell'immagine è illustrato il diagramma di corpo libero della singola ruota, in cui:

- N è la forza normale fra ceppo e ruota, responsabile dell'azione frenante;
- TR è lo sforzo tangenziale, che la rotaia esercita sul cerchio della ruota;
- H è la reazione vincolare che la boccia esercita sull'asse;
- $f \cdot N$ è la forza tangenziale dovuta all'attrito tra ceppo e ruota, (è metà della forza frenante).

Alla forza frenante si contrappone proprio la forza tangenziale TR , dovuta al contatto ruota-rotaia, tale forza prende il nome di “aderenza”. Lo scopo è far sì che la forza frenante sia sempre minore della forza di aderenza, in modo tale da non incorrere nel fenomeno di bloccaggio della ruota durante la sua rotazione. Un inconveniente di questo tipo comporta una riduzione della forza frenante e un fenomeno di danneggiamento noto come *spiattellamento della ruota*, in seguito al quale, potrebbe essere compromessa la sicurezza dell'intero convoglio. Si può notare che la forza tangenziale TR è funzione del coefficiente di attrito e della forza normale, che, a sua volta, è funzione del peso del veicolo. Quando la ruota è bloccata, l'accoppiamento

ruota-rotai, che contraddistingue le condizioni normali di funzionamento, viene meno e risulta rimpiazzato da un moto di pattinamento. In tali condizioni, l'attrito, che prima era di natura statica, adesso diviene radente e la sua entità risulta minore del precedente. Ciò si ripercuote sul valore di forza frenante, la quale ha una riduzione di circa un quarto rispetto al valore massimo. Per tali ragioni, la manovra di frenatura è assistita da sistemi di antipattinamento (WSP).

Il calcolo del momento frenante è dovuto all'Equazione 12, inteso con r il raggio della ruota

$$M_f = \sum_{i=1,2} f_i \cdot N_i \cdot r \quad (12)$$

esso risulta pari alla reazione della ruota sul tracciato:

$$\sum_{i=1,2} f_i \cdot N_i \cdot r = T_R \cdot r \quad (13)$$

Estendendo il concetto all'intera sala, si può scrivere la seguente relazione:

$$\sum_{i,j} f_{i,j} \cdot N_{i,j} \cdot r = \sum_j T_{R,j} \cdot r \quad j = \text{lato} \quad (14)$$

Noto che

$$\sum T_R \leq f_a \cdot P \quad (15)$$

in cui P è il carico per asse, si arriva alla seguente espressione:

$$\sum f \cdot N \cdot r \leq f_a \cdot P \cdot r \quad (16)$$

con f ed f_a costanti. Il carico per asse P è variabile, ne segue che occorre adeguare N al suo valore: questo è possibile grazie al dispositivo vuoto-carico, trattato nel Capitolo 1.

Estendendo il ragionamento a tutte le sale del veicolo, si può studiare la dinamica dell'intero convoglio. A titolo esplicativo, si parte dall'equilibrio longitudinale del generico veicolo, supponendo che gli elementi di collegamento tra veicoli siano infinitamente rigidi, e si arriva a considerare l'interno convoglio come un unico corpo rigido in moto, soggetto alla decelerazione \ddot{x} .

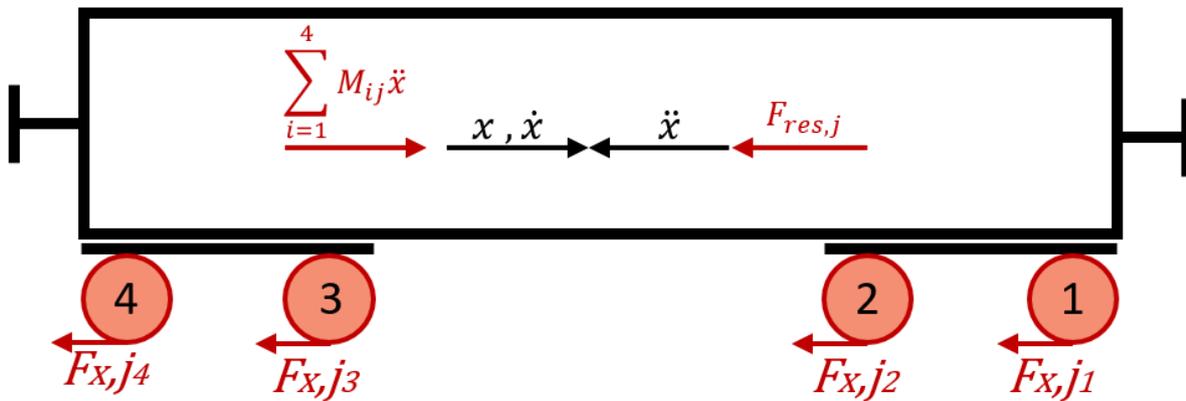


FIGURA 34: DIAGRAMMA CORPO LIBERO

In riferimento alla Figura 34, l'indice i si riferisce agli assi del carro in esame, mentre l'indice j indica proprio il veicolo esaminato, componente del convoglio; M_{ij} rappresenta il carico per asse del veicolo j -esimo, F_{res} è la forza resistente al moto, mentre F_x è la forza di contatto complessiva scambiata tra le ruote della sala e la rotaia. Alla luce di ciò è possibile esplicitare l'equazione di equilibrio:

$$\sum_{j=1}^{N_V} \sum_{i=1}^{N_{w,j}} F_{X,ji} = \sum_{j=1}^{N_V} \sum_{i=1}^{N_{w,j}} M_{,ji} \ddot{x} - \sum_{j=1}^{N_V} F_{res,j} \quad (17)$$

Per lo studio teorico, è stato ipotizzato di effettuare le prove su un tracciato privo di pendenze e curvature, inoltre, si è ritenuta trascurabile la resistenza aerodinamica, dunque, il termine F_{res} può essere considerato nullo. Un'ulteriore ipotesi riguarda il carico per asse e la forza scambiata con la rotaia: essi sono considerati identici per tutti gli assi, dunque risulta valida la seguente espressione:

$$F_X = M\ddot{x} \quad (18)$$

Effettuando l'equilibrio alla rotazione della sala, si può calcolare la forza F_x complessiva agente:

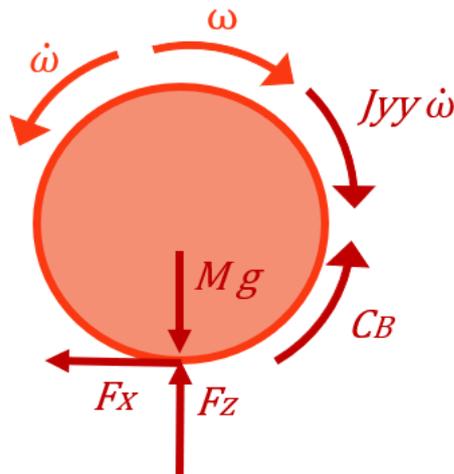


FIGURA 35: DIAGRAMMA CORPO LIBERO SALA

$$F_X = \frac{2}{d_w} (C_B - J_{yy}\dot{\omega}) \quad (19)$$

C_B è proprio la coppia frenante, J_{yy} rappresenta l'inerzia alla rotazione della sala, $\dot{\omega}$ è la decelerazione angolare della sala, sottoposta a frenatura, mentre d_w è il diametro della ruota della sala. In condizioni di perfetta adesione, la decelerazione longitudinale del veicolo può essere calcolata risolvendo l'equilibrio:

$$\dot{\omega} = \frac{2\ddot{x}}{d_w} \quad (20)$$

e dunque rendere esplicita \ddot{x} , effettuando la sostituzione della (20) nella (19):

$$\ddot{x} = \frac{2C_B d_w}{M d_w^2 + 4J_{yy}} \quad (21)$$

Sul sistema a banco, la coppia frenante è determinata in funzione della forza frenante, a sua volta misurata dalla cella di carico a S (Par. 3.2), mentre il carico agente sull'asse è misurato con la cella di carico a bottone (Par. 3.1.4). I parametri inerziali e geometrici della sala sono stimati a partire dal modello CAD e sono riportati in Tabella 6.

Grandezza	Valore
Inerzia alla rotazione J_{yy}	0.051 kg·m ²
Diametro della ruota d_w	184 mm

TABELLA 6: PARAMETRI SALA

Alla luce di queste considerazioni è possibile calcolare la decelerazione del veicolo \ddot{x} , che, per la strategia di similitudine adottata, risulta pari a quella del veicolo reale.

Dal punto di vista cinematico, partendo dal profilo di \ddot{x} , determinato dallo studio dinamico, è possibile determinare, per integrazioni successive i profili di velocità e di spazio percorso, che risulteranno scalati secondo la teoria di similitudine applicata:

$$\dot{x} = \int \ddot{x} dt \quad (22)$$

$$x = \int \dot{x} dt \quad (23)$$

Le condizioni di marcia sono ritenute sicure quando si ha una conoscenza certa dello spazio di arresto necessario a fermare l'intero convoglio in condizioni di frenata, soprattutto nelle moderne applicazioni, in cui si tende ad aumentare le velocità massime raggiunte dai veicoli. Chiaramente, come indicato dalla trattazione dinamica precedente, lo spazio d'arresto è funzione delle condizioni d'esercizio del veicolo, ma anche della linea su cui esso opera. Ogni convoglio sarà caratterizzato da una certa capacità frenante, grandezza che consente di valutare se lo stesso sarà in grado di arrestarsi nello spazio e nei tempi prefissati, partendo dalla velocità massima raggiungibile. La capacità totale del convoglio dipenderà dalle caratteristiche di ogni veicolo che lo costituisce.

La norma UIC [N1], inoltre, regola i tempi di frenata associati ad ogni regime di frenatura e tipologia di veicolo (Merci o Passeggeri), le caratteristiche di interesse nella trattazione in esame possono essere riassunte nella Tabella 7.

Regime di frenatura	Impiego	Tempo limite frenatura [s]	Tempo limite sfrenatura [s]
P	Treni passeggeri e merci con una velocità massima di regime pari a 120 km/h	3-5	15-20
G	Treni merci con una velocità massima di regime pari a 90 km/h	18-30	45-60

TABELLA 7: REGIMI DI FRENATURA

Per ogni regime di frenatura, tale capacità è rappresentata dal peso frenato, parametro costruttivo del veicolo, determinato per via sperimentale secondo le indicazioni della norma [N3]. La normativa in questione racchiude degli abachi in cui, dopo una lunga campagna sperimentale, si è arrivati ad ottenere una correlazione tra la velocità massima di marcia, lo spazio d'arresto e la percentuale di peso frenato λ , definita come:

$$\lambda = \frac{P_{frenato}}{P_{tot}} [\%] \quad (24)$$

dove P_{tot} è il peso totale del veicolo. Il calcolo si può estendere all'intero convoglio sommando i pesi frenati di ogni veicolo e i relativi pesi totali. Alla luce di ciò, in caso di frenante di emergenza, la frenatura avviene imponendo una decelerazione rapida e costante. In queste condizioni, lo spazio minimo di arresto può essere calcolato con gli abachi forniti dalla norma [N3]; un esempio di questi grafici è riportato in Figura 36.

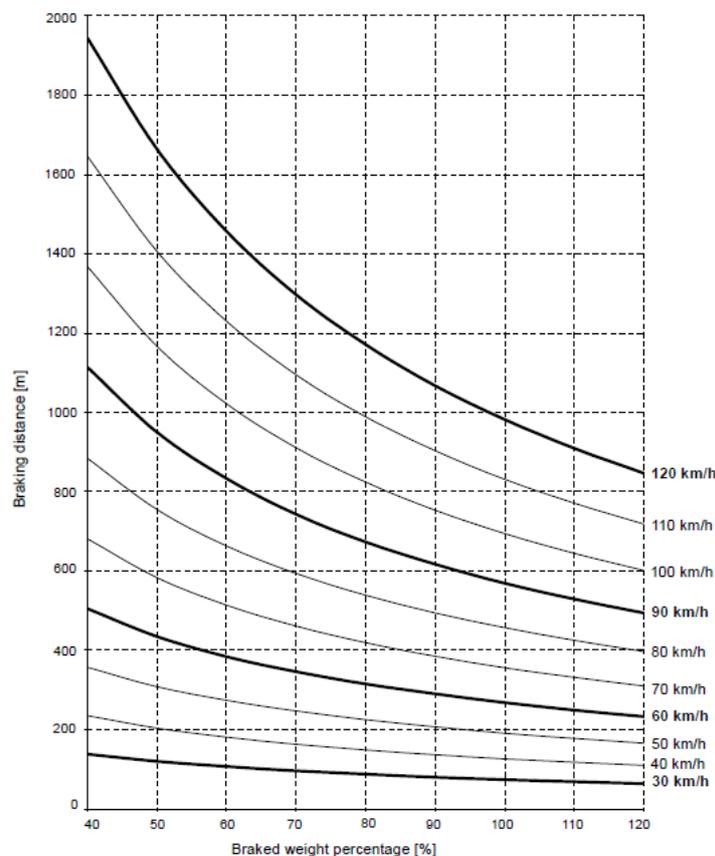


FIGURA 36: ESEMPIO ABACO: REGIME G, PENDENZA TRACCIATO 0% [N3]

In queste condizioni, lo spazio di frenata s risulta funzione della velocità massima raggiunta e della percentuale di peso frenata, oltre a dipendere dal regime di frenatura e dalla pendenza del tracciato:

$$s = f(V_{max}, \lambda) \quad (25)$$

Durante manovre di frenata generiche, secondo le indicazioni della norma [N3], si suppone che la velocità diminuisca secondo decelerazioni a_b costanti a tratti fino al suo completo annullamento. Lo spazio di frenata è calcolato sommando lo spazio percorso in ogni tratto a decelerazione costante. Mettendo in relazione l'andamento delle velocità del veicolo durante l'intera manovra di frenata e la relativa distanza percorsa, si ottengono le curve di frenata, Figura 37.

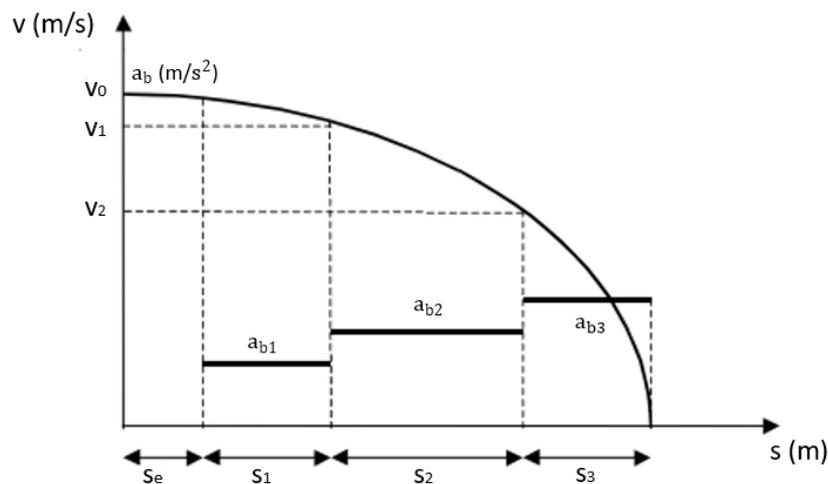


FIGURA 37: CURVA DI FRENATA [N3]

Tenendo conto di tutti questi aspetti, si è cercato di stimare lo spazio d'arresto del veicolo simulato, controllando la decelerazione dei rulli del banco prova e determinando le relative curve di frenata a partire da un certo valore di velocità iniziale.

4.2 Strategia di controllo banco

La strategia di controllo può essere sintetizzata nello schema in Figura 38.

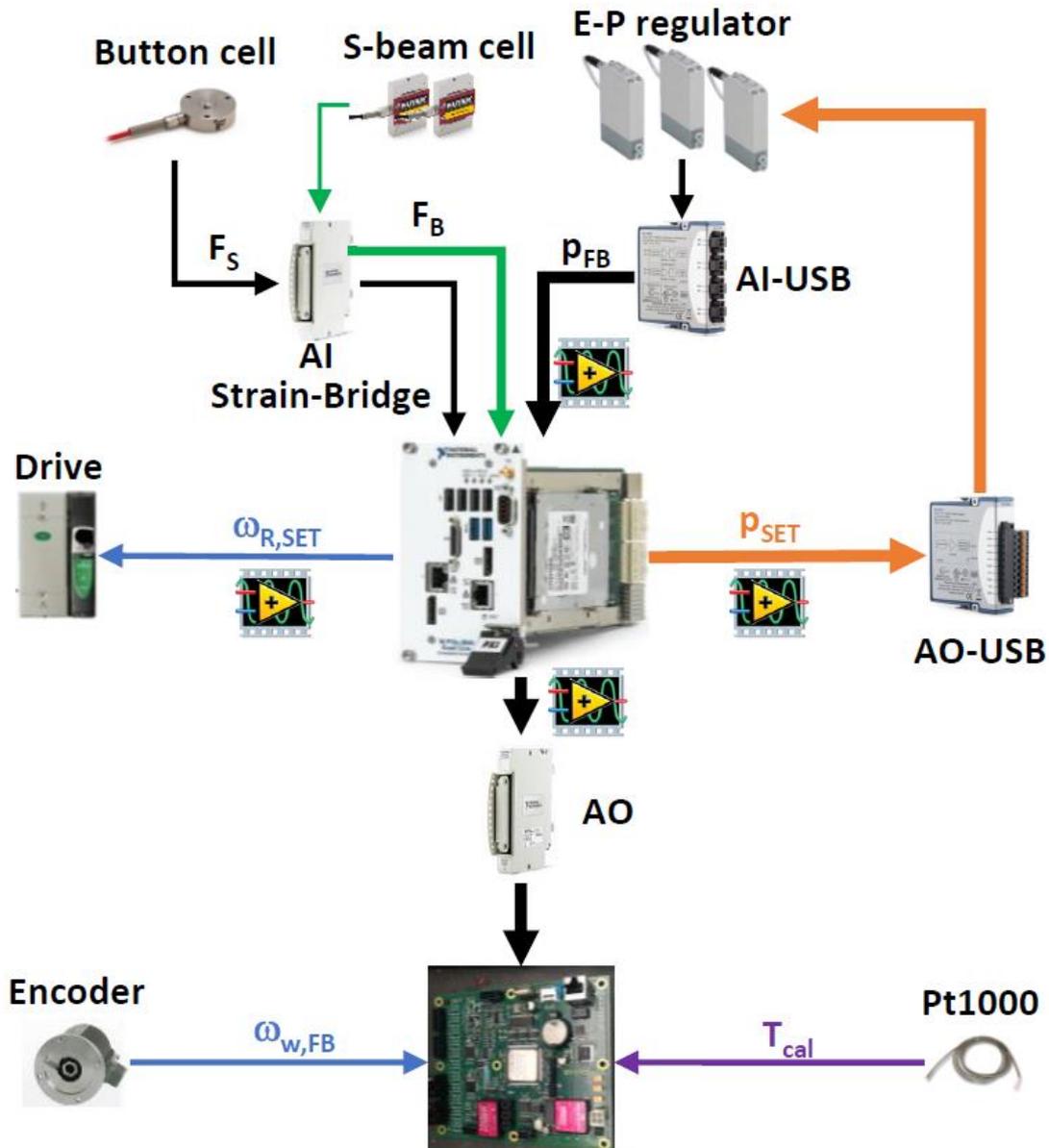


FIGURA 38: SCHEMA CONTROLLO

Il controllo del banco prova è reso possibile dall'impiego di un PC industriale NI PXIe-8840, all'interno del quale è stato sviluppato un software, detto Virtual Instrument (VI), in ambiente LabVIEW 2016, il cui pannello di controllo è riportato in Figura 39.

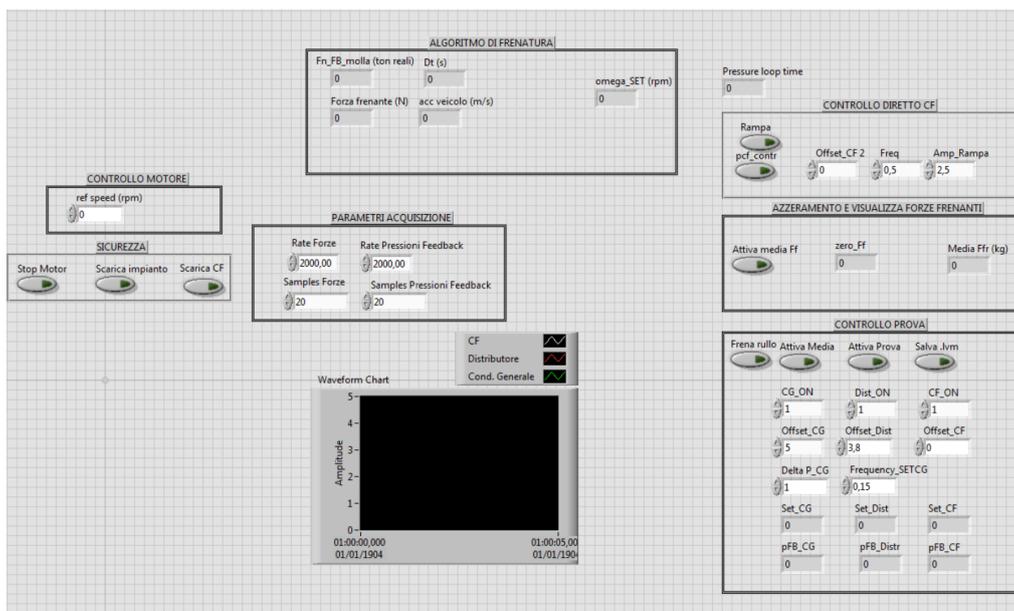


FIGURA 39: PANNELLO DI CONTROLLO VI

Si parte da una situazione iniziale, in cui l'impianto pneumatico presenta i seguenti valori di regime:

<i>Grandezza</i>	<i>Valore di pressione [bar]</i>
<i>Pressione condotta generale</i>	5
<i>Pressione serbatoio ausiliario</i>	3.8
<i>Pressione Cilindro-Freno</i>	0

TABELLA 8: VALORI INIZIALI

Dal pannello viene dato il comando di frenata, che consiste nell'imporre una diminuzione di pressione nella condotta generale, a seguito della quale, in relazione alla modellazione della funzione di trasferimento con cui è stato simulato il distributore (Figura 31, Capitolo 3), avverrà l'aumento della pressione nella camera di alimentazione delle pinze-freno e la loro attivazione. Il comando viene simulato

mediante una rampa decrescente che porta il valore di pressione nella condotta generale da 5 bar al valore imposto attraverso il pannello. Il set di pressione alle tre elettrovalvole proporzionali, simulanti gli organi principali del sistema frenante, viene imposto per mezzo di un modulo di output analogico NI-9263, mentre il segnale di feedback delle stesse viene acquisito attraverso un modulo di input analogico NI-9239, così facendo si ottiene un corretto controllo dei comandi in pressione, assicurandosi di simulare esattamente la manovra di frenatura desiderata. Le caratteristiche tecniche dei suddetti moduli sono raccolte nella Tabella 9.

<i>Modulo</i>	<i>Caratteristiche</i>
<i>Output analogico NI-9263</i>	<p>Numero canali: 4 canali</p> <p>Frequenza di campionamento: 100 kS/s/canale</p> <p>Aggiornamento: simultaneo</p> <p>Segnale in tensione: ± 10 V</p> <p>Corrente massima: ± 1 mA</p> <p>Risoluzione: 16 bit</p>
<i>Input analogico NI-9239</i>	<p>Numero canali: 4 canali</p> <p>Frequenza di campionamento: 50 kS/s/canale</p> <p>Aggiornamento: simultaneo</p> <p>Segnale in tensione: ± 10 V</p> <p>Corrente massima: ± 1 mA</p> <p>Risoluzione: 24 bit</p>

TABELLA 9: CARATTERISTICHE TECNICHE MODULI INPUT OUTPUT BANCO

Dovendo simulare il processo di frenata di un veicolo destinato al trasporto merci, si è tenuto conto del fatto che questo tipo di mezzi è equipaggiato con celle di pesatura, che modulano la forza frenante in base al valore di carico in esercizio. Questi elementi stimano il carico gravante sull'asse, misurando la forza agente su una delle 8 molle che costituiscono la sospensione primaria. Il banco prova è dotato di un'unica molla per ogni boccola, per tale ragione viene rilevata la forza normale agente sulla sala mediante la cella di carico a bottone, questa forza sarà rappresentante delle condizioni di carico simulate sul banco. Nota la massa m della sala, stimata attraverso il modello CAD, e l'accelerazione di gravità g , essendo F_s il valore letto dalla cella, si può calcolare il carico totale Q agente sull'asse mediante la relazione:

$$Q = 2F_s + mg \cos 72^\circ \quad (26)$$

in cui 72° è l'angolo di disposizione della sala 1 sul banco, come indicato dalla Figura 15 (Capitolo 3).

La forza frenante viene, invece, misurata attraverso le celle di carico a S installate sulla stessa sala. I segnali in forza sono acquisiti mediante un modulo di input analogico a ponte estensimetrico NI PXIe-4330, le cui caratteristiche tecniche sono illustrate nella Tabella 10.

<i>Modulo</i>	<i>Caratteristiche</i>
<i>Input analogico NI PXIe-4330</i>	<p>Numero canali: 8 canali</p> <p>Frequenza di campionamento: 25.6 kS/s/canale</p> <p>Aggiornamento: simultaneo</p> <p>Risoluzione: 24 bit</p>

TABELLA 10: CARATTERISTICHE MODULO NI PXIE-4330

Le celle rilevano i valori di forza frenante $F_{B,1}$ e $F_{B,2}$, rispettivamente sui lati destro e sinistro del banco; da questi, noto il raggio efficace di frenatura r_B , stimato durante la fase di calibrazione del banco, frutto di lavori precedenti, è possibile ricavare la coppia frenante come:

$$C_B = (F_{B,1} + F_{B,2}) \cdot r_B \quad (27)$$

I parametri caratteristici che permettono la risoluzione delle Equazioni (26) e (27), sono riportati in Tabella 11.

<i>Grandezza</i>	<i>Valore</i>
<i>Massa della sala m</i>	15.16 kg
<i>Accelerazione gravità g</i>	9.81 m/s ²
<i>Raggio efficace di frenatura r_B</i>	79.24 mm

TABELLA 11: PARAMETRI CARATTERISTICI

Ultima funzione gestita attraverso il VI è il controllo del motore. Per la simulazione della manovra di frenata, deve essere imposta una decelerazione progressiva dei rulli fino al loro arresto; quest'effetto è ottenuto attraverso il controllo del motore che li aziona. Il controllo è effettuato in modalità servo, mediante la seguente logica: viene prelevato dal banco prova il valore di velocità di rotazione dei rulli, mediante l'encoder di cui è provvisto l'albero motore; tale valore viene diminuito progressivamente, in maniera coerente con lo sforzo frenante applicato, secondo le relazioni caratterizzanti la dinamica longitudinale del veicolo, esposte mediante le Equazioni (27), (28), (29), (30) e (31). In modo particolare, si rileva il valore di forza frenante, mediante i sensori sopracitati, attraverso l'Equazione (27) si calcola la coppia frenante C_B , da questa si

risolve l'equilibrio alla rotazione della sala e si ottiene mediante le Equazioni (21) e (20) il valore di decelerazione angolare istantaneo della sala $\dot{\omega}$. Attraverso l'accoppiamento ruota sala-rulli si ottiene il relativo valore di decelerazione dei rulli. Per rendere più chiara la procedura, si suppone di trovarsi all'istante t_k dell'esecuzione della prova di frenata, identificando con $\dot{\omega}_k$ la decelerazione della ruota della sala, è possibile calcolare la decelerazione dei rulli relativa allo stesso istante, mediante la seguente relazione:

$$\dot{\omega}_{R,k} = \frac{2 \cdot \dot{\omega}_k}{d_w} \quad (28)$$

Nota la decelerazione, è possibile risalire alla velocità dei rulli, che deve costituire il segnale di riferimento per la logica di controllo. L'accelerazione è la derivata della velocità, dunque, noto il valore di velocità dell'istante precedente $\omega_{R,k-1}$, è possibile invertire il rapporto incrementale e ottenere la velocità $\omega_{R,k}$:

$$\omega_{R,k} = \omega_{R,k-1} - \dot{\omega}_{R,k}(t_k - t_{k-1}) \quad (29)$$

$\omega_{R,k}$ costituisce il segnale di set, istante per istante, per il Drive di controllo del motore.

L'entità dell'intervallo $(t_k - t_{k-1})$ dipende dal tempo di calcolo del ciclo di controllo implementato all'interno del VI, il quale esegue un'iterazione ogni 10 ms.

Dalla velocità della sala è possibile risalire alla velocità di avanzamento del veicolo reale, tenendo conto delle relazioni cinematiche e della similitudine adottata:

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

4.3 Sistema di monitoraggio

Il gruppo di ricerca di meccanica ferroviaria del Politecnico di Torino ha condotto negli anni uno studio mirato allo sviluppo di sistemi di monitoraggio da installare a bordo di veicoli ferroviari (*Onboard monitoring systems*). Questo tipo di sistemi si avvale di un'opportuna sensoristica per rilevare i segnali di interesse, successivamente esegue la loro elaborazione per rintracciare eventuali malfunzionamenti e comportamenti critici, ma anche fornire informazioni relative allo stato dei componenti così da programmare la loro manutenzione preventiva. Il sistema di acquisizione è stato sviluppato proprio a livello hardware, in modo da creare un'architettura ad hoc per i veicoli ferroviari, che garantisca una prestazione ottimale in tale campo di impiego. Si tratta, comunque, di sistemi costosi che giustificano la loro applicazione in veicoli in cui il costo di investimento è considerevole rispetto al costo del sistema di monitoraggio stesso, come ad esempio nei treni ad alta velocità in cui sono richieste elevate prestazioni, ma anche in veicoli meno performanti, magari soggetti a interventi manutentivi meno frequenti. Nei treni merci l'applicazione di un sistema del genere è resa difficoltosa dalla mancata alimentazione elettrica dei veicoli, dunque, è contemplato un utilizzo del sistema attraverso l'utilizzo di tecniche di *energy harvesting*. L'obiettivo principale nell'impiego di questi dispositivi è quello di aumentare lo standard di sicurezza e ridurre i costi relativi ai guasti, migliorando gli interventi di manutenzione, effettuandoli solo quando risultano necessari. Le criticità da sottoporre ad esame sono di natura dinamica come deragliamento, instabilità, eccessiva velocità in curva; ma anche problemi di danneggiamento a particolari componenti, come cuscinetti e ruote (spiattellamento) e altri tipi di fenomeni. Nel presente elaborato il sistema di monitoraggio è stato utilizzato per monitorare il sistema frenante del veicolo e l'esecuzione della manovra di frenatura.

4.3.1 Architettura sistema

La centralina di monitoraggio è stata incorporata in una singola scheda elettronica, che comprende un sistema di acquisizione multicanale a campionamento simultaneo, con campionamento e condizionamento segnale differenziati a seconda del segnale da acquisire (Accelerometro, Encoder, ecc.). La scheda è governata da un processore ARM7 a 32 Bit, che contiene un codice modificabile, che gestisce l'acquisizione dati ed il trasferimento degli stessi o mediante protocollo Modbus/IP oppure mediante rete CAN. La scheda contiene un supporto di archiviazione SD, utile per salvare i parametri caratteristici del veicolo o particolari situazioni anomale rilevate. L'elaborazione dei dati acquisiti è affidata ad un PC Embedded, collocato sulla linea di trasmissione dati; esso può gestire i dati provenienti da più schede. Nel caso reale, il veicolo viene strumentato con una serie di sensori alloggiati nella boccola; la centralina viene montata o in cassa o sul telaio carrello, effettuando gli opportuni cablaggi. Le centraline presenti sul convoglio necessitano di collegamento reciproco tramite una rete ethernet cablata o WiFi.

L'applicazione relativa al presente elaborato vede l'utilizzo di tale scheda nel monitoraggio di alcune grandezze caratteristiche durante la manovra di frenatura. Essa è alimentata da un modulo di alimentazione esterna ed è collegata in rete ad un normale PC tramite cablaggio ethernet, che esegue l'elaborazione dei dati attraverso un software appositamente sviluppato.



FIGURA 40: SCHEDA ELETTRONICA

Sono stati utilizzati diversi sensori che consentissero di controllare al meglio il banco e la manovra di frenatura, ma anche di rilevare le grandezze tipicamente prese in esame dagli algoritmi di monitoraggio.

Come già detto in precedenza, la manovra di frenata è simulata sulla sola sala 1; essa è equipaggiata con un encoder incrementale *ELAP REM470-1024-8/24-R-10-PP2* (1024 impulsi/giro), che rileva la posizione angolare della stessa e, dunque, la sua velocità di rotazione mediante derivazione numerica del segnale in post-processing. Riguardo il monitoraggio del sistema frenante e della manovra di frenatura, sono stati rilevati i segnali di pressione relativi alla condotta generale, al serbatoio ausiliario e al cilindro-freno, in questo caso rappresentato dalla pressione di alimentazione delle pinze-freno. La rilevazione di tali segnali è ottenuta mediante le tre valvole

proporzionali *SMC ITV0050-3BS*, che regolano la pressione in uscita nel range 0-9 V a fronte di un segnale in tensione da 0 a 10 V. Le suddette valvole sono quelle effettivamente utilizzate per la simulazione degli elementi dell'impianto, descritto nel Capitolo 3. Tutte e tre ricevono un segnale in ingresso (*set*), regolando la pressione a valle, secondo l'algoritmo implementato nel software di gestione, e rilevandone il valore effettivo (*feedback*), con un segnale di tensione nel range 1-5 V. Vengono acquisite due ulteriori grandezze: la forza normale agente sulla sala, mediante la cella di carico a bottone, e la temperatura del corpo pinza. La misura è effettuata grazie all'ausilio di due termoresistenze Pt1000, che possiedono un campo di funzionamento pari al range -50 °C - 300 °C, con un errore massimo sulla lettura di 1.2 Ω. Quest'ultima grandezza rilevata differisce dalla reale temperatura all'interfaccia pastiglia-disco (o ceppo-ruota), poiché risulterebbe difficile l'installazione dei sensori proprio nel punto di interesse. Esistono degli algoritmi, basati su modelli termici, che consentono di risalire al calcolo della stessa; in alternativa, possono essere usati dati sperimentali per la correlazione della temperatura del corpo pinza o della suola alle condizioni dell'impianto frenante.

La temperatura delle pastiglie o dei ceppi è una grandezza tipicamente monitorata nei veicoli ferroviari, in quanto, in base al proprio valore, può segnalare la presenza di anomalie di funzionamento del sistema frenante. Esistono, a riguardo, diversi algoritmi di diagnostica che si basano sulla conoscenza della suddetta temperatura, ad esempio quello proposto dal Prof. Bosso [23], che vede l'installazione di termocoppie di tipo J in prossimità della pinza-freno, o quello proposto dal Prof. Somà [25], che vede l'alloggiamento di una termoresistenza in una sede opportunamente ricavata nella suola. La soluzione di alloggiamento, adottata durante le prove che hanno riguardato la stesura del presente elaborato, è una via di mezzo tra i due esempi esposti: si è scelto di alloggiare una termoresistenza in prossimità del corpo pinza-freno, come si può evincere dalla Figura 41.

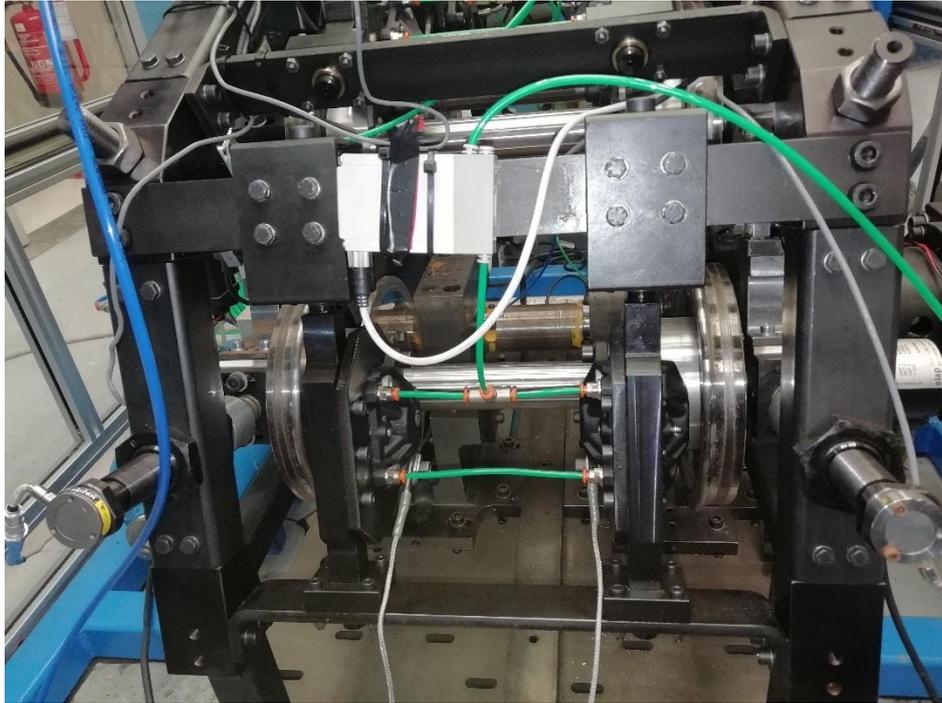


FIGURA 41: SENSORI DI TEMPERATURA

È stata anche precedentemente sottolineata la presenza di sensori di forza, quali le celle di carico a bottone e le celle di carico a S. Questo tipo di misure non sono tipicamente richieste dai sistemi di monitoraggio, tuttavia sono necessarie per la gestione e il controllo della manovra di frenatura.

4.3.2 Cablaggi e strategia acquisizione

La centralina deve essere collegata con i sensori mediante collegamenti cablati. I segnali provenienti dalle elettrovalvole e dalla cella di carico a bottone vengono indirizzati verso il modulo per output analogici NI-USB 9263. Prima di effettuare i collegamenti fisici, è stata effettuata una procedura di calibrazione per assicurarsi che ad opportuni ingressi, corrispondessero le uscite desiderate.

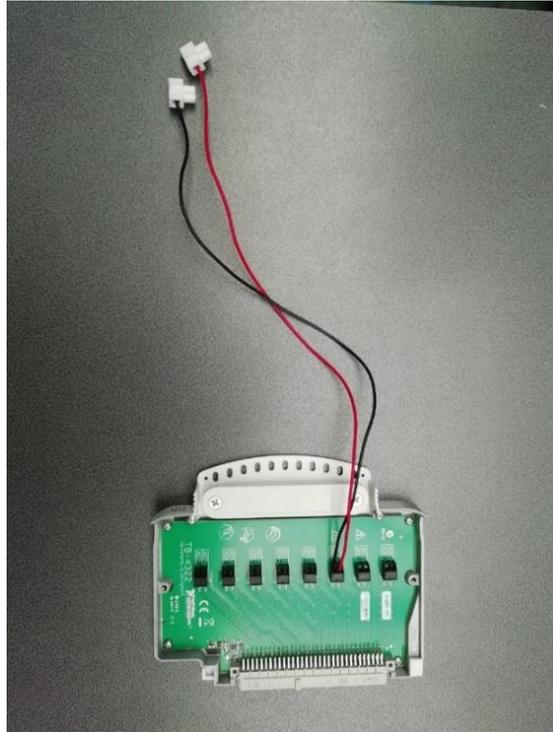


FIGURA 42: MODULO ANALOG-OUTPUT DURANTE TARATURA

La centralina, infatti, riceve segnali in tensione all'interno di un certo range di funzionamento. Alla luce di ciò, è stata costruita la caratteristica in tensione, che associa alle grandezze fisiche rilevate a banco il corrispondente valore di tensione. Conoscendo i limiti del campo di lavoro della centralina, è stata stabilita una corrispondenza lineare tra la grandezza rilevata e il relativo valore in tensione, attraverso la determinazione di un guadagno e un offset. I legami rintracciati sono rappresentati, per ogni parametro fisico d'interesse, dalle seguenti equazioni:

- pressione condotta generale

$$p_{CG,V} = 4 p_{CG,bar} - 18 \quad (31)$$

- pressione serbatoio ausiliario

$$p_{SA,V} = 3.33 p_{SA,bar} - 6.67 \quad (32)$$

- pressione cilindro-freno

$$p_{CF,V} = 3.33 p_{CF,bar} - 6.67 \quad (33)$$

- forza normale

$$F_{N,V} = 5 F_{N,ton} - 20 \quad (34)$$

Queste caratteristiche teoriche sono state inserite all'interno del software VI di LabVIEW, dove avviene la conversione dei segnali inviati alla centralina per mezzo del modulo analog-output. Prima di effettuare i collegamenti fisici, sono state condotte delle prove in modo da avere riscontro dell'effettiva corrispondenza tra i segnali in tensione e quelli rilevati a banco. Sono stati dati determinati valori, rispettivamente di pressione e di forza, sono stati calcolati i valori teorici attraverso le equazioni (31), (32), (33), (34) e sono stati rilevati, attraverso un multimetro, i valori letti dal modulo analog-output.



FIGURA 43: PROVA TARATURA

Le caratteristiche di taratura sono riportate nelle Figure 44, 45, 46, 47.

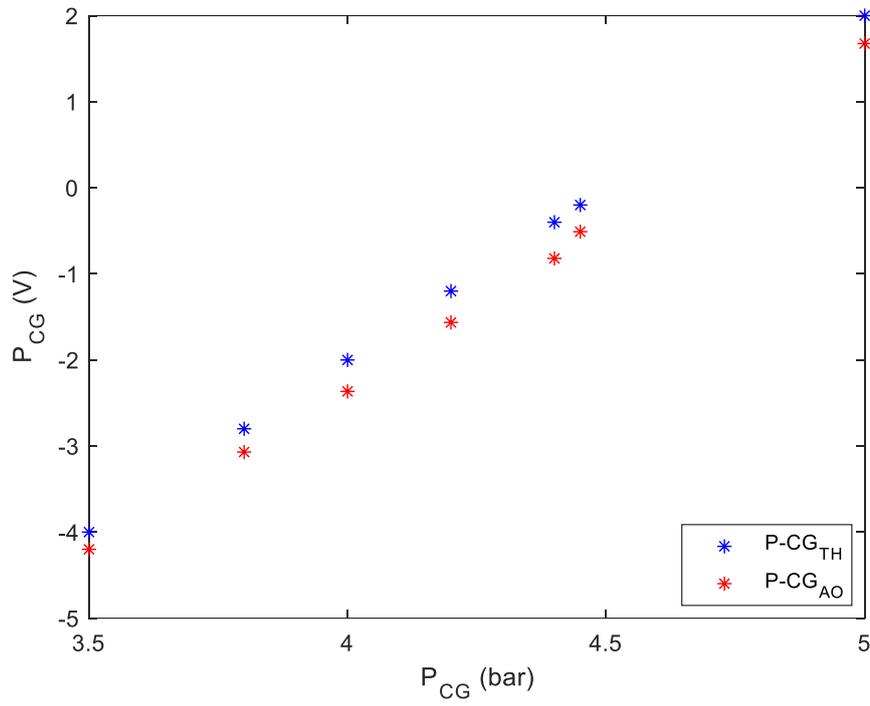


FIGURA 44: CURVA TARATURA PRESSIONE CONDOTTA GENERALE

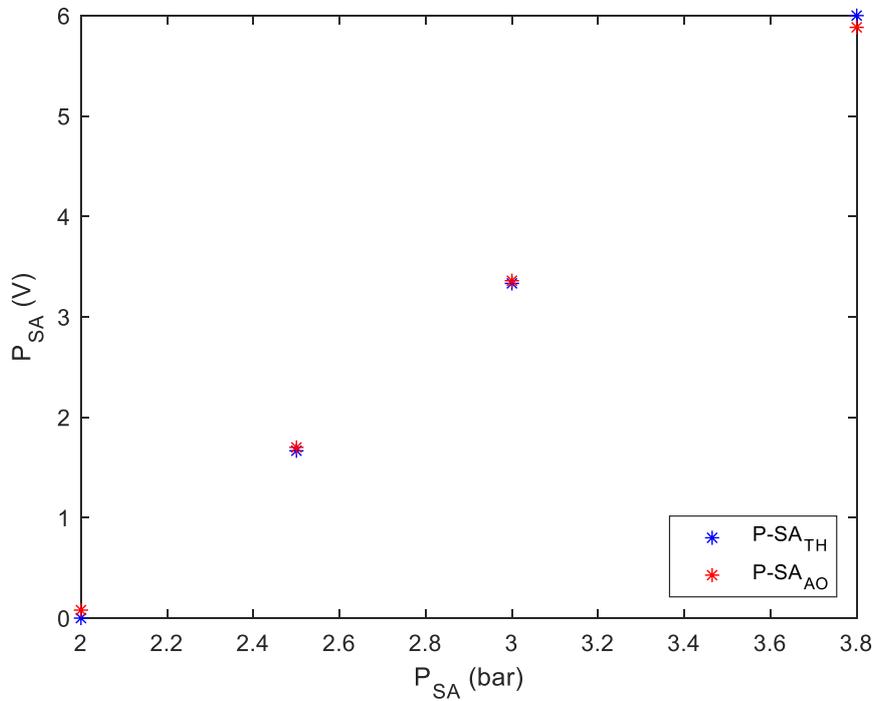


FIGURA 45: CURVA TARATURA PRESSIONE SERBATOIO AUSILIARIO (SCARICO SERBATOIO)

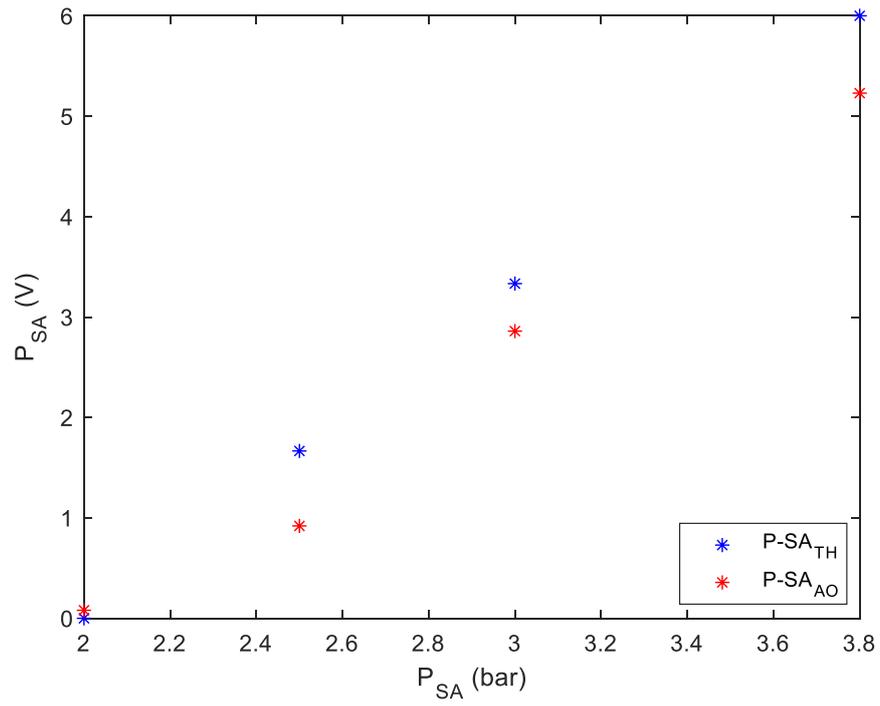


FIGURA 46: CURVA TARATURA PRESSIONE SERBATOIO AUSILIARIO (CARICA SERBATOIO)

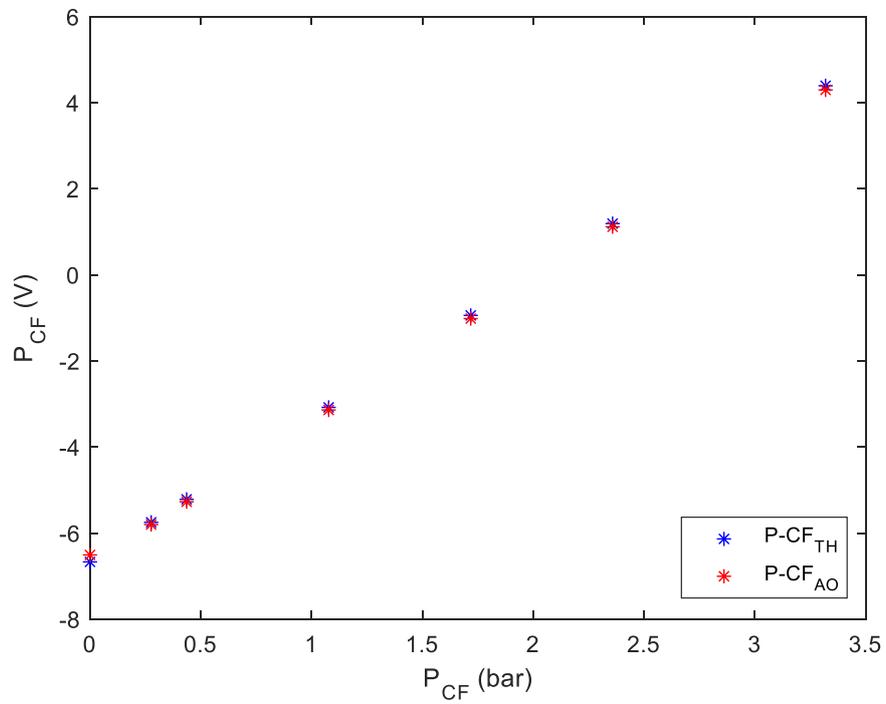


FIGURA 47: CURVA TARATURA PRESSIONE CILINDRO-FRENO

Per quanto riguarda la forza, è stata tenuta costante durante tutte le prove, dunque, il test ha rilevato la corrispondenza in Tabella 12.

<i>Forza Normale (kg)</i>	<i>Forza Normale Th (V)</i>	<i>Forza Normale AO (V)</i>
4.11	0.55	0.756

TABELLA 12: CARATTERISTICA TARATURA FORZA NORMALE

Una volta effettuata questa procedura, sono stati stabiliti i collegamenti cablati mediante un cavo a 8 poli, associando ad ogni grandezza fisica i colori indicati in Tabella 13.

<i>Grandezza</i>	<i>Canale</i>	<i>Colore Polo positivo</i>	<i>Colore Polo negativo</i>
<i>Pressione Cilindro-freno</i>	CH AO 0	Verde	Marrone
<i>Pressione serbatoio ausiliario</i>	CH AO 1	Giallo	Rosso
<i>Pressione Condotta generale</i>	CH AO 2	Grigio	Bianco
<i>Forza Normale</i>	CH AO 3	Rosa	Blu

TABELLA 13: CABLAGGIO ANALOG OUTPUT

Sulla sala è installato l'encoder che consente di risalire alla velocità di rotazione della stessa. Esso è dotato di un connettore a 7 pin, sui quali sono stati installati i fili di un cavo a 6 poli dotato di schermo. La vista dal lato saldatura può essere schematizzata

nella Figura 48, mentre i colori associati ad ogni connessione sono riportati in Tabella 14.

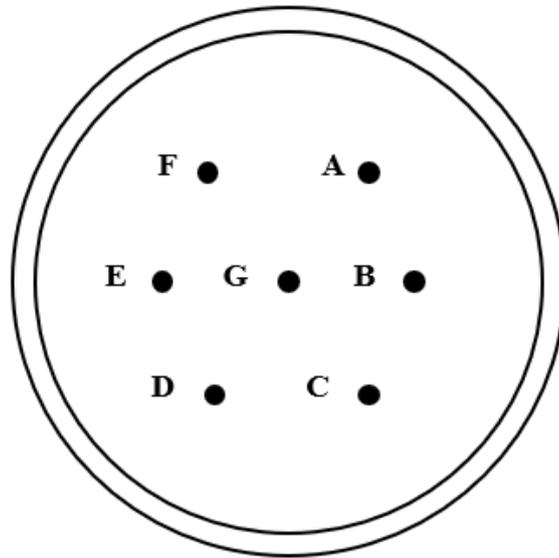


FIGURA 48: ENCODER

<i>Segnale</i>	<i>Pin</i>	<i>Colore</i>
<i>OUT A</i>	C	Bianco
<i>OUT B</i>	E	Verde
<i>OUT Z</i>	D	Giallo
<i>+ VDC</i>	F	Rosso
<i>GND</i>	A	Blu
<i>N.C.</i>	G	Schermo

TABELLA 14: COLORI FILI

Questi segnali, insieme a quelli provenienti dalle termoresistenze, vanno direttamente a collegarsi in centralina. Per esplicitare quest'ultima fase di cablaggio, ci si avvale dello schema funzionale della scheda elettronica e della numerazione degli ingressi dei Molex Connector di cui essa è dotata. Il collegamento può essere sintetizzato nella Tabella 15, con l'ausilio della Figura 49.

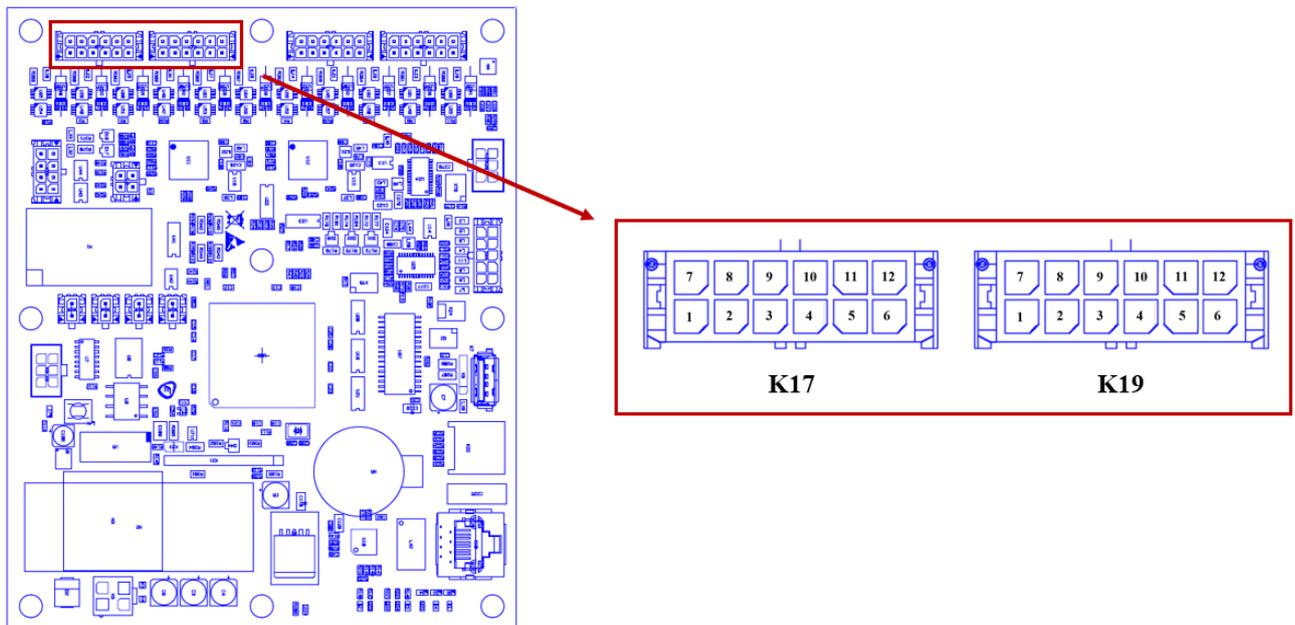


FIGURA 49: SCHEMA FUNZIONALE SCHEDA

K17		K19	
Numero	Grandezza	Numero	Grandezza
1	<i>Pressione Cilindro-Freno (Polo +)</i>	1	<i>Pressione Condotta generale (Polo +)</i>
2	<i>GND: Pressione Cilindro-Freno (Polo -)</i>	2	<i>GND: Pressione Condotta generale (Polo -)</i>
3	<i>Pressione serbatoio ausiliario (Polo +)</i>	3	<i>Forza normale (Polo +)</i>
4	<i>Encoder 1 A</i>	4	-
5	<i>Temperatura pastiglia lato destro (Polo +)</i>	5	<i>Temperatura pastiglia lato sinistro (Polo +)</i>
6	<i>Temperatura pastiglia lato destro (Polo -)</i>	6	<i>Temperatura pastiglia lato sinistro (Polo -)</i>
7	<i>Encoder 1 B</i>	7	-
8	-	8	-
9	-	9	-
10	-	10	-
11	<i>GND: Pressione serbatoio ausiliario (Polo -)</i>	11	<i>GND: Forza normale (Polo -)</i>
12	<i>Encoder Index</i>	12	-

TABELLA 15: COLLEGAMENTI CENTRALINA

I collegamenti lasciati vuoti rappresentano ingressi e uscite tipicamente utilizzate nelle condizioni di esercizio reali, ma che, ai fini delle prove condotte in questa trattazione, sono rimasti inutilizzati. I segnali delle due sonde termiche Pt1000, prima di essere

acquisiti, vengono filtrati mediante un filtro hardware passa-basso di tipo RC, con una frequenza di taglio di 50 Hz.

La strategia di monitoraggio può, infine, essere riassunta nella schematizzazione riportata in Figura 50. Attraverso il PC viene lanciato l'algoritmo di gestione dei segnali che arrivano alla centralina, disponendo il loro salvataggio. Al tempo stesso, viene avviata la prova sul banco, mediante il software di gestione VI di LabVIEW, e i sensori iniziano a rilevare le misure delle grandezze di interesse. Alla fine della prova, viene arrestata l'acquisizione dei segnali in centralina e si effettua l'analisi dei dati.

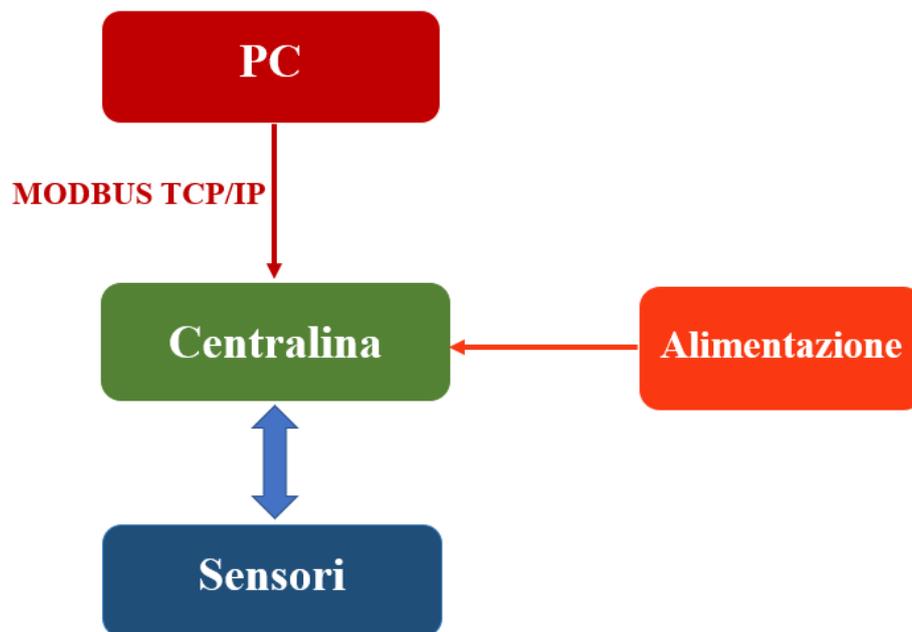


FIGURA 50: STRATEGIA COMUNICAZIONE

5. Esecuzione prove

La trattazione svolta finora è stata necessaria per arrivare all'esecuzione delle prove utili a verificare la correttezza della logica di simulazione della frenatura e, anche, l'efficacia dell'acquisizione dei segnali e della loro trasmissione alla scheda di monitoraggio che costituisce la centralina.

5.1 Prove eseguite

È stato scelto di eseguire tre prove di frenata, imponendo ai rulli una velocità iniziale corrispondente a 40 km/h di velocità di avanzamento su veicolo reale, nonché ad un regime di rotazione dei rulli pari a $n_R = 258 \text{ rpm}$. Partendo dalle condizioni di regime dell'impianto frenante, espone nel Paragrafo 4.2, è stata imposta una diminuzione della pressione in condotta Δp_{BP} , attraverso una rampa decrescente di pendenza k_{ramp} , facendo crescere la pressione al cilindro-freno fino ad un valore limite di saturazione p_{BC} , opportunamente correlato al delta di pressione in condotta. La pendenza della rampa k_{ramp} è stata scelta in maniera tale da garantire tempi di frenatura completa su un tipico veicolo reale, corrispondente ad un regime di frenatura G, in accordo alla norma [N1] e come già esposto nella Tabella 7, Paragrafo 4.1. La frenatura completa si ottiene, su veicolo reale, ottenendo una diminuzione di pressione in condotta generale pari a 1.5 bar e un aumento di pressione al cilindro-freno fino ad un valore pari a 3.8 bar. Il tempo, dunque, necessario per ottenere la frenatura totale, nonché per riempire il cilindro-freno, sarà indicato con $t_{1.5}$.

È sempre bene ricordare che il banco prova attraverso cui avviene la simulazione della dinamica del veicolo è in scala 1:5, dunque i tempi di frenata, e anche la pendenza della

rampa di diminuzione di pressione in condotta generale, dovranno essere adeguati alle esigenze del banco, secondo le relazioni dettate dalla similitudine di Jaschinski.

I tre test differiscono per il valore di questi tre parametri: per ogni prova, i suddetti valori sono riportati nella Tabella 16.

Prova	Δp_{BP} (bar)	p_{BC} (bar)	k_{ramp}		$t_{1.5}$ (s)	
			$k_{ramp,0}$	$k_{ramp,1}$	$t_{1.5,0}$	$t_{1.5,1}$
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

TABELLA 16: PARAMETRI CARATTERIZZANTI PROVA

Le grandezze caratterizzate dal pedice 0 sono quelle relative al veicolo reale, mentre quelle col pedice 1 sono quelle in scala.

Come si evince dalla Tabella 16, le prime due prove differiscono per il valore di Δp_{BP} in condotta e, dunque, di pressione massima p_{BC} raggiunta al cilindro-freno. Mentre, la prima e la terza prova sono condotte nelle medesime condizioni di pressione, variando la pendenza della rampa e, quindi, il tempo di frenata. Le Figure 51 e 52 mostrano rispettivamente l'andamento del Δp_{BP} e della p_{BC} in funzione del tempo. La Figura 51 illustra la variazione Δp_{BP} in funzione del tempo durante le tre prove, evidenziando le pendenze k_{ramp} scelte e i valori di saturazione della pressione in condotta. La Figura 52, invece, mostra l'andamento della pressione al cilindro-freno durante lo svolgimento della prima prova; le due curve sono state costruite riportando i valori di pressione al cilindro-freno letti in LabVIEW e quelli rilevati dalla centralina (ECU).

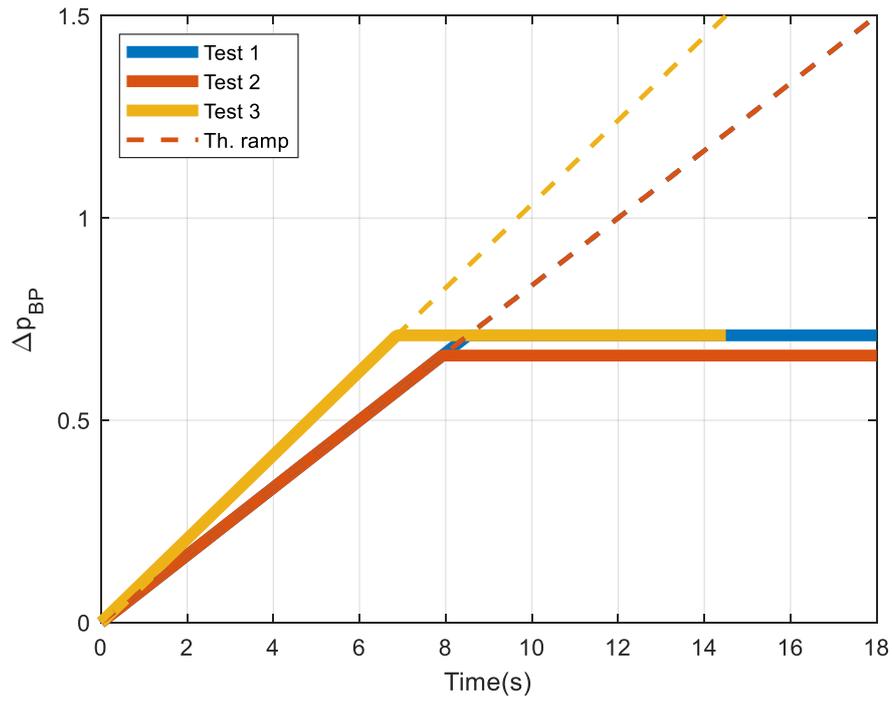


FIGURA 51: ANDAMENTO Δp_{BP} IN FUNZIONE DEL TEMPO NELLE 3 PROVE

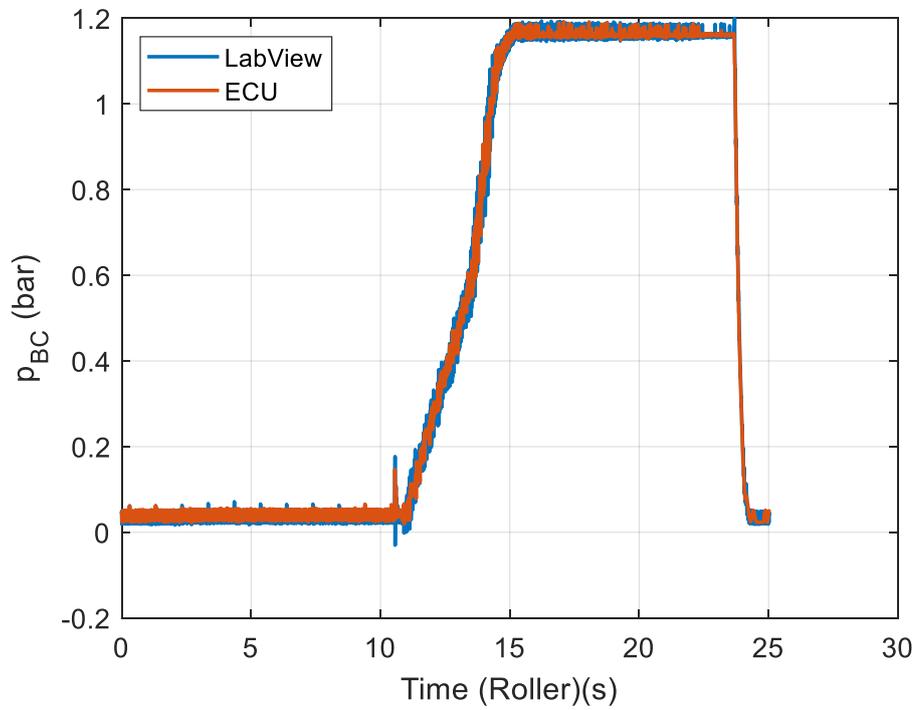


FIGURA 52: ANDAMENTO p_{BC} IN FUNZIONE DEL TEMPO PRIMA PROVA

La pressione al cilindro-freno è comandata in funzione del feedback di pressione in condotta, è chiaro, dunque, che vi siano inevitabili ritardi durante i test sperimentali e leggere differenze tra i valori di set e di feedback. Inoltre, come si può notare dalla Figura 52, vi è un picco iniziale poco dopo i 10 s; esso è un segnale di inizio prova che serve per il riallineamento dei segnali LabVIEW e della centralina in post-processing, ma non comporta forze frenanti tali da comandare la decelerazione dei rulli. Il segnale letto in centralina risulta meno rumoroso, perché le pressioni sono state acquisite in LabVIEW con una frequenza di 2000 Hz, mentre la versione attuale del firmware della centralina consente un campionamento massimo pari a 1000 Hz. Tuttavia, è già in corso un'opera di aggiornamento del suo firmware che consentirà di campionare segnali fino a una frequenza massima di 5000 Hz. I valori di pressione e quelli relativi alla coppia frenante sono ricavati dalle acquisizioni in LabVIEW, mentre la velocità di rotazione dei rulli viene calcolata dalla velocità angolare della sala 1 $\omega_{w,1}$, letta dalla centralina, chiaramente in scala. Le prove di frenatura sono eseguite garantendo sempre condizioni di buona adesione tra sale e rulli, dunque la velocità dei rulli si può calcolare attraverso la relazione rappresentata nell'Equazione 35.

$$\omega_R = \omega_{w,1} \frac{d_R}{d_w} \quad (35)$$

Si parte dalla condizione di regime del sistema frenante, viene portato il motore fino alla velocità di prova $n_R = 258 \text{ rpm}$. Una volta raggiunto anche il regime di rotazione del motore, si hanno le condizioni necessarie per far eseguire la prova. Si comanda, tramite il software VI implementato in LabVIEW, la diminuzione della pressione in condotta generale, con la pendenza scelta k_{ramp} , fino al valore di saturazione scelto. Attraverso la funzione di trasferimento con cui è stato modellato il distributore, viene comandato l'aumento di pressione al cilindro-freno dal valore minimo, ossia 0 bar, fino al valore massimo corrispondente al Δp_{BP} imposto in condotta. È evidente che la funzione di trasferimento è stata modellata in condizioni "statiche" di pressione in

condotta e al cilindro-freno. Durante le prove, la diminuzione di pressione nella condotta generale è repentina e continua, dunque la relazione non può essere seguita fedelmente a causa della dinamica delle tre valvole proporzionali utilizzate nella simulazione dell'impianto. La crescita di pressione al cilindro-freno comporta un aumento della forza e, dunque, della coppia frenante. In modo particolare, queste grandezze iniziano effettivamente a crescere nel momento in cui le pastiglie entrano in contatto con i dischi. Questo fenomeno si verifica nel momento in cui il livello di pressione al cilindro-freno raggiunge il valore di 0.6 bar. Progressivamente, in base al valore di coppia frenante, coerentemente alla logica di controllo scelta, si effettua la decelerazione dei rulli e quindi dalla sala 1, fino a simulare l'arresto totale del veicolo. La prova si può a questo punto ritenere conclusa, l'impianto frenante deve essere riportato nelle condizioni di regime per l'esecuzione di un nuovo test.

Sono riportati in Figura 53, a titolo esplicativo, gli andamenti nel tempo di tutte le grandezze precedentemente citate, secondo le condizioni di prova utilizzate durante la prova 3.

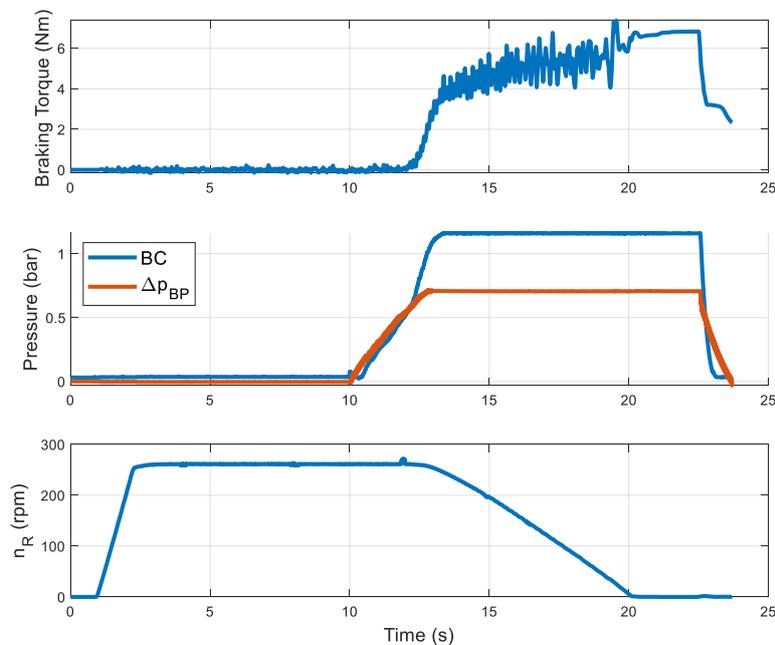


FIGURA 53: GRANDEZZE DURANTE LA PROVA 3

5.2 Risultati sperimentali

Le tre prove di frenata, rispettivamente eseguite nelle condizioni riportate in Tabella 16, hanno riportato un profilo di velocità del veicolo, in scala reale, del tipo riportato in Figura 54.

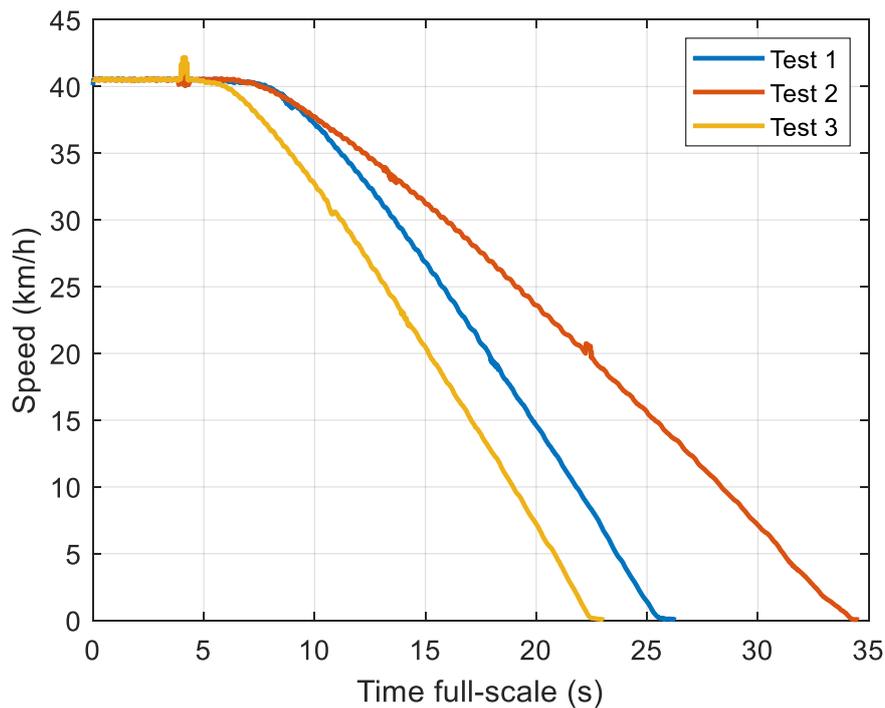


FIGURA 54: PROFILO DI VELOCITÀ PER OGNI PROVA

Sono state ricostruite, a partire da questi profili, le curve di frenatura secondo la norma [N3], come anticipato nel Capitolo 4, che riportano l'andamento della velocità del veicolo in funzione dello spazio percorso dallo stesso durante la manovra di frenatura, ossia lo spazio necessario per ottenere l'arresto del veicolo. L'encoder montato sulla sala 1 è in grado di rilevare l'entità della rotazione della stessa. Indicando con θ_w l'angolo di rotazione della suddetta sala, si può ricavare, nota la sua posizione angolare all'istante iniziale della manovra θ_{w0} , lo spazio di arresto x_V secondo l'Equazione 36.

$$x_V = 5 (\theta_w - \theta_{w0}) \frac{\pi}{180} \frac{d_w}{2} \quad (36)$$

L'andamento delle curve di frenatura per ogni prova è riportato in Figura 55.

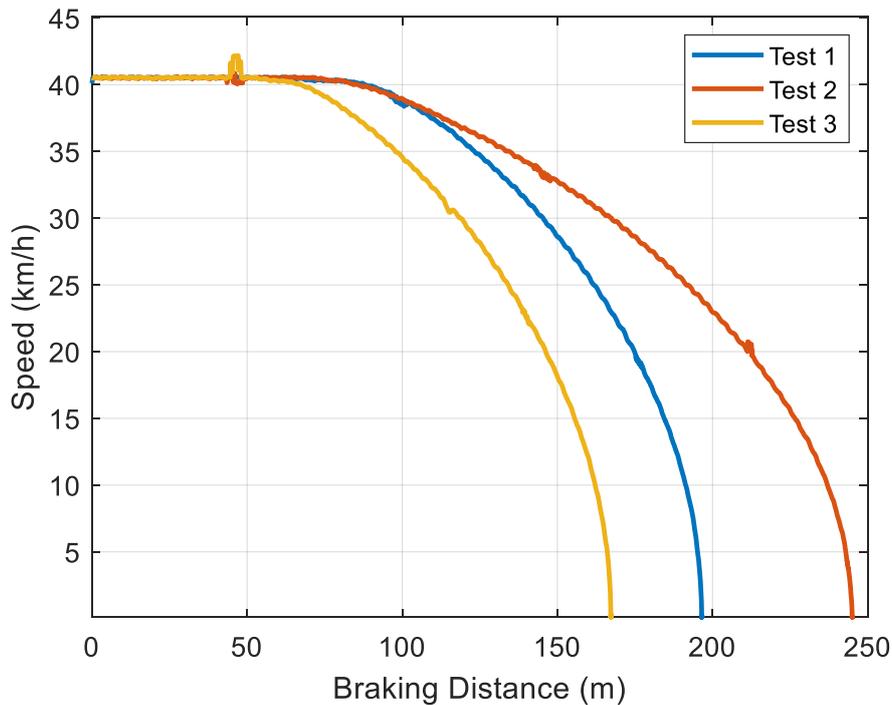


FIGURA 55: CURVE DI FRENATURA IN OGNI PROVA

Come già discusso in precedenza, la prova 1 e la prova 3 differiscono per la pendenza della rampa: la prova 1 è caratterizzata da una rampa più lenta rispetto a quella della prova 3. Come si può, dunque, notare dalle Figure 54 e 55, l'arresto nella prova 3 si raggiunge in un tempo più breve e in uno spazio di arresto minore, così come da aspettativa. Dall'analisi della Figura 54, dove sono riportati i profili di velocità, si nota che le curve sembrano mostrare un andamento quasi parallelo: questo può essere spiegato con il fatto che le due prove sono state condotte a parità di valori di saturazione delle pressioni e, di conseguenza, di forza frenante applicata. Ciò comporta un valore di decelerazione molto simile tra le due manovre, la cui leggera differenza può essere

giustificata da una ripetibilità non perfetta delle condizioni di prova ed errori numerici legati alla rilevazione del segnale di posizione angolare.

La prova 1 e la prova 2 differiscono, invece, per i valori di saturazione delle pressioni in condotta e nel cilindro-freno, ma con la medesima pendenza della rampa di diminuzione di pressione nella condotta generale; la differenza sostanziale quindi risiede nell'entità della forza frenante applicata. La seconda prova, infatti, è caratterizzata da un valore di saturazione della pressione al cilindro-freno minore rispetto a quello della prova 1: di conseguenza, la forza frenante presenta un modulo minore. Ciò incide sul tempo di frenata e sullo spazio di arresto, entrambi risultano, chiaramente, maggiori rispetto a quelli della prova 1, con una decelerazione inferiore in modulo.

Un'ulteriore osservazione può essere posta sull'andamento delle curve dovute alle prove 2 e 3. Le velocità sembrano crescere in alcuni istanti di tempo, nonostante la logica di controllo implementata ne impedisce l'aumento tra due cicli successivi. Questo fenomeno può essere giustificato dalla presenza di rumori elettrici che incidono sulla trasmissione dei dati, alterandoli. Un'ulteriore spiegazione può essere riscontrata negli errori di lettura degli impulsi dell'encoder da parte della centralina.

Naturalmente, questi sono semplicemente i primi test di messa a punto del banco e non hanno la pretesa di simulare a pieno la manovra di frenatura di un veicolo reale. Nella realtà, infatti, la diminuzione di pressione nella condotta generale non segue l'andamento di una rampa decrescente a pendenza costante, come dimostrano diversi studi presenti in letteratura [26], [27]. Come si può notare dal lavoro svolto dall'Università di Firenze [27], l'andamento delle pressioni non è lineare, pertanto la tecnica di simulazione scelta nel presente elaborato risulta semplificativa. In questa fase, inoltre, non è stato simulato il dispositivo di primo tempo, di cui si era fatto cenno nel Capitolo 1, che consente un riempimento più rapido della camera del cilindro-freno nei primi istanti di frenatura. Quest'aspetto può essere inglobato mediante opportune

modifiche nel software di controllo. In questa prima fase, era necessario verificare che il controllo sviluppato fosse in linea con il fenomeno fisico studiato, e che, quindi, a valori maggiori di diminuzione di pressione in condotta generale corrispondessero maggiori valori di pressione al cilindro-freno e, dunque, di forza frenante. Il tutto riscontrando una variazione coerente delle decelerazioni in gioco e delle altre grandezze cinematiche, anche in funzione della variazione della rapidità dei comandi.

6. Conclusioni

Concludendo, il presente elaborato si è basato sulla conduzione di un'attività sperimentale mirata ad apportare modifiche all'esistente *Roller rig* del Politecnico di Torino. Esso era già stato messo appunto per lo studio del problema del contatto ruota-rotaia, in modo particolare per l'analisi del fenomeno di adesione degradata. La parte che ha subito una notevole modifica, in quest'ulteriore fase di messa a punto, è stata l'impianto frenante. L'obiettivo era quello di modellare un sistema tale da simulare il comportamento di un impianto frenante di un veicolo reale, in modo particolare a quello che equipaggia, tipicamente, i carri merce e di monitorarlo per mezzo di un opportuno sistema di monitoraggio. Partendo dallo studio dei sistemi reali, è stata progettato e realizzato un impianto, che potesse in qualche modo riprodurre il comportamento degli organi principali dell'apparato reale. Gli elementi chiave di quest'ultimo risultano: la condotta principale, il distributore, il serbatoio ausiliario e il cilindro-freno. Essi sono stati simulati mediante l'impiego di tre elettrovalvole proporzionali, utili a regolare la pressione di valle in funzione di quella di monte; eccezion fatta per il distributore, il cui comportamento è stato simulato mediante la modellazione di una funzione di trasferimento che mette in relazione la diminuzione della pressione in condotta con l'aumento di pressione al cilindro-freno. Il monitoraggio dell'impianto ha lo scopo di verificare il corretto funzionamento durante le manovre di frenatura. La centralina dedicata a questo compito riceve i segnali di interesse, li elabora e invia segnali di allarme in caso di anomalie e malfunzionamenti. Quest'ultima funzione non è stata presa in esame nella presente attività, ci si è concentrati sulla corretta acquisizione dei segnali chiave da parte della stessa e sulla corretta simulazione della frenata del veicolo. Le grandezze poste in esame e, dunque, indirizzate alla centralina sono:

- i valori di pressione in condotta, serbatoio ausiliario e cilindro-freno;

- i valori di temperatura delle pinze-freno;
- la velocità di rotazione della sala;
- il carico gravante sull'asse.

La rilevazione dei suddetti valori è resa possibile dall'utilizzo di opportuna strumentazione. Le valvole proporzionali consentono di leggere le pressioni di interesse, le temperature sono rilevate da termoresistenze, installate in prossimità delle pastiglie, la velocità della sala è misurata con l'impiego di un encoder e il carico sull'asse è valutato attraverso l'impiego di una cella di carico a bottone, mentre di solito, a bordo del veicolo, tale misura è deputata alla cella di pesatura.

La manovra a banco è gestita mediante un software VI, appositamente sviluppato in ambiente LabVIEW per la realizzazione delle prove in oggetto. Il software consente di imporre una diminuzione della pressione in condotta generale fino ad un valore prefissato, in seguito al quale comanderà l'aumento della pressione al cilindro-freno e, quindi, della forza frenante. Sempre all'interno dello stesso programma, è presente un algoritmo di controllo che consente, a partire da un valore di riferimento di velocità, a sua volta calcolato in funzione della forza frenante, stimata a partire dalle misure delle celle di carico ad S di cui è provvisto il *Roller rig*, di imporre una decelerazione graduale dei rulli fino al loro arresto completo. La legge di diminuzione della pressione in condotta generale è stata simulata, semplificando l'andamento reale, mediante una rampa decrescente fino ad un valore di saturazione.

Le prove di simulazione, condotte in condizioni di perfetta adesione, hanno mostrato gli effetti sperati: l'inerzia del veicolo risulta ben simulata sull'asse dei rulli. Si può dedurre che il banco prova è un valido strumento per riprodurre le frenature di un veicolo reale. Si potrà, in futuro, aumentare l'efficacia delle simulazioni, apportando opportune modifiche al banco. Queste migliorie potranno essere di carattere costruttivo, sostituendo i freni a disco sulle sale con i freni a ceppi, provvedendo alla realizzazione di un sistema di amplificazione della forza frenante che possa in qualche

modo rappresentare l'effetto della timoneria dei carri merce. Riguardo il monitoraggio, si può pensare di acquisire in centralina il segnale di velocità dei rulli, in modo da renderlo indipendente da quello delle sale e studiare gli effetti della manovra di frenatura anche in condizioni di adesione non perfetta.

Sarebbe interessante, inoltre, condurre test sperimentali partendo da condizioni di velocità e di pressione nell'impianto, rilevate direttamente da prove in linea su veicolo reale, oltre che testare gli algoritmi di diagnostica già implementati in centralina riproducendo a banco tipiche condizioni di guasto.

Potrebbe inoltre essere affinata la correlazione tra la forza frenante e l'aumento della pressione al cilindro-freno con prove mirate ad ottenere il legame tra le due grandezze fornite a banco.

Bibliografia

- [1] – S. Iwnicki, “Handbook of railway vehicle dynamics”, 2006
- [2] – L. Di Stefano, V. Vullo, L. Cantone, “Analisi dinamica di treni merci lunghi equipaggiati da un innovativo sistema frenante”, 2008
- [3] – Ministero dei trasporti, “Descrizione del freno continuo automatico sistema «Breda» e prescrizioni generali sulla sua utilizzazione”, 1964
- [4] – E. Crescentini, “Sviluppo di un codice di simulazione dinamica per lo studio di treni merci di futura generazione”, PhD Thesis 2007
- [5] – D. Sanzari, “Un modello di guida per la simulazione dei sistemi ferroviari con segnalamento a blocco mobile hard wall e soft wall”, PhD Thesis 2015
- [6] – N. Bosso, N. Zampieri, A. Gugliotta, “A modular monitoring system for onboard vehicle diagnostic”, 2016
- [7] – A. Mazzù, L. Provezza, N. Zani, C. Petrogalli, A. Ghidini, M. Faccoli, “Effect of shoe braking on wear and fatigue damage of various railway wheel steels for high speed applications”, 2019
- [8] – J. Harušinec, A. Suchánek, P. Šťastniak, P. Strážovec, “Brake actuator optimization of the brake test stand as a tool for improvement railway safety”, 2018
- [9] – J. Harušinec, A. Suchánek, M. Loulová, P. Strážovec, “Design of a device to simulate environmental influences on the course of brake tests”, 2017
- [10] – Z. Wang, J. Han, J. P. Domblesky, Z. Li, X. Fan, X. Liu, “Crack propagation and microstructural transformation on the friction surface of a high-speed railway brake disc”, 2019

- [11] – N. Bosso, A. Gugliotta, M. Spiriyagin, A. Somà, “Mechatronic Modeling of Real-Time Wheel-Rail Contact”, 2013
- [12] – R. Conti, E. Meli, A. Ridolfi, “A full-scale Roller rig for railway vehicles: multibody modelling and Hardware In the Loop architecture”, 2016
- [13] –A. Jaschinki, H. Chollet, S. Iwnicki, A. Wickens, J. Von Wurzen, “The Application of Roller Rigs to Railway Vehicle Dynamics”, 1999
- [14] – N. Bosso, A. Gugliotta, N. Zampieri, “Banco Prova Multisala per Prove di Aderenza”, 2015
- [15] – N. Bosso, A. Gugliotta, N. Zampieri, “A Test Rig for Multi-Wheelset Adhesion Experiments”, 2016
- [16] – N. Bosso, A. Gugliotta, M. Magelli, N. Zampieri, “Experimental Setup of an Innovative Multi-Axle Roller Rig for the Investigation of the Adhesion Recovery Phenomenon”, 2019
- [17] – A. Jaschinski, “On the application of similarity laws to a scaled railway bogie model,” 1991.
- [18] – L. Cantone, E. Crescentini, P. Salvini, R. Verzicco, V. Vullo, “Sviluppo e validazione di un modello fluidodinamico per la simulazione della condotta generale di un convoglio ferroviario”, *Ingegneria Ferroviaria* vol. 1, 2007
- [19] – L. Cantone, E. Crescentini, P. Salvini, R. Verzicco, V. Vullo, “Modello numerico per lo studio della manovra di sfrenatura”, *Ingegneria Ferroviaria* vol. 7/8, 2007
- [20] – L. Cantone, A. Ottati “Effetto delle condizioni di esercizio sulla dinamica longitudinale dei treni merci lunghi”, 2014
- [21] – N. Bosso, N. Zampieri, “Long train simulation using a multibody code”, 2017

[22] – N. Bosso, A. Gugliotta, N. Zampieri, “Innovative Monitoring Systems for Onboard Vehicle Diagnostics”, 2016

[23] – N. Bosso, A. Gugliotta, N. Zampieri, “Design and testing of an innovative Monitoring Systems for Railway Vehicles”, 2018

[24] – N. Bosso, A. Gugliotta, N. Zampieri, “A modular monitoring system for onboard vehicle diagnostic”

[25] – A. Somà, M. Aimar, A. Zanardelli, "Experimental data measured with an onboard Unit for condition monitoring of freight wagons." *Ingegneria Ferroviaria* 72 (7-8):547-567, 2017

[26] – L. Cantone, D. Negretti, A. Palazzolo, R. Karbstein, "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, 2009

[27] – L. Pugi, A. Palazzolo, D. Fioravanti, "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. doi: 10.1243/09544097jrtr118, 2008

[28] – L. Cantone, “TrainDy: the new Union Internationale des Chemins de Fer software for freight train interoperability”, 2010

Norme

[N1] – UIC 540 “Brakes – Air Brakes for freight train and passengers train”

[N2] – UIC 541-3 “Brakes – Regulations concerning manufacture of the different brake parts”

[N3] – UIC 544-1 “Brakes – Braking power”

Immagini

[I1] “World History Archive”

