

POLITECNICO DI TORINO

---

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

A.A. 2024/2025

Tesi di Laurea Magistrale

**Studio di tecniche numeriche per la  
simulazione della frenatura  
pneumatica di convogli ferroviari**

Modello numerico dell'impianto frenante a singola condotta



**Politecnico  
di Torino**

**Relatore**

Prof. Nicola Bosso

**Correlatori:**

Prof. Nicolò Zampieri

Ing. Matteo Magelli

---

**Laureando**

Lorenzo Amendola

Luglio 2025





# Sommario

La tesi ha come obiettivo quello di studiare e modellare il comportamento del sistema di frenatura pneumatica nei convogli ferroviari, concentrandosi in particolare sui freni automatici ad una condotta per treni merci, secondo lo standard UIC. Dopo una panoramica storica e tecnica sui principali sistemi frenanti ferroviari, viene analizzata in dettaglio l'architettura dell'impianto pneumatico, mettendo a confronto le configurazioni UIC e AAR. Successivamente, viene presentata un'analisi approfondita dello stato dell'arte dei modelli numerici di impianti pneumatici esistenti, mantenendo il paragone tra i due standard sopracitati. Infine, viene sviluppato un nuovo modello numerico della condotta generale, basato sull'analogia coi circuiti elettrici. Nello specifico, sono state sviluppate due versioni differenti, che utilizzano un diverso parametro per la resistenza; entrambe consentono di risolvere le equazioni differenziali che descrivono la fluidodinamica dell'aria. In relazione a quello, sono stati sviluppati sottomodelli di alcune componenti chiave dell'impianto, ossia dei distributori e dei cilindri freno. Il modello, compreso delle sue sottoparti, è stato implementato in ambiente MATLAB<sup>®</sup>. I risultati delle simulazioni, ottenuti su un convoglio merci di riferimento, evidenziano il comportamento del sistema in differenti scenari di frenatura e sfrenatura, mettendone in luce i limiti e le criticità legate alla lunghezza del treno e all'assenza di alimentazione elettrica. Inoltre, viene presentata un'analisi della convergenza del modello, per provarne la sua stabilità. La validazione - svolta parallelamente ad un'analisi parametrica ed effettuata con dati sperimentali presenti in letteratura - ha consentito di correggere e perfezionare il modello stesso.

# Abstract

The aim of this thesis is to study and model the behavior of the pneumatic braking system in railway trains, focusing in particular on the single-pipe automatic brakes for freight trains, according to the UIC standard. After a historical and technical overview of the main railway braking systems, the architecture of the pneumatic system is analyzed in detail, comparing the UIC and AAR configurations. This is followed by an in-depth analysis of the state of the art of existing numerical models of pneumatic systems, maintaining the comparison between the two aforementioned standards. Finally, a new numerical model of the main brake pipe is developed, based on the analogy with electrical circuits. Specifically, two different versions are created, each using a different parameter for resistance; both allow for solving the differential equations that describe air fluid dynamics. In connection with this, sub-models of key system components—namely distributors and brake cylinders—are developed. The model, along with its sub-components, is implemented in MATLAB<sup>®</sup>. Simulation results, obtained on a reference freight train, highlight the system's behavior in different braking and releasing scenarios, emphasizing its limitations and critical aspects related to train length and the absence of electrical power supply. Additionally, a convergence analysis is presented to assess the model's stability. The validation process - carried out alongside a parametric analysis and performed using experimental data available in the literature - allowed for the correction and refinement of the model itself.

# Indice

<b>Elenco delle figure</b>	VIII
<b>Elenco delle tabelle</b>	XII
<b>1 Introduzione</b>	1
<b>2 Freno ferroviario</b>	4
2.1 Impianto pneumatico . . . . .	5
2.1.1 Standard UIC . . . . .	8
2.1.2 Standard AAR . . . . .	17
2.2 Freni a ceppi, freni a disco e timoneria . . . . .	22
2.3 Potenza di frenatura . . . . .	26
<b>3 Modelli di freno automatico</b>	28
3.1 Modelli empirici . . . . .	29
3.2 Modelli fluidodinamici . . . . .	33
3.2.1 Modelli fluidodinamici per lo standard nord americano . . . . .	34
3.2.2 Modelli fluidodinamici per lo standard europeo . . . . .	42
3.2.3 Modelli fluidodinamici per altri standard . . . . .	48
3.3 Calcolo della forza frenante . . . . .	50
3.4 Legame con i modelli LTD . . . . .	53
<b>4 Simulazione della frenatura pneumatica</b>	59
4.1 Software e risoluzione delle equazioni differenziali . . . . .	59
4.2 Modello implementato . . . . .	63
4.2.1 Modello della condotta generale . . . . .	64
4.2.2 Modello del distributore . . . . .	69
4.2.3 Modello del cilindro freno . . . . .	72
<b>5 Risultati e analisi</b>	76
5.1 Risultati principali . . . . .	76
5.2 Analisi della convergenza . . . . .	85
<b>6 Validazione del modello</b>	88
6.1 Validazione del modello della condotta generale . . . . .	89
6.2 Validazione del modello del cilindro freno . . . . .	102

<b>7</b>	<b>Sviluppi futuri</b>	112
<b>8</b>	<b>Conclusioni</b>	120
<b>A</b>	<b>Standard UIC sui freni</b>	122
<b>B</b>	<b>Dati delle prove di validazione</b>	124
	<b>Bibliografia</b>	127

# Elenco delle figure

1.1	Quota modale (% rispetto alle tonnellate/chilometri) del trasporto di merci su rotaia in UE rispetto al trasporto totale di merci nell'entroterra (composto da strada, rotaia e corsi d'acqua interni) nel 2023. Fonte: EUROSTAT (codice dati online: tran_hv_frmod) . . . . .	2
2.1	Collegamenti di una valvola tripla. Fonte: "Freight train air brake models" di Wu et al., 2021 . . . . .	7
2.2	Sistema frenante automatico ad 1 condotta. Adattato da: "An approach for simulating the air brake system of long freight trains based on fluid dynamics" di Ge et al., 2022 . . . . .	9
2.3	Schema di un distributore. L'elemento <i>vr1</i> è un rubinetto di intercettazione, gli elementi <i>nr1</i> e <i>nr2</i> sono valvole di non ritorno. . . . .	12
2.4	Diagramma di frenatura (a sinistra) e sfrenatura (a destra) rapida per freno "tipo Merci" e "tipo Viaggiatori", rappresentate come andamento della pressione nel cilindro freno. Fonte: "Organizzazione e tecnica ferroviaria", di Vicuna, 1986 . . . . .	14
2.5	Schema di un relè alimentatore 1/1. 1- Corpo del relè; 2- Valvola (con molla interna); 3- Foro di riequilibratura; 4- Diaframma di tenuta; 5- Stantuffo otturatore; Anelli di tenuta non segnati. Adattato da: "Sviluppo di un codice di simulazione dinamica per lo studio di treni merci di futura generazione", di Crescentini, 2007 . . . . .	16
2.6	Rubinetto di comando nord americano o "automatic brake valve 26C". Fonte: "A train air brake force model: locomotive automatic brake valve and brake pipe flow formulations.", di Specchia et al., 2013 . . . . .	18
2.7	Schema delle forze del freno a ceppi (sulla sx) e freno a disco (sulla dx). Adattato da: "Costruzione del veicolo ferroviario" di Panagin, 2006 . . . . .	24
2.8	Timoneria ad asse. Fonte: Dispense del corso "Progettazione meccanica e trazione elettrica di veicoli su rotaia", di Bosso, 2023 . . . . .	25
3.1	Modello a parametri concentrati della condotta generale. Adattato da: "A study on the effect of leakage for scaled-down brakepipe model.", di Ho, 1982	41
3.2	Distributore "Westinghouse tipo U". Fonte: "A parametric library for the simulation of Union Internationale des Chemins de Fer (UIC) pneumatic braking system.", di Pugi et al., 2004 . . . . .	44

3.3	Modello di condotta generale. Adattato da: "Numerical and experimental approach for the evaluation of severe longitudinal dynamics of heavy freight trains.", di Belforte et al., 2008 . . . . .	47
3.4	Schema del problema dinamico. Adattato da: "Longitudinal train dynamics.", di Cole, 2006 . . . . .	55
3.5	Schema di un accoppiamento tra veicoli, a) di tipo gancio-respingente e b) di tipo accoppiatore automatico. Adattato da: "The influence of resistant force equations and coupling system on long train dynamics simulations.", di Bosso et al., 2021 . . . . .	57
4.1	Schema riassuntivo del modello del sistema frenante. . . . .	64
4.2	Schema della condotta generale nel modello implementato. Adattato da: "Numerical and experimental approach for the evaluation of severe longitudinal dynamics of heavy freight trains.", di Belforte et al., 2008 . . . . .	65
4.3	Flowchart riassuntivo del modello della condotta generale. . . . .	68
4.4	Comportamento del distributore (di tipo UIC) nel caso di frenatura. . . . .	69
4.5	Esempio di funzione di trasferimento nel caso di frenatura. . . . .	71
4.6	Esempio di funzione di trasferimento nel caso di sfrenatura. . . . .	71
4.7	Flowchart riassuntivo del modello del distributore e del cilindro freno. . . . .	74
5.1	Manovra di frenatura di emergenza nel treno di prova (10 carri): andamenti della pressione in condotta generale. . . . .	78
5.2	Manovra di frenatura di emergenza nel treno di prova (10 carri): andamenti della pressione nel cilindro freno. . . . .	78
5.3	Manovra di frenatura di servizio nel treno di prova (10 carri): andamenti della pressione in condotta generale. . . . .	79
5.4	Manovra di frenatura di servizio nel treno di prova (10 carri): andamenti della pressione nel cilindro freno. . . . .	80
5.5	Manovra di sfrenatura (dopo frenatura di emergenza) nel treno di prova (10 carri): andamenti della pressione in condotta generale. . . . .	81
5.6	Manovra di sfrenatura (dopo frenatura di emergenza) nel treno di prova (10 carri): andamenti della pressione nel cilindro freno. . . . .	81
5.7	Manovra di sfrenatura (dopo frenatura di emergenza) nel treno di prova (10 carri): andamenti della pressione nel cilindro freno (tempo di simulazione esteso a 30 s). . . . .	82
5.8	Manovra di frenatura di emergenza per un treno di 30 carri: andamenti della pressione in condotta generale e nel cilindro freno. . . . .	83
5.9	Manovra di sfrenatura (dopo frenatura di emergenza) per un treno di 30 carri: andamenti della pressione in condotta generale e nel cilindro freno. . . . .	83
5.10	Manovra di frenatura di emergenza per un treno di 100 carri: andamenti della pressione in condotta generale e nel cilindro freno. . . . .	84
5.11	Manovra di frenatura di emergenza nel treno di prova (10 carri): andamenti della pressione e della temperatura nella condotta generale. . . . .	84
5.12	Confronto tra gli andamenti della p al 10° carro, variando la mesh. . . . .	86
5.13	Confronto tra i valori della p per diversi carri all'istante $t = 10$ s, variando la mesh. . . . .	87

6.1	Confronto tra gli andamenti simulati dal modello e gli andamenti sperimentali, relativi ad una frenata d'emergenza in "condotta bianca". . . . .	90
6.2	Confronti tra gli andamenti simulati dal modello e gli andamenti sperimentali, relativi ad una frenata d'emergenza in "condotta bianca" (con fattore correttivo per R pari a 0,1 e 0,5). . . . .	91
6.3	Confronti tra gli andamenti simulati dal modello e gli andamenti sperimentali, relativi ad una frenata d'emergenza in "condotta bianca" (con fattore correttivo per R pari a 0,2 e 0,3). . . . .	92
6.4	Confronto tra gli errori assoluti (p simulata-p sperimentale), relativi ad una frenata d'emergenza in "condotta bianca" (al variare del fattore correttivo per R) per il treno di 700 m. . . . .	93
6.5	Confronto tra gli andamenti simulati dal modello e gli andamenti sperimentali, relativi ad un rilascio completo dei freni dopo frenata d'emergenza, in "condotta bianca". . . . .	94
6.6	Confronti tra gli andamenti simulati dal modello e gli andamenti sperimentali, relativi ad un rilascio completo dei freni dopo frenatura d'emergenza, in "condotta bianca" (con fattore correttivo per R pari a 0,2 e 0,3). . . . .	94
6.7	Confronto tra gli errori assoluti (p simulata-p sperimentale), relativi ad un rilascio completo dei freni dopo frenata d'emergenza, in "condotta bianca" (al variare del fattore correttivo per R) per il treno di 700 m. . . . .	95
6.8	Confronto tra gli andamenti simulati dal modello e gli andamenti sperimentali, relativi ad una frenata d'emergenza. . . . .	96
6.9	Confronti tra gli andamenti simulati dal modello e gli andamenti sperimentali, relativi ad una frenatura d'emergenza, con distributori attivi (con fattore correttivo per R pari a 0,2 e 0,3). . . . .	97
6.10	Confronto tra gli errori assoluti (p simulata-p sperimentale), relativi ad una frenata d'emergenza, con distributori attivi (al variare del fattore correttivo per R) per il treno di 1200 m. . . . .	98
6.11	Confronto tra gli andamenti simulati dal modello e gli andamenti sperimentali, relativi ad una frenata d'emergenza, con distributori attivi. . . . .	99
6.12	Confronti tra gli andamenti simulati dal modello e gli andamenti sperimentali, relativi ad una frenata d'emergenza, con distributori attivi (con fattore correttivo per R pari a 0,2 e 0,3). . . . .	100
6.13	Confronto tra gli errori assoluti (p simulata-p sperimentale), relativi ad una frenata d'emergenza, con distributori attivi (al variare del fattore correttivo per R) per il treno di 600 m. . . . .	101
6.14	Confronto tra gli andamenti simulati dal modello e gli andamenti sperimentali per il cilindro freno, relativi ad una frenata d'emergenza: a) grafico della prova completa, b) ingrandimento sugli istanti iniziali. . . . .	103
6.15	Confronti tra gli andamenti simulati dal modello e gli andamenti sperimentali per il cilindro freno, relativi ad una frenata d'emergenza: casi con $d_{CF} = 12"$ ( $h_{CF} = 150$ mm) e $d_{CF} = 16"$ ( $h_{CF} = 220$ mm). . . . .	104
6.16	Confronto tra gli errori assoluti (p simulata-p sperimentale del cilindro freno), relativi ad una frenata d'emergenza, (al variare di $d_{CF}$ ) per la locomotiva (treno di 1200 m). . . . .	105

6.17	Confronti tra gli andamenti simulati dal modello e gli andamenti sperimentali per il cilindro freno, relativi ad una frenata d'emergenza: casi con $d_{ugello} = 12$ mm e $d_{ugello} = 10$ mm. . . . .	106
6.18	Confronto tra gli errori assoluti (p simulata-p sperimentale del cilindro freno), relativi ad una frenata d'emergenza, (al variare di $d_{ugello}$ ) per la locomotiva (treno di 1200 m). . . . .	106
6.19	Confronto tra gli andamenti simulati dal modello e gli andamenti sperimentali per il cilindro freno, relativi ad una frenata d'emergenza. . . . .	107
6.20	Confronti tra gli andamenti simulati dal modello e gli andamenti sperimentali per il cilindro freno, relativi ad una frenata d'emergenza: casi con $d_{CF} = 12"$ ( $h_{CF} = 150$ mm) e $d_{CF} = 16"$ ( $h_{CF} = 220$ mm). . . . .	108
6.21	Confronto tra gli errori assoluti (p simulata-p sperimentale del cilindro freno), relativi ad una frenata d'emergenza, (al variare di $d_{CF}$ ) per la locomotiva (treno di 600 m). . . . .	108
6.22	Confronti tra gli andamenti simulati dal modello e gli andamenti sperimentali per il cilindro freno, relativi ad una frenata d'emergenza: casi con $d_{ugello} = 12$ mm e $d_{ugello} = 10$ mm. . . . .	109
6.23	Confronto tra gli errori assoluti (p simulata-p sperimentale del cilindro freno), relativi ad una frenata d'emergenza, (al variare di $d_{ugello}$ ) per la locomotiva (treno di 600 m). . . . .	110
7.1	Flowchart riassuntivo del modello alternativo della condotta generale. . . .	114
7.2	Manovra di frenatura di emergenza e di rilascio completo nel treno di prova (10 carri): andamenti della pressione ottenuti con due modelli della condotta generale. . . . .	115
7.3	Analisi di convergenza per il modello alternativo. . . . .	115
7.4	Confronti tra gli andamenti simulati dal modello alternativo e gli andamenti sperimentali per la condotta generale, nel caso di manovre di frenatura d'emergenza in "condotta bianca". . . . .	117
7.5	Schema del sistema ECP, secondo standard AAR. Adattato da: "Implementation of electronically controlled pneumatic brake formulation in longitudinal train dynamics algorithms.", di Aboubakr et al., 2016 . . . . .	118
B.1	Andamento delle pressioni in condotta generale e nei cilindri freno per un treno di 1200 m, in condizioni standard (rosso) e con la presenza di 3 valvole di scarico lungo il convoglio (blu). Fonte: "Sviluppo di un codice di simulazione dinamica per lo studio di treni merci di futura generazione", di Crescentini, 2007 . . . . .	125
B.2	Andamento delle pressioni in condotta generale e nei cilindri freno per un treno di 600 m, in condizioni standard (rosso) e con la presenza di 3 valvole di scarico lungo il convoglio (blu). Fonte: "A numerical model for the analysis of unsteady train braking and releasing manoeuvres", di Cantone, 2009 . .	126

# Elenco delle tabelle

2.1	Confronto tra sistemi frenanti di tipo UIC e di tipo AAR. . . . .	21
2.2	Confronto tra le caratteristiche dei vari sistemi frenanti moderni. . . . .	21
4.1	Esempi di risolutori di MATLAB <sup>®</sup> per equazioni differenziali ordinarie. . . . .	62
5.1	Input e costanti utilizzati nei test del modello. . . . .	77
5.2	Errori medi tra tipologie di mesh, per diversi carri. . . . .	87
6.1	Risultati delle prove di validazione del modello della condotta generale (relativi all'ultimo carro). . . . .	100
6.2	Esempi di parametri costruttivi del cilindro freno in base alla tipologia. . . . .	102
6.3	Risultati delle prove di validazione del modello del cilindro freno (relativi alla locomotiva). . . . .	111
7.1	Errori assoluti medi tra tipologie di mesh, per diversi carri, per il modello alternativo. . . . .	116
A.1	Esempi di standard UIC per il sistema frenante. . . . .	123
B.1	Lunghezza dei carri del treno (~ 700 m) testato nella prima prova di validazione della condotta generale (frenatura/sfrenatura in "condotta bianca"). . . . .	124
B.2	Lunghezza dei carri del treno (~ 1200 m) testato nella seconda prova di validazione della condotta generale (frenata con distributori attivi). . . . .	125
B.3	Lunghezza dei carri del treno (~ 600 m) testato nella terza prova di validazione della condotta generale (frenata d'emergenza con distributori attivi). . . . .	126

# Capitolo 1

## Introduzione

Il sistema frenante del veicolo ferroviario è un aspetto di notevole importanza dal punto di vista progettuale. Esso, infatti, influisce sulla sicurezza di marcia, sull'efficienza del servizio ma anche sulla dinamica del treno. Se da un lato è fondamentale un sistema che permetta al veicolo di arrestarsi nello spazio corretto (e che possa ridurlo, per aumentare il numero di treni sulla linea e quindi migliorare l'offerta), dall'altro esso deve generare una manovra di frenatura che sia il più uniforme possibile, di modo da poter ridurre gli sforzi longitudinali sugli organi di aggancio.

La presente Tesi si focalizza sul sistema frenante dei treni merci, che sono un sistema di trasporto ad alta efficienza e di basso costo; inoltre, si tratta di una soluzione in linea con le attuali necessità mondiali in materia di sostenibilità ambientale. Ad esempio, a partire dal "Libro Bianco dei Trasporti" del 2011 [1] fino al "Green Deal" del 2020 [2], le politiche europee in tal senso hanno evidenziato con crescente urgenza la necessità di adottare soluzioni ferroviarie per il trasporto merci su medie e lunghe distanze. L'obiettivo è quello di aumentare progressivamente la quota modale del trasporto ferroviario: si punta infatti a raggiungere il 30% entro i prossimi cinque anni, per arrivare al 50% entro il 2050, rispetto alla quota media europea che nel 2023 si attestava intorno al 17% - considerando i soli trasporti di merci nell'entroterra, come mostra anche la Figura 1.1 - mentre si aggira intorno al 5,5% se si includono anche il trasporto di merci via mare e via aerea. Tuttavia, considerando l'arco di tempo dal 2013 al 2023, questo valore è rimasto pressoché inalterato - se non con tendenza decrescente - rispetto al trasporto su gomma. Quest'ultimo, secondo lo studio [3] del ITF (International Transport Forum) su 51 paesi in tutto il mondo, nella maggior parte dei casi rappresenta proprio la fetta più grande dei trasporti di merci su terra. Questo avviene anche perché i treni merci non hanno beneficiato di notevoli innovazioni tecnologiche che li possano rendere competitivi rispetto ad altri sistemi di trasporto. L'interesse nel campo dei cosiddetti "treni pesanti" viene anche dal fatto che essi sono solitamente convogli lunghi e con alte masse in gioco, due caratteristiche che li rendono critici dal punto di vista della frenatura. Come verrà spiegato più avanti, i treni merci non utilizzano sistemi di frenatura elettropneumatica, poiché i carri non dispongono di un'alimentazione elettrica (fatta eccezione per alcuni rari casi in cui sono presenti delle batterie); il comando di frenatura è trasmesso soltanto tramite circuito pneumatico, attraverso la condotta generale. È chiaro che ciò introduca dei ritardi nella risposta del sistema stesso, che peggiorano all'aumentare delle dimensioni del convoglio e

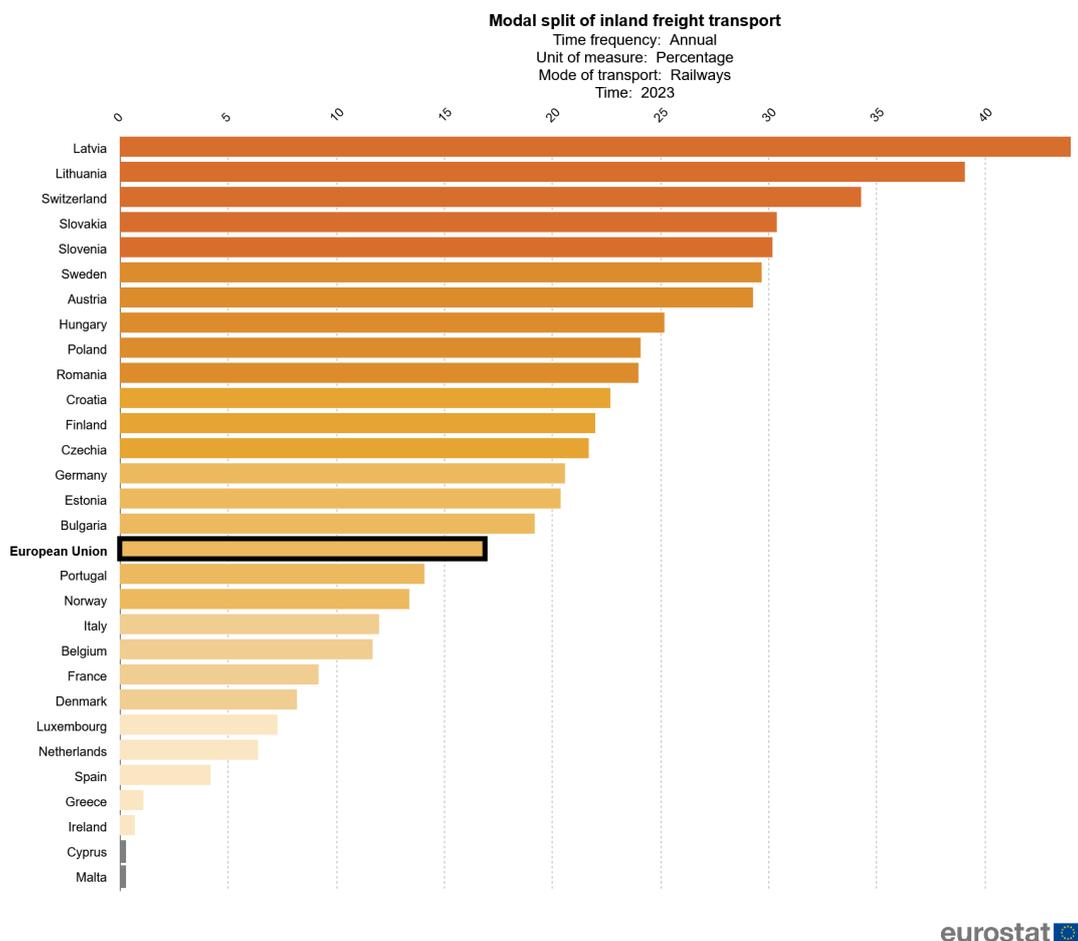


Figura 1.1: Quota modale (% rispetto alle tonnellate/chilometri) del trasporto di merci su rotaia in UE rispetto al trasporto totale di merci nell'entroterra (composto da strada, rotaia e corsi d'acqua interni) nel 2023. Fonte: EUROSTAT (codice dati online: tran\_hv\_frmod)

generano tensioni interne. L'obiettivo principale della Tesi è quello di sviluppare un modello numerico che possa simulare il comportamento dell'aria all'interno della condotta generale, in modo da poter valutare quel ritardo. Un altro obiettivo è quello di estendere il modello in modo che possa calcolare anche la pressione frenante, che è necessaria per il calcolo della forza frenante: in altre parole, si vuole sviluppare uno strumento che possa dialogare con i modelli di dinamica longitudinale del treno.

L'elaborato si compone di due nuclei principali. Il primo è più teorico, e serve a fornire il contesto: il Capitolo 2, infatti, si concentra sul sistema frenante dal punto di vista fisico e meccanico, classificandone le varie tipologie e descrivendone le principali componenti ed il loro funzionamento, mentre il Capitolo 3 si concentra sulla simulazione del sistema frenante, classificando le varie tipologie di modelli attuali ed analizzando la loro evoluzione. Il secondo nucleo è di tipo sperimentale e riguarda specificatamente il modello proposto: il Capitolo 4 si focalizza sul suo sviluppo e sul suo funzionamento, mentre il Capitolo 5

presenta i risultati delle simulazioni eseguite. Nel Capitolo 6 viene presentata la validazione del modello, con uno studio sul miglioramento di alcuni parametri a seguito del confronto con prove sperimentali. Infine, il Capitolo 7 presenta una proposta per una seconda versione del modello ed in generale i nuovi sviluppi della tecnica nel campo, mentre il Capitolo 8 riporta le conclusioni tratte da questo studio.

## Capitolo 2

# Freno ferroviario

Il termine *freno ferroviario* include in generale vari tipi di dispositivi frenanti presenti sul veicolo ferroviario [4]. Essi si dividono in:

- *Freni di arresto*: atti a rallentare la velocità del veicolo fino alla sua completa fermata;
- *Freni di stazionamento*: atti a mantenere la posizione di arresto del veicolo;
- *Freni di tenuta*: atti a limitare la velocità di un veicolo in discesa (tipicamente presenti soltanto sulle locomotive).

Un'altra importante classificazione suddivide i freni ferroviari a seconda che la forza frenante sia *dipendente dall'aderenza* - cioè venga esercitata sugli assili o sulla rotaia tramite elementi di attrito (come nel caso di freni a ceppi, a disco e a pattini elettromagnetici) - oppure *indipendente dall'aderenza* - cioè risulti come una forza/coppia contraria al moto del veicolo. In quest'ultima categoria, rientrano:

- Freni elettromagnetici: la forza frenante è ottenuta grazie alla reversibilità delle macchine elettriche, che passano dal funzionamento da motori a generatori. Oltre alla coppia frenante, viene prodotta quindi della corrente che può essere accumulata o reimpressa sulla linea di alimentazione (freno rigenerativo) oppure dispersa attraverso chopper e resistori (freno reostatico o freno dinamico). Questo tipo di freno è presente solo su treni/locomotive elettrici;
- Freni idrodinamici: la forza frenante è ottenuta attraverso la generazione di forze d'attrito all'interno di un fluido. Il freno è tipicamente composto da una turbina collegata all'assile, che si riempie di fluido quando il freno stesso viene attivato. La viscosità del fluido genera una resistenza, che poi viene a sua volta dissipata sotto forma di calore.

Infine, il sistema frenante ferroviario si può classificare sulla base della natura del comando di frenatura [5] che può essere:

- manuale;
- meccanico;

- pneumatico;
- elettrico;
- elettromagnetico;
- idraulico.

Spesso i freni in uso hanno un comando di frenatura che è in realtà una combinazione di due o più tipi diversi.

In accordo con le norme UIC (Union internationale des chemins de fer o, in italiano, Unione Internazionale delle Ferrovie, di cui ulteriori dettagli sono contenuti nell'Appendice A), il freno ferroviario deve avere determinate caratteristiche, cioè dev'essere:

- *automatico*: deve entrare spontaneamente in funzione in caso di guasti o spezzamento del convoglio;
- *continuo*: tramite un unico comando deve generare una forza frenante lungo tutto il convoglio;
- *inesauribile*: dev'essere pronto ad una nuova frenatura dopo un precedente ciclo di frenatura/sfrenatura;
- *regolabile*: dev'essere moderabile sia in fase di frenatura che di sfrenatura, ma non è una caratteristica necessaria alla sicurezza (bensì influisce principalmente solo sul comfort).

## 2.1 Impianto pneumatico

Il seguente elaborato si occupa dell'impianto frenante per treni merci (anche definito "freno di arresto" precedentemente). Esso tipicamente si basa su un impianto pneumatico che fornisce sia il comando di frenatura che una forza frenante, che poi viene fornita all'assile attraverso ceppi o dischi.

Storicamente, i primi freni introdotti avevano in realtà un comando meccanico-manuale, tramite la figura dei "frenatori", cioè degli operatori che erano disposti lungo il treno e che si occupavano di frenare i carri. Questo, al tempo, era l'unico modo per avere una manovra sicura nel caso di lunghi convogli, in quanto il freno a vapore introdotto dall'ingegnere britannico George Stephenson (1833) agiva soltanto sulla locomotiva. Tra le prime soluzioni di freno continuo, vennero adottati sistemi di tiranterie meccaniche collegate agli attacchi d'aggancio e repulsione fra i vagoni. Questi sistemi meccanici erano pensati per trasmettere la forza frenante dalla locomotiva ai vagoni, ma spesso risultavano complessi e poco affidabili, soprattutto con l'aumento della lunghezza dei treni. Nel 1855, lo statunitense William Loughridge brevettò un sistema di frenatura a catena, noto come "Loughridge brake": esso prevedeva una catena che correva lungo la parte inferiore del treno, collegata a un tamburo sulla locomotiva. Quando la catena veniva tirata, attivava un meccanismo di frizione che utilizzava la rotazione delle ruote per applicare il freno a ceppi. Anche questo sistema, però, non riusciva a gestire lunghi convogli, poiché presentava una riduzione dell'efficacia della frenatura dopo i primi carri. L'idea di Loughridge venne perfezionata

in altri sistemi successivi: il britannico John Clark brevettò nel 1859 un freno (che fu poi migliorato ulteriormente da Francis William Webb) che utilizzava funi o tiranti al posto della catena, sistema che quindi migliorava l'uniformità della frenatura, ma era ancora puramente meccanico e soggetto a gioco nei collegamenti. In Germania, verso il 1870 circa si diffuse un sistema simile, conosciuto come "freno Heberlein": il comando era fornito dalla locomotiva sempre tendendo una catena o una fune (questa volta però posizionata lungo la parte superiore del carro) che attraverso un meccanismo a frizione o a contrappeso attivava i freni. Nonostante si trattasse di un freno continuo, più sicuro e standardizzato (al punto da essere ancora utilizzato fino al XX secolo nel caso di treni leggeri), esso era di fatto ancora un sistema meccanico, che venne superato con l'introduzione del freno pneumatico, ad opera dell'inventore statunitense George Westinghouse. Ispirandosi al sistema di Stephenson, egli estese l'applicazione del congegno dalla sola locomotiva a tutti i veicoli del treno mediante una condotta che percorreva l'intero convoglio ed era alimentata con il vapore durante la frenatura. Nacque subito un primo problema perché, a causa della condensazione del vapore lungo la condotta, il sistema risultava poco affidabile. Per ovviare a quello, Westinghouse sviluppò un sistema frenante che usasse l'aria compressa, che rispetto ad altri fluidi è anche più economico, più facile da reperire e da disperdere nell'ambiente una volta assolta la sua funzione (e questo permise di semplificare notevolmente la realizzazione degli impianti). Uno dei primi esempi di questo nuovo sistema frenante fu il "freno diretto", costituito da un compressore e da un serbatoio principale sulla locomotiva, da una condotta generale lungo tutto il convoglio e da cilindri freno per ogni carrozza, che attraverso articolazioni trasmettevano la forza frenante ai ceppi o ai dischi. In frenata, l'aria compressa stoccata nel serbatoio veniva inviata attraverso la condotta verso tutti i vari cilindri freno, e lì convertita in forza frenante come  $F = p \cdot S$ . Questo primo sistema, nonostante fosse facilmente regolabile, risultò lento e poco sicuro (in caso di spezzamento del convoglio, infatti, risultava impossibile frenare parte delle carrozze). Un'evoluzione fu il "freno a vuoto", che invece utilizzava il principio opposto: nella locomotiva erano presenti dispositivi detti "eiettori", che consentivano di creare il vuoto nella condotta generale e di disattivare i vari cilindri freno. In frenata, quindi, era sufficiente ventilare la condotta (totalmente o localmente) per riattivare i cilindri e provocare la forza frenante. Questo principio lo rendeva un sistema automatico, cioè un sistema che garantiva la frenata in caso di spezzamento del convoglio o guasto della condotta generale. Tuttavia, esso aggiunse anche una serie di complicazioni costruttive e limitazioni (la forza frenante massima risulta meno elevata, sono necessari tubi rigidi, sono necessari accorgimenti per mantenere sempre il grado di vuoto e sono necessari ingombri maggiori per l'impianto di creazione del vuoto). Inoltre, anche se regolabile in frenatura, esso risulta non regolabile in fase di rilascio dei freni. A questi due freni seguì il *freno automatico*, che è ancora tutt'ora in uso. Composto inizialmente da 1 sola condotta, esso ha una configurazione del circuito simile al "freno diretto" ma ha dei cilindri freno che seguono un principio di funzionamento analogo a quelli del "freno a vuoto". Nello specifico, si provoca una depressione nella condotta generale (precedentemente riempita dall'aria compressa), che costituisce il segnale per l'azionamento dei cilindri stessi, i quali, a loro volta, generano la forza frenante. La gestione del segnale di pressione e l'attivazione dei cilindri è possibile grazie alla "valvola automatica" (rappresentata nella Figura 2.1), ossia una valvola tripla presente su ogni rotabile del convoglio. La fase di sfrenatura, viceversa, si ottiene generando un aumento della pressione nella condotta generale: la valvola automatica pone in comunicazione il cilindro freno con

l'atmosfera, provocandone lo scarico dell'aria e l'allentamento della forza frenante. Nella

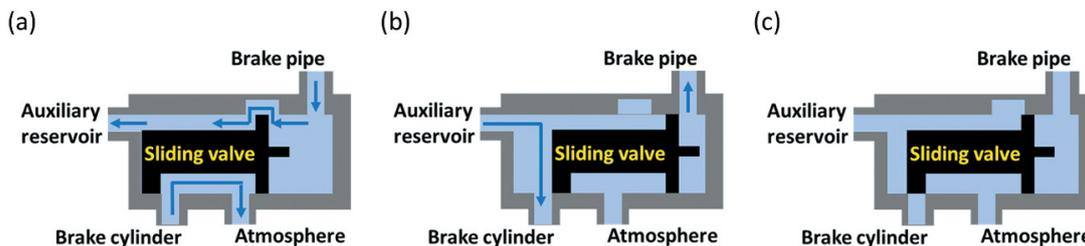


Figura 2.1: Collegamenti di una valvola tripla. Fonte: "Freight train air brake models" di Wu et al., 2021

Figura 2.1, ogni collegamento corrisponde ad un'azione del sistema frenante. La configurazione (a) è la fase di rilascio del freno o marcia normale, la configurazione (b) è la posizione di frenatura e la configurazione (c) indica la posizione neutra. Questo tipo di freno è anche noto come "freno Westinghouse"; esso, anche se risulta moderabile in frenatura, non lo è anche in sfrenatura ed inoltre non è inesauribile. Questi ultimi due requisiti sono stati raggiunti tramite un'evoluzione di quel freno, nota ad esempio come "freno Westinghouse tipo U" o "freno SAB", e sulla quale si basano i freni automatici moderni. Quest'evoluzione si basa sul "distributore" che sostituisce la valvola automatica e che, rispetto a quella, ha un collegamento aggiuntivo con una capacità a pressione costante, detta serbatoio di comando. Questo serbatoio aggiuntivo funge da riferimento costante di pressione, come verrà meglio spiegato più avanti, che si aggiunge ai due riferimenti variabili di pressione della condotta generale e del cilindro freno, che già influenzavano la valvola automatica. I freni automatici moderni quindi risultano regolabili sia in frenatura che sfrenatura, oltre che inesauribili. Nei treni passeggeri si è diffuso un tipo di freno automatico a 2 condotte: oltre la condotta generale (che mantiene la sua funzione) vi è la condotta principale, che permette di velocizzare la sfrenatura (ricaricando i serbatoi ausiliari già mentre il treno si trova ancora in fase di frenatura), oltre che alimentare tutte le altre utenze che non riguardano strettamente il sistema frenante (ad esempio, l'alzata del pantografo, le molle ad aria, e così via). In caso di lunghi convogli o di treni molto pesanti, i freni automatici in generale presentano notevoli tempi di risposta: infatti, si tratta di sistemi puramente analogici, che quindi sono soggetti a vari limiti fisici. Per una manovra di frenatura, ad esempio, la sua istantaneità dipende proprio dalla velocità con cui si propaga il comando (che in un freno puramente pneumatico è dell'ordine di 270 m/s); il tempo di riempimento del cilindro freno dipende invece dalla caduta di pressione, che è più veloce nei rotabili in prossimità della locomotiva (dove è presente la valvola di controllo della condotta generale, o rubinetto di comando, come verrà meglio spiegato successivamente) e più lenta altrove [6]. Per poter migliorare questi aspetti, è stato introdotto il *freno elettropneumatico*: si tratta di un freno che presenta valvole a comando elettrico (o elettrovalvole) che permettono di accelerare le manovre. Ad oggi, esistono due schemi alla base del freno elettropneumatico:

- freno elettropneumatico di tipo "indiretto", in cui le elettrovalvole agiscono solo sulla

condotta generale e parallelamente ai dispositivi pneumatici (cioè, con lo stesso comando la condotta viene scaricata sia tramite le elettrovalvole che attraverso il rubinetto di comando). In questo tipo di sistema si rende necessaria una seconda condotta per ottenere una sfrenatura immediata ma garantire l'inesauribilità del freno;

- freno elettropneumatico di tipo "diretto", in cui le elettrovalvole agiscono sul comportamento del cilindro freno, ed è sufficiente una singola condotta. In questo caso, però, parte pneumatica e parte elettrica sono distinte e rispondono a due comandi indipendenti, che devono essere selezionati dal macchinista in fase di manovra.

In entrambe le tipologie, i dispositivi pneumatici restano sempre presenti per garantire la sicurezza, intervenendo in caso di guasto o interruzione del circuito elettrico. Il comando elettrico è utilizzato, inoltre, per attivare dispositivi di antipattinaggio, che hanno lo scopo di proteggere le ruote dall'eccessiva usura nel momento in cui sta per verificarsi il fenomeno dello slittamento; di fatto, si tratta di valvole che moderano la frenata, permettendo di utilizzare la forza frenante massima imposta dal limite di aderenza<sup>1</sup>, che è variabile. Questo tipo di freno è oggi presente sui treni passeggeri poiché, oltre a garantire una maggiore sicurezza, permette di avere una manovra di frenatura pressoché uniforme, garantendo quindi un comfort più elevato.

Il sistema frenante studiato è il freno automatico ad 1 condotta, che viene oggi utilizzato nei treni merci, i cui carri non hanno alimentazione elettrica e perciò non potrebbero essere equipaggiati con il sistema elettropneumatico. Dalle sue prime versioni, questo sistema si è adattato negli anni alle necessità locali dei treni su cui veniva montato. Ad oggi, nonostante tutti questi sistemi condividano gran parte dei principi di funzionamento di base, esistono varie versioni del freno automatico, che sono state standardizzate dagli enti nazionali o sovranazionali. Vengono di seguito approfondite due versioni, che sono diffuse in molti paesi europei e in generale dell'emisfero occidentale, e fanno riferimento rispettivamente allo standard UIC (Union internationale des chemins de fer) e AAR (Association of American Railroads).

### 2.1.1 Standard UIC

Lo standard UIC è diffuso principalmente in Europa, ma anche in alcuni paesi dell'Asia, del nord Africa e in alcune zone dell'Australia. La standardizzazione è fondamentale in Europa, poiché esiste un libero scambio dei rotabili, soprattutto nei trasporti pesanti a lungo raggio. Riguardo a questi ultimi, si stanno introducendo treni con lunghezze fino ai 750 m, mentre tipicamente si usano convogli di 400-450m [7]. Le normative concedono comunque un margine di modifica e di scelta per alcuni parametri costruttivi dei componenti ed alcuni parametri riguardo al controllo: questo garantisce allo stesso tempo sia l'interoperabilità che la possibilità per i costruttori di distinguersi e poter venire incontro alle preferenze nazionali. Il freno automatico nella configurazione UIC viene schematizzato nella figura seguente:

---

<sup>1</sup>Maggiori dettagli sullo slittamento e sul limite di aderenza sono contenuti nel paragrafo 2.2.

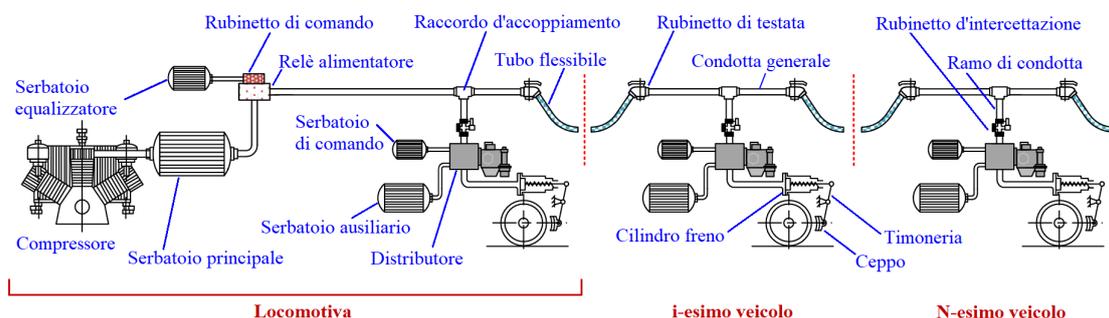


Figura 2.2: Sistema frenante automatico ad 1 condotta. Adattato da: "An approach for simulating the air brake system of long freight trains based on fluid dynamics" di Ge et al., 2022

Nella locomotiva alloggiano il gruppo motocompressore ed il *serbatoio principale*, che alimentano la condotta generale attraverso l'unità di controllo o *rubinetto di comando*. Quest'ultimo controlla la pressione dell'aria nella condotta, trasmette i comandi dal macchinista ai vagoni e assicura che la frenata sia uniforme; inoltre, gestisce le frenate d'emergenza in caso di guasti e consente un rilascio graduale dei freni (nei sistemi elettropneumatici, è in grado anche di monitorare e migliorare le prestazioni dei freni). Il rubinetto di comando è quindi in comunicazione con il *serbatoio equalizzatore* e con la *condotta generale*, che si estende lungo tutto il convoglio, diramandosi verso i vari rubinetti di intercettazione, presenti su ogni carro. Essi, se attivi, mettono in comunicazione il ramo della condotta generale con il singolo *distributore* presente sul carro. Il distributore, a sua volta, è collegato anche con l'atmosfera, con il *serbatoio di comando*, con il *serbatoio ausiliario* e con i vari *cilindri freno* (che sono cilindri pneumatici a singolo effetto). Dalla Figura 2.2 si notano quindi due layout principali dei sottogruppi che compongono l'impianto, in base al tipo di rotabile: ad esempio, il compressore, il serbatoio principale e il rubinetto di comando sono installati solo sulla locomotiva del convoglio. In realtà, un convoglio può essere composto da più locomotive, in varie configurazioni: in Italia è ammesso l'uso di due locomotive in testa, dove la prima traina, frena e sfrena, mentre la seconda traina e frena solamente. In Francia, oltre alla configurazione italiana, è ammesso avere una locomotiva in testa e una in coda; anche in questo caso la locomotiva in coda traina e frena solamente. In generale, il distributore, il serbatoio ausiliario, il serbatoio di comando ed il cilindro freno, sono presenti sia sulla locomotiva che sul resto dei rotabili che compongono il convoglio; inoltre, un veicolo può essere provvisto di più cilindri freno e distributori, per esempio le locomotive solitamente hanno un cilindro freno per carrello o addirittura un cilindro freno per asse e un distributore per carrello. Anche se non è rappresentato in figura, si fa notare che, oltre al distributore che equipaggia carrozze, carri e locomotive e che fornisce l'azione frenante del freno continuo e automatico, la locomotiva è equipaggiata da un freno di tipo diretto o moderabile; questo tipo di freno agisce direttamente sui cilindri freno indipendentemente dalla depressione presente in condotta generale. Per poterlo utilizzare, è presente un ulteriore rubinetto di comando, che va ad agire direttamente sui cilindri freno della locomotiva, bypassando il distributore; questo tipo di freno viene impiegato nei viaggi a locomotiva isolata e durante i movimenti di manovra, essendo in questi casi preferibile a quello automatico in virtù della

sua maggior sensibilità e facilità nel regolare sia la frenatura che la sfrenatura [8].

Il gruppo motocompressore (potenza tipica intorno ai 15-25 kW) genera aria compressa ad una pressione di circa 8-9 bar, che viene prima trattata, tipicamente da un essiccatore ad assorbimento (che la filtra e trattiene il vapore acqueo), e poi stoccata nel serbatoio principale (capacità intorno ai 1200 L). Da qui può alimentare non solo l'impianto di frenatura ma vari altri dispositivi presenti sul treno, come quelli per la movimentazione porte o quelli ausiliari in locomotiva (alza pantografo, soffia-foglie, lavavetri e pattini elettromagnetici). La funzione principale del rubinetto di comando è quella di tradurre il comando del macchinista in segnale di pressione per l'impianto pneumatico. Nello specifico, in fase di sfrenatura, esso preleva l'aria dal serbatoio principale per immetterla nella condotta generale, imponendo che la pressione nella condotta stessa sia di 5 bar; in fase di frenatura, invece, esso genera una depressione nella condotta generale, ventilandola. Il rubinetto di comando, secondo la fiche UIC 541-03 [9], come minimo dev'essere fornito di cinque posizioni selezionabili dal macchinista (ad esempio, tramite una leva), che corrispondono a cinque comandi diversi; oltre alle due relative alla frenatura di servizio (cioè inizio frenatura e piena frenatura, con tutti i valori intermedi selezionabili in modo continuo), vi sono la posizione di marcia normale, di sovraccarico e di freno di emergenza. Queste posizioni corrispondono a precisi valori di pressione imposti: ad esempio, la posizione di marcia normale equivale ad un freno completamente rilasciato, ossia ad un valore di 5 bar imposto sulla condotta generale, mentre una piena frenatura corrisponde ad un valore di 3,5 bar (come verrà spiegato più avanti, per un'attivazione completa dei cilindri freno è sufficiente una depressione di 1,5 bar in condotta generale). Una frenata di emergenza corrisponde ad un valore imposto pari alla pressione ambiente. Esistono diversi tipi di rubinetti comando ed i principali si distinguono in:

- *Rubinetti a cassetto o a scarica uguagliatrice;*
- *Rubinetti autoregolatori*, che a seconda della modalità di funzionamento si dividono due tipi:
  - "A tempo", in cui il livello di pressione imposta in frenatura o sfrenatura rimane tale per il tempo in cui la leva viene mantenuta nella rispettiva posizione. Al termine dell'azione sulla leva, questa ritorna in posizione di riposo mentre la pressione raggiunta in quel momento viene mantenuta fino ad un nuovo comando;
  - "A posizione", in cui il livello di pressione imposta in frenatura o sfrenatura dipende dalla posizione scelta per la leva. Quest'ultima non ha una posizione di riposo ed il comando viene mantenuto finché non si seleziona una nuova posizione.

Attualmente, la maggior parte dei locomotori è dotata di rubinetti autoregolatori, che offrono due vantaggi principali rispetto a quelli a cassetto, cioè quello di mantenere costante la pressione nella condotta generale (compensando eventuali perdite d'aria sia a freni inseriti che disinseriti) e quello di poter sovraccaricare temporaneamente la condotta (in modo da velocizzare la sfrenatura anche nei veicoli di coda, smaltendo poi gradualmente l'eccesso per evitare interventi indesiderati dei distributori). Un'altra classificazione dei rubinetti di comando dipende invece dal tipo di comando: esistono dispositivi solo pneumatici, solo elettronici o ibridi (che comprendono entrambi). In tutti i casi, il rubinetto è collegato ad un piccolo serbatoio equalizzatore, che permette al macchinista di impostare e controllare la pressione in condotta tramite un manometro. Inoltre, molto spesso il rubinetto non

agisce direttamente sulla condotta generale, ma regola la pressione del serbatoio equalizzatore, che a sua volta costituisce il riferimento di pressione per la camera pilota di una valvola ripetitrice (anche detta "relè alimentatore", che verrà spiegata più nel dettaglio successivamente). Se non ci fosse il serbatoio equalizzatore, per controllare una manovra il macchinista dovrebbe misurare la pressione direttamente dalla condotta generale che, tuttavia, necessita di tempo per stabilizzarsi (soprattutto nel caso di convogli lunghi): collegando il manometro al serbatoio, invece, il macchinista ottiene velocemente un feedback sul valore di pressione che verrà raggiunto dall'aria in condotta al termine della manovra. Nei sistemi moderni, il serbatoio equalizzatore è sostituito da elettrovalvole che gestiscono la pressione pilota della valvola relè. Oltre al controllo della pressione in condotta generale, il rubinetto di comando può possedere altre funzioni ausiliarie, quali l'isolamento del dispositivo stesso, la posizione di neutra (isolamento della condotta generale) e, infine, la selezione del senso di marcia o il controllo della trazione.

La condotta generale ha lo scopo primario di trasmettere il comando di frenatura: una depressione al suo interno, infatti, porta all'attivazione dei cilindri freno, che generano forza frenante a partire dalla pressione che ricevono dai serbatoi ausiliari. Nello specifico, è necessaria una depressione di 1,5 bar per ottenere un'attivazione completa del freno, che corrisponde ad una pressione di 3,8 nel cilindro freno. Lo scopo secondario della condotta generale è poi quello di caricare i serbatoi ausiliari durante la fase di rilascio dei freni (disattivazione dei cilindri freno). La condotta generale costituisce una parte importante del sistema, ed a sua volta è composta dal tubo a bordo del rotabile (dal quale parte la diramazione verso il distributore) e dal tubo flessibile tra un veicolo e l'altro, che assicura continuità al freno e si collega coi tratti precedenti e successivi tramite gli accoppiamenti. Su di essi è sempre presente anche un rubinetto di testata. La fiche UIC 541-1 [10] contiene le prescrizioni progettuali della condotta generale; ad esempio, impone che il diametro sia di 25 mm per i veicoli passeggeri e di 32 mm per i veicoli merci. La lunghezza è standardizzata solo per i tratti di condotta tra un rotabile e l'altro (ossia i tratti di tubo flessibile), ed è pari a 620 mm; la lunghezza del tratto di condotta nel veicolo dipende ovviamente dal tipo di rotabile stesso. Per ulteriori dettagli sulla condotta e sui suoi componenti accessori, si rimanda alla normativa.

Un altro fulcro del sistema frenante è il distributore, il cui funzionamento si basa sul principio della "valvola tripla" (già presentata nella Figura 2.1): infatti, attraverso di esso, si stabiliscono tre comunicazioni, ossia quella tra condotta generale-serbatoio ausiliario, quella tra serbatoio ausiliario-cilindro freno e quella tra cilindro freno-atmosfera. Il serbatoio ausiliario ha un volume che varia a seconda del numero e delle dimensioni dei cilindri freno presenti sul rotabile, tipicamente è nell'ordine dei 40÷300 L. Il distributore è fondamentale per disaccoppiare la pressione in condotta generale da quella del cilindro freno: in questo modo, l'intensità della frenatura è indipendente dalle oscillazioni di pressione (cioè dalle oscillazioni di segnale) della condotta, e lo stesso avviene in fase di sfrenatura. Come accennato, il distributore è in realtà più complesso di una valvola tripla. Ne esistono di vari modelli, come ad esempio il distributore "Westinghouse", "Breda", "Knorr" e "Oerlikon". Nella forma più semplificata, riportata in Figura 2.3, esso si può schematizzare come un dispositivo composto da più camere e da due organi in grado di traslare, i quali mettono in comunicazione o meno le varie camere (e quindi stabiliscono i collegamenti della classica valvola tripla). I due organi sono evidenziati dal colore azzurro ed arancione nella figura: il primo di essi è il corpo principale (in azzurro), che ha due stantuffi di superfici diverse

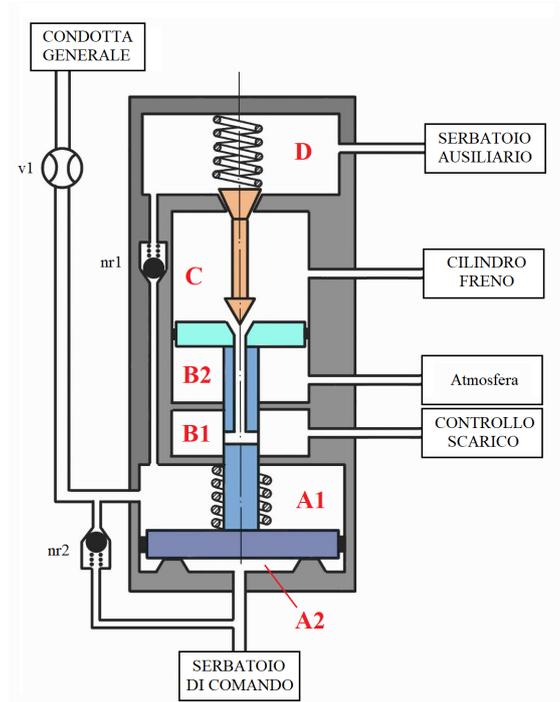


Figura 2.3: Schema di un distributore. L'elemento  $v1$  è un rubinetto di intercettazione, gli elementi  $nr1$  e  $nr2$  sono valvole di non ritorno.

detti "stantuffo motore" (il più grande, evidenziato dal colore azzurro scuro) e "stantuffo equilibratore" (il più piccolo, evidenziato dal colore azzurro chiaro). Quest'ultimo stantuffo a sua volta preme sul secondo organo (in arancione), che è un doppio otturatore. Si evidenziano due fasi principali, che corrispondono a due configurazioni del distributore:

- In fase di marcia normale (quando i freni sono rilasciati), la pressione nella condotta generale è di 5 bar ed è uguale a quella della camera dello stantuffo motore (camera A in figura, divisa dallo stantuffo in A1 e A2). Quest'ultimo subisce appunto da un lato (sezione A1) la pressione della condotta generale, più un carico addizionale dato una molla, mentre dall'altro lato (sezione A2) subisce la pressione del serbatoio di comando, che tiene traccia della pressione della condotta generale ed è quindi pari a 5 bar; chiaramente, lo stantuffo motore è disequilibrato, quindi trasla verso il lato del serbatoio di comando (ossia verso il basso in figura). Di conseguenza traslerà anche lo stantuffo equilibratore (che fa parte dello stesso corpo), aprendo una luce che mette in collegamento il cilindro freno con l'atmosfera (nella figura, questo equivale ad un collegamento tra la camera C e la camera B1). In realtà, non c'è un'uscita diretta, ma spesso l'aria passa prima da un sistema di controllo dello scarico. Contemporaneamente, la condotta generale è in comunicazione con il serbatoio ausiliario e con il serbatoio di comando, che vengono caricati alla pressione di 5 bar (in figura si può vedere infatti che esiste un collegamento con questi serbatoi attraverso, rispettivamente,

le valvole di non ritorno  $nr1$  e  $nr2$ );

- In fase di frenatura, la condotta generale si trova alla pressione di 5 bar e viene fatta via via scaricare; se la diminuzione di pressione è sufficiente a vincere le molle di richiamo (tipicamente è sufficiente una depressione di 0,15 bar), avviene che lo stantuffo motore è disequilibrato dal lato della condotta generale (poiché il lato del serbatoio di comando è rimasto alla pressione di 5 bar), perciò trasla in direzione opposta rispetto a quella della fase di sfrenatura (in figura, si avrà quindi che la pressione in camera A2 è maggiore di quella in camera A1, provocando una traslazione verso l'alto). Allo stesso modo traslerà anche lo stantuffo equilibratore, che andrà in battuta contro il corpo otturatore, chiudendo il collegamento tra cilindro freno e atmosfera. Contemporaneamente, il corpo otturatore verrà trascinato, aprendo il collegamento tra serbatoio ausiliario e cilindro freno; in altre parole, dalla figura, la traslazione verso l'alto vince la forza di richiamo della molla del corpo otturatore, aprendo la luce che collega la camera D con la camera C. Il cilindro freno a questo punto, caricato dall'aria compressa del serbatoio, genererà la forza frenante; come accennato, il cilindro genererà la forza massima quando verrà caricato alla pressione massima di 3,8 bar, che corrisponde ad una depressione uguale o maggiore a 1,5 bar nella condotta generale;
- In fase di sfrenatura, viceversa, la condotta generale viene caricata dall'aria compressa fino a raggiungere il valore di 5 bar, ed il distributore passa dalla configurazione descritta nella fase di frenatura a quella descritta nella fase di marcia normale. Questa fase sarà completa quando la pressione nella condotta sarà pari a quella del serbatoio di comando: in realtà, si ha un rilascio completo dei freni già quando la pressione arriva al valore di 4,85 bar, e questo è possibile grazie al precarico della molla presente nella camera A1 in figura. Quest'ultimo aspetto è utile per ridurre il ritardo che si genera soprattutto nei veicoli di coda dei lunghi convogli: nell'ultima fase di sfrenatura infatti, quando la pressione in condotta raggiunge valori prossimi a quello di marcia, la differenza di pressione fra la testa e la coda è talmente limitata da rallentare notevolmente il flusso di aria. Inoltre, questa fase è già di per sé rallentata dal caricamento dei vari serbatoi presenti su ogni veicolo.

Grazie alla presenza del distributore, risulta che la pressione nel cilindro freno sia

$$p_{CF} = k \cdot \Delta p$$

cioè che essa dipende da una costante nota (che deriva da parametri costruttivi) e dalla depressione nella condotta generale. In altre parole, essa risulta completamente regolabile, poiché la depressione è completamente regolabile dal macchinista attraverso il rubinetto di comando.

Rispetto allo schema della Figura 2.3, i distributori in uso sono più complessi, e sono dotati di dispositivi ausiliari che stabilizzano e controllano il cambiamento di pressione nei cilindri freno. Uno di questi è il *dispositivo "Merci-Viaggiatori"* il quale, tramite un sistema pneumatico a gradino, regola appunto la pressione del cilindro freno e quindi la curva di frenatura secondo due regimi "M" ("Merci", anche noto come "G", per "Goods") o "V" ("viaggiatori", anche noto come "P", per "Passengers"). Nel regime "M", in fase di frenatura, si ha un iniziale rapido aumento della pressione nei cilindri freno (per garantire un primo

accostamento dei ceppi alle ruote, ma tale da raggiungere non più del 20% dello sforzo massimo), seguito da un lento aumento fino al suo valore massimo (con tempi nell'ordine di  $18 \div 30$  s); in fase di sfrenatura, si ha una lenta decrescita della pressione (con tempi nell'ordine di  $45 \div 60$  s). Questa gradualità nella manovra è utile a ridurre gli urti e le tensioni interne che gravano sugli organi di collegamento tra i rotabili; quindi, è un tipo di manovra che permette composizioni di treni più lunghe, fino a 200 assi [6]. Nel regime "V", invece, la pressione nei cilindri freno aumenta o diminuisce in modo rapido (con tempi nell'ordine di  $3 \div 5$  s in frenatura e  $15 \div 20$  s in sfrenatura), così da ottenere manovre rapide che sono adatte alle più alte velocità dei treni a cui sono applicate. Non si tratta comunque di una manovra dannosa dal punto di vista delle forze interne sviluppate, poiché è un'azione che avviene allo stesso modo su tutti i rotabili del convoglio (quindi non ci sono ritardi) e, inoltre, avviene su treni che hanno organi di aggancio meno laschi di quelli tipici invece del regime "M"; rispetto a questi ultimi, però, qui invece la lunghezza delle composizioni è limitata a 120 assi [6]. La Figura 2.4 riporta una sintesi di ciò che è stato spiegato, ponendo a confronto le due manovre. Esistono distributori che possono realizzare soltanto uno dei

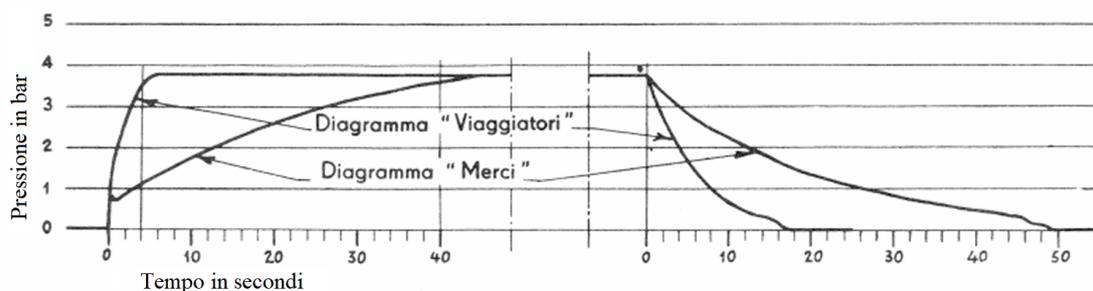


Figura 2.4: Diagramma di frenatura (a sinistra) e sfrenatura (a destra) rapida per freno "tipo Merci" e "tipo Viaggiatori", rappresentate come andamento della pressione nel cilindro freno. Fonte: "Organizzazione e tecnica ferroviaria", di Vicuna, 1986

due regimi, ma più comunemente essi sono dotati di una leva, che permette di selezionare manualmente quale dei due utilizzare, a seconda del convoglio di cui fa parte il veicolo su cui sono montati. Tipicamente, il regime "M" è ovviamente più adatto ai treni merci mentre il regime "V" a quelli passeggeri, ma ci sono casi in cui i rotabili che compongono un convoglio abbiano distributori posti in regimi misti: un esempio sono i treni merci pesanti a composizione corta, che solitamente hanno la locomotiva in regime di frenatura "M" e i carri in regime "V". La leva nel dispositivo "Merci-Viaggiatori" del distributore altro non fa che selezionare un diverso diametro dell'ugello che regola il flusso di aria in entrata/uscita al cilindro freno, regolandone quindi il tempo di crescita/decrecita della pressione interna. Un altro dispositivo dal funzionamento simile, anch'esso a comando manuale tramite leva a due posizioni, è il *dispositivo "Piano-Montagna"*: esso consente di ottenere uno scarico normale del cilindro freno in posizione "P" ma uno scarico rallentato quando si sceglie la posizione "M". La commutazione di questo dispositivo comunque non varia il regime di frenatura né l'azione frenante. Il *dispositivo "Vuoto-Carico"* invece consente di modificare l'azione frenante, e questo è necessario soprattutto nei carri dei treni merci, che hanno una

maggiore escursione di peso rispetto ai vagoni passeggeri e quindi necessitano di una manovra di frenatura diversa a seconda dell'entità del carico (per maggiori dettagli su questo dispositivo si rimanda al paragrafo 2.2). Accanto a questi dispositivi ne esistono poi tutta un'altra serie, che servono per regolare il sistema e migliorare in generale la performance della manovra di frenatura/sfrenatura. Un esempio sono i *relè pneumatici* (che operano come delle valvole limitatrici di pressione), il *dispositivo di primo tempo*, la *camera acceleratrice* ed il *dispositivo di isolamento del serbatoio di comando*. Il dispositivo di primo tempo serve per ritardare il caricamento del cilindro freno; se in un primo momento esso permette al cilindro freno di raggiungere rapidamente la pressione di 0,6 bar (necessaria per vincere le molle di richiamo e quindi porre i ceppi in accostamento, preparandoli per la successiva frenata), sopra quel valore il dispositivo limita la crescita della pressione (secondo il gradiente voluto). Questo è importante nei treni passeggeri ma ancora di più in quelli merci che, oltre ad avere un maggior numero di veicoli, hanno agganci più lenti che subirebbero effetti più dannosi se la fase di frenatura fosse troppo rapida e incontrollata. La camera acceleratrice è posta in parallelo al distributore, ed ha lo scopo di velocizzare il comando della prima frenatura: la condotta generale, invece di scaricare solo dal rubinetto di comando, scarica aria anche immettendola in tutte le varie camere acceleratrici, e questo permette di ottenere una rapida depressione. Il dispositivo di isolamento serve ad evitare di sovraccaricare i serbatoi di comando; durante la sfrenatura, infatti, nei veicoli vicini alla locomotiva (dove avviene la generazione di aria compressa) si possono avere pressioni superiori ai 5 bar. Se il serbatoio di comando registrasse un riferimento di pressione errato, nella successiva frenatura di quello specifico carro si verificherebbe un ritardo della manovra, e questo porterebbe ad una frenatura non uniforme sul convoglio. Il dispositivo di isolamento permette quindi di limitare la pressione all'ingresso del serbatoio di comando al valore corretto. Infine, spesso è presente anche un *relè alimentatore*: si tratta di una valvola regolatrice, composta di due camere principali (rispettivamente quella pilota e quella equilibratrice). A differenza del relè pneumatico, che ha un riferimento fisso, questa valvola riceve un segnale di pressione nella camera pilota, che è a contatto con un lato di uno stantuffo otturatore. Dal lato opposto agisce una seconda pressione, che appartiene all'aria della camera equilibratrice: a seconda della differenza tra le due pressioni, lo stantuffo otturatore si muoverà in una certa direzione, aprendo o chiudendo a sua volta una valvola e quindi indirizzando diversamente il flusso. La Figura 2.5 contiene uno schema del relè alimentatore, dove si indica con "A" la camera pilota e con "B" la camera equilibratrice. Questo dispositivo è utile nel momento in cui è necessario gestire grandi portate, e per questo viene affiancato spesso al rubinetto di comando od al distributore. In quest'ultimo caso, durante una manovra di frenatura, la pressione in uscita dal distributore al cilindro freno in realtà diventa il segnale in entrata nella camera pilota (tramite l'ingresso III in figura), mentre nella camera equilibratrice arriva la pressione dal cilindro freno reale (che attraversa il foro 3 dall'ingresso II in figura): poiché il cilindro è ancora scarico, la pressione nella camera A è maggiore di quella in B, e questo provoca uno spostamento verso l'alto dello stantuffo otturatore, il quale andrà ad insistere sulla valvola e la sposterà verso l'alto, aprendo il collegamento con il serbatoio ausiliario (quindi aprendo il collegamento tra I e II in figura). In sfrenatura, viceversa, sarà la pressione nella camera B ad essere maggiore di quella nella camera A, provocando lo spostamento contrario dello stantuffo, che farà tornare la valvola in posizione di riposo (chiudendo il collegamento tra I, cioè il serbatoio, e II, cioè il cilindro freno) e aprirà il collegamento tra cilindro freno ed atmosfera (tramite l'uscita IV

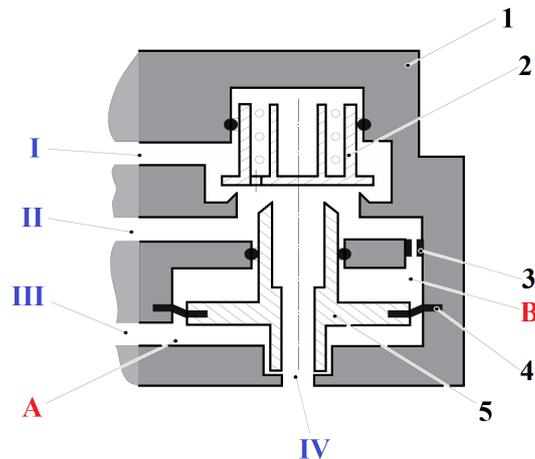


Figura 2.5: Schema di un relè alimentatore 1/1. 1- Corpo del relè; 2- Valvola (con molla interna); 3- Foro di riequilibratura; 4- Diaframma di tenuta; 5- Stantuffo otturatore; Anelli di tenuta non segnati. Adattato da: "Sviluppo di un codice di simulazione dinamica per lo studio di treni merci di futura generazione", di Crescentini, 2007

in figura). In sintesi, la tendenza attuale è quella di utilizzare il distributore soltanto come un generatore di segnali ed in accoppiamento con un relè alimentatore che gestisce invece le varie portate: questo permette di avere un distributore più compatto, e quindi con maggior precisione e minore attrito [8]. In modo simile si può fare con il rubinetto di comando: esso diventa il generatore di segnale che provoca il collegamento della condotta generale con il serbatoio principale o l'atmosfera. In entrambe le applicazioni, un aumento/diminuzione di pressione nella camera pilota provocherà un pari aumento/diminuzione di pressione in condotta generale o nel cilindro freno; in realtà, questo aumento/diminuzione andrà poi scalato in funzione delle superfici dello stantuffo otturatore (nello schema della Figura 2.5, ad esempio, è rappresentato uno stantuffo con superfici uguali, di conseguenza il rapporto di ripetizione sarà di 1/1).

Il cilindro freno è il componente che si occupa di convertire la pressione dell'aria in una forza che, tramite un sistema di articolazioni e leveraggi, diventa forza frenante sulle varie ruote. Di fatto esso è un attuatore a singolo effetto, costituito da un pistone (che in uscita è collegato al sistema di articolazioni) e da una molla di richiamo (che riporta in posizione di riposo il pistone nella fase di rilascio dei freni). Come è già stato citato in precedenza, la regolazione della pressione dell'aria nel cilindro freno ha un limite massimo, riportato nella fiche UIC 540 [11], e pari a 3,8 bar (ed una variazione ammessa in funzionamento di 0,1 bar): questo limite viene rispettato proprio grazie alla presenza di un relè pneumatico tra distributore e cilindro freno. Esistono poi vari tipi di cilindri freno, con diverse specifiche dimensionali: nei treni merci, ad esempio, essi hanno un diametro che tipicamente è compreso tra i 6" ( $\sim 150$  mm) ed i 9" ( $\sim 230$  mm) [12] ma, come riportato nella fiche UIC 544-1 [13], in alcuni casi può arrivare anche a 12"  $\div$  16" (ossia  $\sim 305 \div 406$  mm). La corsa del pistone, invece, è compresa tra 35  $\div$  220 mm; risulta quindi che il volume totale è compreso tra 0,6  $\div$  30 L. Infine, essi generano una forza tipicamente dell'ordine dei 6  $\div$  50 kN [12].

### 2.1.2 Standard AAR

Lo standard AAR è riferito alla regione del Nord America (Canada, Messico e Stati Uniti) ma è diffuso anche in Brasile. Esso è stato pensato per i lunghi convogli dei treni merci, che in quelle regioni hanno dimensioni che variano tra 1 e 3 km. Bisogna notare che i principi di funzionamento di base sono gli stessi che sono stati già spiegati in precedenza con lo standard UIC, e lo schema del freno automatico nella configurazione AAR è del tutto simile a quello riportato nella Figura 2.2; tuttavia, ci sono alcune caratteristiche che differiscono e sono specifiche di questo sistema normativo.

Come nei sistemi UIC, anche le locomotive dei sistemi AAR hanno una configurazione diversa rispetto a quella presente a bordo del carro, poiché ospitano dei componenti aggiuntivi, quali il gruppo motocompressore, il serbatoio principale, il serbatoio equalizzatore ed il rubinetto di comando. Riguardo a quest'ultimo, l'esempio più noto è l' "automatic brake valve 26C", che è il rubinetto di comando maggiormente utilizzato nel Nord America. Esso controlla la pressione nella condotta generale e permette tre diversi comandi per l'impianto frenante, che sono la modalità di rilascio (in cui la pressione in condotta aumenta e quindi i cilindri freno riducono l'azione frenante), la modalità di servizio (in cui avviene l'opposto) e la modalità di emergenza (che è una rapida messa in atto della modalità di servizio); la scelta tra le varie modalità avviene tramite un comando manuale (cioè tramite una leva). L' "automatic brake valve 26C", inoltre, a sua volta è composto dalla valvola di regolazione, dal relè pneumatico, dalla valvola di intercettazione, dalle valvole di scarico e di emergenza, e dalla valvola di soppressione [14] [15]. La valvola e le sue componenti sono mostrate nella Figura 2.6. La valvola di regolazione ("regulating valve" nella figura) ha la funzione di controllare la pressione nel serbatoio equalizzatore, una pressione che varia in base alla posizione della leva del rubinetto di comando. Questa pressione modula il relè pneumatico ("relay valve"), che regola la pressione dell'aria lungo il condotto del freno per applicare o rilasciare il freno. La valvola di intercettazione della condotta generale ("brake pipe cut-off valve") si trova tra la valvola relè e il condotto stesso, e consente il collegamento con il condotto solo quando si raggiunge un determinato valore di pressione. Le valvole di scarico ("vent valve") e di emergenza ("emergency valve") entrano in funzione solo in situazioni di emergenza e servono a scaricare l'aria sia dal condotto del freno che dal serbatoio equalizzatore nell'atmosfera; la conseguente riduzione improvvisa della pressione consente un'applicazione rapida del freno. Infine, la valvola di soppressione ("suppression valve") regola la comunicazione tra il serbatoio equalizzatore ed il serbatoio principale. Si prende ora ad esempio il relè pneumatico, che è molto simile al relè alimentatore descritto nei sistemi UIC (vedere anche Figura 2.5). Esso è composto da una camera esterna ed una camera interna, di volumi variabili e separate da un diaframma, il quale può muoversi a destra od a sinistra, solidalmente ad uno stantuffo. A seconda che lo stantuffo si muova in un verso oppure in un altro, esso apre una valvola di alimentazione oppure una valvola di scarico che, attraverso una camera intermedia e la valvola di intercettazione della condotta generale, comunicano con la condotta generale. Bisogna notare che lo stantuffo, anche in posizione di riposo, non chiude completamente entrambe le valvole; ciò significa che solo una alla volta (o nessuna) tra la valvola di alimentazione e quella di scarico può essere aperta. Nella modalità di rilascio dei freni si è già visto che, grazie all'azione della valvola di regolazione, la pressione nel serbatoio equalizzatore aumenta: questa pressione alimenta anche la camera esterna, quindi insiste sul diaframma e muove lo stantuffo verso destra,

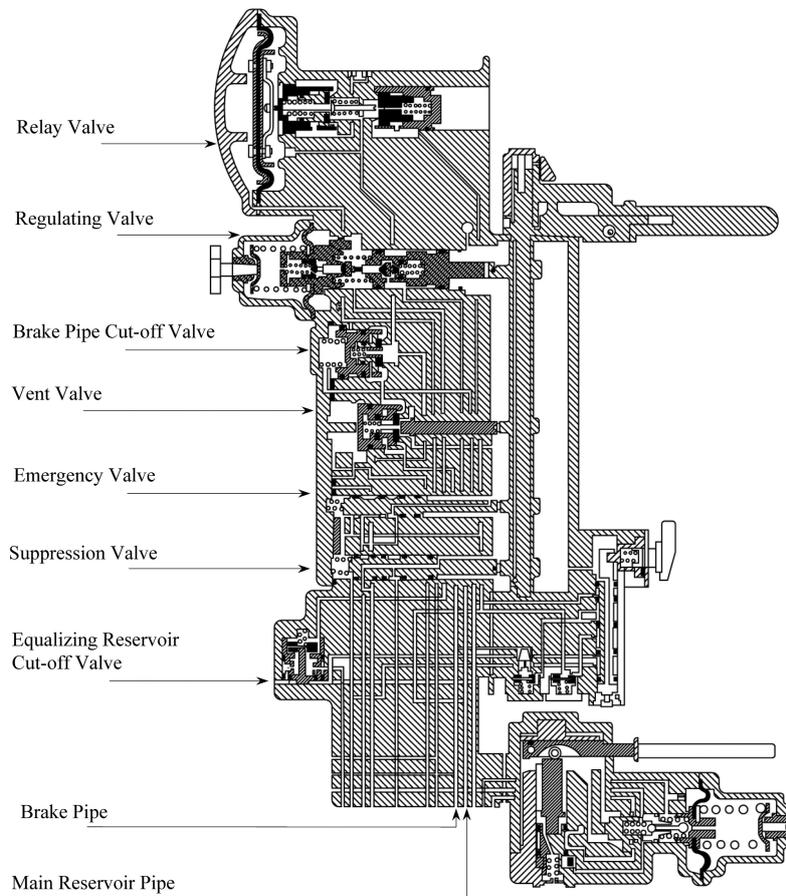


Figura 2.6: Rubinetto di comando nord americano o "automatic brake valve 26C". Fonte: "A train air brake force model: locomotive automatic brake valve and brake pipe flow formulations.", di Specchia et al., 2013

aprendo la valvola di alimentazione. A questo punto, l'aria inizia a fluire dal serbatoio principale alla camera intermedia e, se la pressione è tale da vincere il precarico della molla della valvola di intercettazione, allora fluirà poi verso la condotta generale, aumentandone la pressione e imponendo appunto il comando di rilascio dei freni. Inoltre, l'apertura della valvola di intercettazione causa una caduta di pressione nella camera interna, che quindi richiama ulteriore aria dalla valvola di alimentazione: quando il transitorio si conclude, la pressione nella condotta generale e nella camera interna del relè sarà circa pari alla pressione nella camera esterna (cioè la pressione del serbatoio equalizzatore), e lo stantuffo tornerà in posizione di riposo. Nella modalità di servizio, invece, la pressione nel serbatoio equalizzatore diminuisce e di conseguenza anche quella nella camera esterna: lo stantuffo si muove verso sinistra, aprendo la valvola di scarico, che fa fluire l'aria dalla condotta generale verso l'atmosfera, imponendo quindi il comando di attivazione dei cilindri freno. Di fatto, la camera esterna ha la stessa funzione della camera pilota del relè alimentatore descritto per i sistemi UIC. Dall'esempio, risulta più chiaro il caso di relè alimentatore

accoppiato al rubinetto di comando: in sintesi, si capisce che a fronte di una pressione pilota ricevuta dal rubinetto di comando, il relè stabilisce un collegamento tra la condotta generale ed il serbatoio principale, oppure tra la condotta generale e l'atmosfera.

Il distributore (qui noto anche come "Triple valve" o "Three-Way valve") ha la stessa funzione che ricopriva negli impianti UIC, e si basa sulla logica della valvola tripla. La differenza fondamentale è che non consente un'applicazione graduale, bensì solo un comando di rilascio completo; a riprova di ciò, negli impianti AAR non sono presenti serbatoi di comando, quindi non sono possibili sfrenate controllate e progressive né la correzione della pressione durante la manovra. Quest'ultima è diretta, in modo da ottenere tempi di reazione molto rapidi e basse forze longitudinali, che si rivelano molto utili per i lunghi convogli; questo tipo di manovra permette inoltre di poter iniziare il rifornimento del serbatoio ausiliario direttamente quando viene dato il segnale di rilascio. Un'altra differenza è che le pressioni non sono controllate entro intervalli di valori definiti, ma si basano sulle proporzioni del volume tra condotta generale, serbatoio ausiliario e cilindro freno: nello specifico, poiché la proporzione tra il volume del cilindro freno e del serbatoio è definita a 2:5, ne consegue che ogni applicazione del freno seguirà le proporzioni di 2:5:7 (dove 7 è la somma delle parti in proporzione) [12]. Questo avviene perché, durante una frenatura, la pressione contenuta nel serbatoio viene trasferita al cilindro freno, fino a quando la pressione nel serbatoio stesso non eguaglia quella nella condotta generale: a questo punto, anche la pressione nel cilindro freno eguaglierà le altre due, perciò si è raggiunto il punto di equilibrio che rappresenta la massima frenata ottenibile in condizioni normali. S'immagini ora che, ad esempio, la pressione di riferimento nella condotta generale sia di 70 psi ( $\sim 4,8$  bar): all'inizio il serbatoio ausiliario (5 parti di volume) è pieno (anch'esso a 70 psi dati dalla condotta) ed il cilindro freno (2 parti di volume) è vuoto. La frenatura avviene imponendo una depressione nella condotta generale, e la pressione si trasferisce dal serbatoio al cilindro freno ed il flusso si ferma quando le 5 parti di volume sommate alle 2 parti (cioè 7 parti) hanno una pressione uniforme con la condotta. La pressione finale raggiunta dal cilindro freno sarà pari a  $5/7$  della pressione iniziale (di riferimento), poiché fornita interamente dal serbatoio, e quindi in questo esempio avrà il valore di 50 psi: questo valore, appunto, sarà uniforme al serbatoio stesso ed alla condotta, perché il sistema si trova in equilibrio. Dall'esempio ora è chiaro che, in generale, quel rapporto proporzionale comporta che la pressione massima in frenatura si raggiunga quando le tre pressioni si eguagliano a  $5/7$  della pressione di riferimento, ossia quando la pressione nella condotta generale (e allo stesso modo quella nel serbatoio ausiliario) è calata di  $2/7$  dalla pressione di riferimento. Solo questo rapporto è fisso, mentre il livello della pressione di riferimento (la pressione iniziale nell'esempio descritto in precedenza) è liberamente flessibile e si può scegliere di aumentarlo nel momento in cui si rende necessaria una maggior capacità frenante; tipicamente la pressione di riferimento ha livelli compresi tra 65 e 90 psi ( $\sim 4,5\div 6,2$  bar).

Nel sistema AAR, il serbatoio ausiliario in realtà è suddiviso in due camere separate: la prima, alla quale ci si è riferiti in precedenza come "serbatoio ausiliario", è la più piccola, mentre la seconda, chiamata "serbatoio di emergenza", è la più grande. La camera "serbatoio ausiliario" svolge appunto la stessa funzione del serbatoio ausiliario nel sistema UIC; tuttavia, ha un volume relativamente minore rispetto al suo equivalente UIC. La camera "serbatoio di emergenza", come suggerisce il nome, è riservato alla frenata di emergenza: quando il distributore rileva un calo della pressione in condotta al di sotto del livello di

applicazione completa, collega entrambe le camere al cilindro freno. La camera d'emergenza, in confronto a quella "serbatoio ausiliario", ha un rapporto di volume di 7:5. Durante la frenata d'emergenza, questo rapporto tra le due camere consente quindi al sistema AAR di raggiungere una pressione in cilindro freno significativamente più alta, ossia fino a 6/7 della pressione di riferimento [12]. Di contro, questo serbatoio risulta esauribile, a causa della natura della manovra di sfrenatura, che nei sistemi AAR è diretta e completa: poiché il rifornimento del serbatoio può iniziare solo successivamente al segnale di rilascio dei freni, se si eseguono due manovre di frenatura consecutive (ad esempio, nel caso in cui sia necessaria una seconda frenata più intensa della prima), la seconda frenata utilizzerà soltanto la pressione residua rimasta dopo la prima, con il rischio che essa non sia sufficiente per ottenere l'intensità voluta. Se nei sistemi UIC invece la ricarica avviene gradualmente e continuamente (anche tra frenate parziali), qui invece molto dipende dal tipo di manovra effettuata dal macchinista, al quale è richiesta una gestione sicuramente più attenta. La variabile dell'errore umano sommata al rischio di frenate inefficaci (nel caso in cui la pressione residua sia insufficiente) ed alla lenta ricarica (a causa sia della lunghezza dei convogli che dal fatto che essa non avviene continuamente ma solo dopo il rilascio completo), porta a lunghe distanze di frenata ed a una bassa reattività del sistema. Di conseguenza, anche le velocità di circolazione dovranno essere limitate.

Poiché quindi si tratta di un sistema che non si basa su riferimenti di pressione ma su riferimenti di volume, il distributore AAR non potrà disporre di relè pneumatici, come quello che, ad esempio, limitava la pressione massima in uscita al cilindro freno nel sistema UIC. Tuttavia esso dispone, così come il distributore UIC, di camere acceleratrici: nello specifico, qui vengono denominate "Quick Service" (usata durante il servizio per velocizzare l'attivazione dei freni, riducendo quindi il rischio di frenatura non uniforme, soprattutto per i veicoli a fine convoglio) e "Quick Action" (usata durante la manovra di emergenza, e con lo stesso scopo dell'altra camera). Altre differenze comprendono la funzione denominata "Quick Release" (che supporta il riempimento della condotta generale durante il rilascio dei freni, ossia consente alla condotta generale di essere alimentata dai serbatoi di emergenza, accelerando così la velocità del segnale di sfrenatura lungo il treno) ed i dispositivi noti come "pressure retainers". Questi ultimi sono presenti solo su alcune linee e sono di fatto delle valvole di ritegno a controllo manuale che, se settate su ogni cilindro freno, consentono di mantenere una pressione minima o rallentare la riduzione di pressione durante il rilascio del freno; ciò può essere utile come funzione di sicurezza o funzione di supporto nelle lunghe discese [12].

Infine, per ridurre le forze interne, i livelli di forza frenante del sistema AAR sono significativamente più bassi: questo comporta distanze di frenata più lunghe e limita le velocità operative (ciò già accadeva, come spiegato prima, a causa della natura della manovra di sfrenatura, che non è graduale). Questo accorgimento sulla velocità, tuttavia, è necessario per permettere la circolazione di treni così lunghi su quelle linee.

Di seguito viene riportata una tabella<sup>2</sup> che riassume e mette a confronto le principali caratteristiche dei sistemi UIC e AAR (la tabella è stata riadatta da [12]). Un'altra differenza è nel carico: i trasporti pesanti di merci in Europa si riferiscono a pesi di 1600÷2500 t (con peso per asse limitato a 22,5 t in caso di velocità < 100 km/h, oppure 20 t per asse

---

<sup>2</sup>Per la dicitura "Percentuale di peso frenato", fare riferimento al paragrafo 2.3.

	<i>Rilascio freni</i>	<i>Inesauribilità</i>	<i>Controllo pressione</i>	<i>Caratteristiche aggiuntive</i>	<i>Modalità</i>	<i>Percentuale di peso frenato</i>	<i>Tipo di convogli</i>
<b>UIC</b>	Graduale e parziale	Sì	Basato su livelli di pressione	Serbatoio di comando, relè pneumatico, disp. di primo tempo, disp. di isolamento del serbatoio di comando, relè alimentatore, camere acceleratrici	Selezionabile (G-P, eccetera)	Alta (65÷125%)	400÷750 m, veloci
<b>AAR</b>	Completo e singolo	No	Basato su livelli di volume	Serbatoio di emergenza, relè alimentatore, Quick Action, Quick Service, Quick Release, pressure retainers	Fissa	Bassa (10÷40%)	1÷3 km, lenti

Tabella 2.1: Confronto tra sistemi frenanti di tipo UIC e di tipo AAR.

in caso di velocità  $< 120$  km/h), mentre negli Stati Uniti ed in Canada si trovano treni con masse lorde di 15000 t; in Russia e Cina, invece, si trovano treni con masse di 9000÷12000 t [7]. Questi ultimi due paesi hanno standard nazionali, e si è scelto di includerli nel confronto riportato nella Tabella 2.2 (tratta da [16]) perché, insieme all'Australia, hanno reti ferroviarie tra le più estese al mondo. Nella tabella, tra parentesi, accanto al nome dello standard o del paese, viene riportato il corrispettivo distributore attualmente più diffuso. Oltre alle funzionalità già descritte in precedenza, qui vengono citate anche quella di "lapping" (che, nel momento in cui la pressione nel cilindro freno e quella nel serbatoio ausiliario si equivalgono, serve a mantenere un valore costante di pressione frenante, proprio bloccando il passaggio di altra aria dal serbatoio al cilindro stesso), di "carica ritardata" (che serve ad ottenere una fase di rilascio più uniforme lungo il convoglio, riducendo l'apertura tra la condotta generale ed i vari serbatoi ausiliari e, quindi, regolando la velocità di riempimento di questi ultimi) e del "rubinetto di comando d'emergenza" (una valvola addizionale presente nei sistemi AAR e della Cina, che pone in comunicazione la condotta generale direttamente con l'atmosfera nel caso di una manovra di emergenza - che porta, a sua volta, all'utilizzo del serbatoio di emergenza, presente però solo sui sistemi AAR).

	<b>AAR (ABDX)</b>	<b>UIC (KE)</b>	<b>Cina (120-1)</b>	<b>Russia (KAB60)</b>	<b>Australia (WF 5)</b>
<i>Frenata di servizio</i>	Sì	Sì	Sì	Sì	Sì
<i>Quick Action</i>	Sì	Sì	Sì	Sì	Sì
<i>Quick Service</i>	Sì	Sì	Sì	Sì	Sì
<i>Lapping</i>	Sì	Sì	Sì	Sì	Sì
<i>Rilascio</i>	Sì	Sì	Sì	Sì	Sì
<i>Rilascio graduale</i>	No	Sì	No	Sì	No
<i>Quick Release</i>	Sì	No	Sì	Sì	Sì
<i>Carica ritardata</i>	Sì	Sì	Sì	Sì	Sì
<i>Rubinetto di comando d'emergenza</i>	Sì	No	Sì	No	No

Tabella 2.2: Confronto tra le caratteristiche dei vari sistemi frenanti moderni.

## 2.2 Freni a ceppi, freni a disco e timoneria

I cilindri freno agiscono sull'assile tramite un sistema di articolazioni, anche noto come *timoneria del freno*. Questo sistema trasmette, distribuisce e modula la forza del cilindro al freno; quest'ultimo può essere a ceppi od a disco.

I freni a ceppi vengono tipicamente utilizzati per veicoli con velocità fino ai 160 km/h (e per questo sono più comuni sui treni merci). Il singolo ceppo riceve una forza dalla timoneria del freno e, una volta accostato alla ruota del veicolo, genera a sua volta per attrito una forza (e quindi una coppia) resistente al moto della ruota stessa, provocando una decelerazione del veicolo. La forza generata dal ceppo (forza tangenziale) si può esprimere come

$$F_T = f_r \cdot F_N \cdot \cos(\gamma)$$

dove  $F_N$  è la forza normale alla superficie di contatto tra suola del ceppo e ruota (cioè la forza ricevuta dalla timoneria),  $f_r$  è il coefficiente di attrito ceppo-ruota e  $\gamma$  è rappresenta la conicità della ruota del veicolo. Poiché la superficie di contatto ha un'inclinazione rispetto all'asse della ruota (che è dato proprio dalla conicità), per calcolare la forza tangenziale bisogna considerare solo la componente normale all'asse. Sempre rispetto all'asse, la forza tangenziale genera una coppia, dove il raggio di riferimento è proprio il raggio della ruota. Questo tipo di freno può avere due configurazioni possibili: la prima, denominata "Bg", è composta da un singolo ceppo montato sul supporto porta-ceppi in acciaio, mentre la seconda, denominata "Bgu", è composta da due ceppi montati sullo stesso supporto. Ogni ruota a sua volta può avere uno o due supporti che insistono su di essa (di qualsiasi delle due configurazioni). Il materiale utilizzato per la suola del ceppo inizialmente fu la ghisa, che però dà problemi di rumorosità e oggi è spesso sostituito da materiali compositi (classificati con diciture quali "K", "L" e "LL"), le cui specifiche sono segreto industriale dei fornitori. In generale, l'uso dei materiali compositi permette di ridurre la rumorosità ma può portare ad altri problemi, come un peggior comportamento termico (che porta ad un elevato riscaldamento della ruota) ed una maggiore usura della suola stessa (che, rispetto a quella in ghisa, non contribuisce nemmeno al processo benefico di rettificazione del profilo della ruota). La ghisa viene invece classificata in base al contenuto di fosforo, che ne aumenta la durata della vita ma ne accresce anche la fragilità (la normativa UIC consiglia una ghisa al 0,4% di fosforo); oltre alle caratteristiche già presentate, i ceppi in ghisa hanno costi minori ma durante l'accostamento generano scintille, che possono essere pericolose se il treno deve attraversare ambienti con alto rischio di infiammabilità. Entrambi i materiali, comunque, vanno incontro ad usura ed il ceppo dev'essere sostituito dopo un certo periodo di tempo. Si possono anche avere un maggior numero di ceppi per ruota, con l'effetto che vengono ridotti lo stress termico su ognuno di essi e l'usura complessiva, ma si ha un aumento del peso complessivo del veicolo, una maggior complessità della timoneria e quindi una maggior difficoltà di sistemazione.

I freni a disco sono più comuni per veicoli con velocità superiori ai 160 km/h, ma possono essere utilizzati anche sui treni merci. La pinza, costituita da due superfici ad attrito, riceve una forza dalla timoneria del freno e, a sua volta, genera per attrito una forza (e quindi una coppia) resistente su un disco. Quest'ultimo, essendo collegato rigidamente all'assile, trasmette la coppia alle ruote, provocando una decelerazione del veicolo. La forza generata dalla pinza (forza tangenziale) si può esprimere come

$$F_T = f'_r \cdot F_N$$

dove  $F_N$  è la forza normale alla superficie di contatto tra pinza e disco (cioè la forza ricevuta dalla timoneria),  $f'_r$  è il coefficiente di attrito pinza-disco. Rispetto all'asse, la forza tangenziale genera una coppia, ma diversamente dal caso di freni a ceppi, nei freni a disco il raggio di riferimento è il raggio del disco. I dischi utilizzati si classificano per numero, tipo, materiale, carico per asse e velocità massima del veicolo. Ad esempio, si possono trovare dischi calettati sull'assile oppure disposti ai due lati della ruota (vincolati sulla vela) o, ancora, disposti ad un lato della ruota [17]. Nei primi due casi, i dischi sono muniti di alette di raffreddamento, disposte sul lato opposto rispetto a quello su cui agisce la guarnizione. Nel caso di dischi disposti ad un lato della ruota, bisogna ricordare i dischi a settori, che hanno la superficie a contatto con la pinza suddivisa in settori spazati: questa suddivisione permette libere dilatazioni termiche, e quindi una diminuzione degli sforzi interni. Sempre in quest'ultimo caso, è diffuso l'utilizzo di dischi in acciaio, mentre per gli altri due tipi si usa la ghisa o altri materiali; nel caso di dischi in ghisa, inoltre, si montano sempre delle guarnizioni in ferodo. Il campo di velocità che distingue l'utilizzo dei freni a ceppo da quello dei freni a disco proviene dal fatto che una manovra di frenatura troppo intensa e prolungata ad opera dei primi può portare all'allentamento dei cerchioni e al danneggiamento delle superfici di rotolamento (quest'ultimo aspetto rimane insolubile, anche nel caso in cui si usassero delle ruote monoblocco). L'uso dei freni a disco, invece, ha il grande vantaggio di "disaccoppiare" i vari componenti nel loro scopo, permettendo una scelta dei materiali più efficace dal punto di vista progettuale. Poiché è il disco, e non la ruota, a subire l'attrito, esso verrà realizzato in modo tale da gestire meglio gli stress termici; allo stesso tempo, la ruota potrà essere scelta in accordo con altre necessità progettuali, senza dover assolvere anche quelle relative alla frenatura. Infatti, nel caso di freno a disco, si possono utilizzare le ruote elastiche (cioè che contengono tasselli in gomma) che hanno bassa resistenza alle alte temperature e sarebbero incompatibili con il freno a ceppi. Quest'ultimo viene ancora preferito nel caso siano necessarie solo medie potenze frenanti, in cui tra l'altro un sistema di freno a disco aumenterebbe soltanto il peso del veicolo (per la presenza dei dischi) e renderebbe più difficile la sistemazione sugli assili.

La Figura 2.7 mette a confronto i due tipi di freno; sono riportate le forze tangenziali introdotte in precedenza ed è visibile la differenza tra i raggi di riferimento  $r_f$ . La forza  $F_{Tr}$  corrisponde alla somma delle reazioni orizzontali, ma essa è anche pari a  $F_{Tr} = f_a \cdot P$  (dove  $P$  è il carico agente sull'assile e  $f_a$  è il coefficiente d'aderenza ruota-rotai). Questo valore costituisce il limite di aderenza; dall'equilibrio alla rotazione, quindi si ottiene:

$$\sum f_r \cdot F_N \cdot \cos(\gamma) \cdot r_f \leq f_a \cdot P \cdot r \quad (2.1)$$

(per freni a ceppi);

$$\sum f'_r \cdot F_N \cdot r_f \leq f_a \cdot P \cdot r \quad (2.2)$$

(per freni a disco).

Superare quel limite in entrambi i casi significa che, in fase di decelerazione, la ruota passa da un moto di puro rotolamento ad un moto di slittamento, ossia la ruota va in bloccaggio: questo influisce negativamente sull'usura del profilo della ruota stessa. Si fa notare che il limite di aderenza, poiché dipende da  $f_a$ , non è fisso ma è variabile: il coefficiente d'aderenza ruota-rotai, infatti, non solo dipende dallo stato delle rotaie (umidità, untuosità, presenza di ghiaccio) ma anche dalla velocità del rotabile (ed è per questo motivo che, nei

sistemi frenanti che lo permettono, è fondamentale l'utilizzo dei dispositivi antipattinaggio, come accennato nel paragrafo 2.1).

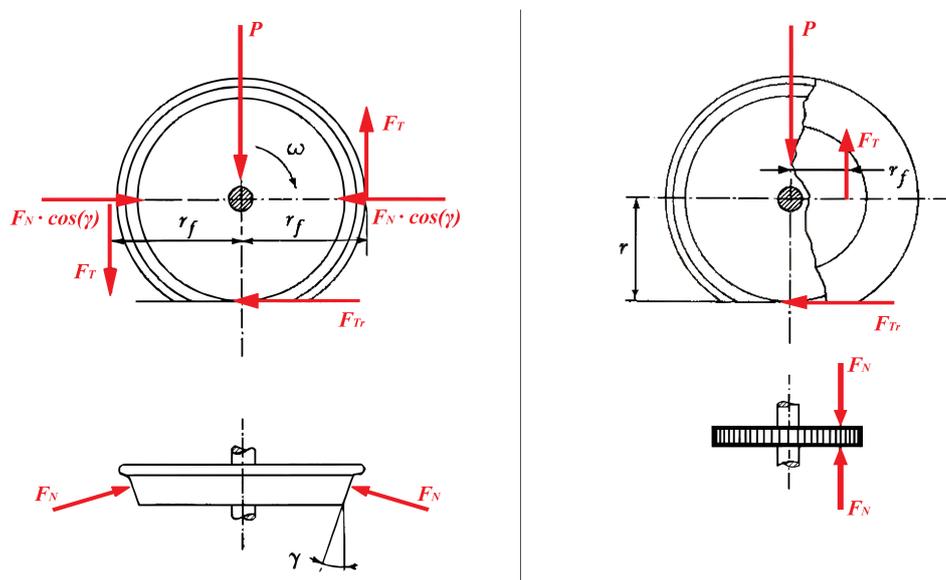


Figura 2.7: Schema delle forze del freno a ceppi (sulla sx) e freno a disco (sulla dx). Adattato da: "Costruzione del veicolo ferroviario" di Panagin, 2006

La timoneria del freno è l'insieme delle articolazioni che collegano il cilindro freno e ne trasmettono la forza frenante agli organi di attrito (ceppi o pinze). Essa può avere svariate configurazioni, che dipendono ad esempio dalla disposizione dei cilindri freno: infatti, può essere presente un solo cilindro freno per carro, un cilindro freno per carrello oppure un cilindro freno per assile. In ogni caso, la timoneria deve garantire una corretta ripartizione della forza frenante, oltre a fornire la possibilità di moltiplicare l'intensità della forza stessa secondo un rapporto scelto. Gli organi principali che la compongono sono tiranti e leve, che possono formare una struttura isostatica o iperstatica: è consigliabile una timoneria isostatica, per poter avere una frenatura corretta di tutti gli assi ed un recupero del gioco (la timoneria iperstatica, infatti, fa sì che solo gli assi in cui i ceppi si accostano per primi vengono frenati, mentre gli altri rimangono esclusi). Il recupero del gioco è un altro aspetto fondamentale della timoneria: infatti, via via che le superfici di attrito vengono consumate dall'usura, aumenta il gioco, e quindi dovrebbe aumentare anche la corsa dello stantuffo del cilindro freno e la pressione dell'aria (soluzione molto complessa da realizzare). Allo stesso tempo, bisogna evitare che il gioco sia troppo piccolo, altrimenti nel caso di freni a ceppi si potrebbe incorrere nella formazione di scintille o nell'insorgere di resistenze passive non volute durante la marcia normale. È chiaro che sia necessario mantenere il gioco entro un determinato intervallo, e questo è possibile proprio variando progressivamente la geometria della timoneria col procedere dell'usura.

I coefficienti d'attrito ceppo-ruota  $f_r$  e pinza-disco  $f'_r$ , seppur di diversa entità (in base ai materiali delle superfici d'attrito), non sono costanti bensì variano dipendentemente alla velocità del veicolo. Se venissero considerati costanti in prima approssimazione, allora si può

chiaramente notare dalle formule dei freni che la forza  $F_N$  (che proviene dalla timoneria e quindi dal cilindro freno) dipende dal carico  $P$  sull'assile. Se nelle locomotive e nelle carrozze passeggeri l'escursione è contenuta, nei carri merci invece il rapporto tra vuoto-carico può essere anche di 1:3. Un'altra importante funzione della timoneria è proprio quella di poter variare la forza frenante in base al carico, grazie al *sistema Vuoto-Carico*. Esso può essere di tipo:

- Meccanico: viene realizzato agendo sul meccanismo della timoneria. Può essere "a gradino", cioè regolabile soltanto su due o più valori discreti (tipicamente avviene tramite variazione dei bracci di leva della timoneria ed è attivabile con un comando manuale, come una manopola all'esterno del carro), oppure "autocontinuo", ossia in grado di variare in modo continuo e automatico rispetto al peso del veicolo (grazie alle celle di pesatura, cioè dispositivi sensibili alle variazioni di carico delle sospensioni);
- Pneumatico: viene realizzato agendo sull'impianto pneumatico. Anche in questo caso è presente la distinzione tra sistemi "a gradino" (tramite un doppio cilindro freno, con due pistoni di aree diverse) e "autocontinui" (che utilizzano celle di pesatura insieme con relè pneumatici).

Nella Figura 2.8 è riportato un esempio di timoneria meccanica.

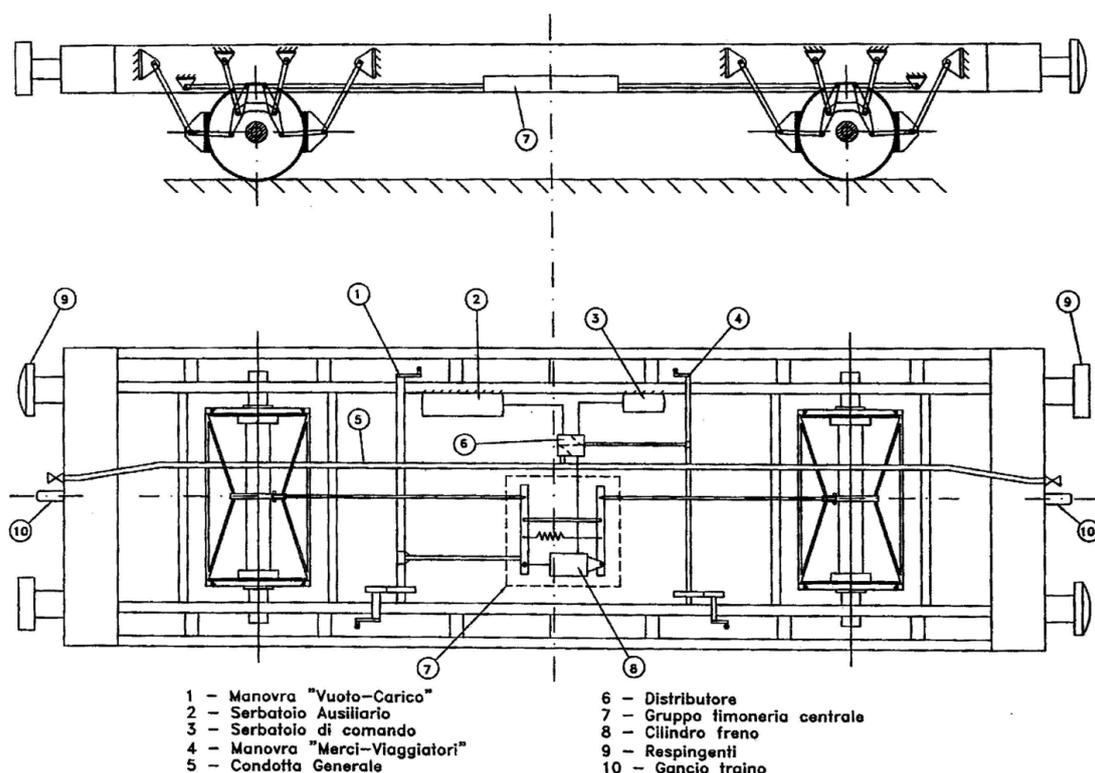


Figura 2.8: Timoneria ad asse. Fonte: Dispense del corso "Progettazione meccanica e trazione elettrica di veicoli su rotaia", di Bosso, 2023

## 2.3 Potenza di frenatura

La distanza di frenatura dipende da diversi fattori [18]:

- la velocità del treno al momento in cui vengono azionati i freni;
- il tasso di decelerazione ottenibile con una frenatura a pieno servizio (che varia in funzione del coefficiente di attrito tra ruota e rotaia);
- il ritardo tra il comando del macchinista e l'effettiva entrata in funzione dei freni (tempo di ritardo della frenatura);
- lo stato di usura delle pastiglie dei freni e la pressione dell'aria disponibile nei cilindri frenanti;
- la conformazione del tracciato, in particolare dalla pendenza del binario tra il punto in cui viene impartito il comando di frenata e quello in cui si arresta il convoglio;
- la distribuzione delle masse lungo il treno.

Il calcolo dello spazio di arresto è fondamentale per verificare l'efficacia della frenatura di un treno, ma risulta anche molto importante dal punto di vista della sicurezza e della programmazione del trasporto (cioè della gestione del flusso sulle linee). Infatti, esso è un indicatore della capacità del treno di mantenere determinate velocità su tracciati con varie pendenze e questo rientra nel campo dell'organizzazione ferroviaria. Il termine "potenza di frenatura" in realtà è riferito ai concetti di *peso frenato* e di *percentuale di peso frenato*. Il peso frenato è il peso (espresso in "tonnellate frenate") che l'impianto frenante è in grado di arrestare efficacemente; se riferito al treno, esso è la somma di tutti i pesi frenati dei rotabili. La percentuale di peso frenato è il rapporto percentuale tra il peso frenato (talvolta indicato come  $B$ ) ed il peso reale (indicato precedentemente come  $P$ ), ossia

$$\lambda_{treno} = \frac{B}{P} \cdot 100 \quad (2.3)$$

Il calcolo del peso frenato (e quindi di  $\lambda$ ) è possibile sperimentalmente oppure per via teorica. La fiche UIC 544-1 [13] contiene ulteriori informazioni riguardo ai possibili tipi di test sperimentali e alla loro modalità di esecuzione; inoltre, a seconda del tipo di freno, la normativa riporta le varie formule utilizzabili. In via teorica, si può immaginare il peso frenato come

$$B = P \cdot \frac{f_a}{f_r}$$

(dove  $f_a$  e  $f_r$  sono i coefficienti introdotti nel paragrafo 2.2). Nello standard, infatti, viene riportata una formula per il calcolo del peso frenato, dove compare il coefficiente  $k$ , che tiene conto del rapporto  $f_a/f_r$ : l'espressione - valida solo per treni merci con determinati requisiti (velocità massima inferiore a 120 km/h, carico massimo per asse di 22,5 tonnellate, ceppi frenanti applicati su entrambi i lati della ruota con forza massima sul ceppo compresa tra 5÷40 kN in configurazione "Bg" oppure compresa tra 5÷55 kN in configurazione "Bgu" e, infine, diametro ruota compreso tra 920÷1000 mm) viene riportata di seguito

$$B = \frac{k \cdot \sum F_N}{g} \quad (2.4)$$

dove  $\sum F_N$  è la somma di tutte le forze agenti sul ceppo (espresse in kN) e  $g$  è l'accelerazione di gravità. Un convoglio in cui sono presenti veicoli non frenati (che influiscono quindi soltanto sul peso reale) avrà di conseguenza una percentuale di peso frenato più bassa e quindi necessiterà di uno spazio di arresto maggiore; viceversa, un'alta percentuale indica una conseguente maggiore capacità di arresto. È chiaro quindi che il calcolo della distanza di frenata è strettamente correlato alla percentuale di peso frenato (o in generale al peso frenato).

Lo standard [13] contiene anche le prescrizioni in uso nell'Unione Europea per il calcolo dello spazio di arresto. La normativa è valida per tutti i treni che hanno velocità inferiori o uguali ai 200 km/h. Nel documento vengono presentati tre procedimenti di calcolo, a seconda che si tratti di una locomotiva, di un veicolo passeggeri o di un veicolo merci. Nel caso di un treno passeggeri, per ricavare lo spazio di arresto viene utilizzata la seguente formula:

$$s = \frac{C}{\lambda_{treno} + D} \quad (2.5)$$

dove  $\lambda_{treno}$  è la percentuale di peso frenato,  $C$  e  $D$  sono due costanti che dipendono dalla velocità. La formula è valida per treni di lunghezza fino a 400 metri; per treni più lunghi, la normativa prescrive opportune modifiche. Nel caso di un treno merci, invece, lo spazio di arresto è ricavabile graficamente tramite l'utilizzo di curve, che variano a seconda della velocità (da 40 km/h a 120 km/h) e della pendenza del tracciato (da -20‰ a +20‰). Nello stesso documento, viene riportato un metodo alternativo per il calcolo dello spazio di arresto a partire dall'accelerazione: essenzialmente, una volta trovato l'equilibrio di forze sul veicolo e ricavata l'accelerazione del rotabile (e nota la velocità iniziale), si ricavano le velocità alla fine degli  $i$ -esimi tratti scelti. A questo punto, integrando su ogni tratto la velocità, si ricavano le varie lunghezze dei tratti, che sommate forniscono appunto  $s$ . Il calcolo dello spazio d'arresto secondo i metodi appena riportati è sicuramente di facile applicazione e richiede un basso sforzo computazionale, ma tuttavia è un'approssimazione. Quest'ultimo aspetto è trascurabile per gli scopi della programmazione del trasporto (campo in cui questi metodi sono infatti ampiamente utilizzati). Essi possono trovare una loro utilità anche nel campo della simulazione del comportamento del treno, come strumenti di validazione dei modelli.

## Capitolo 3

# Modelli di freno automatico

Ad oggi, lo studio dei modelli di freno automatico è molto importante in numerosi campi di applicazione [16] (Wu et al., 2021). Uno di questi è sicuramente il calcolo dello spazio di arresto: come accennato in precedenza, prevedere la distanza di frenatura è utile alla sicurezza e all'organizzazione ferroviaria, ma anche per stabilire le potenzialità o difetti di un determinato sistema frenante. Quest'ultimo aspetto riguarda la verifica di nuovi e specifici componenti e delle variazioni che portano sulle prestazioni dell'intero sistema (ad esempio la scelta di una nuova valvola o di un nuovo materiale per le superfici di attrito), ma anche la verifica di una determinata manovra di frenatura (cioè l'introduzione di una nuova curva di frenatura, ad esempio) e di una determinata nuova configurazione del sistema. Un secondo principale campo di applicazione dei modelli di freno è la loro integrazione con quelli di dinamica longitudinale (anche noti come modelli *LTD*, cioè "Longitudinal Train Dynamics"): durante la frenatura, infatti, si generano inevitabilmente delle forze di trazione o di compressione tra i rotabili, che sollecitano gli organi di aggancio. Queste forze variano in base al sistema frenante, alla manovra di frenatura e ai suoi ritardi, che sono aspetti che possono essere valutati proprio attraverso i modelli, ma non solo: una simulazione in tempo reale della dinamica del veicolo (che è possibile anche grazie ai modelli di freno automatico) permette un'automatizzazione dell'organizzazione ferroviaria (e quindi l'uso di sistemi quali l' "ATO"). Essi risultano utili anche come base per i modelli di rilevamento e diagnosi del guasto (anche noti come modelli *FDD*, cioè "Fault Detection and Diagnosis"), a maggior ragione perché dall'impianto pneumatico del freno ferroviario derivano alcuni impianti frenanti di altri sistemi di trasporto, come quelli dei veicoli commerciali pesanti [19] (Hou et al., 2023). I modelli di freno automatico, infine, sono utili nei simulatori di guida, perché forniscono il comportamento reale del veicolo.

Le due sfide maggiori nella realizzazione di questi modelli sono essenzialmente la difficoltà nel determinare i parametri e le non-linearità del problema. Il primo aspetto è legato alla numerosità dei parametri stessi, che deriva dall'alta complessità delle molteplici valvole presenti nell'impianto; queste dipendono fortemente dai parametri, che però risultano difficili da misurare. Il secondo aspetto deriva dalla natura fluidodinamica del problema; le non-linearità possono essere superate con il metodo delle caratteristiche o con il metodo degli elementi finiti (FEM).

I modelli di freno automatico attualmente presenti, vengono classificati in due grandi famiglie, cioè:

- **Modelli empirici:** non includono il comportamento del fluido nella condotta generale, ma si focalizzano soltanto sulla pressione/forza nel cilindro freno;
- **Modelli fluidodinamici:** si focalizzano sul comportamento del fluido nella condotta generale, e descrivono la pressione/forza nel cilindro freno a loro volta attraverso modelli fluidodinamici o empirici del comportamento delle valvole.

### 3.1 Modelli empirici

I modelli empirici del freno automatico descrivono l'andamento della pressione o della forza nel cilindro freno, ma non contengono analisi sul comportamento del fluido. Esistono diversi tipi di modelli empirici, ma essi sono tutti accomunati da una relativa bassa complessità (se comparati ai modelli fluidodinamici) e di conseguenza una maggior velocità in fase di elaborazione (cioè necessitano di un basso sforzo computazionale). Se questi modelli necessitano infatti di un minor numero di variabili, essi tuttavia contengono delle approssimazioni maggiori ed in alcuni casi possono risultare poco affidabili. Date le loro caratteristiche, i modelli empirici sono ancora oggi preferiti agli altri nel campo della programmazione del trasporto (ossia per la gestione dei flussi, per il segnalamento ferroviario e così via). Un altro punto che molto spesso è in comune tra i vari modelli empirici è l'ipotesi per cui i dati dell'impianto frenante misurati su un convoglio di una certa lunghezza rimangano validi anche su un treno di una lunghezza inferiore; nella realtà ciò è falso, ma la differenza di comportamento del sistema frenante per treni di diversa di lunghezza si può descrivere soltanto attraverso i modelli fluidodinamici.

Tra i numerosi modelli empirici, i *modelli a forza costante* furono tra i primi ad essere introdotti. Come suggerisce il nome, in questi modelli si assume che la forza frenante sia costante o costante a tratti; inoltre, viene considerato in modo semplificato il ritardo tra il comando di frenatura e l'effettivo raggiungimento della frenatura su tutti i rotabili. Primitissimi esempi di questi modelli si possono trovare nei lavori dell'accademico sovietico Vsevolod A. Lazaryan, che nella metà del secolo scorso fu anche uno dei primi ad usare un'analogia coi circuiti elettrici per poter simulare i sistemi frenanti, nella quale le forze frenanti venivano trattate come differenze di potenziale applicate ai nodi del circuito (che invece rappresentavano i vari veicoli) [16]. Lo scopo iniziale di questi modelli era fornire degli strumenti semplificati per poter risolvere le equazioni differenziali manualmente o con la bassa potenza di calcolo disponibile all'epoca: per questa ragione, i transitori delle forze durante l'applicazione ed il rilascio del freno vengono trascurati. Tuttavia, ancora oggi anche questa categoria di modelli empirici trova applicazione nel campo della sicurezza ferroviaria. Ne è un esempio il lavoro presentato in [20], che a partire dal concetto di percentuale di peso frenato della UIC 544-1 (vedere Equazione 2.5) sviluppa appunto un modello ad utilizzo del sistema SCMT (ossia il sistema di controllo in uso sulla rete ferroviaria italiana). Durante la manovra di frenatura, si può calcolare la decelerazione del treno applicando la prima equazione della dinamica in senso orizzontale all'intero treno, e allo stesso tempo la seconda equazione della dinamica al singolo assile, perciò

$$a = \frac{\sum_{i=1}^n F_{bi} \frac{r_f}{r} + F_R}{M + \sum_{i=1}^n \frac{J_i}{r^2}} \quad (3.1)$$

dove

$$F_{bi} = (p_i A_i - F_{0i}) \cdot i \cdot \eta \cdot f_r \cdot f_a$$

in cui  $r_f$  è il braccio della forza frenante rispetto al centro di rotazione dell'assile,  $r$  è il raggio della ruota,  $F_R$  rappresenta tutte le resistenze al moto (aerodinamiche, interne, ...),  $M$  è la massa del treno,  $J_i$  è il momento d'inerzia dell'assile  $i$ -esimo,  $p_i$  è la pressione nel cilindro freno,  $A_i$  è la superficie dello stantuffo,  $F_{0i}$  è la forza elastica della molla di richiamo del cilindro freno,  $i$  è il rapporto della timoneria,  $\eta$  è il rendimento del freno,  $f_r$  e  $f_a$  sono rispettivamente il coefficiente d'attrito freno-assile ed il coefficiente d'aderenza ruota-rotaia. La forza frenante  $F_{bi}$  è quella che nel paragrafo 2.2 era stata indicata come  $F_T$ , ossia la forza tangenziale. Trascurando le resistenze al moto, i momenti d'inerzia e le forze di richiamo si ottiene

$$a = \frac{p \cdot A \cdot i \cdot \eta \cdot f_r \cdot f_a \cdot \frac{r_f}{r}}{M} \quad (3.2)$$

Nel modello, quindi si rappresenta l'azione del freno come un ritardo, seguito da un transitorio (lineare o semplificabile a gradino) seguito da una frenatura a decelerazione  $a$  costante. Sempre tramite le equazioni della dinamica viene sviluppato il modello presentato in [21], dal quale poi sono tratti vari algoritmi utili per l'analisi della manovra frenatura ad utilizzo del sistema ATP; ad esempio, oltre alla verifica della distanza di arresto, lo studio contiene anche un algoritmo per la verifica dell'efficienza del sistema frenante. In breve, dalle misurazioni della velocità sui diversi tratti, si ottiene il valore della decelerazione durante la frenatura; da questa, si ricava la forza frenante del cilindro freno dall'espressione

$$F_{B,BCP} = F_{TE} - F_{DB} - F_{RES} - F_{GRD} - F_{CRV} - \frac{W \cdot 2000}{32,2} \cdot a \quad (3.3)$$

(dove alla forza di trazione della locomotiva  $F_{TE}$  vengono sottratte in ordine: forza dinamica della locomotiva stessa, forza resistiva del treno, forza resistiva data dalla pendenza del tracciato, forza resistiva data dalla curvatura del tracciato ed infine la forza dinamica del treno, data dalla massa  $W$  - convertita opportunamente da libbre a tonnellate - moltiplicata per la decelerazione). A questo punto, dalla forza nel cilindro freno si ricava quella che agisce effettivamente sulla superficie d'attrito e la si confronta quindi con quella misurata, per avere un feedback sul corretto funzionamento dell'impianto frenante. I modelli empirici a forza costante sono quindi utili nei campi di applicazione in cui non è necessario un alto livello di dettaglio del sistema frenante; un ultimo esempio sono gli studi sul riscaldamento dei ceppi durante la manovra di frenatura.

Un'altra famiglia di modelli empirici sono i cosiddetti *modelli a lookup table*. Questi metodi prendono il nome dal loro metodo di risoluzione, che utilizza delle matrici di dati (o delle curve) ricavate da misurazioni sperimentali o prove sul campo. Al posto di risolvere direttamente le equazioni, il calcolatore restituisce l'output tramite un'interpolazione dei dati di input immagazzinati nelle matrici: l'operazione di richiamare dei dati dalla memoria risulta sempre più rapida e consente di ridurre notevolmente i tempi di calcolo. Nell'articolo [16], vengono distinti i modelli che si basano su una matrice monodimensionale da quelli che invece utilizzano una matrice bidimensionale. Tra questi ultimi, uno dei primi esempi si può trovare nel modello degli ingegneri americani Gregory C. Martin e William W. Hay, nel quale la pressione nel cilindro freno è espressa come

$$p_b(i, t) = \frac{p_{b,1}(t) + (150 - i)p_{b,150}(t)}{150} \quad (3.4)$$

dove le due dimensioni sono rappresentate dalle variabili  $t$  (istante di tempo) e  $i$  (indice del veicolo  $i$ -esimo del treno),  $p_b$  è la pressione di interesse,  $p_{b,1}$  e  $p_{b,150}$  sono rispettivamente la pressione nel cilindro freno del primo e del 150-esimo veicolo, che vengono prese come riferimento. I riferimenti provengono proprio dall'esperienza sperimentale, e variano a seconda della manovra di frenatura (minima frenatura, piena frenatura, ...) e costituiscono le matrici di input, dalle quali tramite interpolazione si ricava la pressione di interesse. Con opportune modifiche, questo modello è anche in grado di considerare i ritardi della frenatura. Questa categoria di modelli empirici trova applicazioni anche nella descrizione delle forze longitudinali sugli accoppiamenti, di cui viene riportato un esempio tratto da [22]. Nell'articolo, la forza frenante agente su ogni veicolo  $i$ -esimo è espressa come

$$F_{bi} = -n_i \cdot c_i \cdot F_N(t) \cdot f_r \cdot f_a \quad (3.5)$$

dove  $n_i$  è il numero di superfici di attrito del veicolo  $i$ -esimo (collegate ad un singolo cilindro freno),  $c_i$  è il numero di cilindri freno,  $F_N(t)$  è la forza premente su ogni superficie di attrito (già citata nel paragrafo 2.2),  $f_r$  è il coefficiente d'attrito tra la superficie e la ruota e  $f_a$  il coefficiente d'attrito ruota-rotaia. Il coefficiente  $f_r$  viene descritto in funzione di  $F_N(t)$ , della velocità del veicolo e di alcuni parametri che dipendono dal tipo di superficie (vedere l'Equazione 3.49). La forza premente, invece, è

$$F_N(t) = \frac{1}{n_i} \cdot A_{ci} \cdot p_{bi}(t) \cdot i_i \cdot \eta_{mi}$$

dove  $A_{ci}$  è la superficie dello stantuffo del cilindro freno,  $i_i$  è il rapporto di timoneria,  $\eta_{mi}$  è l'efficienza della timoneria e  $p_{bi}(t)$  è la pressione nel cilindro freno. Quest'ultima viene ricavata a partire dai dati precedentemente misurati da sensori disposti lungo il convoglio.

Un terzo grande gruppo di modelli empirici racchiude tutti quelli che simulano il comportamento del freno (e cioè descrivono la forza o la pressione frenante) attraverso delle funzioni matematiche nella variabile del tempo, che approssimano l'andamento sperimentale e che possono essere chiamati *modelli empirici basati su una funzione*. A seconda del tipo di funzione, poi, questa famiglia di modelli può essere ulteriormente suddivisa in sotto-classificazioni, come riportato in [16]. Un primo esempio sono i "modelli empirici basati su una funzione potenza"; essi in realtà derivano da primissimi modelli in cui non venivano considerate le forze frenanti in sé, bensì l'azione che esse provocano direttamente sul rotabile; è necessario citare il modello del ricercatore americano O.G. Winkander, secondo il quale le forze interne generate sul veicolo durante la frenatura equivalgono alla metà del valore del totale delle forze frenanti. Questo primissimo concetto venne poi migliorato dal ricercatore sovietico B.L. Karvatchi, come riportato in [16], che descrisse il treno come un sistema lineare massa-molla e introdusse la seguente espressione per le forze interne agenti sugli accoppiamenti:

$$F_{c,max} = \frac{1}{8} \cdot n \cdot F_{b,max} \cdot \frac{t}{t_{max}} \quad (3.6)$$

dove  $n$  è il numero dei veicoli,  $F_{b,max}$  è la massima forza frenante sul singolo veicolo e  $t_{max}$  è il tempo necessario alle forze sviluppate dal freno per raggiungere la stabilità. Si nota che, rispetto al modello di Winkander, in questo si ha una dipendenza dal tempo; modelli successivi permisero anche di introdurre una dipendenza dal tipo di sistema frenante. Da questi primi modelli derivano quelli propriamente basati sulla funzione potenza, nei quali

essenzialmente si ha invece una separazione tra la descrizione delle forze interne al treno e le forze generate dal sistema frenante; queste ultime, erano quindi descritte con funzioni di potenza. L'articolo [16] riporta in questo senso l'esempio del modello della AAR, introdotto verso gli anni '70 del secolo scorso, in cui la pressione frenante è

$$p_b = p_{b,0} + 0,47697 \cdot t^{0,685} \cdot (p_{b,max})^{0,77} \quad (3.7)$$

con

$$p_{b,max} = 0,9(p_{p,max} - 0,009(i \cdot n)^{0,8}) - 3$$

dove  $p_{b,0}$  è la pressione iniziale nel cilindro freno,  $p_{b,max}$  è la massima pressione nel cilindro freno (nel caso di frenatura di emergenza),  $p_{p,max}$  è la massima pressione nella condotta,  $n$  è il numero totale di veicoli del treno e  $i$  indica la posizione del veicolo di interesse. Nello studio [23], si teorizza il treno come un sistema di masse collegate da accoppiamenti che vengono descritti come serie di molle; per il singolo veicolo, si introduce quindi la forza frenante

$$F_b(t) = p_b(t) \cdot f_r \cdot A \cdot i \cdot \eta \quad (3.8)$$

con

$$\begin{cases} p_b(t) = \left(\frac{t-t_{del}}{t_{max}}\right)^\delta u(t-t_{del})p_{b,max}, & \text{se } t < (t_{del} + t_{max}) \\ p_b(t) = p_{b,max}, & \text{se } t > (t_{del} + t_{max}) \end{cases}$$

dove  $f_r$  è il coefficiente tra superficie d'attrito e ruota (nel modello si assume un ceppo in ghisa, e di conseguenza si usa una formulazione in cui il coefficiente è funzione della velocità del veicolo e della pressione sul ceppo, vedi anche Equazione 3.46),  $A$  è la superficie dello stantuffo del cilindro freno,  $i$  è il rapporto di timoneria,  $\eta$  è l'efficienza della timoneria e  $p_b(t)$  è la pressione nel cilindro freno. Quest'ultima ha un suo modello separato da quello delle forze longitudinali, che utilizza appunto delle funzioni di potenza, ed è funzione del tempo, del tempo di ritardo di attivazione del freno  $t_{del}$ , del tempo di raggiungimento della pressione massima nel cilindro freno  $t_{max}$ , di un parametro  $\delta$  (che dipende dal tipo di distributore), di una funzione a gradino  $u$  e della pressione massima nel cilindro freno  $p_{b,max}$ . Se la funzione di riferimento del modello del freno è di tipo esponenziale, si parla allora di "modelli empirici basati su una funzione esponenziale". In [16] viene fatta una distinzione tra i modelli di tipo  $e^t$  e quelli di tipo  $1 - e^{-t}$  (dove  $t$  è la variabile temporale). In [24], ad esempio, la pressione nel cilindro freno viene descritta come

$$p_b(t) = \frac{K}{T_c t + 1} e^{-t_{del} t} \quad (3.9)$$

dove  $K$  è un guadagno correlato alla pressione massima nel cilindro freno,  $T_c$  è un guadagno di tempo correlato al tipo di sistema frenante e  $t_{del}$  è un parametro per considerare il ritardo (e ricavato tramite dati sperimentali). Un esempio del secondo tipo si può trovare invece in [25], che simula il comportamento della pressione nel cilindro freno del veicolo  $i$ -esimo come

$$\begin{cases} p_{bi} = 0, & \text{se } (t - t_r) < 0 \\ p_{bi} = p_{b,max}(1 - e^{-\delta(t-t_r)}), & \text{se } (t - t_r) \geq 0 \end{cases} \quad (3.10)$$

dove  $p_{b,max}$  è la massima pressione nel cilindro freno,  $\delta$  è un parametro che dipende dal tipo di sistema frenante e  $t_r$  è l'istante in cui la pressione nel cilindro freno inizia ad aumentare. Nella stessa categoria viene incluso il modello riportato in [26], che ha l'obiettivo di verificare le prestazioni delle superfici ad attrito dei freni in uso dalle Indian Railways. Nel modello, si assume che la pressione nei cilindri della locomotiva raggiunga istantaneamente il valore finale voluto  $p_{b,f}$ , mentre la pressione nei cilindri freno dei rotabili ha una dipendenza dal tempo secondo l'espressione

$$p_b(t) = p_{b,f} \cdot erf\left(\frac{t}{t_{84\%} + n\Delta t_{2,84\%}}\right) \quad (3.11)$$

dove  $t_{84\%}$  è il tempo che il veicolo successivo alla locomotiva impiega a raggiungere l'84% del valore di pressione finale voluto,  $n$  è il numero di veicoli e  $\Delta t_{2,84\%}$  è la differenza di tempo che intercorre tra due veicoli successivi perché raggiungano entrambi l'84% del valore di pressione finale voluto. Questo modello utilizza la funzione errore, che dalla teoria è  $erf(x) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^x e^{-t^2}$  e quindi appartiene ai modelli basati su una funzione esponenziale. Infine, bisogna citare un ultimo sottogruppo di modelli empirici basati su una funzione, ossia quelli che utilizzano delle funzioni polinomiali. Un esempio di uno dei "modelli empirici basati su una funzione polinomiale" lo si può trovare in [27], che per descrivere la pressione nella fase di caricamento del cilindro freno utilizza dei polinomi di 6° grado nella variabile del tempo; i vari coefficienti sono stati ricavati da specifiche prove sperimentali e variano a seconda della configurazione.

## 3.2 Modelli fluidodinamici

I modelli fluidodinamici descrivono il comportamento della pressione nella condotta generale attraverso le leggi della fluidodinamica; di base, si utilizzano la legge di conservazione della massa e la legge di bilancio della quantità di moto (le quali, insieme all'equazione di conservazione dell'energia, altro non sono che le equazione di Eulero). Si ricorda che, dalla teoria [28], l'equazione di conservazione della massa è esprimibile, nella forma conservativa, come

$$\frac{d\rho}{dt} + \rho \nabla \cdot v = 0 \quad (3.12)$$

(dove  $\rho(x_1, x_2, x_3, t)$  è la densità del fluido, ossia dell'aria, e  $v(x_1, x_2, x_3, t)$  è la sua velocità) mentre l'equazione di bilancio della quantità di moto, nella forma differenziale conservativa, si scrive come

$$\frac{\partial \rho v}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v \otimes v + [\sigma]) = \rho f_e \quad (3.13)$$

(dove  $p$  è la pressione,  $[\sigma]$  è il tensore degli sforzi - a sua volta riscrivibile come  $[\sigma] = p[I] + [\tau]$ , dove  $[I]$  è il tensore identità e  $[\tau]$  è il tensore deviatorico o degli sforzi viscosi, che si annulla in condizioni di quiete - mentre  $f_e$  è la risultante delle forze di campo esterne per unità di volume).

Rispetto ai modelli empirici, questi risultano più complessi e con costi computazionali maggiori, tuttavia hanno un livello di dettaglio più alto. La pressione nella condotta generale diventa poi un input dal quale si determina la pressione o la forza frenante nel cilindro freno. Quindi, si possono classificare questi modelli in due grandi gruppi, a seconda che

si usi, a sua volta, un metodo empirico o fluidodinamico per descrivere la pressione o la forza frenante nel cilindro freno [16]. Nel caso del metodo fluidodinamico, si fa riferimento alla teoria degli ugelli per descrivere il passaggio dell'aria nelle luci delle valvole, mentre la descrizione del movimento della valvola stessa può essere più o meno dettagliata, ossia puramente empirica, quasi-statica oppure dinamica. La scelta tra questi modelli dipende dall'obiettivo e dal livello di precisione voluto; in generale, tra le applicazioni possibili vi è lo studio dell'effetto delle perdite sul comportamento del sistema frenante (sia nella fase del transitorio che nella fase a regime), la descrizione dell'andamento della pressione (che è correlato a quello delle forze sviluppate e quindi utilizzabile come input da altri modelli di diversa natura - come quelli di dinamica) e lo studio di nuove valvole (e della conseguente risposta dell'impianto).

I modelli fluidodinamici descrivono quindi, più o meno dettagliatamente, l'impianto frenante nelle sue componenti, le quali rispettano normative diverse in base al paese in cui viene utilizzato l'impianto stesso. Per questo motivo, gli esempi di modelli riportati di seguito verranno suddivisi in base alle normative di riferimento. La presente Tesi non ha lo scopo di riportare una lista esaustiva dei modelli esistenti: tuttavia, si rimanda a [16] per un quadro più completo.

### 3.2.1 Modelli fluidodinamici per lo standard nord americano

Lo standard nord americano fa riferimento alle normative del già citato AAR. Uno dei primi modelli fluidodinamici sviluppato negli Stati Uniti è riportato in [29] (Funk et Robe, 1970). Esso è riferito esclusivamente alla condotta generale; si assume che il comportamento del fluido si possa descrivere con equazioni unidimensionali (posto che  $x$  sia la coordinata longitudinale) e si tiene conto delle perdite per attrito. Le equazioni differenziali vengono risolte con il metodo delle differenze finite. Alla base di questo modello vi sono le leggi di conservazione della massa e di conservazione della quantità di moto (vedere 3.12 e 3.13), riportate rispettivamente come

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho v}{\partial x} = 0 \quad (3.14)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v^2)}{\partial x} + \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{4\tau_w g}{d} = 0 \quad (3.15)$$

dove il termine  $\frac{4\tau_w g}{d}$  rappresenta l'attrito alle pareti del condotto, assumendo un fluido viscoso; nello specifico, il parametro  $\tau_w$  è funzione di un coefficiente d'attrito che dipende dal numero di Reynolds (perciò esso varia dipendentemente al regime del fluido, cioè regime laminare, di transizione o turbolento). Nello stesso modello, la densità è descritta come  $\rho = K_\rho \cdot p^{1/n}$ , dove  $K_\rho$  è un parametro di conversione densità-pressione, mentre  $n$  è pari a 1,0 in caso di comportamento isoterma oppure pari a 1,4 in caso di comportamento adiabatico.

Lo studio presentato in [14] (Abdol-Hamid, 1986), ha invece lo scopo di descrivere un modello sia della condotta generale che del rubinetto di comando; quest'ultimo s'interfaccia con i modelli già esistenti della "valvola ABD", della "valvola ABDW" e dell'"indicatore di flusso A19", riportati nelle appendici dello stesso documento. Il modello della condotta generale parte dall'assunzione di fluido unidimensionale e si basa sulle equazioni 3.12 e 3.13, che vengono risolte tramite due diverse tecniche numeriche, ossia il metodo delle differenze

finite (implicito ed esplicito) ed il metodo implicito degli elementi finiti. Le equazioni che descrivono il comportamento del fluido nella condotta generale sono di seguito riportate

$$(A + A_d) \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho v A}{\partial x} + K_l = 0 \quad (3.16)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{A} \frac{\partial (\rho v^2 A)}{\partial x} + \frac{\partial p}{\partial x} + K_w = 0 \quad (3.17)$$

dove:

- $K_l$  rappresenta la perdita di aria per unità di lunghezza;
- $K_w = f \Lambda_{avg} \frac{\rho}{2\bar{d}} v^2 \left( \frac{v}{|v|} \right)$  e rappresenta il termine di attrito alle pareti del condotto.

In quest'ultimo,  $f$  è un coefficiente di attrito alle pareti che dipende dal numero di Reynolds (cioè  $f = aRe^b$ , in riferimento all'equazione di Darcy-Weisbach),  $\Lambda_{avg}$  è il valore medio di  $A/(A + A_d)$ ,  $\bar{d}$  è il diametro medio del condotto ed, infine,  $\left( \frac{v}{|v|} \right)$  viene usato per considerare il verso delle forze d'attrito. Nelle equazioni della condotta, compaiono inoltre i termini  $A$  e  $A_d$ , che sono rispettivamente la sezione trasversale della condotta generale (in funzione della distanza lungo la condotta stessa) ed il volume per unità di lunghezza delle condotte di diramazione (ossia rappresenta un'area). Nel modello, si ipotizza che il flusso sia isoterma, perciò, facendo riferimento all'equazione di stato

$$\rho = \frac{p}{\bar{R}\theta} \quad (3.18)$$

(in cui  $\bar{R}$  è la costante dei gas e  $\theta$  è la temperatura, assunta appunto costante), è possibile sostituire la densità  $\rho$  nelle equazioni 3.16 e 3.17 e quindi riscriverle in modo tale che dipendano da due sole variabili dipendenti (cioè la velocità  $v$  e la pressione  $p$ ) e due variabili indipendenti (cioè la distanza  $x$  lungo la condotta ed il tempo  $t$ ). In sintesi, rispetto al modello presentato da Funk et Robe, quindi, in questo viene considerato il volume addizionale delle varie condotte di diramazione e viene introdotto il termine di perdita della portata nell'equazione della continuità; inoltre, in questo modello è possibile considerare le due diverse direzioni del flusso (grazie al termine  $\left[ \frac{v}{|v|} \right]$  in  $K_w$  dell'equazione di conservazione della quantità di moto) e viene assunto un flusso isoterma. È importante sottolineare che, quando si considera la propagazione dell'aria a velocità elevate, l'ipotesi di un processo adiabatico risulta più realistica rispetto a quella di un processo isoterma. In un processo adiabatico, non si ha scambio di calore tra l'aria in movimento e l'ambiente circostante, il che è una condizione più probabile alle alte velocità, dove il tempo di scambio termico è ridotto; tuttavia, sia la condizione di processo isoterma che quella di processo adiabatico sono condizioni perfette, mentre il comportamento reale del fluido è assimilabile ad un processo politropico [15] (Specchia et al., 2013). Un'altra differenza con il lavoro di Funk et Robe è che nel modello di Abdol-Hamid viene presentato anche uno studio del rubinetto di comando. Nello specifico, si fa riferimento all' "automatic brak valve 26C", il rubinetto di comando diffuso in Nord America (vedere il paragrafo 2.1). Si ricorda che si tratta di un rubinetto a tre posizioni che corrisponde a tre manovre diverse (rispettivamente la frenatura, la sfrenatura e la frenatura d'emergenza), che il modello consente di gestire. Lo studio

presentato in [15] da Specchia et al. riprende in buona misura il lavoro di Abdol-Hamid. In entrambi i modelli infatti, ci si concentra soltanto sulla descrizione di tre delle componenti dell' "automatic brak valve 26C", ossia la valvola di regolazione, il relè pneumatico e la valvola di intercettazione: queste, tra tutte, sono le uniche valvole che hanno anche un comando pneumatico oltre quello puramente meccanico. Vengono usate due equazioni principali: la prima si ottiene derivando l'equazione di stato 3.18, che diventa

$$\frac{dp}{dt} = \frac{1}{V} \left( \overline{R}\theta \frac{dm}{dt} - p \frac{dV}{dt} \right) \quad (3.19)$$

(tenendo presente che il volume  $V$  è l'inverso della densità  $\rho$ ). La seconda equazione descrive invece la portata attraverso una luce (essendo le valvole essenzialmente riconducibili ad uno stramazzo nel condotto) ed è

$$\dot{m} = 0,6 \cdot A \cdot p_d \cdot \sqrt{\frac{|(\frac{p_u}{p_d})^2 - 1|}{\overline{R}\theta}} \cdot \frac{|\frac{p_u}{p_d} - 1|}{\frac{p_u}{p_d} - 1} \quad (3.20)$$

dove  $A$  è l'area della luce,  $p_d$  è la pressione a valle della valvola mentre  $p_u$  è la pressione a monte. Vi sono numerose equazioni per descrivere la portata di efflusso attraverso una luce, e l'errore nell'utilizzo di una rispetto ad un'altra è del 10%, che è minore dell'errore che si commette nel calcolo dell'area della luce [14], quindi è tollerabile. Si prende per un attimo ad esempio la valvola di regolazione: essa è in comunicazione con il serbatoio principale, con il serbatoio equalizzatore e con l'atmosfera, ed è comandata dalla leva del rubinetto di comando (oltre che da una manopola ausiliaria, utilizzabile per piccoli aggiustamenti/compensazioni). Essa inoltre, nella sua azione di regolazione della pressione nel serbatoio equalizzatore, ha una funzione automatica che protegge il serbatoio stesso da perdite o sovraccarichi. Quando la leva del rubinetto di comando si trova nella posizione corrispondente alla modalità di rilascio dei freni, mentre la pressione nella condotta generale aumenta, quella nel serbatoio equalizzatore viene ricaricata, e perciò la valvola di regolazione stabilisce un collegamento con il serbatoio principale. Nella modalità di servizio invece, mentre la pressione nella condotta generale diminuisce, la valvola di regolazione pone in collegamento il serbatoio equalizzatore con l'atmosfera, abbassandone la pressione; il serbatoio equalizzatore è connesso alla camera esterna del relè pneumatico, perciò la sua pressione controlla il relè, che a sua volta regola la portata di aria che entra e che esce dalla condotta generale. Per poter stabilire la pressione nella camera esterna del relè, cioè la pressione nel serbatoio equalizzatore, si utilizza proprio l'Equazione 3.19 (senza il termine di variazione di volume, che nel serbatoio equalizzatore viene assunto costante), in cui la variazione di massa - ossia la portata - viene ricavata utilizzando l'Equazione 3.20; in quest'ultima, l'area della luce viene calcolata attraverso un'area equivalente, che cambia a seconda degli orifizi che vengono aperti o chiusi dalla valvola di regolazione (perciò l'area della luce cambia a seconda della modalità di funzionamento selezionata), mentre la pressione  $p_d$  è proprio la pressione nel serbatoio equalizzatore ed, infine, la pressione  $p_u$  può essere quella del serbatoio principale oppure quella atmosferica (e anche ciò dipende dalla modalità di funzionamento selezionata). Dalla descrizione contenuta nel sottoparagrafo 2.1.2, risulta chiaro il forte legame che esiste tra il rubinetto di comando e il relè pneumatico; quest'ultimo è il dispositivo che, pilotato dal rubinetto di comando, si occupa di collegare effettivamente la condotta generale con il serbatoio principale oppure con l'atmosfera (esso, di fatto, è il relè alimentatore trattato anche nel sottoparagrafo 2.1.1). La

descrizione del rubinetto di comando in qualsiasi modello è, quindi, strettamente vincolata da quella del relè pneumatico. Nel modello di Abdol-Hamid, in seguito ad alcune ipotesi esemplificative, il movimento del relè pneumatico (e nello specifico lo spostamento  $X_{1,1}$  dello stantuffo) viene descritto in maniera empirica, tramite le espressioni

$$X_{1,1} = \begin{cases} X_S, & \text{se } H_0 < \Delta_p \\ B_0(\Delta_p - H_1) + X_0, & \text{se } H_1 < \Delta_p \leq H_0 \\ X_0, & \text{se } H_2 < \Delta_p \leq H_1 \\ B_1(\Delta_p - H_3), & \text{se } H_3 < \Delta_p \leq H_2 \\ 0, & \text{se } 0 < \Delta_p \leq H_3 \\ B_2\Delta_p, & \text{se } H_4 < \Delta_p \leq 0 \\ -X_I, & \text{se } H_5 < \Delta_p \leq H_4 \\ B_3(\Delta_p - H_5) - X_I, & \text{se } H_6 < \Delta_p \leq H_5 \\ -X_E, & \text{se } H_6 > \Delta_p \end{cases} \quad (3.21)$$

dove:

- I termini  $B_i$  hanno dimensione  $m^3/N$  e racchiudono informazioni relative sia alle aree delle luci che alle costanti elastiche delle molle di precarico;
- I termini  $H_i$  hanno dimensione  $N/m^2$  e difatti rappresentano delle pressioni di soglia;
- Il termine  $\Delta_p = (p_{eq} - p_{1,3})$ , cioè rappresenta la differenza di pressione tra quella nel serbatoio equalizzatore (la pressione pilota del relè) e la pressione nella camera intermedia (che viene assunta uguale anche nella camera interna del relè). Nello specifico,  $p_{1,3}$  è funzione della pressione nella condotta generale, dell'area di flusso attraverso la valvola di intercettazione della condotta generale, e di una pressione e di un'area che dipendono dalla modalità selezionata (quindi, se è aperta la valvola di alimentazione si fa riferimento all'area della sua luce ed alla pressione del serbatoio principale, se invece è aperta quella di scarico allora si fa riferimento all'area della sua luce ed alla pressione atmosferica).

L'Equazione 3.21 altro non è che una riscrittura di un equilibrio dinamico di forze. In essa vengono presentati nove scenari che corrispondono, rispettivamente, ai casi di valvola di alimentazione completamente aperta (massimo spostamento  $X_S$ ), posizione intermedia, apertura della valvola di alimentazione (minimo spostamento  $X_0$ ), entrambe le valvole chiuse, posizione di riposo del diaframma, movimento libero del diaframma, inizio di apertura della valvola di scarico (minimo spostamento  $X_I$ ), posizione intermedia e valvola di scarico completamente aperta (massimo spostamento  $X_E$ ). Si analizza, infine, la valvola di intercettazione della condotta generale: essa è posizionata tra la camera intermedia del relè pneumatico e la condotta generale e ha il compito di bloccare il flusso verso la condotta generale fino a che esso non raggiunge un determinato valore di pressione. Questo è possibile grazie alla presenza di un otturatore: da un lato, esso subisce la pressione in uscita dal relè pneumatico (dalla camera intermedia, cioè  $p_{1,3}$ ), mentre dall'altro subisce l'azione della pressione atmosferica (indicata come  $p_a$ ), della forza elastica della molla dell'otturatore stesso e della forza di precarico della molla (indicata come  $F_0$ ). Questo è espresso

dall'equazione di equilibrio

$$p_{1,3}A_I = p_a A_{II} + k\Delta x + F_0 \quad (3.22)$$

(dove la massa dell'otturatore, che è molto ridotta, è stata trascurata). Risulta che la valvola inizia ad aprirsi (cioè l'otturatore subisce uno spostamento  $\Delta x$ ) solo quando la pressione della camera intermedia del relè  $p_{1,3}$  è maggiore della somma della pressione atmosferica e della forza di precarico, cioè è maggiore del termine  $(p_a A_{II} + F_0)/A_I$ , che verrà denominato  $p_B$ . Lo spostamento  $\Delta x$ , insieme al diametro dell'otturatore, serve poi per calcolare l'area della luce anulare che si forma quando la valvola si apre. Quindi risulta che

$$\begin{cases} \Delta x = 0, & \text{se } p_{1,3} \leq p_B \\ \Delta x = A_I \frac{p_{1,3} - p_B}{k}, & \text{se } p_B \leq p_{1,3} < p_B + \epsilon \\ \Delta x = \Delta x_{max}, & \text{se } p_{1,3} \geq p_B + \epsilon \end{cases} \quad (3.23)$$

(dove  $p_B + \epsilon$  è il valore di pressione che provoca lo spostamento massimo  $\Delta x_{max}$  dell'otturatore, ossia l'apertura completa della valvola di intercettazione). Se il movimento del relè pneumatico (e quindi in generale del rubinetto di comando) è stato descritto per via empirica (vedi equazione 3.21), il movimento della valvola di intercettazione viene invece descritto per via quasi-statica. È possibile arricchire ulteriormente quest'ultimo, tenendo conto anche dell'effetto della massa dell'otturatore, come riportato nello stesso modello di Abdol-Hamid [14]. In esso, inoltre, vengono riportati i modelli della "valvola ABD", della "valvola ABDW" e dell'"indicatore di flusso A19", tratti da altri studi. La "valvola ABD" (cioè "Automatic Brake Distributor") è un altro dei termini con cui ci si riferisce al distributore nello standard AAR. Esso è presente in ogni rotabile, ed è in comunicazione con la diramazione della condotta generale e con il singolo serbatoio ausiliario, serbatoio di emergenza e cilindro freno. Il distributore può essere provvisto di un "modulo W", ossia di una "AAV" ("Accelerated Application Valve"), una valvola che si occupa di ventilare la diramazione locale della condotta generale, per poter avere un'applicazione più rapida del freno; un distributore di questo tipo è denominato "valvola ABDW". Esso viene descritto da un modello di "valvola ABD", al quale si aggiunge semplicemente quello della "AAV". Il modello della "valvola ABD" riportato nello studio ha una descrizione del movimento di tipo empirico, molto simile a quella già presentata nell'Equazione 3.21 del rubinetto di comando (o "automatic brake valve 26C"). Anche qui, infatti, a seconda che una differenza di pressione rientri o meno in determinati valori di soglia, il distributore si troverà in uno specifico scenario (che rappresenta specifiche connessioni con altri componenti). Riguardo alle dimensioni di apertura degli orifizi, nello studio di Abdol-Hamid in generale sono stati impiegati modelli sia a dimensione fissa che a dimensione variabile: un orifizio a dimensione fissa può essere solo completamente aperto o completamente chiuso (e una volta aperto, la dimensione rimane costante), mentre i modelli a dimensione variabile possono adattare la loro apertura in funzione delle condizioni operative. L'"indicatore di flusso A19" (indicato nello studio come "A19 flow indicator adaptor") è rappresentabile come una valvola responsabile di mantenere una certa differenza di pressione tra monte e valle, e si trova all'uscita del serbatoio ausiliario (o "supply reservoir"), presente su ogni rotabile.

Sul modello di Abdol-Hamid (denominato poi "PIPE"), si basò il modello "MOVPIPE", sviluppato dagli accademici De Leon M.H. e Limbert D.E. nel 1990. Esso è stato introdotto per poter considerare il movimento del tubo e quindi le oscillazioni dell'aria all'interno della

condotta, che sono in certi casi la causa di effetti indesiderati sull'impianto frenante. Quindi, la velocità dell'aria nella condotta qui viene descritta come

$$v = v_{abs} - u_p \quad (3.24)$$

dove  $v_{abs}$  è la velocità assoluta dell'aria e  $u_p$  è la velocità della condotta generale. In [30] (De Leon et Limbert, 1990), degli stessi autori, il modello venne ulteriormente migliorato per poter tenere conto di transitori rapidi, dell'influenza della temperatura e di altri comportamenti locali del flusso. Questo modello è soprannominato "Micro-model" e simula la condotta generale attraverso tratti i-esimi di lunghezza  $\Delta x_i$ , nella quale può essere presente un foro per la diramazione (che collega la condotta generale con il distributore sul singolo carro) ed è inoltre presente un foro equivalente che rappresenta la perdita di aria. Le equazioni di riferimento sono:

$$\frac{d}{dt} \int_{V_C} \rho dV = \frac{d}{dt} [\bar{\rho}_i A_i \Delta x_i] = \Delta x_i [A_i \dot{\bar{\rho}}_i + \bar{\rho}_i \dot{A}_i] = \rho_{i+1} v_{i+1} A_{i+1} - \rho_i v_i A_i - \Phi_{leak(i)} - \Phi_{br(ib)} \quad (3.25)$$

$$p_{i+1} A_{i+1} - p_i A_i - F_f = \frac{d}{dt} \int_{V_C} \rho v_{abs} dV - \rho_{i+1} v_{i+1} A_{i+1} v_{abs(i+1)} + \rho_i v_i A_i v_{abs(i)} \quad (3.26)$$

$$\begin{aligned} \frac{dE}{dt} &= \frac{\theta_a - \bar{\theta}_i}{\beta_i} + u_{p(i)} A_i \left[ p_{i+1} - p_i - f_i \Delta x_i \bar{\rho}_i \bar{v}_i |\bar{v}_i| \frac{1}{2d_i} \right] - \bar{p}_i \left( \frac{dV}{dt} \right)_i = \\ &= \frac{d}{dt} \int_{V_C} \left( c_V \bar{\theta}_i + \frac{1}{2} (\bar{v}_i + u_{p(i)})^2 \right) \rho dV + \left[ \left( c_p \bar{\theta}_i + \frac{1}{2} (v_i + u_{p(i)})^2 \right) \right]_{out} - \\ &- \left[ \left( c_p \bar{\theta}_i + \frac{1}{2} (v_i + u_{p(i)})^2 \right) \right]_{in} \end{aligned} \quad (3.27)$$

Le prime due equazioni sono rispettivamente la legge di conservazione della massa e quella della quantità di moto, e sono riconducibili alle equazioni già presentate in precedenza. La terza equazione invece rappresenta una legge di conservazione dell'energia, che è stata inclusa per poter tenere conto dell'effetto della temperatura. Le variabili indicate con la sbarra superiore (ad esempio:  $\bar{\rho}$ ) rappresentano il valore medio della variabile stessa, mentre le velocità fanno riferimento alla relazione 3.24. Nell'Equazione 3.25,  $\Phi_{leak(i)}$  e  $\Phi_{br(ib)}$  rappresentano rispettivamente la portata attraverso la perdita e quella attraverso la diramazione. Nell'Equazione 3.26, il termine di attrito dato da

$$F_f = f_i \left( \frac{\Delta x_i}{d_i} \right) \frac{\bar{\rho}_i \bar{v}_i^2}{2} \left( A_i \frac{\bar{v}_i}{|\bar{v}_i|} \right)$$

(dove  $f_i$  è il coefficiente di attrito, che è funzione del numero di Reynolds). Nell'Equazione 3.27,  $\theta_a$  è la temperatura ambiente,  $\theta_i$  è la temperatura del nodo i-esimo, mentre  $c_V$  e  $c_p$  sono due calori specifici, rispettivamente a volume ed a pressione costante. Inoltre, quando una diramazione si innesta nella condotta generale, l'aria che entra o che lascia la condotta può avere un'elevata velocità e quindi cambiare rapidamente la sua direzione; questo, a sua volta si traduce in una forte accelerazione che, come qualsiasi altra variazione di velocità,

ha degli effetti sulla variazione di pressione locale. Nel modello si tiene conto di questo fenomeno, e si aggiunge alle equazioni precedenti un'ulteriore equazione di conservazione della quantità di moto, riferita però alla direzione  $y$  (posta come coordinata verticale) ed a un volume di controllo che è il volume in prossimità dell'ingresso della diramazione. La diramazione viene rappresentata attraverso due tratti e tre nodi; ogni tratto è descritto da equazioni simili a quelle sopra riportate. Per poter essere risolte, le equazioni vengono poi discretizzate nel tempo con il metodo semi-implicito con struttura quasi-diagonale, mentre la discretizzazione spaziale può avvenire con uno dei metodi riportati in [14]. Infine, per poter meglio descrivere il comportamento locale, vengono integrati tutta una serie di sotto-modelli rappresentativi di specifici fenomeni fisici.

Lo studio presentato in [31] (Ho, 1982) si occupa, invece, principalmente della valutazione delle perdite di aria nella condotta generale, e degli effetti che può avere sul funzionamento dell'impianto freno e quindi sulla manovrabilità del treno stesso (la perdita d'aria può portare ad esempio ad una frenatura indesiderata). Viene stimato che in un normale treno merci siano presenti mediamente almeno un centinaio tra accoppiamenti e guarnizioni lungo la condotta generale, che possono essere tutte fonti di perdite; i treni più lunghi ne sono più colpiti e vedono solitamente le differenze di pressioni maggiori tra testa e coda del convoglio. Nello studio vengono presentati due modelli di condotta generale: il primo non considera le perdite ed è basato sulle equazioni di conservazione della massa e della quantità di moto (già presentate in Abdol-Hamid e Funk et Robe). Rispetto al modello di Abdol-Hamid, questo non tiene conto delle diramazioni, perciò l'area di riferimento è soltanto la sezione trasversale della condotta generale; le equazioni differenziali vengono risolte con il metodo delle differenze finite. Inoltre, per semplificare la configurazione sperimentale, è dimostrato che è possibile utilizzare un approccio alternativo, che sostituisce il relè pneumatico con un serbatoio a volume fisso, ottenendo risultati soddisfacenti [31]. Il secondo modello della condotta generale presentato nello studio di Ho, invece, tiene conto delle perdite e si basa su un'analogia con i circuiti elettrici: in altre parole, la condotta generale viene rappresentata come un circuito in cui i volumi vengono rappresentati come delle capacità, mentre le perdite come delle resistenze. La pressione del fluido è l'analogo di un potenziale, mentre la portata è quello di una corrente. Questo tipo di modello è anche definito "a parametri concentrati". Quello presentato non tiene conto dell'inerzia del fluido, ma esistono modelli più avanzati che ne tengono conto [31]; esso viene schematizzato nella Figura 3.1, dove  $C_t$  è la capacità riferita al serbatoio principale mentre la resistenza modulabile  $R_r$  rappresenta il relè pneumatico. Il modello suddivide la condotta in tratti i-esimi, che a loro volta sono rappresentati attraverso tre elementi:

- i. Resistenza in serie  $R_{si}$ , per la quale vale la seguente relazione non lineare

$$\dot{m}_i^2 = \frac{|p_{i+1}^2 - p_i^2|}{K_2} = \frac{|p_{i+1} - p_i|}{R_{si}} \quad (3.28)$$

e l'uguaglianza è possibile poiché

$$R_{si} = \frac{K_2}{(p_{i+1} + p_i)} \quad (3.29)$$

dove la costante

$$K_2 = \frac{(16f\Delta x\bar{R}\theta)}{(\pi^2 d^5 g)}$$

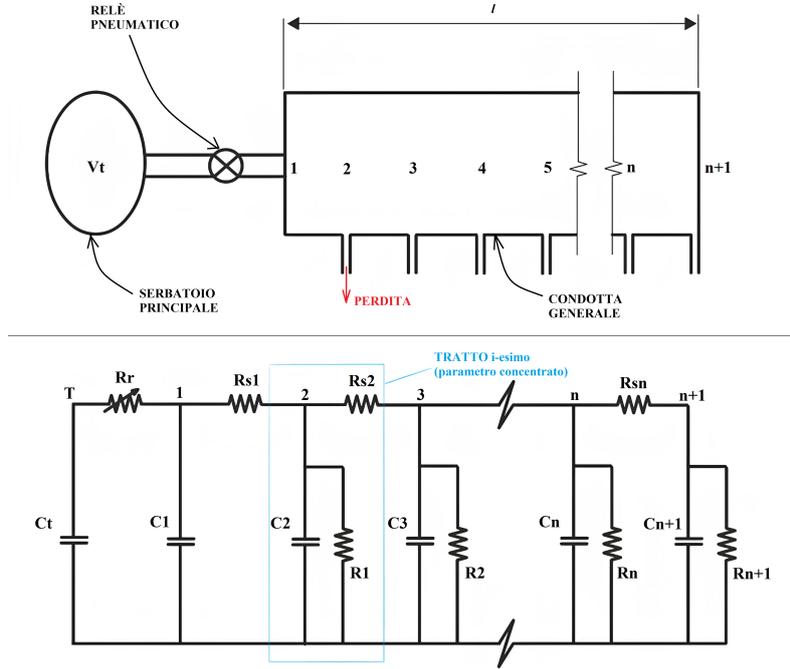


Figura 3.1: Modello a parametri concentrati della condotta generale. Adattato da: "A study on the effect of leakage for scaled-down brakepipe model.", di Ho, 1982

(in cui  $f$  è il coefficiente di attrito,  $\Delta x$  è la lunghezza del tratto  $i$ -esimo,  $\bar{R}$  è la costante dei gas,  $\theta$  è la temperatura assoluta,  $d$  è il diametro della condotta e  $g$  è l'accelerazione di gravità).

- ii. Resistenza di shunt  $R_i$ , che è presente per tenere in considerazione il caso in cui il rapporto tra la pressione nella condotta e quella atmosferica è  $> 2$ , e quindi il flusso della perdita si trova in condizioni di choking; per questa resistenza vale la seguente relazione lineare

$$\dot{m}_{li} = \frac{R_i}{p_i} \quad (3.30)$$

dove

$$R_i = \frac{\sqrt{\bar{R}\theta}}{A_{oi}} / \sqrt{\gamma g \left( \frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \quad (3.31)$$

Nello specifico, poiché per l'aria si ha che il rapporto tra i calori specifici  $\gamma$  è pari a 1,4 allora l'equazione precedente si può riscrivere come

$$R_i = \frac{4\sqrt{\theta}}{0,5318\pi C_d d_{oi}^2 N} \quad (3.32)$$

dove  $C_d$  è il coefficiente di scarico,  $d_{oi}$  è il diametro equivalente dell'apertura  $i$ -esima che causa la perdita (mentre  $A_{oi}$  è la sua area), e

$$N = \begin{cases} \sqrt{\frac{(p_a/p_i)^{2/\gamma} - (p_a/p_i)^{(\gamma+1)/\gamma}}{\frac{\gamma-1}{2} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{(\gamma+1)/(\gamma-1)}}}, & \text{se } \frac{p_a}{p_i} > 0,5283 \\ 1, & \text{se } \frac{p_a}{p_i} \leq 0,5283 \end{cases}$$

( $p_a$  è la pressione atmosferica).

- iii. Capacità di shunt  $C_i$ , che è legata alla compressibilità del fluido nel volume  $V_i$  del tratto  $i$ -esimo; per essa vale

$$\dot{m}_{ci} = \frac{dp_i}{dt} \quad (3.33)$$

dove

$$C_i = \frac{V_i}{R\theta} = \frac{\pi d^2 \Delta x}{4R\theta} \quad (3.34)$$

Le Equazioni 3.28, 3.30 e 3.33 indicano la portata nella condotta generale  $\dot{m}_i$ , la portata persa  $\dot{m}_{li}$  e la portata attraverso la capacità  $i$ -esima  $\dot{m}_{ci}$ ; per poter risolvere le equazioni, è necessario assumere la conservazione della massa e quindi vale che  $\dot{m}_i = \dot{m}_{li} + \dot{m}_{ci} + \dot{m}_{i+1}$ .

### 3.2.2 Modelli fluidodinamici per lo standard europeo

Lo standard europeo fa riferimento alle normative del già citato UIC. Negli anni '80, in Germania venne sviluppato il software "DYNAMIS" per calcolare tempi e consumi energetici dei treni. Successivamente, esso fu aggiornato nel 1991 come "TRAIN" e nel 1995 come "E-TRAIN", e venne adottato dall'UIC per le valutazioni nel campo della dinamica longitudinale del treno. Entrambi i sistemi includevano modelli dettagliati di freni ad aria basati sulle equazioni di Eulero monodimensionali, molto simili alle Equazioni 3.14 e 3.15 (come spiegato in [16]), anche se qui non vengono riportati.

In [32] (Pugi et al., 2004), viene presentato un modello completo dell'impianto frenante e dei suoi componenti ausiliari che utilizza delle librerie appositamente create nell'ambiente MATLAB-Simulink<sup>®</sup>. Queste librerie vengono suddivise in tre grandi gruppi, ossia:

- i. Componenti elementari: In questo gruppo rientrano le librerie che descrivono la fisica di base del fluido e le condizioni al contorno. La condotta generale è simulata con un tubo a sezione costante e vengono trascurate le perdite di portata dell'aria. Quest'ultima viene considerata un gas perfetto, con un comportamento isoterma ( $\theta = 293$  K). La dinamica dell'aria in condotta è rappresentata dalle seguenti equazioni:

$$\begin{cases} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho v}{\partial x} = 0 \\ \rho \frac{dv}{dt} = -\frac{\partial p}{\partial x} - \tau \\ \rho \frac{dh_0}{dt} = +\frac{\partial p}{\partial t} + \dot{q} \end{cases} \quad (3.35)$$

Si tratta delle equazioni di Eulero (monodimensionali nella coordinata longitudinale  $x$ ), che rispettivamente sono l'equazione di conservazione della massa, di conservazione

della quantità di moto (queste prime due sono molto simili a quelle già presentate in [29]) e quella di bilancio dell'entalpia  $h_0$  (che è un'equazione di conservazione dell'energia). Nella seconda equazione, il termine relativo all'attrito con le pareti è rappresentato dall'espressione

$$\tau = f \frac{\rho v^2}{d}$$

dove  $f$  è il coefficiente d'attrito (che dipende dal numero di Reynolds secondo la formulazione di Darcy-Weisbach), mentre  $d$  è il diametro della condotta. Al sistema 3.35, si aggiunge l'equazione di stato dei gas perfetti. Dall'ipotesi di processo isotermico, la terza equazione non viene considerata e, tramite opportune sostituzioni, le equazioni effettivamente utilizzate per descrivere il comportamento dell'aria nella condotta risultano essere una modifica delle prime due, ossia

$$\begin{cases} \frac{\partial \rho}{\partial t} = -v \frac{\partial \rho}{\partial x} - \rho \frac{\partial v}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial t} = -v \frac{\partial v}{\partial x} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} - \frac{f v^2}{d} \end{cases} \quad (3.36)$$

La condotta viene suddivisa spazialmente in nodi, di modo da poter risolvere le equazioni. Al modello della condotta si aggiunge quello per rappresentare le connessioni della stessa con altri componenti: esse vengono simulate imponendo un volume isotermo costante con vari flussi in ingresso e in uscita (quindi utilizzando un'equazione di bilancio della massa dove viene trascurata l'energia cinetica). Il flusso attraverso le luci delle varie valvole è rappresentato dalla seguente equazione

$$\dot{m} = AC_q C_M \frac{p_u}{\sqrt{\theta_u}} \quad (3.37)$$

dove  $A$  è l'area della luce,  $C_q$  e  $C_M$  sono dei fattori correttivi (il primo viene valutato empiricamente ed è funzione del rapporto tra la pressione di monte  $p_u$  e quella di valle  $p_d$ , il secondo è calcolato con approccio isoentropico e varia a seconda che il flusso sia subsonico o supersonico, come riporta la normativa ISO 6358 [33]) e infine  $\theta_u$  è la temperatura dell'aria a monte della luce. Per poter determinare le pressioni a monte e a valle delle strozzature introdotta dalle valvole, si utilizzano delle "camere" fittizie, rappresentate da dei volumi con vari flussi in ingresso e in uscita (utilizzando un'equazione del tutto simile a quella usata per le connessioni della condotta generale). Infine, per poter imporre pressioni o portate (e definire condizioni al contorno) si utilizzano dei "terminator block".

- ii. Componenti complesse: In questo gruppo rientrano le librerie che descrivono specifiche componenti dell'impianto, utilizzando vettori di "componenti elementari". Un primo esempio è il cilindro freno, in cui la pressione viene valutata in funzione della portata e dello spostamento del pistone; quest'ultimo viene calcolato attraverso un equilibrio dinamico di forze. Viene simulato anche il rubinetto di comando, di tipo automatico, come una valvola con sei posizioni differenti (cioè di rilascio rapido, di rilascio, di frenatura lieve, di frenatura massima, di frenatura completa e di frenatura rapida/di emergenza). Il componente del distributore è basato sul distributore

"Westinghouse tipo U", diffuso sui treni italiani. Esso, a sua volta, è composto da vari sotto-componenti, come rappresentato nella Figura 3.2. Quello denominato "main

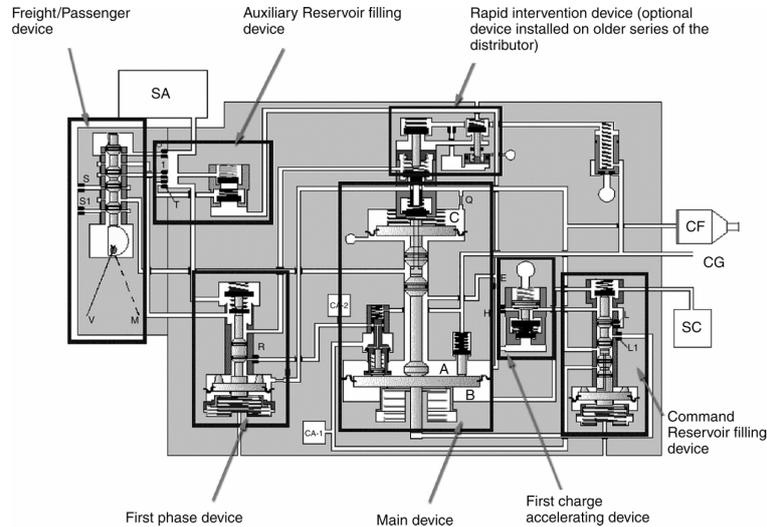


Figura 3.2: Distributore "Westinghouse tipo U". Fonte: "A parametric library for the simulation of Union Internationale des Chemins de Fer (UIC) pneumatic braking system.", di Pugi et al., 2004

device" è il corpo principale, ossia la valvola tripla vera e propria, che riceve il segnale dalla condotta generale e attraverso il movimento di tre stantuffi regola la frenatura nel cilindro freno ("CF" nella Figura). Il "command reservoir filling device" e il "first charge accelerating device" hanno lo scopo di regolare rispettivamente la ricarica normale e la ricarica rapida del serbatoio di comando ("SC"), mentre il "auxiliary reservoir filling device" è il dispositivo che si occupa di assicurare una ricarica veloce e sicura del serbatoio ausiliario ("SA"). Il "first phase device" è un dispositivo di primo tempo, utilizzato per ottimizzare la risposta del distributore: per basse pressioni di frenata (sotto 1,6 bar), accelera il riempimento del cilindro e utilizza capacità ausiliarie per velocizzare la trasmissione del segnale di caduta di pressione mentre, per pressioni elevate, limita la pressione del cilindro a un massimo di 4,8 bar assoluta (cioè 3,8 bar di pressione relativa, vedere anche il paragrafo 2.1). Infine, il "freight-passenger device" è il dispositivo pneumatico "Merci-Viaggiatori", usato per ottenere una diversa risposta dinamica del cilindro freno a seconda del tipo di veicolo, cioè merci o passeggeri. Nel modello del distributore, il suo comportamento pneumatico viene simulato utilizzando una serie di "componenti elementari", vale a dire le "camere" (che rappresentano delle capacità) e di luci (che rappresentano delle cadute di pressione attraverso le valvole).

- iii. "Modelli veicolo": Si tratta di librerie che corrispondono a veicoli realmente esistenti e che completano la descrizione dell'impianto frenante. Ne esistono di tre tipi, ossia le librerie delle locomotive (con diversi gruppi motocompressori e rubinetti di comando),

dei rotabili (che possono essere veicoli merci o passeggeri) e dei "signal vehicles" (che sono veicoli fittizi che aggiungono condizioni al contorno o aggiustamenti al modello). Ogni libreria ha poi dei sotto-modelli per calcolare la forza frenante (attraverso i coefficienti d'attrito) e per valutare il comportamento longitudinale del veicolo.

Il modello di Pugi et al., anche se contiene delle ipotesi esemplificative, descrive con un buon livello di dettaglio numerosi componenti e quindi, per ottenere simulazioni su un intero treno, necessita di alte potenze computazionali. Inoltre, esso ha bisogno di numerosi dati sul design e sul comportamento del singolo componente dell'impianto, che spesso sono difficili da reperire. Un'alternativa potrebbe essere quella di trattare i componenti più complessi come delle "black box", elementi cioè che ricevono dati in input, li processano secondo algoritmi predefiniti che simulano un certo comportamento fisico e restituiscono dei valori di output. Il modello è stato quindi parzialmente modificato sfruttando quell'idea, ed è stato utilizzato un diverso ambiente di simulazione, ossia Amesim<sup>TM</sup> (ulteriori informazioni sono riportate in studi successivi).

Nel 2004, la UIC decise di sostituire il software "E-TRAIN" (in uso fino a quel momento) con il più moderno "TrainDy", sviluppato in Italia. L'idea fu di creare una piattaforma open-source, che potesse essere continuamente aggiornata e migliorata grazie ai contributi dei suoi utilizzatori. "TrainDy" è programmato in MATLAB<sup>®</sup>, ed è stato sottoposto ad un processo di verifica e validazione dell'UIC Expert Group, raggiungendo la certificazione finale UIC nel 2009. Il software essenzialmente si compone di due moduli principali, ossia quello pneumatico e quello dinamico; inoltre, in generale esso tollera un errore relativo massimo del 10%. Il modulo pneumatico, rispetto al modello di Pugi et al., risulta ugualmente accurato numericamente ma più efficiente; esso è derivato dallo studio descritto in [34] (Cantone et al., 2009). Nel modello, soltanto la condotta generale viene descritta utilizzando equazioni differenziali, mentre per tutti gli altri componenti viene utilizzato un approccio a parametri concentrati. Essa è rappresentata come un lungo tubo circolare di sezione trasversale variabile, dal quale possono uscire (o entrare) flussi di aria sia dalla parte terminale che attraverso le pareti; la sezione è costante lungo il rotabile e diminuisce nel tratto di connessione tra due veicoli successivi. Come nel modello presentato in [14], anche qui si considera quindi l'area trasversale, ma con la differenza che non si utilizzano volumi aggiuntivi per rappresentare le diramazioni. Per la condotta, quindi, si utilizza la seguente formulazione, unidimensionale e tratta dalle equazioni di Navier-Stokes

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \rho}{\partial t} + v \frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{\rho}{A} \frac{\partial (vA)}{\partial x} = - \frac{\dot{m}}{A \Delta x} \\ \rho \frac{dv}{dt} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\tau}{d} + \frac{v}{\rho} \frac{\dot{m}}{A \Delta x} \\ \frac{\partial q}{\partial t} + v \left( \frac{\partial q}{\partial x} + \bar{R} \frac{\partial \theta}{\partial x} \right) + \bar{R} \frac{\theta}{\rho A} \frac{\partial (\rho v A)}{\partial x} = \\ = 4 \frac{\Phi_T}{\rho d} - \frac{\tau v}{d} - \frac{\dot{m}}{A \Delta x} \frac{1}{\rho} \left[ (c_V + \bar{R}) \theta_1 + \frac{1}{2} v_1^2 - q \right] \end{array} \right. \quad (3.38)$$

Nel sistema, la pressione  $p$ , la velocità  $v$ , la densità  $\rho$  e la temperatura  $\theta$  sono da considerare come valori medi rispetto alla sezione trasversale  $A$  (o al diametro trasversale  $d$ ) e rispetto

alla coordinata longitudinale  $x$ . Inoltre,  $\dot{m}$  è il flusso entrante o uscente,  $q$  è l'energia specifica,  $c_V$  è il calore specifico a volume costante,  $\bar{R}$  è la costante dei gas,  $\Phi_T$  è il flusso termico scambiato e  $\tau$  è il termine dissipativo, e corrisponde a

$$\tau = - \left( f_d + f_c \frac{d}{\Delta x} \right) \frac{v^2}{2} \left( \frac{v}{|v|} \right)$$

(dove  $f_d$  è il coefficiente delle perdite distribuite e  $f_c$  è il coefficiente delle perdite concentrate). La prima equazione corrisponde alla conservazione della massa e, se riscritta, è molto simile all'Equazione 3.16 di [14]; in entrambe, inoltre, compare un termine che rappresenta la perdita di aria, ma qui esso è proporzionale al flusso entrante/uscente. La seconda equazione corrisponde alla conservazione della quantità di moto e, se riscritta, è molto simile all'Equazione 3.17 di [14]; la differenza principale tra i due modelli è che qui viene considerato un termine di perdita causato dallo scambio di massa con l'esterno. La terza equazione corrisponde invece alla conservazione dell'energia, che non era presente nel modello di Abdol-Hamid, né in quello di Pugi et al., ma è paragonabile all'Equazione 3.27 in [30]; la presenza di questa equazione sottintende che qui non è più valida l'ipotesi di processo isoteramico. Per poter integrare le equazioni presentate nel sistema 3.38 sono necessarie delle condizioni al contorno e delle condizioni iniziali per tutti i componenti dell'impianto che si relazionano con la condotta; tra queste componenti, se si escludono il rubinetto di comando ed il distributore (che, essendo molto complessi, si è scelto di rappresentarli attraverso delle parametrizzazioni equivalenti), tutti gli altri (ossia le camere acceleratrici, il serbatoio ausiliario, il serbatoio di comando ed il cilindro freno) sono stati rappresentati direttamente come delle capacità (costanti o variabili, nel caso del cilindro freno). Il flusso tra le camere acceleratrici e la condotta generale si ottiene con la stessa relazione già descritta nell'Equazione 3.37. Il rubinetto di comando è rappresentato da un ugello con diametro fisso, che cambia però a seconda che si tratti di una frenatura di servizio, di una frenatura di emergenza o di un rilascio dei freni (e con il diametro cambiano anche le pressioni di monte e di valle dell'ugello, poiché ognuno di quei tre casi corrisponde ad un circuito pneumatico diverso). I distributori sono simulati attraverso delle relazioni parametriche tra le pressioni nella condotta generale e quelle nel cilindro freno.

Il modello presentato in [35] (Belforte et al., 2008) ha delle analogie con lo studio riportato in [31], poiché si tratta di un modello a parametri concentrati basato sull'analogia con i circuiti elettrici. Esso fa parte di "TSDyn" (ossia "TrainSet Dynamics simulator"), un simulatore della dinamica del treno utilizzato, tra le varie applicazioni, anche per studi di LTD (dinamica longitudinale). Nel modello della condotta generale quindi, gli attriti interni del fluido vengono rappresentati da delle resistenze, gli effetti dell'inerzia vengono rappresentati da delle induttanze e la compressibilità del fluido da delle capacità; la Figura 3.3 ne riporta uno schema (le varie  $p_{ref}$  rappresentano condizioni al contorno, ad esempio pari alla pressione atmosferica oppure alla pressione massima all'estremità della condotta o, ancora, regolate da formule in funzione del tempo). Le relazioni fondamentali per il tratto  $i$ -esimo della condotta (del veicolo  $i$ -esimo) vengono riportate di seguito

$$\begin{cases} p_i - p_{i-1} = L_i \ddot{m}_i + R_i \dot{m}_i \\ \dot{m}_i = \dot{m}_{i+1} + \dot{m}_{ci} \\ \dot{m}_{ci} = -C_i \dot{p}_i \end{cases} \quad (3.39)$$

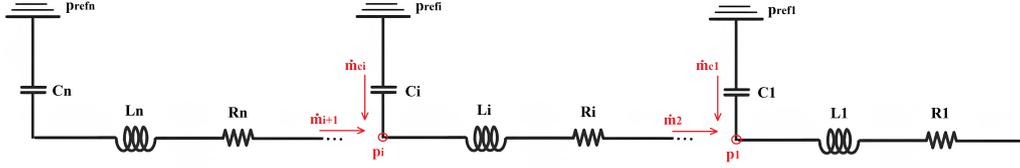


Figura 3.3: Modello di condotta generale. Adattato da: "Numerical and experimental approach for the evaluation of severe longitudinal dynamics of heavy freight trains.", di Belforte et al., 2008

dove le variabili principali sono la pressione i-esima  $p_i$  e la portata i-esima  $\dot{m}_i$ , mentre gli altri termini corrispondono a

$$C_i = \frac{V_i}{\bar{R}\theta_i}$$

$$L_i = \frac{l_i}{A_i}$$

$$R_i = \frac{1 - b_i}{C_t \rho_0 \sqrt{\theta_0/\theta_i}} \quad \text{con } b_i = 474 \frac{C_t}{d_i^2}; C_t = 0,029 \frac{d_i^2}{\sqrt{l_i/d_i^{1,25} + 510}}$$

(dove  $d_i$ ,  $l_i$  e  $A_i$  sono riferiti rispettivamente al diametro, alla lunghezza ed alla sezione del tratto i-esimo di condotta, mentre  $V_i$  è il volume del tratto i-esimo,  $\bar{R}$  è la costante dei gas,  $\rho_0$  e  $\theta_0$  sono invece rispettivamente la densità e la temperatura in condizioni normali e, infine,  $\theta_i$  è la temperatura assoluta nel tratto i-esimo). Per il calcolo della temperatura, si assume l'ipotesi di flusso adiabatico. La prima equazione che compare in 3.39 è un equilibrio di forze: l'accelerazione della massa d'aria, a secondo membro, avviene a causa della differenza di pressione tra due tratti, a primo membro. La seconda equazione è una legge di conservazione della massa, ma contiene anche anche l'equazione di stato dei gas perfetti attraverso il termine  $\dot{m}_{ci}$  (cioè sostituendo la terza equazione). Il modello, infine, tiene conto delle perdite nei tratti di collegamento tra un veicolo e l'altro, incrementando il termine  $R_i$  del 5%. Lo studio riportato in [36] (Melzi et Grasso, 2018) essenzialmente riprende il modello di Belforte et al., migliorandolo. Anche qua sono presenti i termini di resistenza, induttanza e capacità, ma il singolo circuito (che corrisponde al singolo tratto i-esimo dell'i-esimo veicolo) è in realtà diviso in due (e così i vari termini), poiché viene inserita nel mezzo una camera acceleratrice. Quest'ultima viene rappresentata da un volume a pressione atmosferica (cioè rappresentata da una capacità aggiuntiva, se si fa riferimento allo schema nella Figura 3.3), che è collegato alla condotta tramite una valvola la cui apertura è regolata dalla caduta di pressione nella condotta stessa. Inoltre, viene riformulato il termine della resistenza come

$$R_i = f \frac{8l_i}{\rho \pi^2 d_i^5} \dot{m}_i$$

dove  $f$  è il coefficiente d'attrito (funzione del numero di Reynolds), la densità  $\rho$  è funzione della pressione e della temperatura (oltre che di  $\rho_0$ ,  $p_0$  e  $\theta_0$ , misurate in condizioni normali),

mentre  $l_i$  è la lunghezza del tratto (sovrastimata del 7,5% per tenere conto delle perdite concentrate, ad esempio quelle dovute alla presenza di curve nel circuito). Si fa notare che in quest'ultima formula compare il termine di portata: nell'analogia elettrica, quindi, è come avere una resistenza che è funzione dalla corrente. Sia in Belforte et al. che in Melzi et Grasso, si utilizza un modello di distributore simile a quello descritto in [34]; inoltre, è possibile tenere conto dell'azione del dispositivo di primo tempo e della diversa curva di frenatura a seconda che si scelga un regime P (passeggeri) o G (merci). Questo modello a parametri concentrati ha il vantaggio di avere tempi di calcolo ancora più contenuti rispetto ai modelli presentati precedentemente.

### 3.2.3 Modelli fluidodinamici per altri standard

Gli standard riportati di seguito fanno riferimento ai paesi che compaiono in Tabella 2.2 (ossia Cina, Russia ed Australia) e che sono importanti per le ragioni già citate. Tra quelli, non viene riportato il caso dell'Australia, che non ha un'esperienza in campo di modellazione di sistemi frenanti [16] (ad eccezione di un adattamento del modello "MOVPIPE", basato sullo studio [14]).

Lo standard in uso in Cina riguarda vari aspetti della tecnologia ferroviaria e spesso è adattato da normative internazionali, come la UIC. Un primo modello della condotta generale venne sviluppato nel 1992 dai ricercatori W. Wei, S. Chang e Q. Liu. Successivamente, il gruppo di ricerca di Wei aggiunse anche modelli dettagliati delle altre componenti dell'impianto, mentre dal 2012 esso venne integrato in un simulatore LTD [16]. La particolarità di questo sistema di simulazione fu quella di collegare in modo fluido due aspetti: la simulazione del flusso d'aria, che richiede discretizzazioni temporali minori per il calcolo, e la dinamica del treno, che usa intervalli più grandi. Inoltre, il sistema può essere controllato come farebbe un macchinista reale, cioè modificando le istruzioni in tempo reale durante il funzionamento del treno. In [37] viene riportata la versione più aggiornata del modello. La condotta generale è rappresentata come un lungo tubo, e il fluido come monodimensionale, con perdite per attrito e scambi di calore. Le equazioni di riferimento sono quella di conservazione della massa, della quantità di moto e dell'energia (similmente alle Equazioni 3.38 tratte da [34]), e vengono riportate di seguito

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial \rho}{\partial x} + \left[ \frac{\rho v dA}{A dx} \right] = 0 \\ \rho \frac{dv}{dt} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial x} + \left[ \frac{4f}{d} \frac{v^2}{2} \left( \frac{v}{|v|} \right) \right] = 0 \\ \left( \frac{\partial p}{\partial t} + v \frac{\partial p}{\partial x} \right) - c^2 \left( \frac{\partial \rho}{\partial t} + v \frac{\partial \rho}{\partial x} \right) - (\gamma - 1) \rho \left[ q + v \frac{4f}{d} \frac{v^2}{2} \left( \frac{v}{|v|} \right) \right] = 0 \end{array} \right. \quad (3.40)$$

dove  $A$  è l'area trasversale della condotta (e  $d$  il suo diametro),  $f$  il coefficiente d'attrito alle pareti (funzione del numero di Reynolds secondo la formulazione di Darcy-Weisbach),  $c = \sqrt{(\gamma p)/\rho}$  è la velocità del suono nei gas,  $\gamma$  è il rapporto tra calori specifici e  $q$  è il calore trasmesso (per unità di massa ed unità di tempo). Nelle prime due equazioni si notino i

rispettivi termini evidenziati dalle parentesi quadre: il primo potrebbe essere scambiato per un termine di perdita di massa (simile a quello dell'Equazione 3.16 in [14]), quando in realtà serve per tenere conto della variazione di sezione trasversale lungo la condotta (mentre gli scambi di massa con l'esterno sono valutati attraverso le condizioni al contorno), mentre il secondo termine (della seconda equazione) è proprio un termine di perdita per attrito (simile a quello dell'Equazione 3.17 in [14]). In relazione alla condotta generale vi è il modello dell'"unità del freno automatico", che indica il gruppo di componenti presenti in locomotiva, come il serbatoio principale, il serbatoio equalizzatore, il gruppo motocompressore e il rubinetto di comando (e quindi la valvola regolatrice, il relè pneumatico e così via); si ricorda che la valvola di regolazione controlla la pressione del serbatoio di equalizzazione in base alla posizione della leva del rubinetto, determinando la pressione finale durante la frenata, mentre il relè pneumatico regola il flusso d'aria nel condotto del freno in base alla differenza di pressione tra il serbatoio di equalizzazione e il condotto stesso, sia durante la frenata che il rilascio (similmente a quanto già descritto per il modello di Abdol-Hamid, nel sottoparagrafo 3.2.1). Queste valvole sono descritte con modelli quasi-statici nel loro movimento, il quale poi ha effetti sul diametro dei vari orifizi. Ad esempio, la valvola regolatrice (che qui è composta da uno stantuffo ed un diaframma) in fase di frenata vede lo spostamento  $X_0$  dello stantuffo, che porta all'abbassamento della pressione nel serbatoio equalizzatore causando lo spostamento  $X$  del diaframma, secondo le relazioni seguenti

$$X_0(n) = \frac{F_0 - (p^* - 0,11n - p_a - 0,13) \cdot 10^5 \cdot A_p - B_{5A}}{A_d} \quad (3.41)$$

$$X = \frac{F_0 - (p_{eq} - p_a) \cdot A_p - B_{5A}}{A_d} \quad (3.42)$$

dove  $F_0$  è il precarico della molla della valvola,  $p^*$  è una pressione di riferimento,  $p_a$  è la pressione atmosferica,  $p_{eq}$  è la pressione del serbatoio equalizzatore,  $A_p$  è l'area dello stantuffo e  $A_d$  l'area del diaframma. Con  $n$  si indica la posizione della leva del rubinetto di comando. Dalle formule appena riportate si ottiene quindi l'area dell'apertura di scarico del serbatoio equalizzatore, cioè  $\phi_2 = f(X_0 - X)$ . L'apertura di scarico della condotta generale e quella di ingresso (regolate dal relè pneumatico), dipendono rispettivamente da  $\phi_4 = f(p - p_{eq})$  e da  $\phi_3 = f(p_{eq} - p)$ , dove  $p$  è la pressione nella condotta stessa. Il gruppo motocompressore è composto da due compressori, che nel modello sono rappresentati come delle fonti di portata costante; a seconda che la pressione nel serbatoio principale rientri in determinati valori di soglia, si può avere un solo compressore attivo, entrambi o nessuno. Il distributore preso come riferimento è il "120 distributor valve", rappresentato nel modello da due volumi (la "camera superiore" e la "camera inferiore") in comunicazione tra loro tramite un ugello. Il distributore, insieme al serbatoio ausiliario, al serbatoio di emergenza, alla camera acceleratrice ed al cilindro freno, costituisce il gruppo di componenti dell'impianto che è presente a bordo di ogni rotabile, e che viene rappresentato complessivamente con 6 camere, 6 tubi di collegamento e 9 ugelli.

La Russia formalmente fa parte dell'UIC, con cui condivide alcuni standard, ma allo stesso tempo ha un suo sistema normativo, specifico per la propria linea ferroviaria e le peculiarità dei propri sistemi frenanti e delle altre componenti dei rotabili. Uno dei primissimi modelli realizzati è stato studiato dal già citato ricercatore sovietico B.L. Karvatchi, nel 1950

[27], il quale identificò dei passaggi fondamentali costituenti la manovra di frenatura (ossia dall'istante in cui viene stabilito un collegamento tra la condotta generale e l'atmosfera): l'apertura causa un disequilibrio degli strati d'aria che porta alla propagazione di un'onda nella condotta, seguita da una caduta di pressione, che a sua volta causa l'attivazione dei vari distributori e, infine, l'aumento di pressione nel cilindro freno (secondo la propria caratteristica). Proprio seguendo questa logica arrivò a descrivere l'equazione riportata di seguito, che è alla base del suo modello

$$\dot{p} = \frac{1}{2} \frac{\Delta p}{l} c (e^{-(k \cdot l_x)/(c)}) \quad (3.43)$$

con

$$\Delta p \approx 0,017 \cdot \frac{l_x \cdot \dot{m} \cdot \theta^{3/2}}{(\theta + 112) \cdot \bar{p} \cdot d^4}$$

dove  $\dot{p}$  è un tasso di caduta di pressione locale,  $c$  è la velocità del suono nei gas (vedere anche il sistema 3.40),  $k = 1$  è un fattore logaritmico di decrescita (stabilito sperimentalmente e posto uguale a 1 per considerare le perdite concentrate di pressione),  $l$  è la lunghezza della condotta,  $l_x$  è la lunghezza del tratto di condotta dalla locomotiva al punto di interesse e infine  $\Delta p$  è la caduta di pressione totale in condotta. Quest'ultima è calcolabile con la formula sopra riportata solo se si assume l'ipotesi di gas perfetto, di regime di flusso laminare e di condotta circolare; la formula è una riscrittura della relazione di Hagen-Poiseuille (dove  $\dot{m}$  è la portata attraverso la condotta,  $\theta$  è la temperatura,  $\bar{p}$  è la pressione media e  $d$  è il diametro della condotta). Le perdite distribuite sono tenute in considerazione attraverso un termine che è funzione del coefficiente d'attrito (e quindi del numero di Reynolds), della lunghezza della condotta e del suo diametro.

In [38] viene presentato un modello della condotta generale, il cui comportamento è descritto dalla seguente equazione delle onde (monodimensionale)

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - \left( \frac{8\pi\mu_d}{A\rho c^2} \right) \frac{\partial p}{\partial t} = 0 \quad (3.44)$$

dove  $c$  è la velocità del suono nei gas,  $A$  è l'area della condotta e  $\mu_d$  è la viscosità dinamica del fluido. Quest'ultimo termine permette di considerare le perdite interne al fluido (poiché è funzione di  $\tau$ ). Il modello utilizza l'ambiente MATLAB-Simulink®.

Esistono in realtà numerosi altri modelli, sia per lo standard cinese che per quello russo, che qui vengono omessi perché essenzialmente simili ai modelli già riportati nei sottoparagrafi 3.2.1 e 3.2.2; per ulteriori dettagli si rimanda a [16].

### 3.3 Calcolo della forza frenante

Un altro aspetto importante nella realizzazione dei modelli del freno è la simulazione della forza frenante. Anche se alcuni modelli empirici forniscono già dei metodi di calcolo diretti, la maggior parte invece fornisce solo l'andamento della pressione nel cilindro freno (come si può vedere nei sottoparagrafi 3.1 e 3.2), che quindi poi dev'essere convertita in una forza. Un'espressione generale ma completa per il calcolo della forza frenante (tratta da [16]) viene riportata di seguito

$$F_b = \left[ (p_b A_{cf} - F_0) \cdot f_r \cdot i_{tim} \cdot \eta_{tim} \cdot \eta_{imp} \cdot \mu_{ad} \cdot n_{cf} \cdot \frac{r_f}{r} \right] - F_f \quad (3.45)$$

dove  $p_b$  è la pressione nel cilindro freno (mentre  $A_{cf}$  è l'area del pistone al suo interno e  $F_0$  è il precarico della molla),  $f_r$  è il coefficiente d'attrito tra la superficie (del ceppo o della pinza) e la ruota,  $i_{tim}$  è il rapporto di timoneria,  $\eta_{tim}$  e  $\eta_{imp}$  sono due efficienze (rispettivamente della timoneria e di tutto l'impianto freno),  $\mu_{ad}$  è il fattore di aderenza (che indica il rapporto tra la massima forza per l'aderenza e la generica forza verticale, vedere anche il paragrafo 2.2),  $n_{cf}$  è il numero di cilindri freno,  $r_f$  e  $r$  sono due raggi (rispettivamente quello di riferimento - cioè di applicazione della forza rispetto al centro dell'assile - e quello della ruota) e infine  $F_f$  è la forza di attrito del pistone. Esistono varianti dell'Equazione 3.45 che dipendono anche dal tipo di timoneria o che sono specifiche per il tipo di superficie ad attrito (ceppi o pinze), come riporta [27]. Il ruolo più importante è giocato sicuramente dai coefficienti d'attrito: oltre a  $f_r$ , infatti, molto spesso è necessario conoscere anche il coefficiente d'attrito ruota-rotaila (qui denominato come  $f_a$ ).

Il coefficiente  $f_r$  tipicamente è funzione della pressione frenante ma anche della velocità del veicolo, oltre che ovviamente dal tipo di superficie ad attrito. In [27] viene riportato che in realtà solo nel caso di ceppi in ghisa vi è una dipendenza non trascurabile tra la velocità del veicolo ed il valore di  $f_r$ , mentre nel caso di ceppi in materiale composito o pinze di freni a disco si ha che il valore del coefficiente d'attrito rimane pressoché costante. Nello stesso articolo, inoltre, vengono citate due formule pratiche molto diffuse per il calcolo: la prima è tratta dalle normative UIC

$$f_r(v_{km/h}, p_N) = 0,49 \frac{\frac{10}{3,6} v_{km/h} + 100}{\frac{35}{3,6} v_{km/h} + 100} \cdot \frac{\frac{875}{g} p_N + 100}{\frac{2860}{g} p_N + 100} \quad (3.46)$$

mentre la seconda è tratta dagli studi del ricercatore sovietico B.L. Karvatchi

$$f_r(v_{km/h}, F_N) = 0,6 \frac{v_{km/h} + 100}{5v_{km/h} + 100} \cdot \frac{\frac{16}{g} F_N + 100}{\frac{86}{g} F_N + 100} \quad (3.47)$$

(dove  $v_{km/h}$  è la velocità del veicolo in km/h,  $p_N$  è la pressione sulla superficie ad attrito,  $F_N$  è la forza premente e  $g$  è l'accelerazione di gravità). Infine, vengono riportati due valori utili del coefficiente  $f_r$  spesso utilizzati nei calcoli, ossia 0,25 per i ceppi in materiale composito e 0,35 per le pinze dei freni a disco. In [26] viene riportata una sintesi di tutti gli studi più importanti che riguardano la determinazione del coefficiente d'attrito superficie-ruota per i freni a ceppi; nell'articolo, inoltre, è riportato uno studio di confronto tra le prestazioni dei ceppi in ghisa e quelli in materiale composito. Per poter valutare il coefficiente, qui si tiene conto della velocità del rotabile, della distanza di scorrimento e del peso frenato. In [39] viene studiato il coefficiente d'attrito superficie-ruota esclusivamente dei freni a disco, e viene individuato un legame con la temperatura, secondo l'espressione riportata di seguito

$$f_r = f_{r0}(K_v e^{-k_v v_s} + 1)(K_\theta e^{-k_\theta \theta} + 1) \quad (3.48)$$

dove  $f_{r0}$  è il coefficiente d'attrito superficie-ruota in condizioni stazionarie,  $v_s$  è la velocità di slittamento (velocità relativa tra la pinza ed il disco),  $K_v$  e  $k_v$  sono due coefficienti che dipendono da  $v_s$ ,  $\theta$  è la temperatura della superficie del disco ed infine  $K_\theta$  e  $k_\theta$  sono due coefficienti che dipendono da  $\theta$ . Tra i modelli empirici di impianto frenante, riportati nel paragrafo 3.1, ad esempio [22] calcola la forza frenante con un'espressione (ossia l'Equazione

3.5) che è molto simile a quella presentata nell'Equazione 3.45. Nel modello si simula una frenatura su ceppi, ed il coefficiente d'attrito viene calcolato come

$$f_r = K_1 \frac{F_N(t) + K_2}{F_N(t) + K_3} \cdot \frac{v_i(t) + K_4}{v_i(t) + K_5} \quad (3.49)$$

dove le due variabili sono la forza premente  $F_N(t)$  e la velocità  $v_i(t)$  del veicolo  $i$ -esimo, mentre i vari  $K_j$  (con  $j=1,2,3,4,5$ ) sono dei coefficienti che dipendono dal tipo di superficie e di materiale. In [23], invece, il coefficiente d'attrito superficie-ruota che compare nell'Equazione 3.8 viene calcolato con l'equazione della UIC (riportata nell'Equazione 3.46) e modificata in modo tale che la velocità sia espressa in m/s. In [21], il coefficiente d'attrito superficie-ruota che lega la forza frenante  $F_{B,BCP}$  dell'Equazione 3.3 (che era stata indicata come  $F_T$ , ossia forza tangenziale, nel paragrafo 2.2) e la forza premente sul ceppo  $F_N$  viene indicato come

$$f_r = \frac{F_{B,BCP}}{F_N} = (0,0092v_{mph} + 1) \cdot \frac{1,023 + 0,0031v_{mph}}{2,5 + 0,0833v_{mph}} \quad (3.50)$$

(dove  $v_{mph}$  è la velocità del rotabile in miglia orarie). Inoltre, si utilizza la seguente formula per il calcolo della forza premente (che poi serve per il calcolo della forza frenante)

$$F_N = \begin{cases} 0, & \text{se } p_b \leq 10psi \\ (0,025p_b - 0,25)F_{N,50psi}, & \text{se } p_b > 10psi \end{cases} \quad (3.51)$$

che non è altro che un metodo alternativo per tenere conto della forza di precarico della molla interna del cilindro: se la pressione nel cilindro  $p_b$  è troppo piccola per vincere la suddetta forza di richiamo (pari a 10 psi in termini di pressione, ossia circa 0,7 bar), allora verrà espressa una forza premente nulla sulla superficie ad attrito. Viceversa, risulterà una forza proporzionale alla pressione stessa (e, nel caso specifico di questo studio, espressa anche in funzione della forza con pressione nel cilindro pari a 50 psi, ossia  $F_{N,50psi}$ ). Riguardo ai modelli fluidodinamici dell'impianto frenante, riportati nel paragrafo 3.2, in [29],[14],[15],[30],[31] non viene specificato il metodo di calcolo per la forza frenante, mentre in [34] si usa la formula UIC (ossia l'Equazione 3.46) per il calcolo del coefficiente d'attrito tra superficie e ruota. In [35] si usa un'espressione riconducibile all'Equazione 3.45 ma più semplificata, e non viene riportato il metodo di calcolo per il coefficiente  $f_r$  (anche se viene specificato che esso è funzione della velocità del veicolo e della differenza di pressione nel cilindro freno). Infine, in [32] si usa il concetto di limite di aderenza (accennato nel paragrafo 2.2) per il calcolo della forza frenante (nel caso di freni a disco), come si vede nell'equazione seguente

$$F_b = \begin{cases} n_{assili} \cdot n_{sup} \cdot n_{dischi} \cdot f_r \cdot i_{tim} \cdot \eta_{tim} \cdot \frac{r_f}{r} \cdot \sum_{k=1}^{n_{CF}} F_k, & \text{se } F_b < f_a \cdot P \\ f_a \cdot P, & \text{se } F_b \geq f_a \cdot P \end{cases} \quad (3.52)$$

dove  $n_{assili}$ ,  $n_{sup}$ ,  $n_{dischi}$  e  $n_{CF}$  sono rispettivamente il numero di assili, il numero di superfici ad attrito (cioè di pinze), il numero di dischi ed il numero di cilindri freno,  $i_{tim}$  è il rapporto di timoneria,  $\eta_{tim}$  è l'efficienza della timoneria,  $r_f$  e  $r$  sono due raggi (rispettivamente quello di riferimento - cioè di applicazione della forza rispetto al centro dell'assile - e quello della

ruota),  $F_k$  è la forza generata dal singolo cilindro freno e infine  $P$  è il peso del rotabile per assile.

Il coefficiente d'attrito tra ruota e rotaia  $f_a$  si può ricavare dalle considerazioni sul contatto ruota-rotaia e dipende dalle condizioni esterne (rotaia asciutta, presenza di acqua, olio e così via). Esso gioca un ruolo fondamentale nel momento in cui si passa dalla simulazione della forza frenante intesa come forza sviluppata dal contatto tra superficie d'attrito e ruota (e descritta fino a qui) alla forza frenante vera e propria, che può tenere conto delle considerazioni sull'aderenza (già riportate nel paragrafo 2.2 e riprese nell'Equazione 3.52) e di quelle sul contatto ruota-rotaia. Riguardo a quest'ultimo aspetto, in [39] si assume che l'area di contatto comprende una zona di slittamento ed una di adesione: nella prima zona, la tensione di taglio superficiale è proporzionale alla tensione normale secondo la teoria di Hertz, mentre nella zona di adesione essa cresce linearmente rispetto ad un parametro basato sulla teoria di Kalker. Proprio la teoria di Kalker risulta ad oggi la più completa nella descrizione del contatto ruota-rotaia, anche se esistono numerose altre teorie, a seconda del livello di precisione voluto e del costo computazionale, come riporta [40]. Il modello riportato in [39] quindi descrive il coefficiente  $f_a$  come

$$f_a(t) = f_{a0} \left[ \left( 1 - \frac{f_{a\infty}}{f_{a0}} \right) e^{-k|v_T(t) - \omega(t)r|} + \frac{f_{a\infty}}{f_{a0}} \right] \quad (3.53)$$

dove  $f_{a0}$  è il coefficiente d'attrito ruota-rotaia massimo (caso di velocità di slittamento pari a zero),  $f_{a\infty}$  è il coefficiente d'attrito ruota-rotaia minimo (caso di velocità slittamento pari a infinito),  $k$  è un coefficiente di decrescita,  $v_T(t)$  è la velocità totale del treno, mentre  $\omega(t)$  e  $r$  sono rispettivamente la velocità angolare ed il raggio della ruota. Anche in [26] per il calcolo del coefficiente  $f_a$  si tiene conto delle condizioni di aderenza, come testimonia la formulazione riportata di seguito

$$f_a = \left[ K_1 \cdot \tanh \left( \frac{\xi}{\xi_0} \right) \right] + \left[ K_2 \cdot \tanh \left( \frac{\xi}{\xi_0} \right) \cdot \left( \frac{v_T}{v_{T0}} \right)^2 \right] + \left[ K_3 \cdot \tanh \left( \frac{\xi}{\xi_0} \right) \cdot \left( \frac{v_T}{v_{T0}} \right)^4 \right] \quad (3.54)$$

dove  $K_1$ ,  $K_2$  e  $K_3$  sono specifici coefficienti che variano a seconda delle condizioni esterne,  $v_T$  è la velocità totale del treno (e  $v_{T0}$  è una velocità totale del treno di riferimento, pari a 80 km/h), mentre  $\xi$  è il rapporto di slittamento longitudinale, che tiene conto dei microslittamenti presenti nel contatto ruota-rotaia reale (che non può essere mai in aderenza perfetta), e che è pari a

$$\xi = \frac{\text{velocità}_{\text{relativa}}}{\text{velocità}_{\text{totale}}} = \frac{(\omega \cdot r) - v_T}{v_T}$$

(in cui  $\omega$  e  $r$  sono rispettivamente la velocità angolare ed il raggio della ruota) e, infine,  $\xi_0$  è un rapporto di slittamento di riferimento, pari a 0,005. Nello stesso articolo, è riportata inoltre una sintesi dei maggiori studi sul coefficiente d'attrito ruota-rotaia, insieme con i vari risultati numerici, che possono essere un utile riferimento in fase di calcolo.

### 3.4 Legame con i modelli LTD

Durante l'azione del freno, e a maggior ragione se si utilizzano sistemi pneumatici standard (come quelli equipaggiati nei treni merci), la manovra di frenatura non sarà perfettamente

uniforme lungo il treno. Come si evince fin'ora, infatti, l'azione dei freni è funzione del tempo e dipende dalla velocità di propagazione dell'onda del segnale di pressione nella condotta generale (e quindi ha una dipendenza anche dalla lunghezza del convoglio). Nei lunghi convogli, quindi, avviene che i veicoli in prossimità della sorgente del segnale di pressione (ossia quelli vicini alla locomotiva, che contiene il rubinetto di comando) iniziano la manovra di frenatura prima dei veicoli via via più lontani. Possono esserci altre ragioni dell'irregolarità della manovra: ad esempio, i veicoli potrebbero essere diversi tra di loro. Ciò è da intendersi sia da un punto di vista costruttivo, cioè di diverso distributore o cilindri freno montati a bordo (che quindi influiscono nel generare una diversa caratteristica della forza frenante), ma anche dal punto di vista delle masse e della distribuzione dei carichi (che quindi generano forze resistenti disomogenee). Risulta che ogni veicolo, considerato singolarmente e in base alle proprie caratteristiche operative, costruttive e di carico, si fermerebbe su una distanza di frenatura specifica, anche se sottoposto alla medesima azione frenante e partendo dalla stessa velocità iniziale; poiché i veicoli sono però collegati allo stesso convoglio ed è quindi imposto che si fermino sulla stessa distanza, è chiaro che si genereranno reazioni longitudinali. Da qui nasce il legame tra i modelli dell'impianto freno ed i modelli di dinamica longitudinale (o modelli LTD). Questi ultimi, focalizzandosi sullo studio delle forze tra i veicoli, permettono di prevedere la corretta manovra di frenatura e quindi la distanza di frenatura, che è un aspetto fondamentale sia a livello di sicurezza che di gestione del traffico sulla linea ferroviaria. I modelli LTD, inoltre, permettono lo studio della miglior configurazione per un determinato convoglio, ma non solo: possono essere usati per analizzare il tipo di guida e fornire in tempo reale indicazioni al macchinista, per fare valutazioni di tipo energetico, per progettare gli elementi di collegamento tra i veicoli, per studiare l'usura del contatto ruota-rotai e superficie d'attrito-ruota ed, infine, per fare valutazioni relative al comfort (nel caso di treni passeggeri). Le forze tra veicoli esistono anche perché i collegamenti tra gli stessi non sono rigidi bensì permettono il libero movimento; bisogna ricordare che in Europa è diffuso l'accoppiamento composto da *ganci* (con *tenditore*) e *respingenti*, mentre nei treni merci pesanti delle Americhe, Australia, Cina e Russia è più comune l'utilizzo di un *accoppiatore automatico*. Il gioco negli accoppiamenti causa il movimento relativo tra rotabili adiacenti (in fase di trazione o di frenata) e questo fenomeno (conosciuto anche come "slack action") è proprio al centro dello studio dei modelli LTD. Il fenomeno può essere di due tipi: "run-in" (nel caso in cui la forza tra veicoli abbia una transizione da forza di trazione a forza di compressione) o, viceversa, "run-out". Nel primo caso, quindi, i due rotabili adiacenti tendono ad impattare, mentre nel secondo tendono ad allontanarsi, ponendo in massima estensione gli accoppiamenti. In generale, le forze interne al treno (nella direzione longitudinale) possono essere classificate come "forze stabili" (di cui fanno parte le forze che derivano dall'applicazione stabile di potenza da parte delle locomotive, dall'applicazione stabile di frenatura da parte dell'impianto pneumatico, oltre che dalle resistenze date dal rotolamento, dalle curve, dalla pendenza e dall'aerodinamica) e "forze d'impatto" (che sono le forze che si generano dai fenomeni di run-in e run-out). A queste due si aggiunge una terza famiglia, cosiddetta delle "forze di risonanza", che si generano nei treni a potenza distribuita nel campo delle oscillazioni a bassa frequenza [41] [42]. Le "forze stabili" (insieme con alcune delle "forze d'impatto") costituiscono gli input dei modelli LTD, i quali consentono quindi di calcolare le restanti forze interne al treno per tutte le varie applicazioni citate in precedenza. Alla base vi è un problema dinamico in cui il treno è il sistema non lineare rigido composto da più corpi

(i rotabili), dove ognuno di essi ha solo 1 grado di libertà (la traslazione longitudinale); nella maggior parte dei modelli, infatti, viene trascurato il comportamento verticale e laterale. Nello schema riportato nella Figura 3.4 è riassunto quanto è stato appena descritto. I modelli LTD quindi si basano su un sistema di equazioni differenziali che descrivono

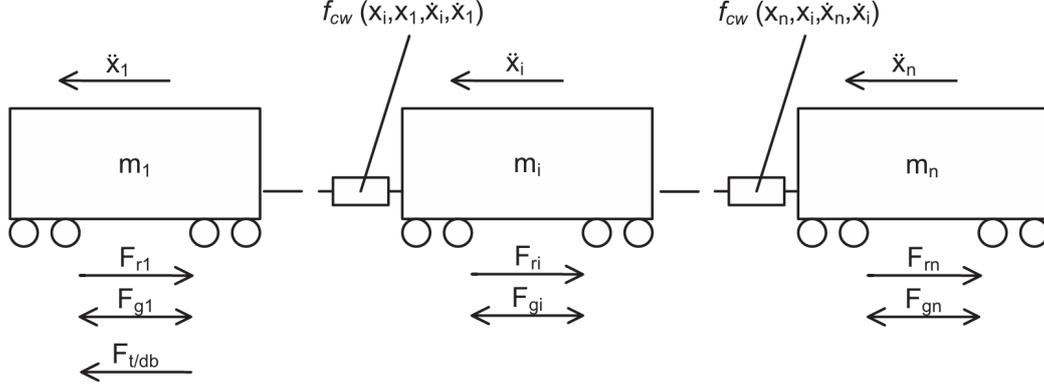


Figura 3.4: Schema del problema dinamico. Adattato da: "Longitudinal train dynamics.", di Cole, 2006

l'equilibrio dinamico veicolo per veicolo. Si riporta un esempio tratto da [43]<sup>1</sup>, nel quale le equazioni di riferimento sono:

per il primo rotabile (la locomotiva)

$$m_1(1,0 + J_{f1})\ddot{x}_1 + f_{cw}(x_1, x_2, \dot{x}_1, \dot{x}_2) = F_{t/db} - F_{r1} \pm F_{g1} \quad (3.55)$$

per il rotabile i-esimo

$$m_i(1,0 + J_{fi})\ddot{x}_i + f_{cw}(x_i, x_{i+1}, \dot{x}_i, \dot{x}_{i+1}) + f_{cw}(x_i, x_{i-1}, \dot{x}_i, \dot{x}_{i-1}) = -F_{ri} \pm F_{gi} \quad (3.56)$$

per il rotabile n-esimo (ultimo veicolo)

$$m_n(1,0 + J_{fn})\ddot{x}_n + f_{cw}(x_n, x_{n-1}, \dot{x}_n, \dot{x}_{n-1}) = -F_{rn} \pm F_{gn} \quad (3.57)$$

dove  $m$  è la massa del singolo rotabile,  $x$  il suo spostamento,  $\dot{x}$  la sua velocità,  $\ddot{x}$  la sua accelerazione,  $J_f = \sum J/r^2$  è l'equivalente inerzia alla traslazione (data dalla somma di tutte le inerzie alla rotazione rispetto al raggio della ruota  $r$ ),  $f_{cw}$  è una funzione non lineare che descrive l'accoppiamento tra veicoli,  $F_g$  rappresenta la componente orizzontale della forza peso (causata dalle inclinazioni del tracciato),  $F_r$  rappresenta la somma di tutte le forze resistive e  $F_{t/db}$  rappresenta la forza di trazione e di frenatura dinamica

<sup>1</sup>In realtà si fa riferimento all'articolo contenuto nel Capitolo 13, ad opera di Cole C., che aggiorna e amplia ciò che aveva già riportato in [41].

(presente tipicamente solo nella locomotiva). Se il convoglio è a potenza distribuita, allora si aggiungerà il termine  $F_{t/db}$  anche nelle altre equazioni. In generale, si può notare che il termine con  $f_{cw}$  altro non è che la componente di forza che sopra era stata definita come "forza d'impatto", mentre tutto il termine a destra dell'uguale è quello delle "forze stabili".

Nelle equazioni lo spostamento  $x$  è preso considerando un sistema di coordinate inerziali, in cui cioè ognuno degli spostamenti i-esimi di ogni veicolo è rispetto ad uno stesso punto fisso comune. Questo tipo di sistema di coordinate è tra i più comuni tra quelli utilizzati nei modelli LTD e consente di risolvere direttamente le equazioni del moto; tuttavia, esso può causare alti errori di arrotondamento nel caso in cui si dovessero calcolare gli spostamenti interni agli accoppiamenti (che si possono ricavare soltanto per differenza tra gli spostamenti i-esimi tra veicoli adiacenti, ma questi ultimi hanno ordini di grandezza maggiori, specialmente nel caso di lunghi convogli). Un'alternativa adottata successivamente è il sistema di coordinate non-inerziali: in esso si ha che lo spostamento del primo veicolo è preso rispetto ad un punto fisso (come nell'altro sistema), lo spostamento del secondo veicolo è preso rispetto al veicolo precedente e così via. In questo modo, è possibile ridurre l'errore nel calcolo degli spostamenti interni agli accoppiamenti, tuttavia si generano nuovi errori nel calcolo delle accelerazioni assolute dei veicoli (che vengono via via calcolate sulla base delle accelerazioni relative, con un conseguente accumulo dell'errore). Una terza via, riportata in [42], prevede un sistema di coordinate locali di tipo inerziale, con il punto fisso che in realtà ha un suo spostamento rispetto ad un sistema di coordinate globali, con conseguenti miglioramenti dell'errore rispetto al semplice sistema di coordinate inerziali.

Il fulcro dei modelli LTD sono gli accoppiamenti tra i veicoli. Come è stato già accennato in precedenza, ne esistono fondamentalmente di due tipi, come mostrato nella Figura 3.5. Le connessioni più comuni tra vagoni includono respingenti (che gestiscono le forze di compressione) e ganci di trazione (che gestiscono le forze di trazione), che possono essere serrati per eliminare il gioco o lasciati più laschi per consentire maggiore libertà di movimento. Sia i respingenti che i ganci hanno delle unità molla-smorzatore. Il secondo tipo di connessione, invece, sono gli accoppiatori automatici, che consistono in un sistema di due ganci e che permettono un collegamento più veloce, poiché si innestano automaticamente nel momento in cui due veicoli adiacenti si avvicinano tra di loro. Ognuno dei due ganci assolve sia la gestione delle forze di compressione che di trazione, tramite un gruppo elastico-smorzante detto "organo di trazione" (meglio conosciuto come "*draft gear*"). Di quest'ultimo ne esistono di vari tipi: ad esempio, nei vagoni più pesanti si preferisce l'uso di organi di trazione a secco con attrito, mentre i rotabili più leggeri utilizzano unità più compatte in polimero o elastomero. Il comportamento degli organi di trazione è fortemente non lineare e, per poterli descrivere meglio, si è passati dalle prime equazioni lineari (che contenevano direttamente i termini di forza elastica e forza viscosa) alle espressioni del tipo riportato nelle Equazioni 3.55, 3.56 e 3.57, dove compare la funzione  $f_{cw}$ . Quest'ultima, nei primi modelli non lineari riproduceva il comportamento dinamico effettivo dell'organo di trazione ma, per poter avere modelli più efficienti dal punto di vista computazionale, si è poi passati a  $f_{cw}$  basate su lookup table (ossia matrici di dati) in 2D [42]; nei modelli più recenti, come quello presentato in [44] si utilizzano invece lookup table 3D, per poter tenere conto anche degli effetti della velocità.

Nelle equazioni del moto sopra citate, inoltre, ha grande importanza il termine delle "forze stabili". Tra di esse, sono comprese:

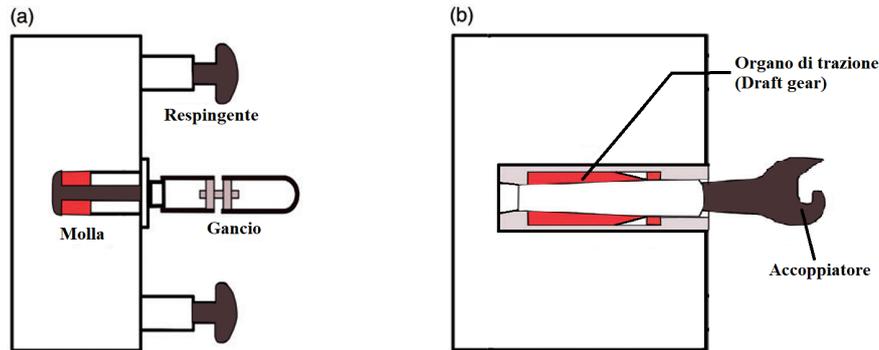


Figura 3.5: Schema di un accoppiamento tra veicoli, a) di tipo gancio-respingente e b) di tipo accoppiatore automatico. Adattato da: "The influence of resistant force equations and coupling system on long train dynamics simulations.", di Bosso et al., 2021

- La forza di trazione e di frenatura dinamica  $F_{t/db}$ , che dipende dal tipo di alimentazione e quindi dalla relativa caratteristica forza-velocità, dal tipo di servizio che fornisce il motore (cioè dal tipo di regolazione, considerando anche le transizioni tra i vari livelli di regolazione) e quindi dal relativo sistema di controllo e, infine, dall'effetto che la temperatura ha sulla potenza fornita da alcuni motori;
- La forza di gravità agente sul veicolo quando affronta una pendenza, che si suddivide in due componenti: una normale, perpendicolare al binario, e una tangenziale, parallela al binario. La componente normale influisce sulla resistenza alla propulsione e sul limite di aderenza (che dipende dal peso del veicolo). Tuttavia, a causa delle basse pendenze, questi effetti sono trascurabili e nelle simulazioni LTD vengono solitamente ignorati. Al contrario, la componente tangenziale è di grande rilevanza viene modellata semplicemente come una forza costante applicata parallelamente al telaio del veicolo, che nelle equazioni era stata indicata come  $F_g$ . A seconda che il veicolo stia affrontando una salita o una discesa, essa sarà rispettivamente una resistenza od un contributo al moto e per questo motivo non è stata riportata con un segno univoco nelle equazioni;
- Le varie forze resistive, rappresentate dal termine  $F_r$ . Tra di esse, vi è ad esempio la resistenza al moto (che include anche quella aerodinamica) e che si può simulare tramite formule empiriche del tipo

$$R_m = A + Bv + Cv^2$$

(dove  $A$ ,  $B$  e  $C$  sono parametri, e si nota la dipendenza dalla velocità  $v$ ). Un'altra forza resistiva è la resistenza in curva, che è influenzata da diversi fattori, tra cui il materiale rotabile, la sopraelevazione (o "cant"), il profilo e la lubrificazione del binario, oltre al raggio della curva. Tuttavia, poiché alcuni di questi fattori possono variare, essa viene solitamente stimata in base al solo raggio della curva, con formule empiriche del tipo

$$R_c = \frac{A}{R - B}$$

(dove  $A$  e  $B$  sono nuovi parametri, e si nota la dipendenza dal raggio della curva  $R$ ). Infine, tra le forze resistive ci sono anche le forze frenanti  $F_b$ , generate dall'impianto pneumatico. Il modello di frenatura pneumatica s'interfaccia con il modello di simulazione del treno nel sottosistema di controllo della locomotiva per ricevere i comandi di frenatura; l'output del modello di frenatura, ovvero le pressioni nei cilindri, deve essere trasformate in base alle dimensioni dei cilindri, al sistema di timoneria e ai coefficienti di attrito dei ceppi per determinare le forze  $F_b$  di frenatura, come descritto nell'Equazione 3.45 (e più ampiamente nel paragrafo 3.3).

Riguardo al modello di frenatura, se esso è di tipo fluidodinamico (vedi paragrafo 3.2) richiede passi temporali più piccoli rispetto al modello massa-smorzatore-molla del treno [41]; perciò, si eseguono più passi di integrazione per la simulazione della condotta generale rispetto a quelli del modello LTD, aumentando il costo computazionale. Per questa ragione, molti software di simulazione ferroviaria adottano versioni semplificate del modello di frenatura (come i modelli empirici descritti nel paragrafo 3.1) per garantire tempi di esecuzione accettabili. Questo è particolarmente importante nei simulatori per l'addestramento dei macchinisti, che devono generare risultati in tempo reale (mentre i simulatori ad uso ingegneristico prediligono invece i più complessi modelli fluidodinamici di frenatura).

Esistono ad oggi vari simulatori di dinamica del treno, alcuni dei quali sono già stati citati nel sottoparagrafo 3.2.2. Oltre, appunto, ai già nominati "TrainDy" (erede di "E-TRAIN") e "TSDyn" per l'Europa, per gli Stati Uniti sono stati sviluppati il simulatore di funzionamento del treno e di energia ("TOES"), dell'azione del treno per ridurre i costi operativi ("STARCO"), dell'analisi delle forze di interazione tra treno e binario ("ATTIF") ed il simulatore di energia e dinamica del treno ("TEDS"). Per la Cina è stato sviluppato "TDEAS" (Train Dynamics and Energy Analyzer/Train Simulator), per la Russia "UM" (Universal Mechanism) e per l'Australia "CRE-LTS" (Centre for Railway Engineering Longitudinal Train Simulator). Alcuni tra questi hanno tra loro delle similarità, perché spesso si tratta di prodotti che derivano da studi comuni; maggiori dettagli sono riportati in [42].

## Capitolo 4

# Simulazione della frenatura pneumatica

L'obiettivo della presente Tesi è stato quello di realizzare un modello del sistema frenante ferroviario del tipo freno automatico, ossia basato su un impianto pneumatico ad 1 singola condotta (vedere anche il paragrafo 2.1). Questo sistema è ancora diffuso su molti convogli ferroviari, specialmente nei treni merci, e presenta varie criticità, che sono d'interesse per lo studio. Il modello ha come punto di partenza le considerazioni presentate e sviluppate nel modello di Belforte et al. [35] (vedere anche il sottoparagrafo 3.2.2); si tratta, quindi, di un modello fluidodinamico a parametri concentrati. Inoltre, si è deciso di realizzarlo attraverso il software MATLAB<sup>®</sup> (utilizzando quindi l'omonimo linguaggio di programmazione per scriverne il codice); questa scelta dipende da motivi di compatibilità, in quanto il modello è da intendersi in relazione al codice "LTDPoliTo", anch'esso sviluppato con lo stesso software. Quest'ultimo è un codice di simulazione della dinamica longitudinale del treno (per il quale valgono le considerazioni riportate nel paragrafo 3.4), realizzato da un team del Politecnico di Torino. Perciò, il modello del sistema frenante presentato in questo capitolo nasce anche per poter fornire una miglior simulazione della forza frenante al codice "LTDPoliTo" e quindi ampliarlo, per poter ottenere risultati più realistici.

### 4.1 Software e risoluzione delle equazioni differenziali

L'ambiente di simulazione utilizzato è stato il software MATLAB<sup>®</sup>, nella versione "R2024b". MATLAB<sup>®</sup> (abbreviazione di "MATrix LABoratory", sviluppato da "MathWorks Inc.") è un ambiente proprietario per il calcolo numerico ed anche un linguaggio di programmazione, che a differenza di altri permette di operare su intere matrici e vettori. Scritto in linguaggio C/C++, esso consente quindi di manipolare matrici ma anche di rappresentare graficamente funzioni e dati, implementare algoritmi, creare interfacce utente e interagire con programmi scritti in altri linguaggi. Nonostante sia progettato principalmente per il calcolo numerico, offre un'opzione per il calcolo simbolico grazie al motore MuPAD<sup>®</sup> e include Simulink<sup>®</sup>, un pacchetto per la simulazione grafica e la progettazione basata su modelli per sistemi dinamici ed embedded. MATLAB<sup>®</sup> dispone di un'interfaccia modulare composta da più finestre principali:

- *Command Window*, che consente di inserire comandi ed eseguire calcoli in tempo reale;
- *Workspace*, che mostra le variabili dichiarate, con la possibilità di visualizzarne caratteristiche dettagliate (nome, dimensione, memoria occupata, classe e attributi). Consente inoltre di importare ed eliminare variabili;
- *Current Directory*, che permette di esplorare le cartelle del sistema e aprire direttamente i file compatibili con il software;
- *Command History*, che conserva un elenco cronologico dei comandi digitati, permettendo di rieseguirli rapidamente.

Come verrà meglio mostrato successivamente, le equazioni alla base del modello sono un sistema di equazioni differenziali che costituiscono un *problema a condizione iniziale* (o anche "IVP", cioè "Initial Value Problem"). Si ricorda che un'equazione differenziale ordinaria (o anche "ODE", ossia "Ordinary Differential Equation") è una relazione tra una funzione e la sua derivata [45], che si può esprimere come

$$y'(t) = y(t) \quad (4.1)$$

Se un problema necessita di una condizione iniziale, allora si parla di problema IVP, ed esso ha una e una sola soluzione. Tuttavia, esistono casi in cui si rende necessaria anche una condizione finale, e quindi si parla di *problema ai valori di contorno* (o anche "BVP", cioè "Boundary Value Problem"), come ad esempio

$$y''(x) + y(x) = 0$$

definito su un intervallo  $0 \leq x \leq b$  e con condizioni  $y(0) = A$  (ad inizio intervallo) e  $y(b) = B$  (a fine intervallo). Questo tipo di problema può avere una soluzione unica, più soluzioni o nessuna soluzione. Infine, esistono casi in cui gli effetti delle variazioni della soluzione sono ritardati fino ad un momento successivo: questi ultimi fanno riferimento alle *equazioni differenziali a ritardo* (o anche "DDEs", cioè "Delay Differential Equations"), che si esprimono come

$$y'(t) = y(t - 1)$$

che necessitano non solo di una condizione iniziale, ma anche di una storia (ossia la funzione  $y(t)$  dev'essere specificata anche per  $-1 \leq t \leq 0$ ) per poter avere un'unica soluzione. Per il modello di frenatura, si fa riferimento al caso del problema IVP, poiché sono note le pressioni all'istante iniziale. Un problema di questo tipo quasi sempre si può riscrivere come un sistema di equazioni differenziali ordinarie esplicite del primo ordine [45], che quindi con una notazione vettoriale (tramite vettori colonna) assume la seguente forma

$$y' = f(t, y) \quad (4.2)$$

che è definita su un intervallo  $a \leq t \leq b$ . La condizione iniziale è anch'essa espressa come vettore del tipo

$$y(a) = A$$

che è il punto di partenza  $y_0$  dei metodi numerici che, man mano, calcolano approssimazioni  $y_n \approx y(t_n)$  su una mesh  $a = t_0 < t_1 < \dots < t_N = b$  (dove  $y(t_n)$  sarebbe la soluzione esatta ottenuta tramite integrazione). Per raggiungere il punto finale, ossia per calcolare di volta in volta  $y_{n+1}$ , i metodi numerici si distinguono in:

- *Metodi a passo singolo*, poichè necessitano soltanto della quantità appena calcolata (cioè  $y_n$ );
- *Metodi multipasso* (o anche "metodi con memoria"), poiché utilizzano oltre a  $y_n$  anche le quantità precedentemente calcolate (cioè  $y_{n-1}$ ,  $y_{n-2}$ , ...).

I problemi IVP, inoltre, si classificano come *stiff* e *non-stiff*: nella teoria, si può riconoscere un problema del primo tipo analizzando gli autovalori della matrice jacobiana (più precisamente, ci si trova nel caso stiff quando c'è un alto rapporto - in valore assoluto - tra l'autovalore massimo e quello minimo), ma nella pratica non è facile, e in generale non esiste una definizione univoca. Tuttavia, nel caso in cui si stia utilizzando un software, questa distinzione risulta molto importante per la scelta del metodo di risoluzione delle equazioni.

L'ambiente MATLAB<sup>®</sup> permette di risolvere le equazioni differenziali ordinarie (e quindi anche i problemi IVP) tramite dei "solver", che di fatto sono delle funzioni interne. Essi si classificano generalmente a seconda del tipo di passo temporale (cioè l'intervallo di tempo tra due punti in cui viene calcolato lo stato del sistema, ossia l'intervallo tra  $y_n$  e  $y_{n+1}$ ) in:

- Risolutori "a passo fisso", che risolvono il modello con passi di dimensione fissa dall'inizio alla fine della simulazione. È possibile decidere la dimensione del passo o lasciare che sia il solver a sceglierla (ridurre la dimensione del passo aumenta la precisione dei risultati, ma aumenta anche il tempo richiesto per simulare il sistema);
- Risolutori "a passo variabile", che variano la dimensione del passo durante la simulazione. Riducendo il passo, aumentano la precisione quando gli stati di un modello cambiano rapidamente e durante i passaggi per lo zero (viceversa, aumentano il passo per evitare calcoli inutili quando gli stati di un modello cambiano lentamente). Il calcolo della dimensione del passo aggiunge un certo carico computazionale a ogni passo, ma ne può ridurre il numero totale e, di conseguenza, può ridurre il tempo di simulazione necessario per mantenere un livello di accuratezza specificato in modelli con stati continui a tratti o rapidamente variabili.

In alternativa, i solver sono classificabili in base alla natura degli stati del modello come:

- Risolutori "continui", che utilizzano l'integrazione numerica per calcolare gli stati continui di un modello al passo temporale attuale, basandosi sugli stati dei passi precedenti e sulle derivate degli stati;
- Risolutori "discreti", che sono pensati principalmente per risolvere modelli puramente discreti, e calcolano solo il passo temporale successivo della simulazione del modello.

Esistono numerosi solver disponibili e se ne riportano nella Tabella 4.1 alcuni esempi di tipo continuo ed a passo variabile (tratti da [46]), che sono tra quelli più comunemente utilizzati. Nell'ultima colonna della tabella è stata riportata un'indicazione sul livello di accuratezza dei vari risolutori. Ogni solver utilizza infatti dei metodi numerici che, come accennato in precedenza, calcolano approssimazioni della soluzione sulla mesh: l'accuratezza si riferisce proprio a quanto i risultati della simulazione numerica si avvicinano alla soluzione esatta dell'equazione differenziale. In realtà, l'accuratezza è modificabile, ma più alta sarà imposta e più alto sarà il costo computazionale della simulazione. Se si definisce  $y_i(t_n)$  la soluzione

Risolutore	Tipo di problema	Metodo	Tipo di metodo	Accuratezza
ode45	Non-stiff	Dormand-Prince, che è un metodo di Runge-Kutta esplicito (4,5), ossia un metodo di quinto ordine che esegue una stima dell'errore di quarto ordine.	A passo singolo	Media
ode23	Non-stiff	Bogacki & Shampine, che è un metodo di Runge-Kutta esplicito (2,3), ossia un metodo di terzo ordine che esegue una stima dell'errore di secondo ordine.	A passo singolo	Bassa
ode113	Non-stiff	Adams-Bashforth-Moulton, schema PECE (Predict-Evaluate, Correct-Evaluate).	Multipasso	Bassa-Alta
ode15s	Stiff	Formule di differenziazione numerica (NDFs), ma si può scegliere in alternativa di usare le formule di differenziazione all'indietro (BDFs, note anche come "metodo di Gear").	Multipasso	Bassa-Media
ode23s	Stiff	Formula modificata di Rosenbrock, metodo del secondo ordine.	A passo singolo	Bassa

Tabella 4.1: Esempi di risolutori di MATLAB<sup>®</sup> per equazioni differenziali ordinarie.

esatta e  $y_{n,i}$  l'approssimazione calcolata dal solver, avviene che quest'ultima deve rispettare in ogni punto della mesh (spaziale e temporale) la seguente relazione

$$|y_i(t_n) - y_{n,i}| \leq re|y_i(t_n)| + ae_i \quad (4.3)$$

dove  $re$  rappresenta l'errore relativo e  $ae_i$  quello assoluto (della componente  $i$ -esima). Di base, se viene fornito un solo valore scalare per l'errore assoluto, esso viene interpretato da MATLAB<sup>®</sup> come l'errore assoluto per tutte le componenti. Inoltre, sempre per facilitare l'utente, il software assegna di default un valore di  $10^{-3}$  per l'errore relativo e  $10^{-6}$  per quello assoluto (se non diversamente specificato, anche se è consigliabile un valore di  $10^{-5}$  di errore relativo per le comuni applicazioni in campo scientifico) [45]. La disequazione sopra riportata costituisce di fatto un controllo misto dell'errore: ponendo  $re = 0$  oppure tutti i valori  $ae_i = 0$  si otterrebbe rispettivamente un controllo puramente tramite errore assoluto ed un controllo puramente tramite errore relativo; ciò non viene fatto perché in entrambi i casi porterebbe a delle criticità [45].

Per poter applicare i solver, l'ambiente MATLAB<sup>®</sup> richiede che il problema sia riscritto esattamente nella forma riportata nell'Equazione 4.2. Inoltre, nonostante il gran numero di risolutori disponibili, essi hanno tutti la stessa sintassi di base, cioè

```
[T,Y] = solver('F',tspan,y0)
```

(dove la parola "solver" viene sostituita dal nome dello specifico risolutore scelto, come ad esempio quelli riportati nella Tabella 4.1). Gli input del solver sono 'F' (che richiama una sotto-funzione che rappresenta l'integranda, ossia la funzione  $f(t, y)$  che compare nell'Equazione 4.2 e che descrive il sistema di equazioni differenziali),  $tspan$  (che è un vettore

che rappresenta l'intervallo di integrazione, dal tempo iniziale a quello finale) e  $y0$  (che rappresenta il vettore delle condizioni iniziali del problema IVP, le quali erano state precedentemente indicate come  $y(a) = A$ ). Inoltre, è possibile aggiungere un quarto input *options*, nel caso in cui si vogliono modificare alcuni parametri di default della funzione risoltrice (ad esempio i valori dell'errore relativo ed assoluto, oppure nel caso in cui sia presente una matrice di massa nel problema IVP). Gli output della funzione invece sono  $T$  (che è un vettore colonna degli istanti temporali) e  $Y$  (che è la matrice della soluzione dell'equazione differenziale, dove ogni riga corrisponde alla soluzione nello specifico istante temporale della riga corrispondente del vettore  $T$ ). Inoltre, è possibile aggiungere un terzo output opzionale  $S$ , che è un vettore di massimo sei elementi che indicano delle statistiche sulla computazione della funzione: il primo elemento è il numero di passi riusciti (un passo è considerato riuscito se la soluzione soddisfa i criteri di tolleranza dell'errore del risolutore), il secondo elemento è il numero di tentativi falliti (in questi casi il risolutore riduce la dimensione del passo e riprova), il terzo elemento è il numero di volte in cui il risolutore è stato chiamato per valutare  $'F'$  (cioè  $f(t, y)$ ), il quarto elemento è il numero di volte in cui è stata calcolata la matrice delle derivate parziali  $\partial F/\partial y$ , il quinto elemento è il numero di decomposizioni LU effettuate (si ricorda che si tratta di un metodo per scomporre una matrice quadrata nel prodotto di due matrici, operazione utile per risolvere sistemi lineari, calcolare determinanti e invertire matrici in modo efficiente) e il sesto elemento, infine, è il numero di soluzioni dei sistemi lineari. Di seguito si riporta la sintassi del risolutore completa anche di input/output opzionali

```
[T,Y,S] = solver('F',tspan,y0,options,...)
```

Gli ultimi tre elementi del vettore  $S$  sono presenti solo per i solver di problemi stiff.

## 4.2 Modello implementato

Il modello di sistema frenante presentato in questo studio si compone di un modello fluidodinamico per la condotta generale (sul quale ci si è maggiormente focalizzati) che simula veicolo per veicolo il comportamento dell'aria e dialoga con i modelli dei distributori (che sono stati ipotizzati tutti della stessa tipologia, senza perdere di generalità). Questi, a loro volta s'interfacciano con i modelli dei cilindri freno (ipotizzati tutti di uguale tipologia, per le stesse ragioni). Quanto è stato appena spiegato viene schematizzato nella Figura 4.1. Il modello del sistema è in grado di simulare un convoglio con una locomotiva in testa (ed 1 solo rubinetto di comando, rappresentato dall'input  $p_0$  in figura) ed in cui ogni veicolo presenta 1 solo distributore ed 1 solo cilindro freno. Per ogni veicolo, è possibile calcolare la pressione nel tratto di condotta ( $p_{CG,i}$ ), la sua variazione nel tempo ( $\dot{p}_{CG,i}$ ), la temperatura nel tratto di condotta ( $\theta_{CG,i}$ ), la pressione in uscita dal distributore ( $p_{DIS,i}$ , pari alla pressione in entrata al cilindro freno) e la pressione interna al cilindro freno ( $p_{CF,i}$ , che corrisponde proprio alla pressione frenante  $p_{b,i}$ ); questi output sono evidenziati con il colore rosso in figura. I singoli modelli che compongono il sistema vengono spiegati nel dettaglio nei seguenti sottoparagrafi.

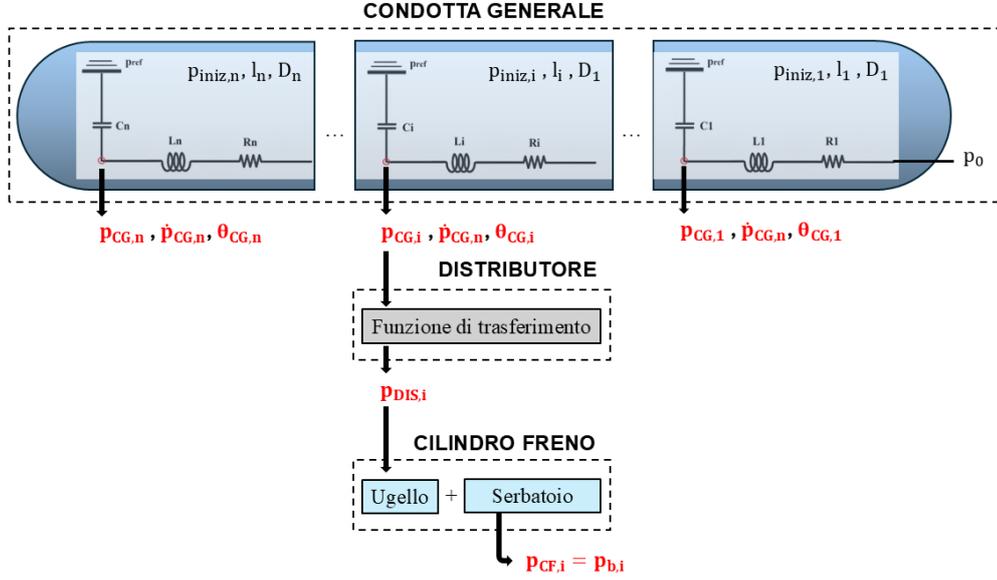


Figura 4.1: Schema riassuntivo del modello del sistema frenante.

#### 4.2.1 Modello della condotta generale

Tra i modelli presentati nel Capitolo 3 si è scelto di utilizzare quello ad opera di Belforte et al., riportato in [35], per poter simulare la condotta generale. Si tratta di un modello fluidodinamico, dove il comportamento dell'aria è descritto in una sola dimensione. È, inoltre, un modello a parametri concentrati in cui si utilizza un'analogia tra circuito pneumatico e circuito elettrico: in altre parole, ogni tratto di condotta (relativo ad ogni carro e che collega i nodi del modello) simula il comportamento del fluido attraverso un circuito elettrico equivalente, in cui compaiono parametri quali resistenze, induttanze e capacità. Nella Figura 4.2 è mostrato lo schema del circuito; a differenza dello schema generale (già riportato nella Figura 3.3) nel modello adottato si pone per semplicità che tutte le  $p_{ref}$  siano uguali (cioè è come se rappresentassero un collegamento a massa, perciò non compaiono esplicitamente nelle equazioni). Le equazioni che descrivono il modello sono state riportate nel sistema 3.39; sostituendo la terza equazione nella seconda, si può ridurre il sistema nella forma seguente

$$\begin{cases} p_i - p_{i-1} = L_i \dot{G}_i + R_i G_i \\ G_i = G_{i+1} - C_i \dot{p}_i \end{cases} \quad (4.4)$$

dove il termine  $-C_i \dot{p}_i$  rappresenta la portata attraverso il condensatore. Si fa notare che per maggiore chiarezza espositiva, le portate massiche sono state rinominate con la dicitura  $G$  (mentre nel sistema 3.39 apparivano come  $\dot{m}$ ). Le variabili principali sono proprio la pressione e la portata, che nell'analogia coi circuiti elettrici sono riconducibili rispettivamente al potenziale ed alla corrente. Infine, gli attriti interni del fluido vengono rappresentati dalle resistenze, gli effetti dell'inerzia vengono rappresentati dalle induttanze e la compressibilità del fluido dalle capacità: le formulazioni di questi tre parametri sono riportate

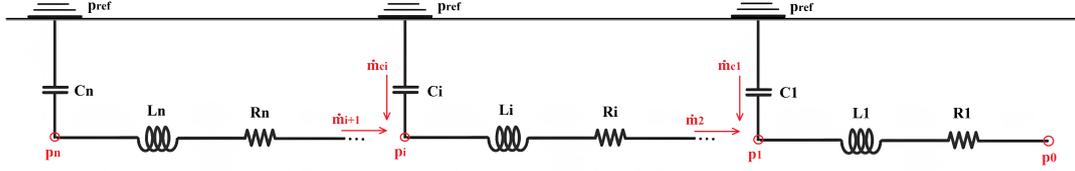


Figura 4.2: Schema della condotta generale nel modello implementato. Adattato da: "Numerical and experimental approach for the evaluation of severe longitudinal dynamics of heavy freight trains.", di Belforte et al., 2008

rispettivamente di seguito

$$C_i = \frac{V_i}{R\theta_i}$$

$$L_i = \frac{l_i}{A_i}$$

$$R_i = \frac{1 - b_i}{C_t \rho_0 \sqrt{\theta_0/\theta_i}} \quad \text{con } b_i = 474 \frac{C_t}{d_i^2}; C_t = 0,029 \frac{d_i^2}{\sqrt{l_i/d_i^{1,25}} + 510}$$

(si ricorda che  $d_i$ ,  $l_i$  e  $A_i$  sono riferiti rispettivamente al diametro, alla lunghezza ed alla sezione del tratto  $i$ -esimo di condotta, mentre  $V_i$  è il volume del tratto  $i$ -esimo,  $\bar{R}$  è la costante dei gas,  $\rho_0$  e  $\theta_0$  sono invece rispettivamente la densità e la temperatura in condizioni normali e, infine,  $\theta_i$  è la temperatura assoluta nel tratto  $i$ -esimo). L'effetto capacitivo è dato dall'accumulo di materia: questo in generale avviene per due cause, ossia la compressibilità dell'aria e la variazione di volume dei recipienti che la contengono. La condotta risulta un volume fisso e questo, insieme all'ipotesi di trasformazione isoterma, sta alla base della formulazione usata nel modello: solo in questo caso si ha una capacità costante. L'effetto induttivo, invece, è causato dal fatto che l'aria ha una sua massa e si tratta quindi di un fenomeno di tipo inerziale: durante i transitori, quando la massa d'aria viene accelerata o rallentata, è necessario applicare ai capi dei tubi opportune differenze di pressione per bilanciare gli effetti delle forze dinamiche che si generano. La formula usata nel modello deriva da una semplificazione che considera l'aria come fluido incompressibile e senza attrito. L'effetto resistivo può essere causato da vari fenomeni, ma principalmente si tratta di una perdita distribuita dovuta all'attrito con le pareti; tuttavia, possono sommarsi delle perdite localizzate come la presenza di valvole o il generale cambio di sezione, oltre alla presenza di curve o di un generale cambio di direzione (come avviene nei collegamenti tra tratti due tratti di condotta di due veicoli adiacenti). La relazione che lega la portata e la caduta di pressione è spesso complessa e non lineare: solo nel caso di moto laminare si può scrivere una relazione lineare. La trattazione completa che descrive le formule della capacità, dell'induttanza e della resistenza è contenuta in [47]. Dal punto di vista fluidodinamico, invece, la prima equazione del sistema 4.4 rappresenta un equilibrio tra forze e, nello specifico, la legge di bilancio della quantità di moto: a primo membro, al netto

della sezione, la differenza di pressioni rappresenta una spinta, mentre a secondo membro il termine con l'induttanza e quello con la resistenza rappresentano rispettivamente l'inerzia del fluido e le perdite viscose. In altre parole, la spinta data dalla differenza di pressione permette al fluido di vincere sia la sua inerzia (accelerando o decelerando) che le perdite di carico oppure, in modo equivalente, la forza al netto delle perdite è pari alla variazione nel tempo della quantità di moto. La seconda equazione del sistema 4.4 è l'unione tra la legge di conservazione della massa e l'equazione di stato dei gas perfetti (proprio attraverso il termine  $-C_i\dot{p}_i$ ). Si fa notare che, sia nel parametro della resistenza che in quello della capacità, compare la temperatura  $\theta_i$ , la quale a sua volta dipende dalla variazione di pressione. Per poter scegliere il processo termodinamico che meglio descrive la relazione tra le due grandezze, si può far riferimento ad esempio a ciò che è riportato in [15]: un processo adiabatico è più realistico di un processo isotermico quando si descrive dell'aria che si muove ad alta velocità (poiché il fluido durante il suo moto non riesce a scambiare efficacemente calore con l'ambiente circostante), ma è il processo politropico ad essere in assoluto il più realistico tra le varie opzioni. Quello scelto per questo modello, tuttavia, è stato il processo isoterma, poiché bisogna considerare che l'aria nella condotta generale è costantemente a contatto con le pareti interne della condotta stessa, che a loro volta dipendono dalla temperatura delle pareti esterne, che sono a contatto con l'ambiente (che di fatto è un termostato, ossia un corpo a temperatura costante).

Per poter risolvere il sistema 4.4 è conveniente riscriverlo in una forma più adatta, perciò viene presentato di seguito un esempio che possa aiutare a comprendere meglio questa nuova forma. S'immagini il caso di un convoglio composto da 5 carri: ogni carro rappresenta un tratto  $i$ -esimo di condotta generale, quindi dal sistema di equazioni risultano 5 pressioni incognite (poiché  $p_{i-1}$  al primo carro corrisponde a  $p_0$ , che è il valore noto di pressione imposto dal rubinetto di comando presente nella locomotiva o, anche, la condizione imposta al bordo) e 5 portate incognite (poiché  $G_{i+1}$  all'ultimo carro risulta nulla, in quanto è il tratto finale della condotta, che non riceve portata perché il carro non è in collegamento con carri successivi). In modo equivalente, si tratta di risolvere un circuito che ha 5 nodi incogniti (facendo riferimento alla Figura 4.2) più il nodo 0, noto perché corrisponde alla condizione al bordo  $p_0$  imposta dalla locomotiva (che dipende dal tipo di manovra, ossia frenatura o sfrenatura). Al nodo 1, ad esempio, si può riscrivere il sistema 4.4 come

$$\begin{cases} p_1 - p_0 = L_1\dot{G}_1 + R_1G_1 \\ G_1 = G_2 - C_1\dot{p}_1 \end{cases}$$

e così via fino ad arrivare al nodo 5, in cui esso sarà

$$\begin{cases} p_5 - p_4 = L_5\dot{G}_5 + R_5G_5 \\ G_5 = G_6 - C_5\dot{p}_5 \end{cases}$$

Il nodo 5, essendo l'ultimo, avrà  $G_6 = 0$  (come già spiegato), perciò la seconda equazione diventerà  $G_5 = -C_5\dot{p}_5$  (e la sua derivata nel tempo sarà  $\dot{G}_5 = -C_5\ddot{p}_5$ ). Per sostituzione, si potrà finalmente sintetizzare l'intero sistema in un'unica equazione, che per il nodo 5 sarà

$$C_5\dot{p}_5 = \frac{L_5}{R_5}(-C_5\ddot{p}_5) - \frac{1}{R_5}(p_5 - p_4)$$

Si può vedere che ora tutto risulta funzione della sola pressione. Note le considerazioni al nodo 5, per il nodo 4 si potranno fare le stesse sostituzioni e quindi sintetizzare di nuovo

il sistema in un'unica equazione simile alla precedente, ossia

$$C_4\dot{p}_4 + C_5\dot{p}_5 = \frac{L_4}{R_4}(-C_4\ddot{p}_4 - C_5\ddot{p}_5) - \frac{1}{R_4}(p_4 - p_3)$$

e così via a ritroso, nodo per nodo, fino a ritornare al nodo 1, dove l'equazione sarà

$$C_1\dot{p}_1 + C_2\dot{p}_2 + C_3\dot{p}_3 + C_4\dot{p}_4 + C_5\dot{p}_5 = \frac{L_1}{R_1}(-C_1\ddot{p}_1 - C_2\ddot{p}_2 - C_3\ddot{p}_3 - C_4\ddot{p}_4 - C_5\ddot{p}_5) - \frac{1}{R_1}(p_1 - p_0)$$

Prendendo quest'ultima, ad esempio, essa può essere riscritta come

$$L_1C_1\ddot{p}_1 + L_1C_2\ddot{p}_2 + L_1C_3\ddot{p}_3 + L_1C_4\ddot{p}_4 + L_1C_5\ddot{p}_5 + R_1C_1\dot{p}_1 + R_1C_2\dot{p}_2 + R_1C_3\dot{p}_3 + R_1C_4\dot{p}_4 + R_1C_5\dot{p}_5 + p_1 - p_0 = 0$$

ed allo stesso modo tutte le altre equazioni agli altri nodi. In sintesi, nel caso di 5 nodi, si otterrà un sistema del tipo

$$\begin{bmatrix} L_1C_1 & L_1C_2 & L_1C_3 & L_1C_4 & L_1C_5 \\ 0 & L_2C_2 & L_2C_3 & L_2C_4 & L_2C_5 \\ 0 & 0 & L_3C_3 & L_3C_4 & L_3C_5 \\ 0 & 0 & 0 & L_4C_4 & L_4C_5 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & L_5C_5 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{p}_1 \\ \ddot{p}_2 \\ \ddot{p}_3 \\ \ddot{p}_4 \\ \ddot{p}_5 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} R_1C_1 & R_1C_2 & R_1C_3 & R_1C_4 & R_1C_5 \\ 0 & R_2C_2 & R_2C_3 & R_2C_4 & R_2C_5 \\ 0 & 0 & R_3C_3 & R_3C_4 & R_3C_5 \\ 0 & 0 & 0 & R_4C_4 & R_4C_5 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & R_5C_5 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{p}_1 \\ \dot{p}_2 \\ \dot{p}_3 \\ \dot{p}_4 \\ \dot{p}_5 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_1 \\ p_2 \\ p_3 \\ p_4 \\ p_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} p_0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

dove le incognite esplicite sono le pressioni (e le loro derivate) per ogni nodo. Dall'esempio, ora è chiaro che il problema può essere riscritto sempre nella forma

$$\mathbf{C}\ddot{\mathbf{p}} + \mathbf{B}\dot{\mathbf{p}} + \mathbf{A}\mathbf{p} = \mathbf{f} \quad (4.5)$$

dove  $\mathbf{C}$ ,  $\mathbf{B}$  sono le due matrici NxN (con N numero di nodi) triangolari superiori che contengono rispettivamente i parametri di induttanza-capacità e di resistenza-capacità,  $\mathbf{A}$  è una matrice NxN non nulla soltanto sulla diagonale principale e su una delle due secondarie, che contiene i segni, mentre  $\mathbf{f}$  è un vettore colonna dei termini noti, che nel caso di questo problema si riducono alla condizione al bordo  $p_0$ . Infine, se si pone una nuova variabile  $\mathbf{q} = \dot{\mathbf{p}}$ , allora il sistema si potrà riscrivere come

$$\dot{\mathbf{q}} = \mathbf{C}^{-1}(-\mathbf{B}\mathbf{q} - \mathbf{A}\mathbf{p} + \mathbf{f}) \quad (4.6)$$

cioè si è trasformato il precedente sistema differenziale del secondo ordine in un nuovo sistema differenziale del primo ordine. Questa nuova forma è finalmente la più adatta ad essere risolta attraverso i risolutori di MATLAB<sup>®</sup>, poiché corrisponde proprio all'Equazione 4.2, dove l'integranda è rappresentata dal secondo membro del sistema 4.6. Dato il cambio di variabile, l'output del risolutore sarà una matrice Tfx2N, ossia con un numero di righe pari al numero di istanti temporali considerati per la simulazione ma con un numero di colonne pari al doppio del numero dei nodi incogniti: questo avviene perché nella stessa matrice vengono raccolte sia le soluzioni di  $p$  ad ogni nodo e per ogni istante, ma anche quelle di  $q$  (ossia di  $\dot{p}$ ).

Come accennato, i parametri di resistenza e capacità contengono una dipendenza dalla temperatura, che a sua volta varia con la pressione. Anche se è stata posta l'ipotesi di processo isoterma, per descrivere il legame tra le due grandezze all'interno del modello, è stata implementata la seguente relazione

$$\theta \cdot \left(p^{\frac{1-n}{n}}\right) = \text{cost} \quad (4.7)$$

che corrisponde al più generale processo politropico (dove  $n$  è appunto l'esponente della trasformazione politropica). L'esponente può variare tra due valori notevoli: se esso è pari a 1,0, allora l'equazione diventa quella di un processo isoterma, mentre se è pari a  $\gamma$  (che nel caso dell'aria ha un valore di 1,4) allora la relazione descrive un processo adiabatico. L'Equazione 4.7 altro non è che una relazione temporale: in altre parole, quel prodotto tra temperatura e pressione per ogni nodo  $i$ -esimo del problema si mantiene uguale istante per istante. Nella costruzione delle matrici  $\mathbf{C}$  e  $\mathbf{B}$ , si ha che ogni resistenza e capacità  $i$ -esima è calcolata istante per istante conoscendo la temperatura  $i$ -esima del nodo, che a sua volta è ricavata attraverso l'Equazione 4.7; per farlo, sono note la pressione e la temperatura all'istante iniziale ma è ignota la pressione  $i$ -esima, che viene proprio calcolata dal risolutore attraverso il sistema 4.6. In generale, quindi, risulta che ogni elemento non nullo delle due suddette matrici varia da nodo a nodo e istante per istante, poiché dipende dalla pressione: applicando l'ipotesi di temperatura costante, tuttavia, verrà meno la variazione con la pressione dei parametri di resistenza e di capacità.

Per maggiore chiarezza, nella Figura 4.3 viene riportato un flowchart che riassume quanto è stato appena spiegato. Nella figura, il calcolo del vettore delle temperature (e della

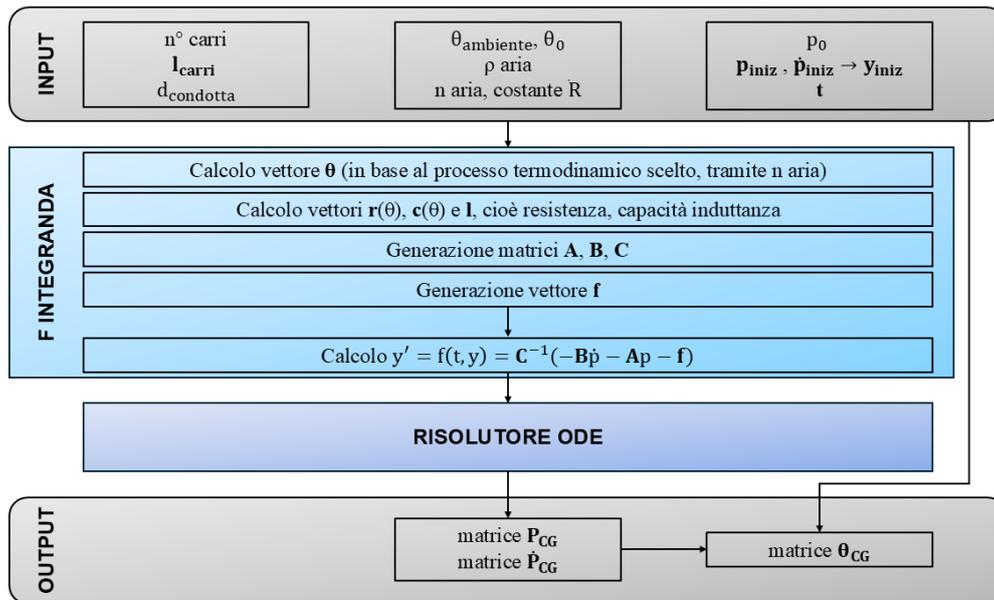


Figura 4.3: Flowchart riassuntivo del modello della condotta generale.

relativa matrice negli output) viene eseguito tramite l'Equazione 4.7. Il calcolo dei vettori di resistenza, capacità e induttanza è possibile grazie alle formule presentate col sistema 3.36; di conseguenza, vengono calcolate le matrici  $\mathbf{A}$ ,  $\mathbf{B}$ ,  $\mathbf{C}$  ed il vettore  $\mathbf{f}$  analogamente a quanto presentato nell'esempio che consente di riscrivere il problema come Equazione 4.5. A questo punto è possibile calcolare la funzione integranda (che corrisponde proprio all'Equazione 4.6), che viene risolta con l'ausilio del risolutore MATLAB<sup>®</sup>, per poter ottenere finalmente la matrice delle pressioni in ogni nodo della condotta generale ed istante per istante (oltre che la matrice delle variazioni di pressione). Per poter risolvere il problema in maniera

efficiente, sono state applicate alcune semplificazioni: la condotta generale viene simulata come un lungo condotto continuo, perciò non sono considerate le variazioni che potrebbero sorgere nei tratti di collegamento tra un veicolo e il suo adiacente. Inoltre, in questa prima versione è possibile simulare un solo rubinetto di comando, localizzato davanti al primo nodo, ossia il primo carro; in altre parole, il modello è in grado di rappresentare convogli con una sola locomotiva, posizionata in testa. Infine, come già spiegato in precedenza, vigono le ipotesi di fluido incompressibile, senza attrito ed in moto laminare per l'aria nella condotta che, inoltre, ha temperatura costante.

#### 4.2.2 Modello del distributore

Il distributore è un altro dei fulcri del sistema frenante ed è il componente che è responsabile della conversione del segnale di pressione, in arrivo dalla condotta generale, in pressione operativa per il cilindro freno, così come descritto nel paragrafo 2.1. Il suo funzionamento si può visualizzare anche nella Figura 4.4. Nella figura viene presentato un tipico compor-

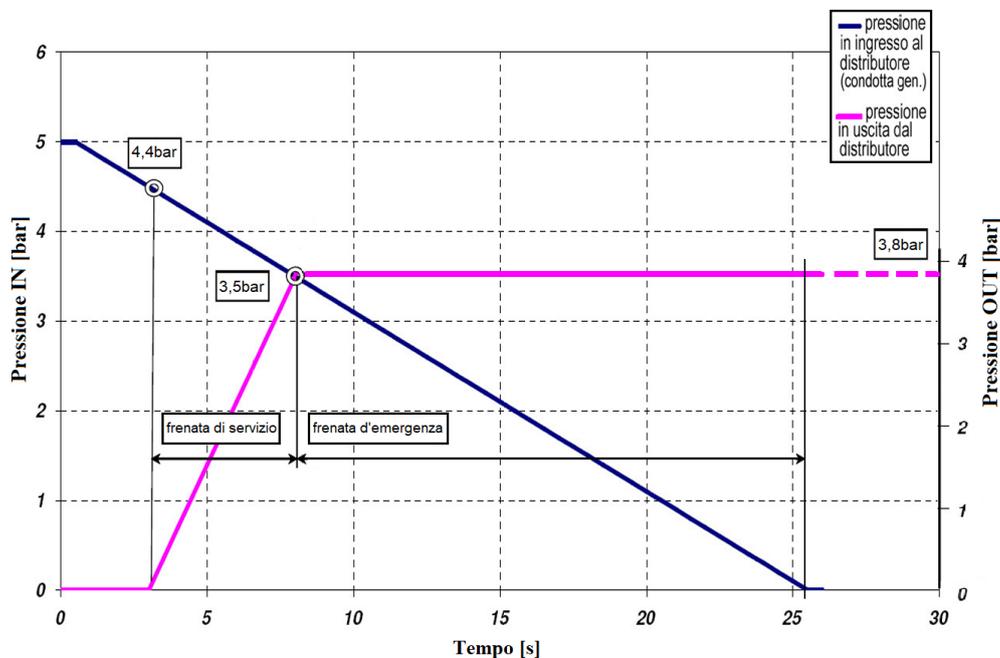


Figura 4.4: Comportamento del distributore (di tipo UIC) nel caso di frenatura.

tamento in caso di frenatura di un distributore presente sui sistemi UIC, attraverso delle curve pressione-tempo. Come è stato spiegato più approfonditamente nel sottoparagrafo 2.1.1, vi sono dei livelli di pressione prefissati dalla normativa, che identificano una manovra corretta. Nel caso di una frenatura, una prima depressione di 0,6 bar nella condotta generale (che è l'input del distributore, rappresentato dalla curva blu in figura) è necessaria per provocare un accostamento completo dei ceppi sulle ruote e segna quindi l'inizio della fase di frenatura. Si ricorda che è sufficiente una depressione totale di 1,5 bar in condotta per provocare la massima pressione (e quindi la massima forza) all'interno del cilindro (cioè

la curva viola in figura, ossia l'output del distributore): questo è quello che solitamente avviene in una manovra normale, anche definita frenata di servizio. Nel caso di una manovra d'emergenza, invece, si comandano depressioni maggiori nella condotta generale che possono arrivare fino allo scaricamento totale della stessa; la pressione provocata all'uscita verso il cilindro freno sarà comunque pari al valore massimo già raggiunto, perché limitata da un relè pneumatico.

Il distributore, per poter essere descritto completamente, necessiterebbe di una modellazione fluidodinamica nelle tre dimensioni, oltre che di una logica di funzionamento interna e dei sotto-modelli per i dispositivi ausiliari. Come descritto fin'ora, infatti, si tratta di un componente complesso, composto da volumi fissi, volumi variabili, valvole interne, condotti con fori tarati e organi in movimento: come evidenziato anche in [34] e [8], un modello completo non sarebbe una via percorribile se lo scopo è quello di creare un simulatore efficiente dal punto di vista computazionale. Per questi motivi, e seguendo l'esempio degli studi appena citati, si è scelto di modellare il distributore utilizzando una funzione di trasferimento. Si tratta di una funzione che, istante per istante, converte la pressione in entrata al distributore (cioè la pressione calcolata con il modello della condotta generale) in pressione in uscita (che diventa l'input per il cilindro freno), proprio come avviene all'interno del distributore stesso. Inoltre, per non perdere di generalità, si è scelto di rappresentarla come una funzione composta di tratti rettilinei che collegano i punti definiti dall'utente. Questo è un punto di partenza che permette, in sviluppi successivi, di particolareggiare la curva (aggiungendo altri punti o sostituendo i tratti rettilinei) in modo da descrivere modelli e configurazioni specifiche del singolo distributore. Nel caso del modello, s'ipotizza che tutti i distributori presenti ogni carro siano dello stesso tipo e rispondano quindi alla stessa funzione di trasferimento. La curva inoltre si può adattare anche a seconda della manovra effettuata (ed ai dispositivi ausiliari presenti o meno). Nel caso di questo modello, si è scelto di utilizzare due funzioni di trasferimento diverse a seconda che si stia verificando una manovra di frenatura o sfrenatura: infatti, nonostante le funzioni di trasferimento siano percorribili in qualsiasi senso (e quindi sembrerebbe sufficiente una sola curva per entrambe le manovre), utilizzarne due differenti è più corretto da un punto di vista fisico (gli attriti all'interno del distributore, ad esempio, non saranno mai simmetrici tra frenatura e sfrenatura).

Un esempio generale di funzione di trasferimento utilizzata per la manovra di frenatura è rappresentato nella Figura 4.5. In essa è rappresentata una funzione definita a partire da due punti caratteristici. Il punto  $(p_{CG2}, p_{CF2})$  rappresenta la condizione in cui, al di sotto di un determinato valore di pressione nella condotta generale, ulteriori depressioni non determinano variazioni nella pressione del cilindro freno (indicando quindi il raggiungimento della pressione massima nel cilindro stesso, cioè  $p_{CF2}$ ). Il punto  $(p_{CG1}, p_{CF1})$ , invece, definisce il rapporto di proporzionalità tra la variazione di pressione nella condotta generale e la pressione risultante nel cilindro freno ossia determina l'inclinazione della retta. La Figura 4.6 invece rappresenta un esempio funzione di trasferimento utilizzata per la manovra di sfrenatura. A differenza della precedente, questa è definita da un punto aggiuntivo, rinominato  $(p_{CG1}, p_{CF1})$  e compare un nuovo tratto orizzontale. Il punto  $(p_{CG3}, p_{CF3})$  definisce l'inizio della manovra di rilascio dei freni, mentre il punto  $(p_{CG2}, p_{CF2})$  definisce il rapporto di proporzionalità. Il punto aggiuntivo identifica il tratto orizzontale, che è stato inserito ad esempio per simulare una particolare funzionalità del distributore "Westinghouse tipo U", la funzione di "temporizzazione" [8] (raggiunta la pressione  $p_{CF2}$ ,

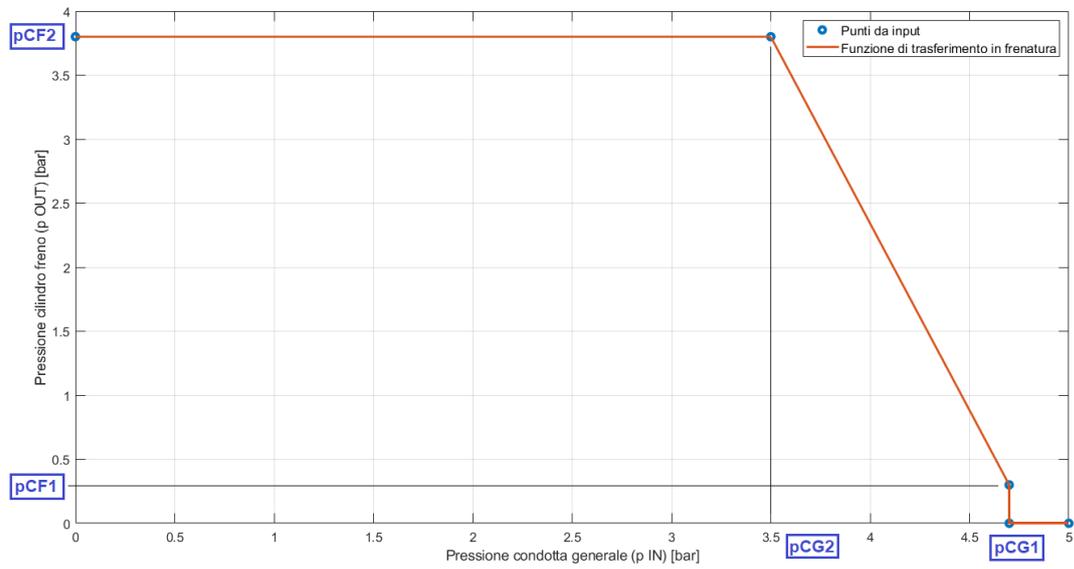


Figura 4.5: Esempio di funzione di trasferimento nel caso di frenatura.

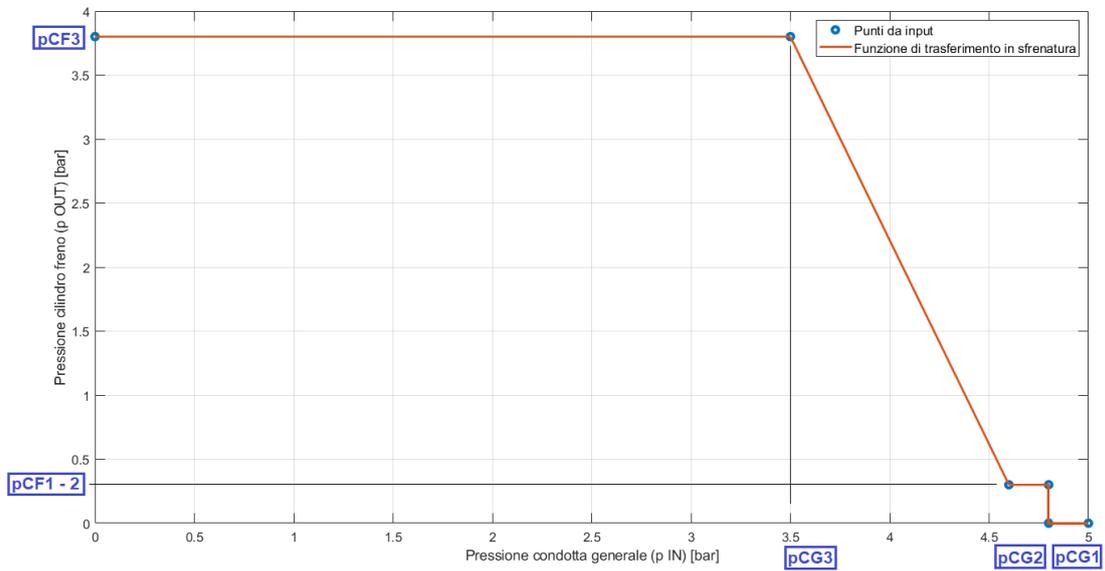


Figura 4.6: Esempio di funzione di trasferimento nel caso di sfrenatura.

si mantiene tale valore sino a che la pressione in condotta generale non ha raggiunto  $p_{CG1}$ ).

### 4.2.3 Modello del cilindro freno

Il segnale di pressione in uscita dal distributore (che è stato generato a partire dal segnale di pressione in arrivo dalla condotta generale) diventa la pressione in entrata al cilindro freno. Come descritto nel paragrafo 2.1, esso è un attuatore a singolo effetto che converte, tramite un pistone, la pressione in una forza. Il pistone è collegato alla timoneria, ossia un sistema di articolazioni e leve che, come descritto nel paragrafo 2.2 modula quella forza e la distribuisce ai freni a ceppi (nel caso di un treno merci) applicati alle ruote.

Per simulare il cilindro freno, si parte dall'ipotesi che il pistone si trovi già nella posizione di fine corsa e che, quindi, il suo volume interno non sia variabile durante la manovra. Così facendo, lo si può trattare come un serbatoio che viene alimentato attraverso un ugello di diametro costante: la pressione a monte dell'ugello sarà quella in uscita dal distributore, mentre la pressione a valle sarà proprio la pressione interna al cilindro, ossia la pressione d'interesse, anche denominata  $p_b$  nel paragrafo 3.3 (e infatti è proprio la pressione che verrà convertita in forza frenante nel cilindro stesso). Per poter descrivere l'andamento di questa pressione è necessario anzitutto quantificare la portata massica in ingresso al cilindro freno. Questo è possibile partendo dalla formula nel caso isoentropico e correggendola per il caso reale attraverso il fattore d'efflusso  $C_q$ , cioè

$$\dot{m} = \dot{m}_{isoen} \cdot C_q$$

L'espressione completa utilizzata per il calcolo della portata diventa quindi

$$\dot{m} = A \cdot C_q \cdot C_M \cdot \frac{p_u}{\sqrt{\theta_u}} \quad (4.8)$$

che era già stata presentata nell'Equazione 3.37; una valida alternativa sarebbe stata anche l'Equazione 3.20. Nell'equazione,  $A$  indica la sezione dell'ugello,  $p_u$  indica la pressione a monte (ossia quella in uscita dal distributore) mentre  $\theta_u$  la temperatura a monte. Il fattore correttivo  $C_M$  tiene conto che il flusso sia in regime subsonico o sonico, ed è pari a

$$C_M = \begin{cases} \sqrt{\frac{2\gamma}{R(\gamma-1)}} \cdot \sqrt{\left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}}, & \text{se } \frac{p_d}{p_u} > r_{crit} \text{ (regime subsonico)} \\ \sqrt{\frac{\gamma}{R} \cdot \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}}, & \text{se } \frac{p_d}{p_u} \leq r_{crit} \text{ (regime sonico)} \end{cases} \quad (4.9)$$

in cui  $p_d$  corrisponde alla pressione a valle dell'ugello (cioè la pressione interna al cilindro, che è la pressione frenante incognita),  $\gamma = c_p/c_V$ , ossia al rapporto tra calori specifici (che dipende dalla temperatura, ma per l'aria è stato posto al valore costante di 1,4), mentre  $\bar{R}$  è la costante dei gas (pari a 287,05 J/kg·K). Infine,  $r_{crit}$  è il rapporto critico delle pressioni, che distingue tra il regime subsonico (ossia con numero di Mach minore di 1) e quello sonico (anche detto "choked", in cui il numero di Mach è 1); questo rapporto è pari a

$$r_{crit} = \left( \frac{2\bar{R}}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

che per l'aria corrisponde circa al valore di 0,528. Il fattore di efflusso  $C_q$  è pari a 1 nel caso di un flusso ideale, ma qui viene aggiunto per simulare un flusso reale; si può scegliere di

adottare un fattore costante (0,65 è un valore tipico) oppure di valutarlo tramite espressioni empiriche. È stata scelta quest'ultima via e, nello specifico, è stata adottata la legge di Perry, che è funzione del rapporto tra le pressioni di valle e di monte all'ugello e si esprime come

$$C_q = 0,8414 - 0,1002 \left(\frac{p_d}{p_u}\right) + 0,8415 \left(\frac{p_d}{p_u}\right)^2 - 3,9 \left(\frac{p_d}{p_u}\right)^3 + 4,6001 \left(\frac{p_d}{p_u}\right)^4 - 1,6827 \left(\frac{p_d}{p_u}\right)^5 \quad (4.10)$$

così come viene anche riportato in [32], [8]. Avendo definito la portata massica attraverso l'ugello, ossia la variazione di massa nel tempo all'interno del cilindro freno, è possibile quindi determinare la variazione di pressione: il punto di partenza è l'equazione di stato dei gas perfetti, che viene derivata ricordando le ipotesi di volume costante ed aggiungendo l'ipotesi di isothermicità (che già era stata usata per la trattazione della condotta generale). Approssimando la derivata della pressione con il rapporto incrementale (all'indietro), l'equazione diventa quindi

$$p_{d_t} \approx p_{d_{t-1}} + \left( \frac{\bar{R}\theta_d}{V_{CF}} \cdot \dot{m} \right) \Delta t \quad (4.11)$$

dove  $p_{d_t}$  è la pressione a valle dell'ugello (cioè la pressione interna al cilindro freno) all'istante attuale,  $p_{d_{t-1}}$  è quella all'istante precedente,  $\theta_d$  è la temperatura a valle dell'ugello (cioè la temperatura interna al cilindro freno, che è costante da ipotesi),  $V_{CF}$  è il volume interno,  $\Delta t$  è l'intervallo di tempo tra due istanti successivi e  $\dot{m}$  è la portata massica, calcolata secondo l'Equazione 4.8. L'Equazione 4.11 descrive quindi la progressione nell'andamento della pressione a partire dal valore all'istante precedente (che, in caso di una frenatura, risulta essere 0 bar all'istante iniziale, poiché è noto che il cilindro freno sia scarico); inoltre, è importante notare che si tratta di una formula implicita, poiché l'incognita non si trova soltanto a primo membro ma anche all'interno del termine della portata, come descritto sopra. Per poterla risolvere si utilizza un'ipotesi iniziale che viene aggiornata fino alla convergenza tramite un metodo iterativo: nello specifico, è stato scelto il metodo di Newton-Raphson (anche noto come "metodo delle tangenti"). Si tratta appunto di un metodo per il calcolo approssimato delle radici di un'equazione scritta nella forma  $f(x) = 0$  applicando la seguente relazione di ricorrenza

$$x_{n+1} = x_n - \frac{f(x_n)}{f'(x_n)} \quad (4.12)$$

dove  $x_{n+1}$  è l'ipotesi aggiornata,  $x_n$  è l'ipotesi precedente,  $f(x_n)$  è l'equazione da risolvere (calcolata con l'ipotesi precedente) ed, infine,  $f'(x_n)$  è la derivata dell'equazione da risolvere (calcolata con l'ipotesi precedente). Nel caso del problema in esame,  $x = p_{d_t}$ , perciò  $f(x)$  sarà

$$f(p_{d_t}) = p_{d_t} - \left[ p_{d_{t-1}} + \left( \frac{\bar{R}\theta_d}{V_{CF}} \cdot \dot{m} \right) \Delta t \right] \quad (4.13)$$

che viene applicata all'Equazione 4.12, la quale iterativamente aggiorna l'ipotesi  $\tilde{p}_{d_t}$ ; quest'ultima sarà proprio la soluzione approssimata di  $f(p_{d_t})$ . In altre parole, a partire da un'ipotesi iniziale (posta pari alla pressione all'istante precedente  $p_{d_{t-1}}$ ) viene quindi applicata l'Equazione 4.12 (in cui si fa notare che la derivata  $f'(\tilde{p}_{d_t,n})$  è stata approssimata con un rapporto incrementale centrato), che diventa

$$\tilde{p}_{d_t,n+1} = \tilde{p}_{d_t,n} - \frac{f(\tilde{p}_{d_t,n})}{\frac{f(\tilde{p}_{d_t,n}+h) - f(\tilde{p}_{d_t,n}-h)}{2h}} \quad (4.14)$$

Quest'ultima consente di calcolare una nuova ipotesi, che meglio approssima la soluzione dell'equazione  $f(\tilde{p}_{d_i, n+1}) = 0$ ; questo viene ripetuto iterativamente, finché la differenza tra la nuova ipotesi e la sua precedente non è minore di una certa tolleranza (cioè finché non si è raggiunta la convergenza).

Essendo noto l'andamento della pressione interna al cilindro - che qui è stata denominata  $p_d$  (poiché si trova a valle dell'ugello nel caso di una frenatura) ma che sarebbe più corretto chiamare  $p_b$  (perché si tratta di fatto della pressione frenante) - si può di conseguenza ricavare il valore della forza frenante, ad esempio scegliendo uno dei metodi riportati nel paragrafo 3.3 (anche se questo esula dallo scopo della seguente Tesi). Nota la forza frenante, è possibile interfacciarsi con i modelli di dinamica longitudinale, così come descritto nel paragrafo 3.4.

Come prima, viene riportato nella Figura 4.7 un flowchart che riassume quanto è stato appena spiegato sia per il modello del distributore che per quello del cilindro freno. Nella

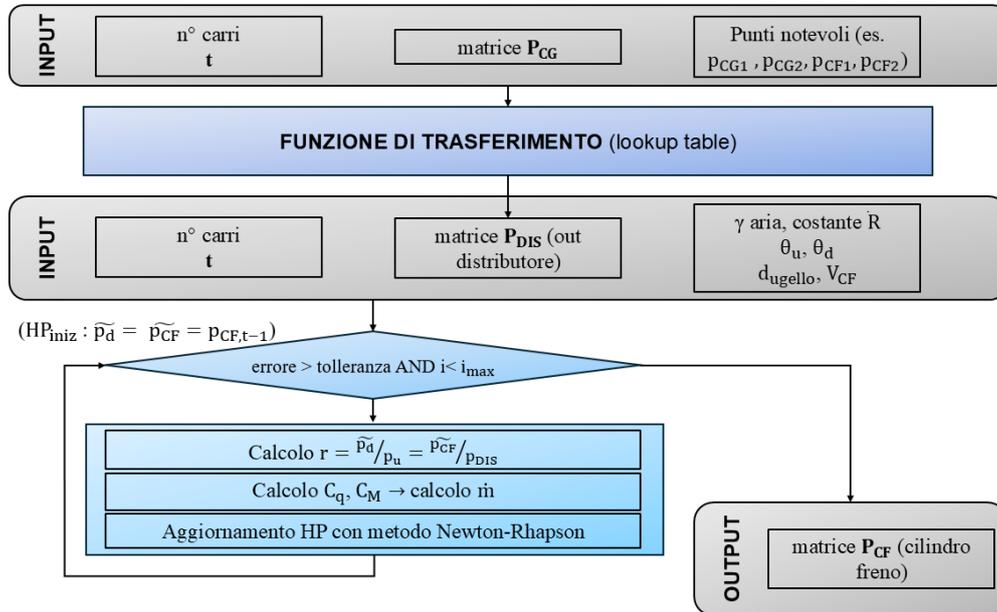


Figura 4.7: Flowchart riassuntivo del modello del distributore e del cilindro freno.

figura, la matrice di input  $P_{CG}$  è la matrice delle pressioni nella condotta generale, che era l'output del modello descritto nel paragrafo 4.2.1 (vedere anche la Figura 4.3). La funzione di trasferimento è rappresentata come una "black-box" ma la sua logica è del tutto simile a quella descritta nel paragrafo 4.2.2: essa è personalizzabile dall'utente, che decide i punti notevoli (in numero e valore) ed il tipo di curva interpolante, e di fatto funziona come una lookup table, poiché converte i valori dalla matrice delle pressioni della condotta generale alla matrice delle pressioni in uscita dal distributore. Quest'ultima, diventa l'input del modello del cilindro freno (come descritto nel paragrafo 4.2.3) in quanto rappresenta il comportamento della pressione a monte dell'ugello. Procedendo iterativamente, aggiornando l'ipotesi iniziale tramite il metodo di Newton-Raphson, è possibile determinare la portata attraverso l'ugello e, quindi, l'evoluzione della pressione a valle dello stesso: questa

pressione è proprio la pressione frenante incognita all'interno del cilindro freno. Conoscerne l'andamento significa poter poi determinare il comportamento della forza frenante a livello ruota ed, infine, poter dialogare con i modelli LTD. Anche nel caso di questi due modelli, come per quello della condotta, si sono rese necessarie alcune semplificazioni per poter ridurre il carico computazionale. La scelta di simulare il distributore attraverso una funzione ne è un primo esempio: questo ha permesso di migliorare l'efficienza del modello pur mantenendo una descrizione accettabile del comportamento del componente (in quanto le lookup table derivano direttamente dall'esperienza sperimentale e sono altamente personalizzabili da caso a caso) anche se, tuttavia, sacrifica tutta la descrizione della fluidodinamica interna. Riguardo al modello del cilindro freno, come già spiegato, si rappresenta il componente attraverso un volume fisso e, quindi, non si considerano gli effetti della molla interna né del movimento del pistone, oltre che del volume di accostamento (cioè di tutta la prima fase in cui, in frenata, il cilindro scaricato viene alimentato dalla nuova pressione che, prima di essere pressione utile alla frenata stessa, serve a vincere il carico della molla interna ed a portare i ceppi in contatto con le ruote). Infine, si ricorda che il modello è valido solo sotto le ipotesi di gas perfetto a temperatura costante (e ciò permette appunto l'utilizzo di un coefficiente  $\gamma$  costante) per l'aria nel cilindro freno.

# Capitolo 5

## Risultati e analisi

Questo capitolo è dedicato alla presentazione dei risultati del modello del sistema frenante che è stato descritto precedentemente. Lo scopo principale del modello è quello di produrre degli output che possano essere utilizzati dal codice "LTDPoliTo": è importante analizzare i risultati per poter capire se hanno significato ingegneristico e se, quindi, il modello sia in grado di simulare correttamente il comportamento del sistema. Un altro obiettivo fondamentale, infatti, è quello di poter capire gli effetti che avrà il sistema frenante sul comportamento dinamico dell'intero treno durante una determinata manovra di frenatura o di rilascio dei freni. Un'altra parte dei risultati si focalizzerà su alcune situazioni limite, per poter capire quali siano le potenzialità del modello. Successivamente nel capitolo, verrà presentata un'analisi della convergenza, che possa assicurare la stabilità del modello. Infine, nel Capitolo 6 verrà presentata anche la validazione del modello, sia dal punto di vista della simulazione della condotta generale che da quello della simulazione di tutte le varie parti ausiliarie.

### 5.1 Risultati principali

Di seguito, vengono presentati i risultati di alcune simulazioni; chiaramente, essi dipendono dalla configurazione scelta per il treno. Il materiale rotabile dei treni merci è vario, e viene classificato usando dei codici identificativi in cui la prima lettera descrive la tipologia del carro. Ad esempio, quelle più note sono la: "E" (carro ad alte sponde di tipo corrente), "F" (carro ad alte sponde di tipo speciale), "G" (carro coperto di tipo normale), "H" (carro coperto di tipo speciale), "I" (carro frigorifero), "K" (carro pianale a due assi di tipo corrente), "L" (carro pianale a due assi di tipo speciale), "R" (carro pianale a carrelli di tipo corrente), "S" (carro pianale a carrelli di tipo speciale), "T" (carro a tetto apribile), "Z" (carro serbatoio per liquidi o gas), "U" (carro speciale) e "V" (veicoli di servizio delle amministrazioni ferroviarie). Ogni tipologia ha delle caratteristiche costruttive e di funzionamento diverse, oltre che differenti ingombri; tutti questi dettagli sono meglio riportate in [40], [6]. Nel caso di questi test, si è scelto di simulare un convoglio composto da 9 carri uguali di tipo "G" (di lunghezza totale - compresa dei respingenti - pari a 21,7 m) ed un'unica locomotiva in testa; quest'ultima, è stata rappresentata allo stesso modo degli altri carri, ipotizzando che abbia la stessa lunghezza e lo stesso sistema frenante (e per questo motivo verrà indicata

semplicemente come "1° carro" in tutte le figure successive). Il diametro della condotta generale, invece, è stato posto pari a 32 mm, come prescritto dalla normativa [10] (vedere anche paragrafo 2.1.1). Inoltre viene riportata di seguito una tabella che raccoglie tutti i valori dei parametri costruttivi utilizzati nelle simulazioni, insieme le costanti utilizzate (fare riferimento anche al flowchart presentato nella Figura 4.3).

Simbolo [u.m.]	Valore	Descrizione
$d_{CG}$ [m]	0,032	Diametro condotta generale (uguale per tutti i tratti)
$l_{CG}$ [m]	21,7	Lunghezza carro, pari alla $l$ del tratto di condotta (uguale per tutti)
$d_{ugello}$ [m]	0,014	Diametro ugello di collegamento distributore - cilindro freno
$d_{CF}$ [m]	0,254	Diametro interno del cilindro freno
$h_{CF}$ [m]	0,130	Corsa del pistone nel cilindro freno
$\theta$ [K]	293,15	Temperatura (pari a $\theta$ ambiente)
$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1,225	Densità aria
$n$ [-]	1,0	Esponente trasformazione politropica (1,0 ÷ 1,4)
$\bar{R}$ [J/(kg·K)]	287,05	Costante dei gas perfetti
$\gamma$ [-]	1,4	Rapporto tra calori specifici

Tabella 5.1: Input e costanti utilizzati nei test del modello.

Il primo test è stato eseguito per la condotta generale, nel caso di una manovra di frenatura di emergenza: ciò significa che la pressione iniziale è pari a 5 bar e viene aperto il rubinetto di comando per ottenere uno scaricamento totale. I risultati sono esposti nella Figura 5.1. Nella parte sinistra della figura sono rappresentati gli andamenti della pressione in tutti i tratti della condotta (che corrispondo ai nodi del problema, oltre che ai rispettivi carri) mentre nella parte di destra vengono evidenziati soltanto gli andamenti del primo e dell'ultimo rotabile. Questi permettono già di visualizzare e comprendere alcuni dei limiti di un sistema puramente pneumatico come il freno automatico a singola condotta (limiti che sono stati già accennati nei capitoli precedenti). Si nota, infatti, un ritardo nello scaricamento della condotta stessa: ad esempio, dopo 4 secondi, la pressione nel tratto di condotta relativo al 1° carro (rappresentata dalla curva blu nella parte destra della Figura 5.1) ha un valore inferiore a 3,5 bar, mentre il 10° carro (curva arancione) ha una pressione superiore a quel valore. Questo significa che, mentre il primo carro ha già ricevuto il segnale di frenatura completa (cioè il suo cilindro freno ha già ricevuto il segnale di generare la forza frenante massima), l'ultimo carro invece si trova ancora in una manovra di frenatura parziale (insieme al carro 9° ed al carro 8°, come si vede nella parte sinistra della figura). La conseguenza di questo ritardo è una distribuzione non omogenea della forza frenante lungo il convoglio e, perciò, la generazione di forze longitudinali interne, che sono tensioni che gravano sugli accoppiamenti tra i veicoli (vedere anche paragrafo 3.4). Dopo 10 secondi, inoltre, mentre il tratto di condotta relativo al primo carro è scarico, quello all'ultimo carro

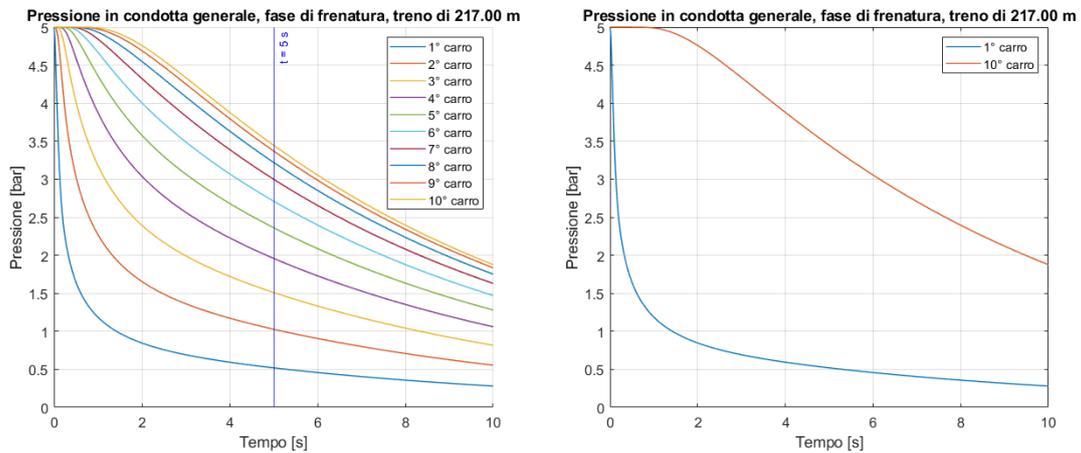


Figura 5.1: Manovra di frenatura di emergenza nel treno di prova (10 carri): andamenti della pressione in condotta generale.

contiene ancora una pressione di quasi 2 bar. Noti gli andamenti in condotta generale, è stato quindi possibile ricavare quelli della pressione frenante (cioè la pressione nel cilindro freno): questi risultati sono riportati nella Figura 5.2. Nel grafico a sinistra vengono esposti

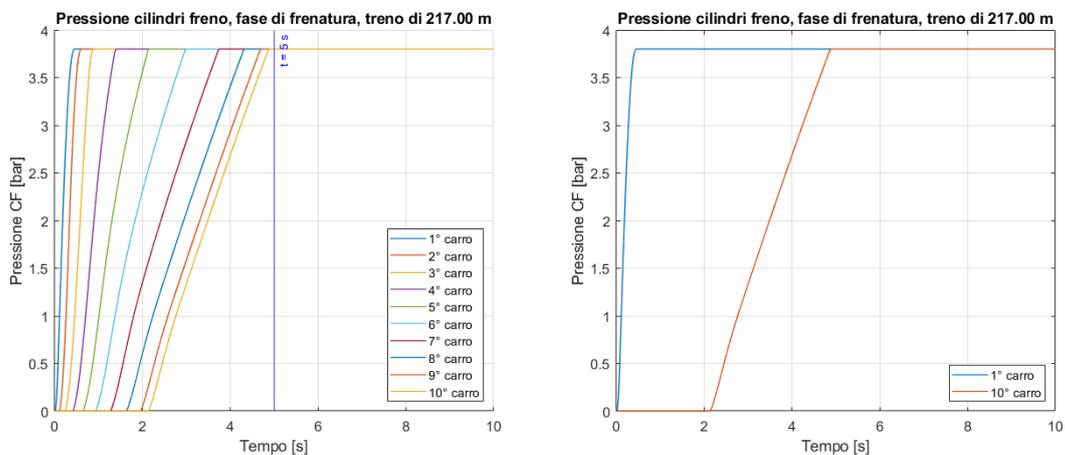


Figura 5.2: Manovra di frenatura di emergenza nel treno di prova (10 carri): andamenti della pressione nel cilindro freno.

gli andamenti nel tempo della pressione in tutti i cilindri freno dei carri del convoglio (si simula la presenza di un solo cilindro freno per carro) mentre nel grafico a destra vengono evidenziati soltanto gli andamenti dei cilindri al primo ed all'ultimo veicolo. La linea blu scuro in figura (che è presente allo stesso modo in Figura 5.1) indica l'istante temporale

(pari a 5 secondi) in cui tutti i cilindri hanno raggiunto la pressione massima e, di conseguenza, stanno applicando la forza frenante massima. Questo corrisponde all'istante in cui la pressione in condotta generale è scesa proprio sotto la soglia di 3,5 bar in tutti i suoi tratti. Il ritardo tra la testa e la coda del treno, già visibile negli andamenti relativi alla condotta generale, qui è evidenziato dal grafico di destra: esso consente di quantificare direttamente il ritardo nell'applicazione della forza frenante (essendo questa direttamente proporzionale alla pressione frenante, come spiegato nel paragrafo 3.3). In questo caso specifico, il primo carro raggiunge la pressione massima nel cilindro dopo circa 0,3 secondi, mentre l'ultimo dopo circa 4,9 secondi: l'entità del ritardo è, quindi, poco meno di 5 secondi, che però può essere sufficiente per costituire un rischio, come è stato già spiegato. Infine, si può notare una generale variazione di pendenza nelle curve: in una prima parte si vede una crescita più veloce in tutti i cilindri mentre, dopo un certo valore di pressione, la crescita è più moderata. La conformazione delle curve dipende dal tipo di funzione di trasferimento imposta nel modello del distributore: quella utilizzata in questo caso nelle prove di frenatura (primo e secondo test) si basa sull'esempio riportato in Figura 4.5. La variazione di pendenza vuole simulare l'azione del dispositivo di primo tempo, ausiliario al distributore (vedere paragrafo 2.1.1), che provoca un primo veloce aumento di pressione (per favorire l'accostamento dei ceppi alle ruote) salvo poi limitarne la crescita per questioni di sicurezza; nel modello del cilindro, tuttavia, si ricorda che per questioni di efficienza computazionale si è scelto di non considerare la fase di accostamento (rappresentando il cilindro freno come un volume fisso, con il pistone interno a fine corsa).

Nel secondo test per la condotta generale, invece, viene eseguita una manovra di frenatura di servizio: la condotta si trova inizialmente alla pressione di 5 bar e viene imposta la depressione sufficiente ad avere un segnale di frenatura completa ai cilindri, che equivale ad una depressione di 1,5 bar. I risultati sono esposti nella Figura 5.3. La figura si compone di

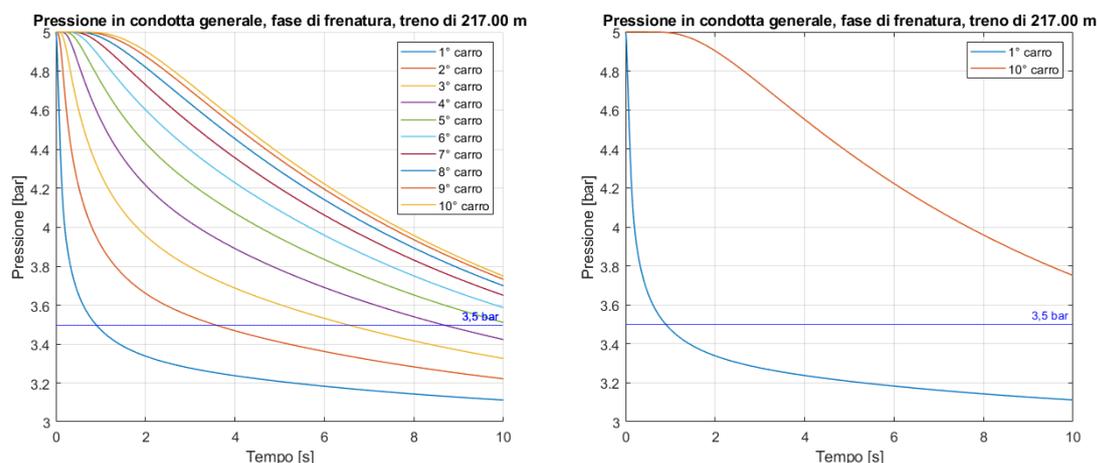


Figura 5.3: Manovra di frenatura di servizio nel treno di prova (10 carri): andamenti della pressione in condotta generale.

due grafici (in modo del tutto simile alla Figura 5.1) nei quali si evidenzia la soglia dei 3,5 bar (in colore blu scuro). Rispetto al primo test, qui è stato imposto il comando per una

frenata meno brusca: infatti, si tratta di una manovra più lenta, come testimonia il minor numero di carri che hanno un segnale sotto la soglia, a parità di tempo dell'esempio precedente. Una conferma di questo si trova confrontando i grafici di destra delle due figure: nella Figura 5.1 si nota che dopo 5 secondi tutti i carri hanno ricevuto il segnale della frenatura completa mentre, nella Figura 5.3, soltanto i primi due carri si trovano nella stessa condizione. Nel secondo test, inoltre, dopo 10 secondi (ossia alla fine della simulazione) soltanto la metà circa del convoglio subisce la frenatura completa. La manovra di frenatura di servizio rappresentata in questo test è sicuramente più lenta, poiché viene comandata una minore caduta di pressione, ma risulta anche più graduale rispetto alla frenata di emergenza: la differenza di pressione tra la testa e la coda del treno (evidenziata nel grafico di destra della Figura 5.3) risulta appunto minore rispetto al primo test. Quest'ultima considerazione si tradurrà, quindi, in sforzi longitudinali meno gravosi per gli accoppiamenti. Anche in questo caso, poi, basandosi sul comportamento della pressione nella condotta generale è possibile simulare quello della pressione nel cilindro freno: i risultati sono riportati nella Figura 5.4. La figura ha la stessa struttura della Figura 5.2: come in quest'ultima, inoltre,

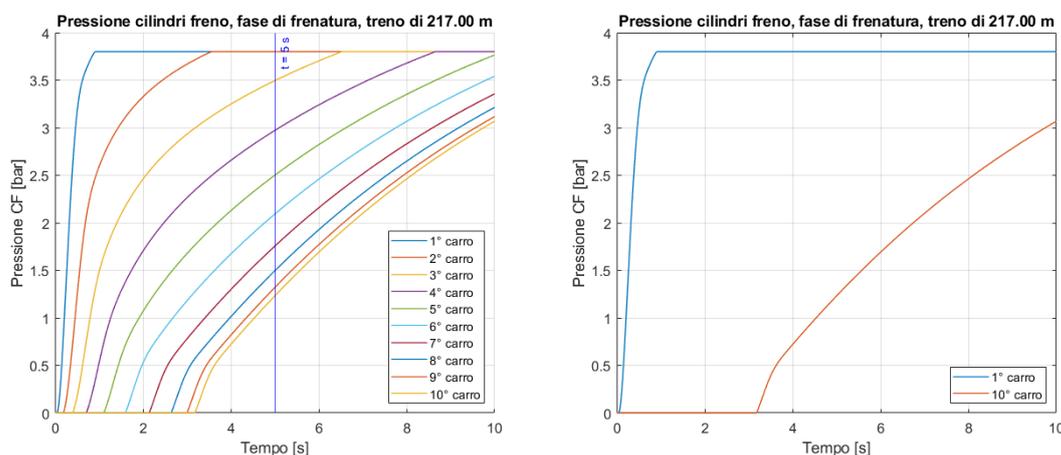


Figura 5.4: Manovra di frenatura di servizio nel treno di prova (10 carri): andamenti della pressione nel cilindro freno.

anche in questo grafico di sinistra viene riportata la stessa soglia temporale (evidenziata con una linea blu scuro). Questo è utile per visualizzare meglio quanto è stato spiegato per la condotta generale: una minor depressione imposta porta ad ottenere una manovra più lenta e questo viene testimoniato dal fatto che soltanto due carri si trovano in frenatura completa - rispetto al test precedente, dove invece lo erano tutti - a parità di tempo. Inoltre, la maggior gradualità della manovra si nota dalla minor pendenza delle curve; la loro conformazione dipende dal modello del distributore (come già spiegato per il primo test, qui viene utilizzata la stessa funzione di trasferimento e valgono le stesse considerazioni).

Il terzo test per la condotta generale, invece, simula una manovra di rilascio dei freni, nel caso in cui precedentemente sia avvenuta una frenata di emergenza: la Figura 5.5 ne espone i risultati. Rispetto ai primi due test, qui la condotta generale si trova alla pressione iniziale di 0 bar (ossia è stata completamente scaricata) e viene alimentata attraverso il rubinetto

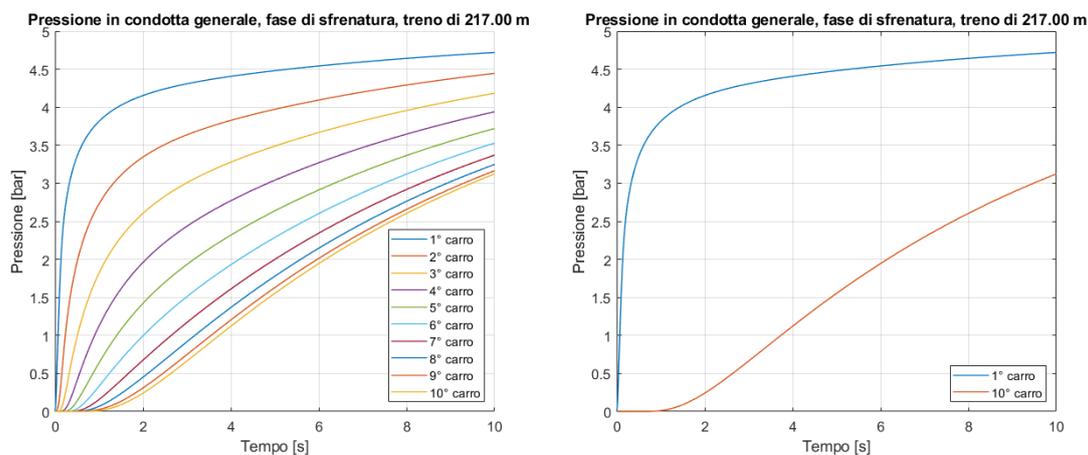


Figura 5.5: Manovra di sfrenatura (dopo frenatura di emergenza) nel treno di prova (10 carri): andamenti della pressione in condotta generale.

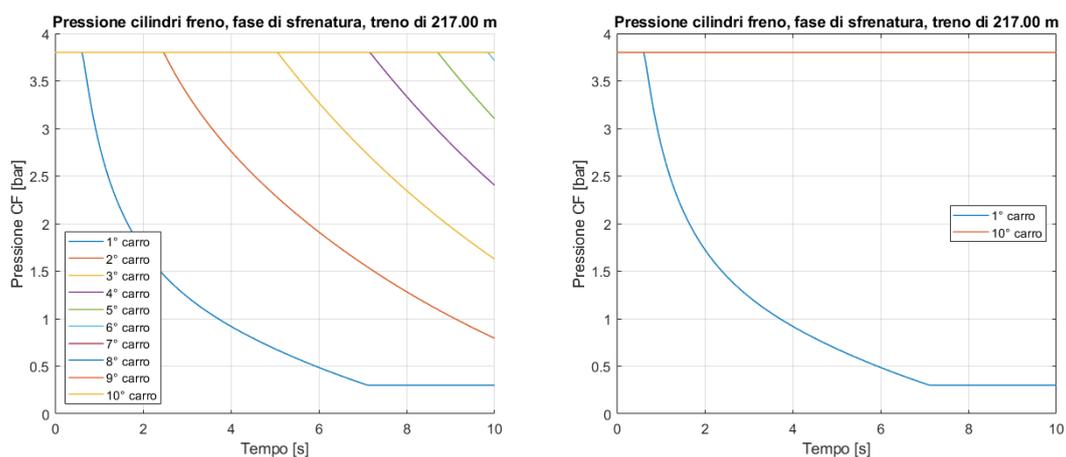


Figura 5.6: Manovra di sfrenatura (dopo frenatura di emergenza) nel treno di prova (10 carri): andamenti della pressione nel cilindro freno.

di comando (come meglio descritto nel paragrafo 2.1) fino a raggiungere la pressione di 5 bar. Anche qui, il grafico di sinistra nella figura rappresenta gli andamenti della pressione in tutti i tratti della condotta (ossia in tutti i rispettivi carri) mentre, nel grafico di destra, vengono evidenziati soltanto gli andamenti del primo e dell'ultimo rotabile. Osservando quest'ultimo, si nota sempre il ritardo di segnale presente tra la testa e la coda del convoglio: in questo caso, esso porta ad avere delle forze interne sugli accoppiamenti di tipo "run-out" (vedere paragrafo 3.4, poiché vi è una transizione da forza di compressione a forza di trazione (mentre nei primi due test le forze interne erano di tipo "run-in", poiché si trattava di manovre di frenatura). Nella Figura 5.6 viene riportato il corrispettivo comportamento

della pressione nei cilindri freno. Anche in questo caso, è il modello del distributore che impone la conformazione delle curve; nel caso di rilascio dei freni viene utilizzata una funzione di trasferimento diversa rispetto ai primi due test (e basata su quella illustrata nella Figura 4.6) poiché nella realtà la sfrenatura e la frenatura non sono esattamente simmetriche. Dagli andamenti si nota che, alla fine del tempo di simulazione scelto, gli ultimi quattro carri si trovano ancora frenati, il 6° carro ha appena iniziato a rilasciare i freni mentre i primi cinque carri sono già in fase di rilascio. Per avere una visione più completa della sfrenatura, si è aumentato il tempo di simulazione a 30 secondi, lasciando invariate tutte le altre condizioni: i risultati sono riportati nella Figura 5.7. Dalla nuova figura si

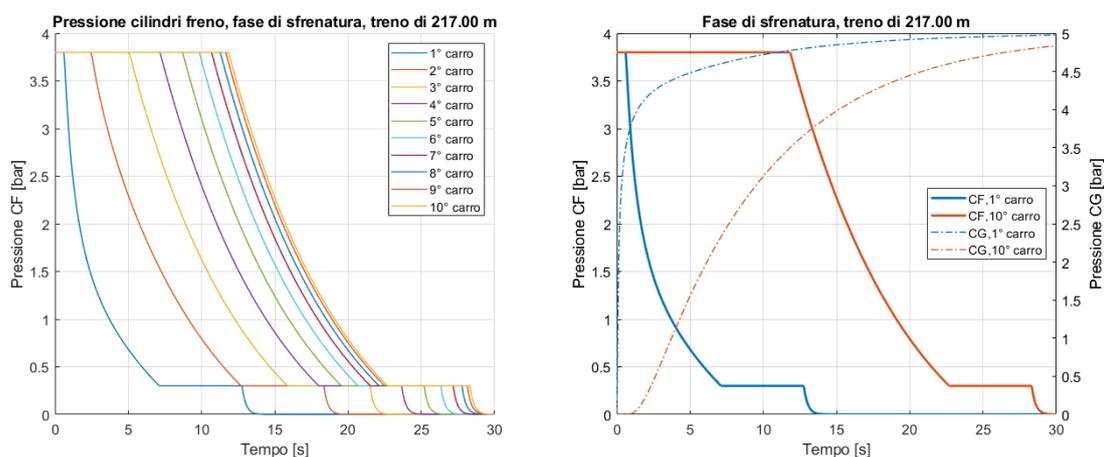


Figura 5.7: Manovra di sfrenatura (dopo frenatura di emergenza) nel treno di prova (10 carri): andamenti della pressione nel cilindro freno (tempo di simulazione esteso a 30 s).

può ora vedere che il primo cilindro freno (relativo al 1° carro) si scarica completamente dopo circa 13,5 s mentre l'ultimo (relativo al 10° carro) dopo circa 29 s; il ritardo tra testa e coda è quindi stimabile a 15,5 secondi. Nel grafico di destra, vengono riportati anche i rispettivi andamenti della pressione nella condotta generale (curve a tratti e punti).

Un quarto test viene presentato per capire le potenzialità ed i limiti del modello. Un treno come quello di prova, utilizzato nei test precedenti, è raro che venga usato per il trasporto merci; sulle linee reali, infatti, tipicamente si usano convogli di 400 m o più, come riportato anche nella Tabella 2.1. Per questo motivo, vengono analizzate nelle Figure 5.8 e 5.9 rispettivamente una manovra di frenatura di emergenza e di rilascio completo, per un treno composto da 35 rotabili (posto che essi siano tutti della stessa tipologia, la stessa dei test precedenti) per un totale di circa 750 m, lunghezza massima dei treni merci secondo lo standard UIC. Il tempo di simulazione, inoltre, è stato aumentato a 120 secondi in modo da visualizzare meglio l'evoluzione nel comportamento dell'aria, considerando la nuova lunghezza. Nelle figure, il grafico di sinistra rappresenta gli andamenti della pressione dell'aria nella condotta generale, mentre il grafico di destra riporta gli andamenti di pressione del cilindro freno alla testa ed alla coda del treno (confrontati con i rispettivi andamenti della condotta). Il modello riesce a gestire il nuovo treno in input senza particolari problemi. Dalle figure, si può notare che sono necessari circa 56 secondi perché tutti i rotabili

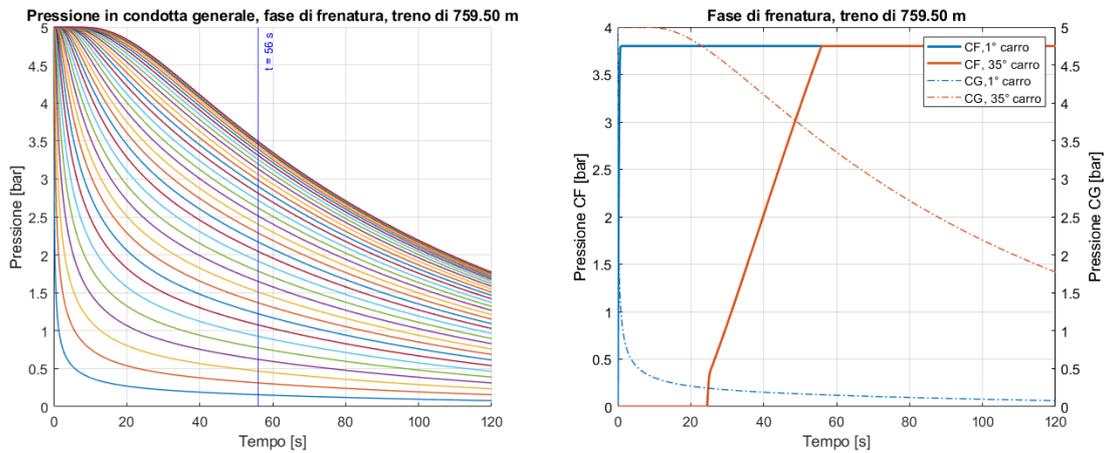


Figura 5.8: Manovra di frenatura di emergenza per un treno di 30 carri: andamenti della pressione in condotta generale e nel cilindro freno.

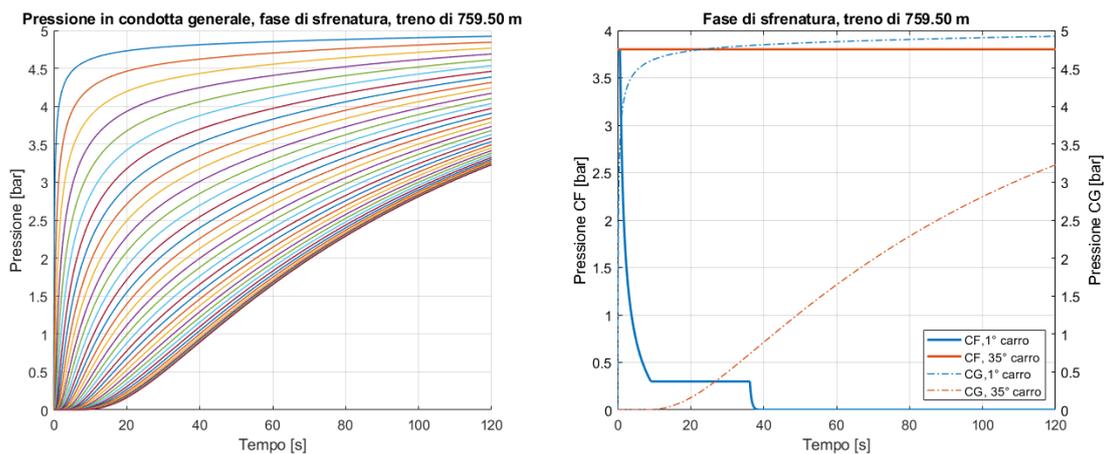


Figura 5.9: Manovra di sfrenatura (dopo frenatura di emergenza) per un treno di 30 carri: andamenti della pressione in condotta generale e nel cilindro freno.

siano in fase di frenatura completa. Inoltre, risulta che la sfrenatura avvenga in un tempo maggiore poiché, alla fine del tempo di simulazione, l'ultimo carro si trova ancora frenato. La Figura 5.10 riporta, invece, i risultati della simulazione di una manovra di frenatura di emergenza per un treno composto da 100 veicoli, per una lunghezza totale di circa 2200 m, tipica per un treno merci nordamericano. In figura, il grafico di sinistra rappresenta gli andamenti della pressione dell'aria nella condotta generale, mentre il grafico di destra riporta gli andamenti di pressione nei cilindri freno; tenendo conto della nuova lunghezza del treno, il tempo di simulazione è stato aumentato a 300 secondi. Il modello rimane in grado di gestire questo nuovo treno, anche se è aumentato il tempo di elaborazione.

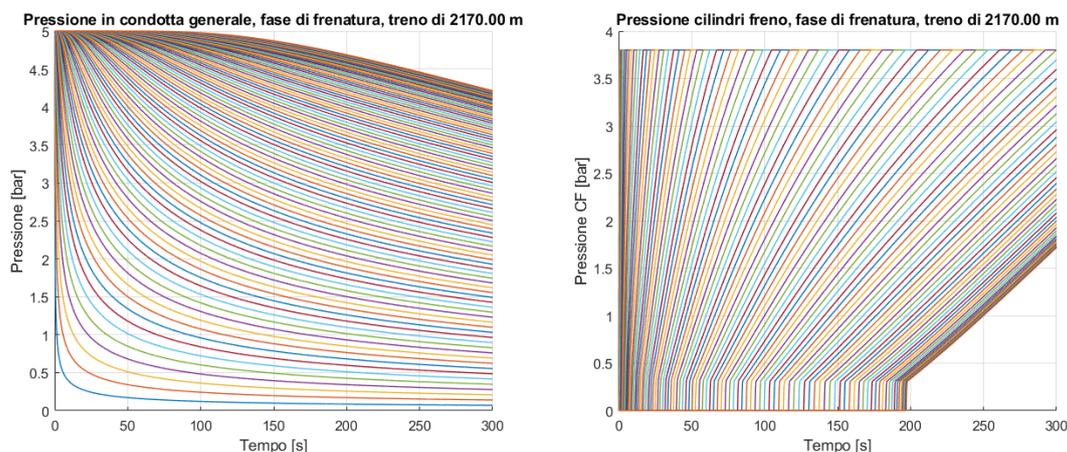


Figura 5.10: Manovra di frenatura di emergenza per un treno di 100 carri: andamenti della pressione in condotta generale e nel cilindro freno.

Infine, viene presentato un quinto test, dove viene analizzato un treno in manovra di frenatura d'emergenza, che ha dati di input uguali a quelli riportati nella Tabella 5.1, ad eccezione dell'esponente della politropica, qui posto al valore di  $n = 1,4$ . Ciò significa che in questa prova vengono analizzati i risultati nel caso in cui si sostituisca l'ipotesi di trasformazione isoterma con quella di trasformazione adiabatica. Si ricorda che la variazione di temperatura ha un effetto sul calcolo dei termini di resistenza e capacità nell'analogia della condotta con il circuito elettrico, come riportato nell'Equazione 3.36 (vedere anche il sottoparagrafo 4.2.1). La Figura 5.11 mostra questi risultati. In essa, il grafico di sinistra

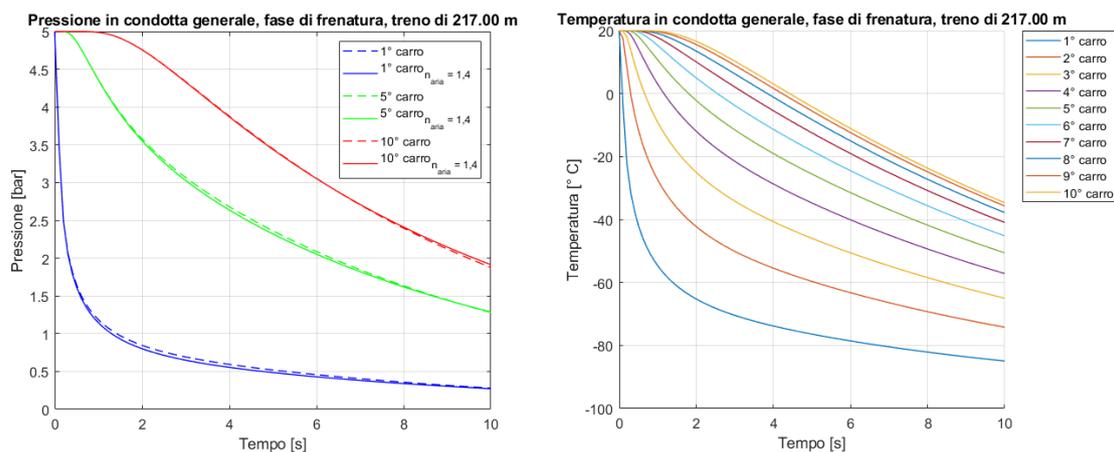


Figura 5.11: Manovra di frenatura di emergenza nel treno di prova (10 carri): andamenti della pressione e della temperatura nella condotta generale.

riporta un confronto tra gli andamenti di pressione per il 1°, il 5° ed il 10° carro, ottenuti

rispettivamente con  $n = 1,0$  (ipotesi isoterma utilizzata come default, qui rappresentata con linee tratteggiate) e  $n = 1,4$  (nuova ipotesi adiabatca, rappresentata con linee continue). Dal grafico si nota che la temperatura ha un debole effetto sulla variazione di R e C, e di conseguenza ha un'influenza molto limitata sull'andamento della pressione. Il grafico di destra invece riporta la variazione di temperatura nel tempo e per ogni veicolo. Bisogna specificare che si tratta di una situazione che non può avvenire nel mondo reale, poiché la condotta generale non è adiabatca ma scambia calore con l'ambiente esterno; tuttavia, essa è utile per capire il motivo per cui, a seguito di una frenatura, le componenti della condotta vanno incontro a degli stress di natura termica (ed ad esempio è per questo che si possono osservare brinate nei punti di uscita - come le valvole - o nei tubi flessibili). Questi stress possono diventare non trascurabili se si considerano manovre molto intense (includendo anche le successive fasi di sfrenatura). Nella situazione reale, le temperature raggiunte sono più basse di quelle di partenza (perciò l'aria non segue una trasformazione isoterma) ma hanno valori maggiori di quelli mostrati in figura (tipicamente di poco sotto gli  $0^\circ\text{C}$ ); infatti, l'aria ha un comportamento che è più simile ad una trasformazione politropica, con  $1,0 < n < 1,4$ .

## 5.2 Analisi della convergenza

La seguente analisi della convergenza riguarda soltanto il modello della condotta generale, ed è necessaria per garantirne la stabilità. Facendo riferimento a quanto è già stato spiegato ed allo schema presentato in Figura 4.2, risulta chiaro che la condotta viene descritta attraverso degli i-esimi tratti 1D, in cui vengono approssimate le variabili del fluido (come pressione o temperatura), istante per istante. A differenza dei modelli del distributore e del cilindro freno, quello della condotta, quindi, opera anche una discretizzazione spaziale oltre a quella temporale. Di fatto, esso si basa su una mesh, in cui gli elementi sono i tratti della condotta stessa, i quali collegano due nodi consecutivi del problema fluidodinamico. Verificare la convergenza in questo caso significa studiare l'effetto che hanno le diverse discretizzazioni spaziali sui risultati del modello; in modo pratico, questo è possibile affinando la mesh monodimensionale, cioè riducendo la lunghezza dei tratti (che quindi non sarà più pari a quella dei carri). In questo modo, nell'analogia con il circuito elettrico, si vanno a spezzare i termini R, C ed L, che sono funzione proprio della lunghezza stessa. In realtà, nella verifica della convergenza, il primo tratto di condotta (che corrisponde alla locomotiva) non è stato variato, poiché in esso è presente il nodo 0, che rappresenta la condizione al bordo. Per questo motivo, l'andamento alla locomotiva è stato imposto come condizione nota - rimuovendo 1 nodo al problema - ed è stato verificato l'effetto del cambio di discretizzazione sui restanti nodi. Per l'analisi, si è fatto riferimento al treno di esempio già utilizzato in precedenza per esporre i risultati: si tratta di un treno composto da 10 veicoli della stessa lunghezza di 21,7 m e con lo stesso sistema frenante montato a bordo. Qui, a differenza delle figure del paragrafo 5.1, il 1° carro viene rinominato "loco" (ossia locomotiva) anche se la locomotiva viene descritta allo stesso modo degli altri carri nel modello, senza perdere di generalità: la scelta della diversa denominazione perciò è stata fatta puramente per evidenziare che quel veicolo non è un'incognita del problema, bensì costituisce una condizione nota (poiché l'andamento è stato imposto). L'andamento alla locomotiva viene posto sempre pari a quello dello stesso veicolo nel caso di partenza

(ossia quello senza affinamento della mesh). Inoltre, l'analisi di convergenza viene svolta soltanto per una manovra di frenatura d'emergenza; si è scelto di non mostrare anche il caso di sfrenatura, perché non aggiunge altre informazioni rilevanti. La Figura 5.12 mette a confronto gli andamenti di pressione all'ultimo carro in determinati casi con diversa tipologia di mesh: nello specifico, oltre la situazione di base, sono stati indagati i casi ottenuti via via raddoppiando il numero di nodi (denominati "vc = 2N", "vc = 4N" e "vc = 8N"). Nella figura, come controprova, vengono riportati anche gli andamenti per il 1°

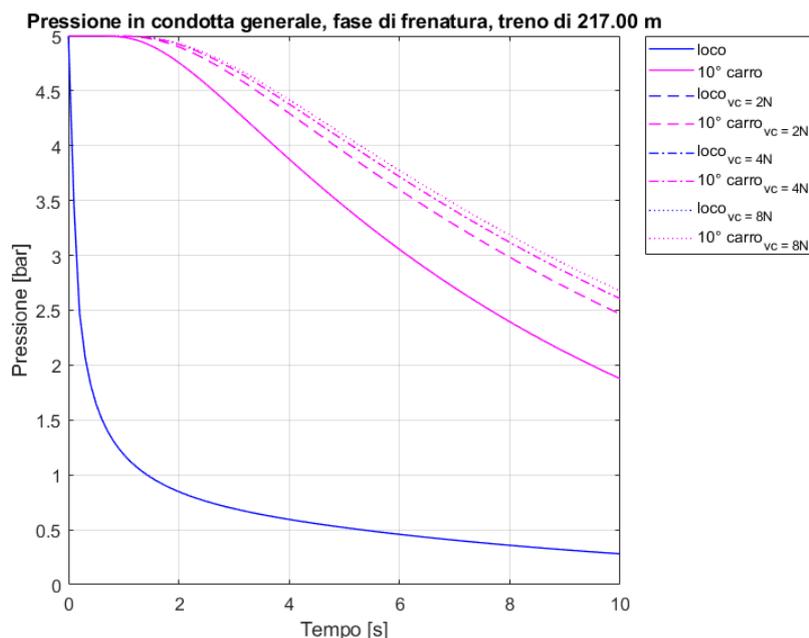


Figura 5.12: Confronto tra gli andamenti della  $p$  al 10° carro, variando la mesh.

veicolo (locomotiva) che, essendo stati imposti per tutte le verifiche, coincidono perfettamente. Dal grafico si nota che, all'aumentare dei nodi, dopo un primo scostamento le curve tendono ad assestarsi intorno ad un andamento comune. La Figura 5.13 si concentra sul valore raggiunto da ciascuna curva (riferita al 5° ed al 10° veicolo) alla fine del tempo di simulazione ( $t = 10$  s). Dalla figura si vede che, man mano che aumenta l'affinamento della mesh, lo scostamento tra i valori diminuisce; questo è un segno della stabilità del modello. Nel caso del 5° veicolo, la pressione a  $t = 10$  s si assesta intorno al valore di  $1,7 \div 1,8$  bar mentre nel caso dell'ultimo veicolo intorno ai  $2,5 \div 2,7$  bar. Un'altra conferma si ottiene dai dati presentati nella Tabella 5.2, dove sono stati calcolati gli errori - mediati nel tempo di simulazione - tra gli andamenti con affinamenti successivi della mesh. Dalla tabella risulta chiaro che, aumentando il numero di nodi, gli andamenti tendono a stabilizzarsi intorno agli stessi valori, ed infatti gli errori via via diminuiscono: questo è un indicatore del fatto che il modello converge (perciò ulteriori affinamenti della mesh non porterebbero a variazioni consistenti).

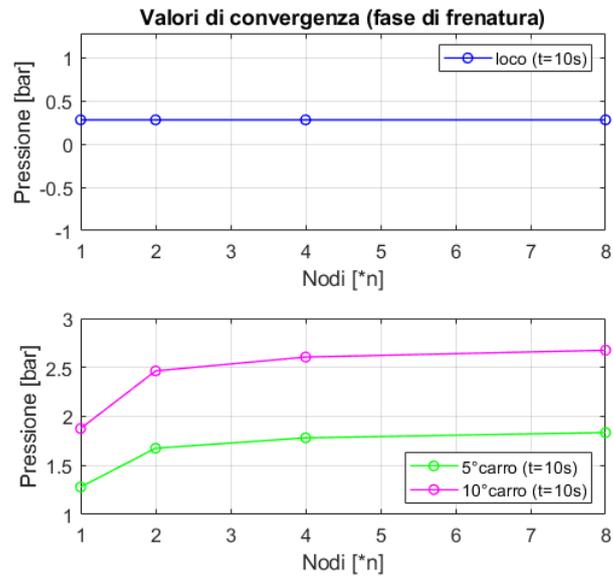


Figura 5.13: Confronto tra i valori della  $p$  per diversi carri all'istante  $t = 10$  s, variando la mesh.

	<i>Errore assoluto medio, 5° carro</i> [bar]	<i>Errore assoluto medio, 10° carro</i> [bar]	<i>Errore relativo medio, 5° carro</i> [%]	<i>Errore relativo medio, 10° carro</i> [%]
<b>2n - n</b>	0,34	0,39	73,27	14,23
<b>4n - 2n</b>	0,09	0,09	19,52	2,61
<b>8n - 4n</b>	0,05	0,04	9,74	1,20

Tabella 5.2: Errori medi tra tipologie di mesh, per diversi carri.

## Capitolo 6

# Validazione del modello

In generale, la validazione del modello si divide nella validazione della sola condotta generale, che si basa sul modello presentato nel sottoparagrafo 4.2.1, e nella validazione delle parti ausiliarie. Riguardo a queste ultime, non si è ritenuta necessaria una validazione del modello del distributore, essendo questo di fatto una "black-box" basata sull'esperienza sperimentale (vedere anche il sottoparagrafo 4.2.2); invece, ci si è focalizzati sulla validazione del modello del cilindro freno (descritto nel sottoparagrafo 4.2.3). Si è scelto di utilizzare i dati riportati negli studi [8] e [34], i quali derivano da prove sperimentali effettuate sul simulatore pneumatico hardware in scala reale installato presso i laboratori della "Faiveley Transport Italia" (di proprietà "Wabtec"). Questo simulatore (comunemente chiamato "Balena" per via della particolare disposizione dei tubi che ricorda lo scheletro di un cetaceo) è in grado di simulare un treno lungo fino a circa 2300 metri, dotato di una condotta generale da 1"1/4 ( $\sim 32$  mm) e con un massimo di 132 unità freno. Dispone inoltre di una seconda condotta, con diametro da 1" ( $\sim 25$  mm), che consente di simulare treni lunghi fino a 1200 metri. Rispetto ad altri simulatori tradizionali, questo sistema si distingue per la sua notevole modularità e compattezza, tramite soluzioni costruttive specifiche, come accoppiamenti di carri equivalenti e un sistema di collegamento tra tubi che ne facilita il montaggio e la riconfigurazione. Grazie a queste caratteristiche, è possibile variare facilmente la configurazione del treno simulato, modificando lunghezza dei carri, numero e posizione degli ingressi di frenatura, e studiando l'effetto di eventuali ostruzioni lungo la condotta. Ogni unità freno comprende un distributore (con relativi serbatoi) e un cilindro freno, la cui corsa può essere regolata attraverso appositi elementi distanziatori. I distributori sono collegati alla condotta tramite appositi innesti rapidi. È inoltre possibile installare diversi tipi di rubinetti di comando e distributori, per analizzare il comportamento pneumatico di nuove soluzioni e verificarne l'interazione con i componenti esistenti. La "Balena" è dotata inoltre di un apparato digitale di acquisizione dati, connesso ad un computer, che consente di registrare fino a 200 segnali. Per ciascuna unità freno si misurano la pressione nel cilindro, nei serbatoi e nella condotta, con la possibilità di monitorare fino a 50 veicoli contemporaneamente. I dati raccolti vengono salvati in formato ASCII e possono essere elaborati con software di post-processing. Lo stesso sistema consente anche il controllo diretto del simulatore e l'interazione in tempo reale con un codice di simulazione della dinamica longitudinale ("TrainDy"). A differenza di molti simulatori utilizzati

esclusivamente per test di nuovi componenti, questo è stato progettato anche per riprodurre fedelmente il comportamento reale di treni completi. La possibilità di configurare con precisione ogni aspetto del treno simulato ha permesso di ricavare i parametri necessari per costruire modelli matematici accurati e di caratterizzare ogni singolo componente del sistema di frenatura per crearne un database dettagliato. Infine, la disponibilità di un numero elevato di dati strumentati, normalmente non ottenibili durante test su treni reali, ha permesso una comprensione approfondita del funzionamento dei dispositivi pneumatici e la realizzazione di modelli equivalenti affidabili, impiegabili all'interno dei software di simulazione.

## 6.1 Validazione del modello della condotta generale

Per la validazione del modello della condotta generale si è scelto, come punto di partenza, la prova in "condotta bianca": con questo termine ci si riferisce al caso di una condotta generale che si trova scollegata da qualsiasi unità freno (ossia dai relativi distributori, serbatoi, camere acceleratrici e cilindri freno). Questo caso risulta il più simile alle condizioni in cui è descritta la condotta generale nel modello. Bisogna specificare che, nello studio [8], tutte le prove sono state effettuate utilizzando un pannello freno "Eurotrol FS" posto in corrispondenza della locomotiva in frenatura d'emergenza (si tratta quindi di uno scaricamento completo della condotta); il regime di frenatura della locomotiva è "G" mentre per tutti i carri è "P". La Figura 6.1 riporta con delle linee tratteggiate gli andamenti della pressione, durante la prova sperimentale, in vari punti del convoglio: nello specifico, è stata scelta la locomotiva, il 10° carro, e l'ultimo carro. Infatti, è stato testato un convoglio composto di 47 carri di diverso tipo più un veicolo di misura e la locomotiva, per una lunghezza totale di 700 m circa. Lo studio specifica anche i valori delle lunghezze dei singoli carri nel treno simulato: questi valori vengono riportati nella Tabella B.1 (vedere Appendice B) e sono utili come dati di input del modello, per avere una simulazione che sia il più possibile confrontabile con la prova sperimentale. Nella tabella, il carro che nello studio era denominato "veicolo di misura" verrà trattato come un carro qualsiasi nella simulazione effettuata col modello, e per questo motivo è stato rinominato come "W24": di conseguenza, la dicitura dei veicoli successivi è stata scalata di un numero. Perciò, il tratto di condotta generale che nello studio corrispondeva al carro 30°, nella Tabella B.1 e nella simulazione corrisponderà al carro "W31" (e verrà indicato come "carro 31°") e così via, così che l'ultimo tratto è quello del veicolo "W48". In realtà, in [8] è riportata anche la curva corrispondente al tratto del 30° che qui non è stata considerata in quanto, essendo molto simile alla curva dell'ultimo veicolo, non aggiunge altre informazioni rilevanti. Per motivi di confrontabilità, oltre all'input dato dalle varie lunghezze dei carri (e quindi degli i-esimi tratti di condotta), il modello avrà lo stesso tempo di simulazione (pari a 120 s) e lo stesso comportamento della pressione al primo veicolo; quest'ultimo input è stato imposto nel vettore dei termini noti, rimuovendo quindi un nodo del problema (vedere anche il paragrafo 4.2.1). Nella Tabella B.1, il primo veicolo non viene numerato, ed anche qui verrà nominato come "locomotiva" (o "loco", come abbreviazione nelle figure a seguire), mentre la numerazione riguarda soltanto i carri (perciò, quello che sarebbe il secondo veicolo, in realtà è il primo dei carri e quindi verrà qui chiamato "1° carro", anche se è la locomotiva ad essere il primo veicolo effettivo); questo vale anche per tutte le successive

prove di validazione. Il diametro, invece, è stato posto al valore di 32 mm. Nella Figura 6.1 vengono mostrati anche i risultati ottenuti con il modello (linee continue), che sono posti a confronto con quelli sperimentali tratti dallo studio. Poiché l'andamento sperimentale è

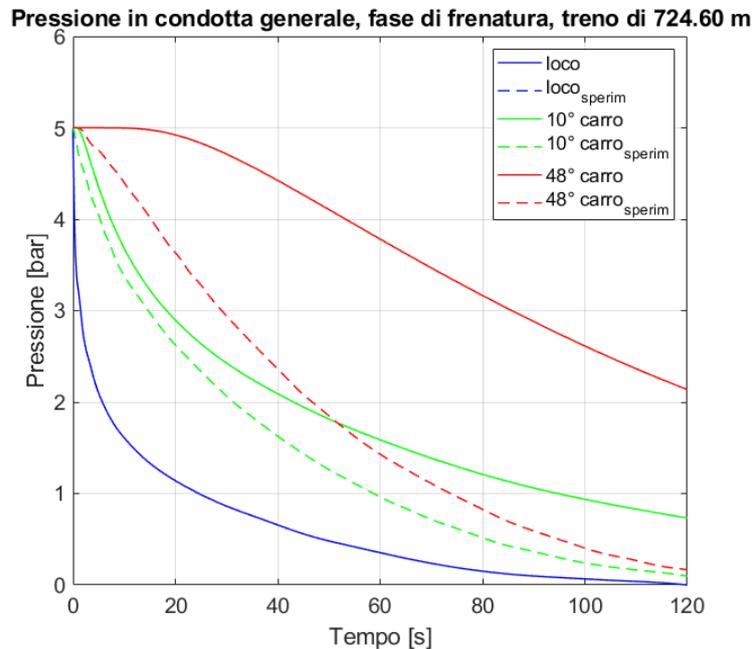


Figura 6.1: Confronto tra gli andamenti simulati dal modello e gli andamenti sperimentali, relativi ad una frenata d'emergenza in "condotta bianca".

stato imposto alla locomotiva, è stato riportata come prova la coincidenza delle due curve in quello specifico rotabile (curve di colore blu). Per gli altri due carri scelti per il confronto (curve di colore verde per il 10° carro e curve di colore rosso per il 48° carro), invece, si nota una differenza importante nei valori. Nello specifico, per il 10° carro si arriva ad una differenza massima di circa 0,6 bar dalla curva sperimentale (intorno ai 100 s), mentre per il 48° carro il divario massimo è maggiore e pari a circa 2 bar (raggiunto intorno ai 60 s); tutto questo viene meglio riportato nella Figura 6.4 (fare riferimento al grafico dal titolo "100% R"). Tuttavia, si può affermare che gli andamenti simulati e quelli sperimentali siano confrontabili, poiché si nota che hanno una simile curva decrescente; questo, è ulteriormente testimoniato dal fatto che il comportamento della pressione al 10° carro è pressoché sovrapponibile a quello sperimentale, nella prima parte della simulazione. L'ipotesi che è stata fatta è che il modello può ritenersi corretto, e che la discordanza con i valori sperimentali derivi soltanto dalla formulazione del termine resistivo (vedere anche il sistema 4.5). Come viene meglio spiegato nel paragrafo 4.2.1, a differenza del termine capacitivo ed induttivo, quello resistivo non viene descritto tramite un'equazione legata direttamente al suo significato fisico, poiché una formula del genere risulterebbe complessa e poco efficiente dal punto di vista computazionale. Invece, si è optato per una formulazione semplificata e di natura empirica (vedere anche [47]). Per questa ragione, si rende necessaria un'analisi

parametrica, che possa affinare quella formula e impostare meglio il modello, affinché possa descrivere il comportamento dell'aria in maniera più simile alla realtà. L'analisi, presentata di seguito, ha anche lo scopo di validare il modello stesso. Dalla Figura 6.1 è chiaro che la pressione in condotta decresca più lentamente della sua controparte sperimentale: per questo motivo, in un primo tentativo si è agito riducendo il parametro resistivo di un ordine di grandezza. I risultati sono riportati nel grafico di sinistra della Figura 6.2. Nel

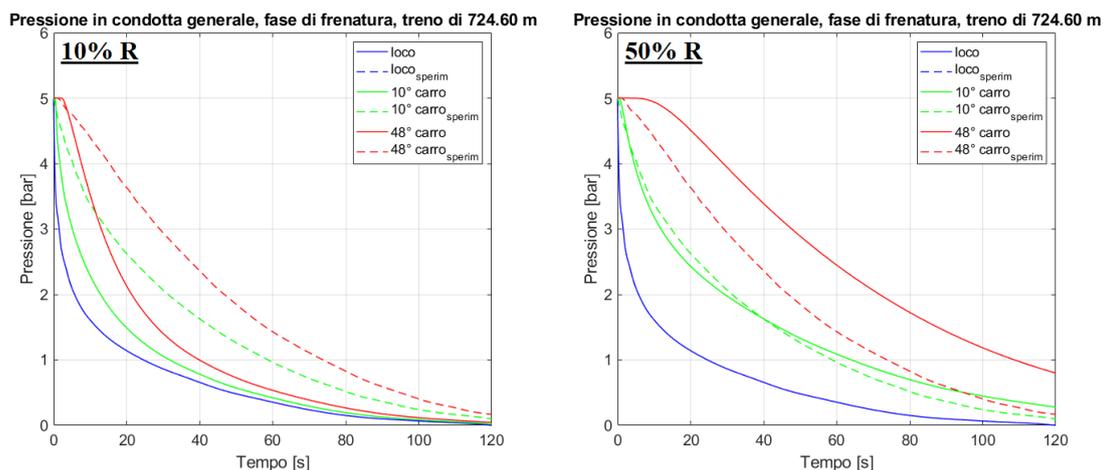


Figura 6.2: Confronti tra gli andamenti simulati dal modello e gli andamenti sperimentali, relativi ad una frenata d'emergenza in "condotta bianca" (con fattore correttivo per R pari a 0,1 e 0,5).

grafico di destra, invece, sono rappresentati i risultati nel caso di un dimezzamento del parametro resistivo, in modo da avere un secondo riferimento. In quest'ultimo grafico, si nota che il modello descrive meglio l'andamento di pressione al carro 10° (le curve verdi sono più sovrapponibili rispetto al caso senza correzioni), tuttavia la pressione continua ad avere un decremento ancora ritardato rispetto alla situazione sperimentale. Nel caso del fattore correttivo pari a 0,1 quest'ultimo problema viene superato, e le curve simulate hanno valori minori o al più uguali a quelle sperimentali. Il caso rappresentato nel grafico di sinistra risulta, quindi, più interessante ma presenta ancora differenze importanti con il comportamento reale dell'aria. Per questa ragione, è stato necessario un secondo tentativo, che resterà quindi nell'intorno del fattore 0,1. La Figura 6.3 presenta i risultati di questo nuovo tentativo. Nella figura, vengono testati i casi con fattore correttivo pari a 0,2 (nel grafico di sinistra) e 0,3 (nel grafico di destra). Rispetto al grafico relativo al fattore 0,1, qui i risultati migliorano: già con il fattore 0,2 la discordanza tra i valori diminuisce, mentre scegliendo il fattore 0,3 le curve diventano quasi sovrapponibili. Nella Figura 6.4 vengono rappresentati gli errori assoluti, istante per istante, tra le curve simulate e le curve sperimentali in tutti i vari tentativi presentati in precedenza, con l'aggiunta del caso con fattore correttivo pari a 0,4. In figura, in alto è presente il grafico relativo al caso in cui non viene applicato nessun fattore correttivo (che appare con la dicitura "100% R" e corrisponde alla Figura 6.1), mentre gli altri sono riportati nello stesso ordine in cui sono stati precedentemente descritti. Ovviamente, nei grafici non compare la curva relativa alla

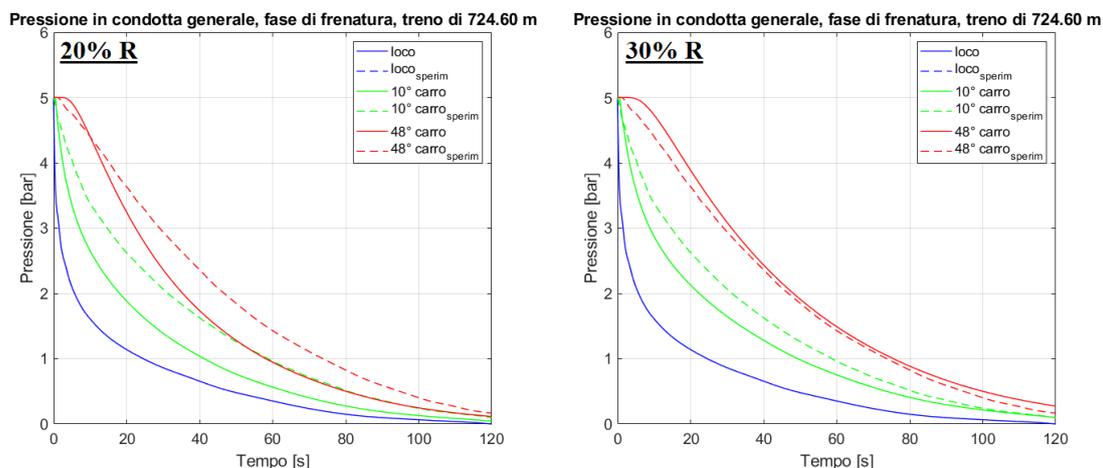


Figura 6.3: Confronti tra gli andamenti simulati dal modello e gli andamenti sperimentali, relativi ad una frenata d'emergenza in "condotta bianca" (con fattore correttivo per R pari a 0,2 e 0,3).

locomotiva, in cui era stato imposto che l'andamento simulato coincida con il rispettivo sperimentale. Osservando dall'alto verso il basso, le differenze tra i valori sono via via più contenute e gli errori massimi - che inizialmente erano nell'ordine di  $1 \div 2$  bar - vengono ridotti nel secondo tentativo a valori che non superano l'1 bar. Nello specifico, con fattore 0,3 o 0,4 si nota che la situazione migliora ulteriormente, con la discordanza massima che si aggira intorno agli 0,5 bar (in valore assoluto). Lo stesso metodo è stato applicato per validare il modello anche nella successiva fase di rilascio dei freni, facendo riferimento agli andamenti sperimentali, tratti sempre dallo studio [8], e riportati nella Figura 6.5. Nella figura, le curve risultanti ottenute con il modello, sono rappresentate con linee continue, mentre le curve sperimentali con linee tratteggiate. Per le curve simulate, è necessario impostare simili condizioni delle curve sperimentali, in modo da garantire la confrontabilità: il treno è lo stesso già riportato nella Tabella B.1, il diametro della condotta rimane uguale mentre il tempo della prova sperimentale cambia da 120 s a 160 s. In realtà, dallo studio si può notare che i 40 s di differenza non aggiungono informazioni (poiché tutti i carri hanno si trovano già in rilascio completo): per questo motivo, il tempo di simulazione per le prove del modello è stato posto a 120 s (e quindi anch'esso rimane invariato rispetto alla validazione precedente). Come prima, per poter confrontare i due comportamenti, viene imposto l'andamento sperimentale come input per il modello alla locomotiva: infatti, in quello specifico veicolo gli andamenti coincidono. Gli altri due carri presi in esame sono il carro 24° (curve di colore verde) e il carro 48° e ultimo (curve di colore rosso). Così come accadeva prima, anche nella Figura 6.5 gli andamenti simulati hanno lo stesso comportamento (qui crescente) di quelli sperimentali, ma una marcata differenza di valori. Ad esempio, al termine del tempo di simulazione, se nel caso sperimentale tutti i carri hanno ricevuto il segnale di rilascio completo dei freni (cioè pressione pari a 5 bar in condotta generale), nel caso del modello si nota invece che la metà di coda dell'intero convoglio ha ancora una pressione inferiore ai 3,5 bar. Anche qui, le cause del fenomeno sono state imputate

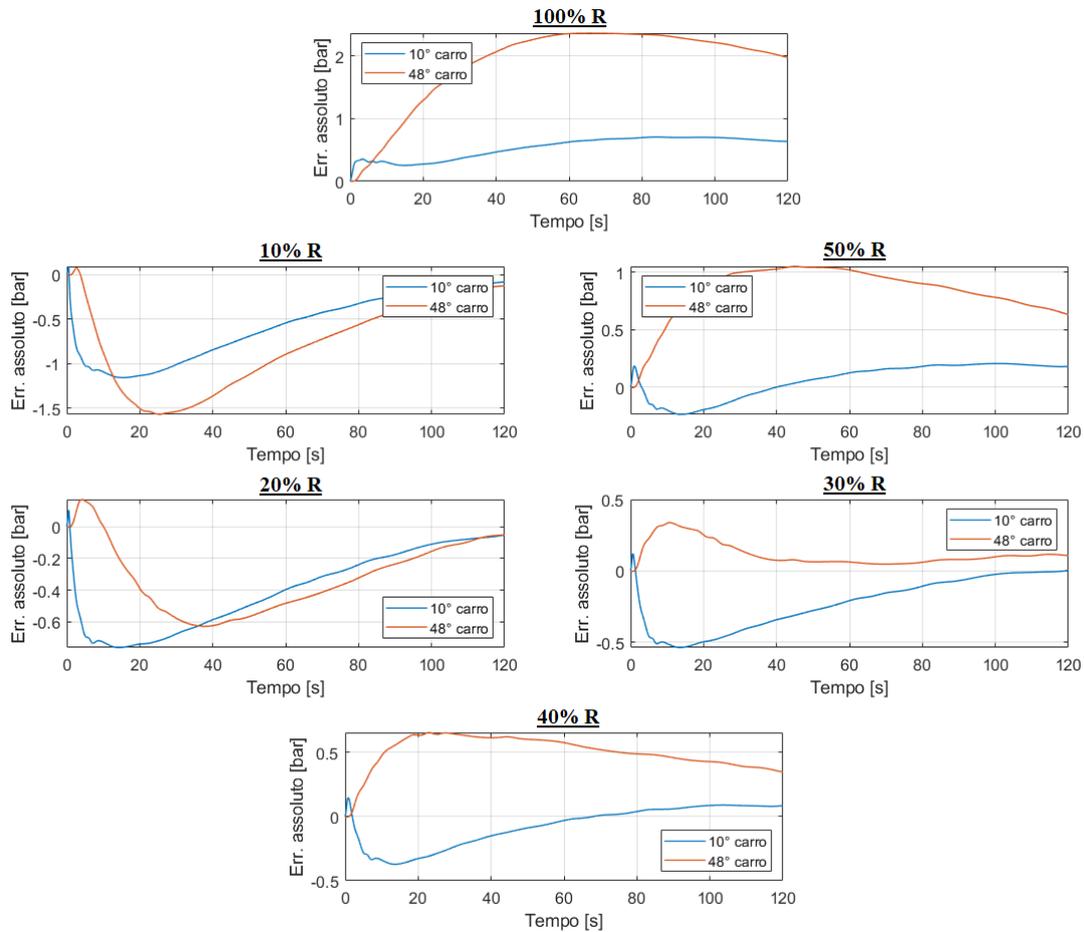


Figura 6.4: Confronto tra gli errori assoluti ( $p_{\text{simulata}} - p_{\text{sperimentale}}$ ), relativi ad una frenata d'emergenza in "condotta bianca" (al variare del fattore correttivo per  $R$ ) per il treno di 700 m.

alla formulazione del termine resistivo e di seguito è stata riportata un'analisi parametrica che ha lo scopo di migliorare quella stessa formulazione. Basandosi sul secondo tentativo dell'analisi precedente della manovra di frenatura (rappresentato in Figura 6.3), sono stati testati i fattori correttivi pari a 0,2 e 0,3: i risultati sono riportati nella Figura 6.6. In entrambi i casi riportati nella figura, si nota che la simulazione dell'andamento dell'aria ha una fedeltà maggiore con il suo comportamento reale. Il grafico di sinistra, rappresenta il tentativo eseguito con il fattore 0,2: si può notare che le curve simulate hanno tempi di crescita finalmente paragonabili a quelli delle curve sperimentali (e ciò si traduce in simili tempi di rilascio dei freni e, quindi, in una simulazione più realistica della variazione delle forze longitudinali interne al convoglio, nel tempo) ed, infatti, i carri ricevono il segnale di sfrenatura completa dopo pressoché gli stessi lassi di tempo dei corrispettivi carri della prova sperimentale. Se si analizzano invece i valori istante per istante, si possono notare che

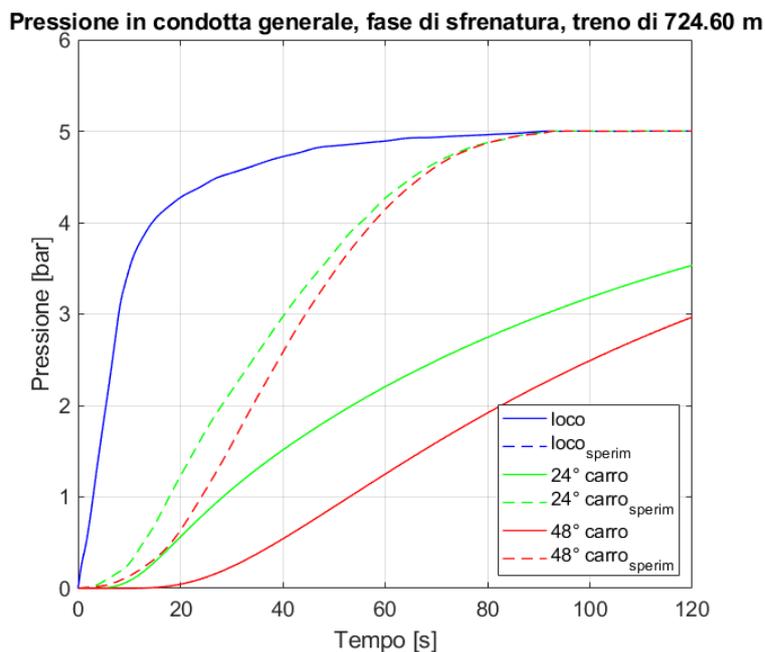


Figura 6.5: Confronto tra gli andamenti simulati dal modello e gli andamenti sperimentali, relativi ad un rilascio completo dei freni dopo frenata d'emergenza, in "condotta bianca".

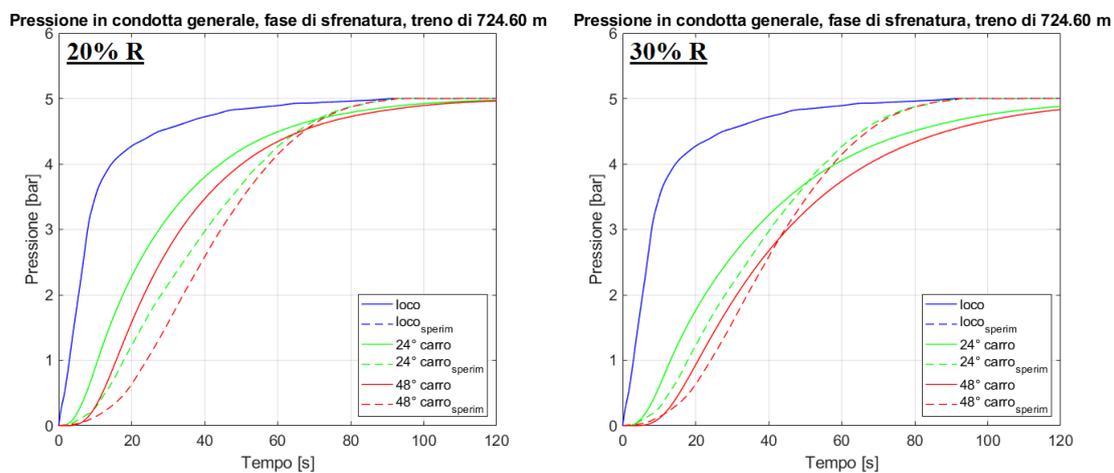


Figura 6.6: Confronti tra gli andamenti simulati dal modello e gli andamenti sperimentali, relativi ad un rilascio completo dei freni dopo frenatura d'emergenza, in "condotta bianca" (con fattore correttivo per R pari a 0,2 e 0,3).

permangono alcune discordanze. Nel grafico di destra, relativo invece al fattore correttivo 0,3, le discordanze tra i valori sono meno marcate, ma si nota che alla fine del tempo di

simulazione alcuni tratti di condotta non si trovano perfettamente al valore di 5 bar. La Figura 6.7 raccoglie gli scarti assoluti, nel tempo, tra l'andamento di pressione risultante del modello e l'andamento sperimentale; ogni caso mostrato corrisponde ad un test con un differente fattore correttivo per la resistenza R. Come nella validazione precedente, inoltre, anche qui non viene illustrata la curva per la locomotiva (che ha un andamento imposto e quindi avrebbe scarto nullo). Oltre ai casi già riportati nella Figura 6.6, qui sono presenti

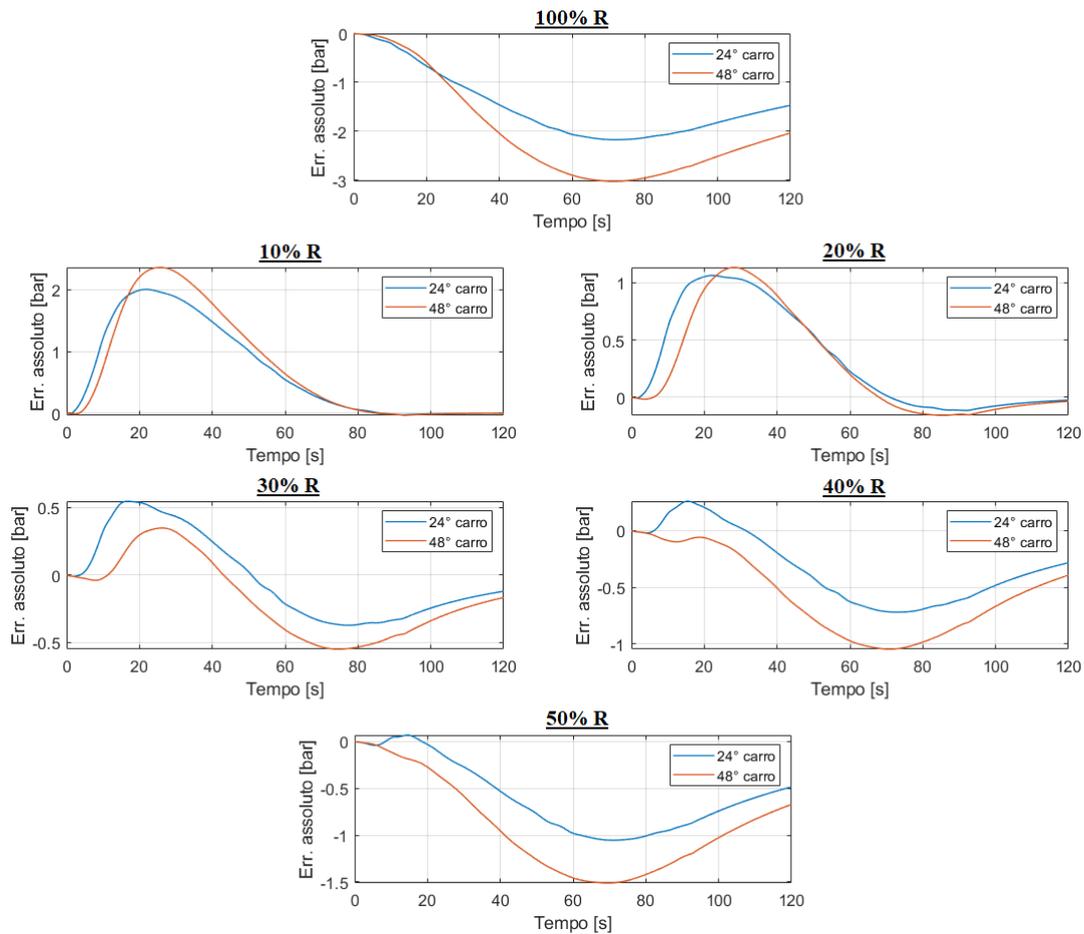


Figura 6.7: Confronto tra gli errori assoluti ( $p$  simulata- $p$  sperimentale), relativi ad un rilascio completo dei freni dopo frenata d'emergenza, in "condotta bianca" (al variare del fattore correttivo per R) per il treno di 700 m.

anche i test di fattore correttivo pari a 0,1, a 0,4 e 0,5. Dalla figura si può notare che riducendo il parametro resistivo di un ordine di grandezza, lo scarto massimo decresce da 3 bar a 2 bar circa. Come accennato in precedenza, il test con fattore 0,3 ha discordanze minori rispetto a quello con 0,2 (lo scarto massimo è pari a 0,5 bar per il primo ed 1 bar per il secondo), mentre con il fattore 0,4 si ottengono prestazioni simili a quelle del fattore 0,2. In generale, questi ultimi tre test risultano i più promettenti perché, al netto del picco

dell'errore massimo, si può notare che, per buona parte della simulazione, gli andamenti risultanti del modello si avvicinano notevolmente, con scarti che mediamente hanno un valore minore di 1 bar.

La validazione della condotta generale continua con il confronto rispetto ad una seconda prova sperimentale, riportata nello studio [8]. Essa riguarda un treno composto da 50 carri, più la locomotiva, per una lunghezza complessiva di quasi 1200 m, il quale esegue una manovra di frenatura d'emergenza, in condizioni standard (con un singolo rubinetto di comando, posto alla testa del convoglio). I dettagli del treno vengono riportati nella Tabella B.2 (vedere Appendice B). Gli andamenti sono rappresentati con delle linee tratteggiate nella Figura 6.8; nello specifico, lo studio evidenzia tre curve, cioè quella relativa alla locomotiva, quella al carro 25° e quella al carro 50° (ultimo carro). Rispetto ai casi precedenti, qui la condotta generale viene analizzata nella situazione in cui è collegata ai distributori ed alle camere acceleratrici, come testimoniano le rapide cadute iniziali di pressione che si vedono nella figura, dovute proprio al riempimento delle stesse. Nella fi-

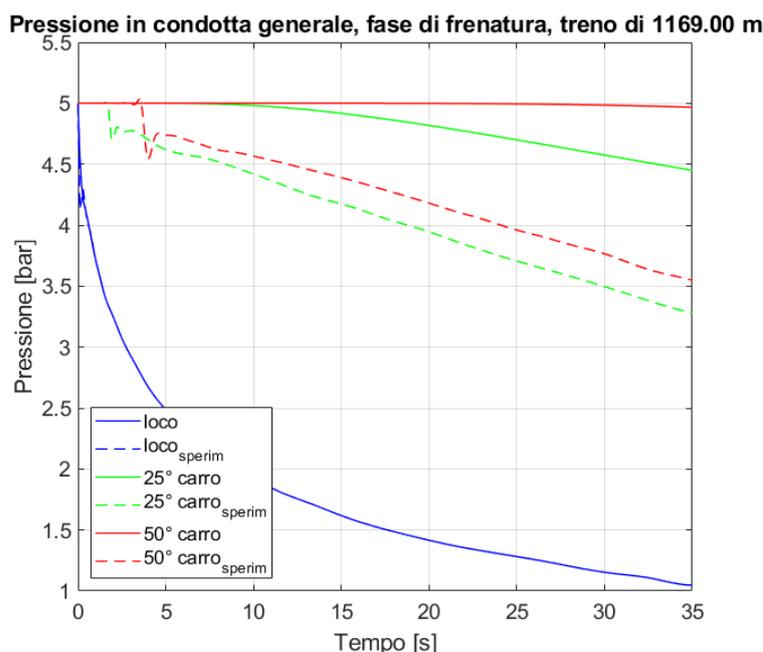


Figura 6.8: Confronto tra gli andamenti simulati dal modello e gli andamenti sperimentali, relativi ad una frenata d'emergenza.

gura, vengono rappresentati tramite linee continue gli andamenti risultanti ottenuti con il modello: per poter essere confrontati con gli andamenti sperimentali, essi vengono ottenuti imponendo in input simili condizioni, ossia le stesse lunghezze dei singoli carri (vedere la Tabella B.2), un diametro di condotta pari a 32 mm, il tempo di simulazione pari a 35 s e il comportamento della pressione noto alla locomotiva e uguale a quello sperimentale (come testimonia la perfetta sovrapposizione delle curve). Anche in questo caso, il modello approssima correttamente il comportamento decrescente delle curve di pressione, tuttavia

lo fa con una velocità diversa, accumulando un notevole ritardo. Questo è ben visibile, ad esempio, per l'ultimo carro (curve rosse) che sperimentalmente raggiunge la pressione di 3,5 bar alla fine del tempo di simulazione (e ciò si traduce in un segnale di frenata completa per il distributore) mentre per lo stesso carro - ma simulato dal modello - si ha che la pressione è pressoché rimasta al valore di 5 bar dopo lo stesso tempo. In altre parole, mentre nel caso reale sono sufficienti 35 secondi perché tutti i carri ricevano il segnale di frenata completa, nel treno simulato invece, dopo lo stesso tempo, più di metà dei carri devono ancora ricevere il segnale e non stanno frenando. Mantenendo la stessa ipotesi della validazione precedente, sono state effettuate diverse prove in cui è stato aggiunto un fattore correttivo al parametro resistivo. Nella Figura 6.9 vengono confrontati gli andamenti

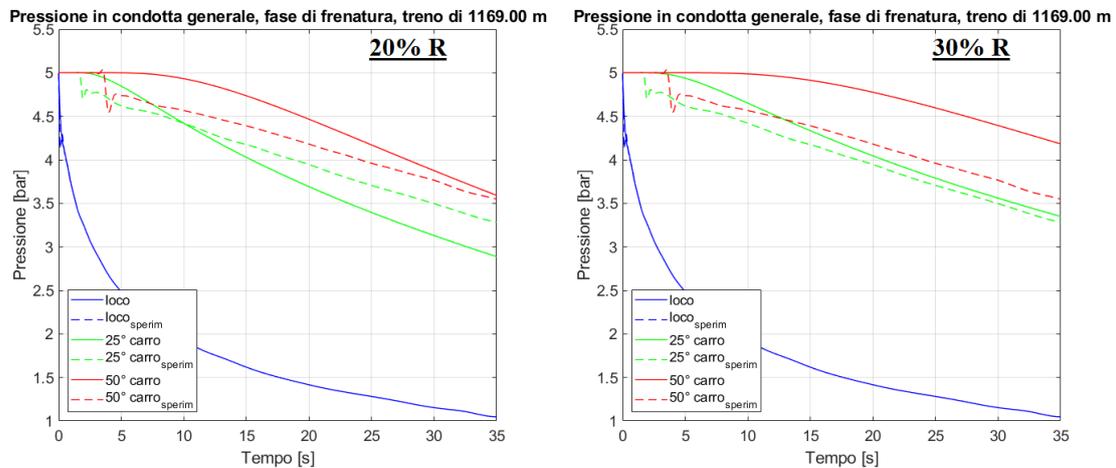


Figura 6.9: Confronti tra gli andamenti simulati dal modello e gli andamenti sperimentali, relativi ad una frenatura d'emergenza, con distributori attivi (con fattore correttivo per R pari a 0,2 e 0,3).

sperimentali con quelli simulati, dopo aver applicato rispettivamente il fattore 0,2 (grafico di sinistra) e 0,3 (grafico di destra), che nelle prove precedenti avevano portato i risultati migliori. Per completezza, nella Figura 6.10 vengono rappresentati i risultati di tutti i test (con fattori correttivi che sono stati variati da 0,1 a 0,5) e del caso senza fattore correttivo, tramite gli andamenti dell'errore assoluto nel tempo. In quest'ultima figura è evidente che l'accuratezza del modello nel descrivere il comportamento reale è maggiore proprio nei due casi con fattore 0,2 e 0,3: lo scostamento massimo qui è pari a 0,5 bar, mentre negli altri test è circa il doppio. Nello specifico, per il test con fattore 0,2 si ha che alla fine del tempo di simulazione tutti i carri hanno ricevuto il segnale di frenatura; per l'ultimo carro, inoltre, si nota una buona fedeltà del modello con la curva sperimentale (vedere la Figura 6.9), al netto della prima depressione iniziale, che nel modello non è riproducibile, poiché esso non comprende la descrizione delle camere acceleratrici. Il test con fattore 0,3 risulta altrettanto interessante, soprattutto perché si riesce meglio a riprodurre il comportamento dei carri di mezzo (come il carro 25°, cioè la curva verde in Figura 6.9) anche se, alla fine della simulazione, vi è un certo ritardo del segnale per la coda del convoglio.

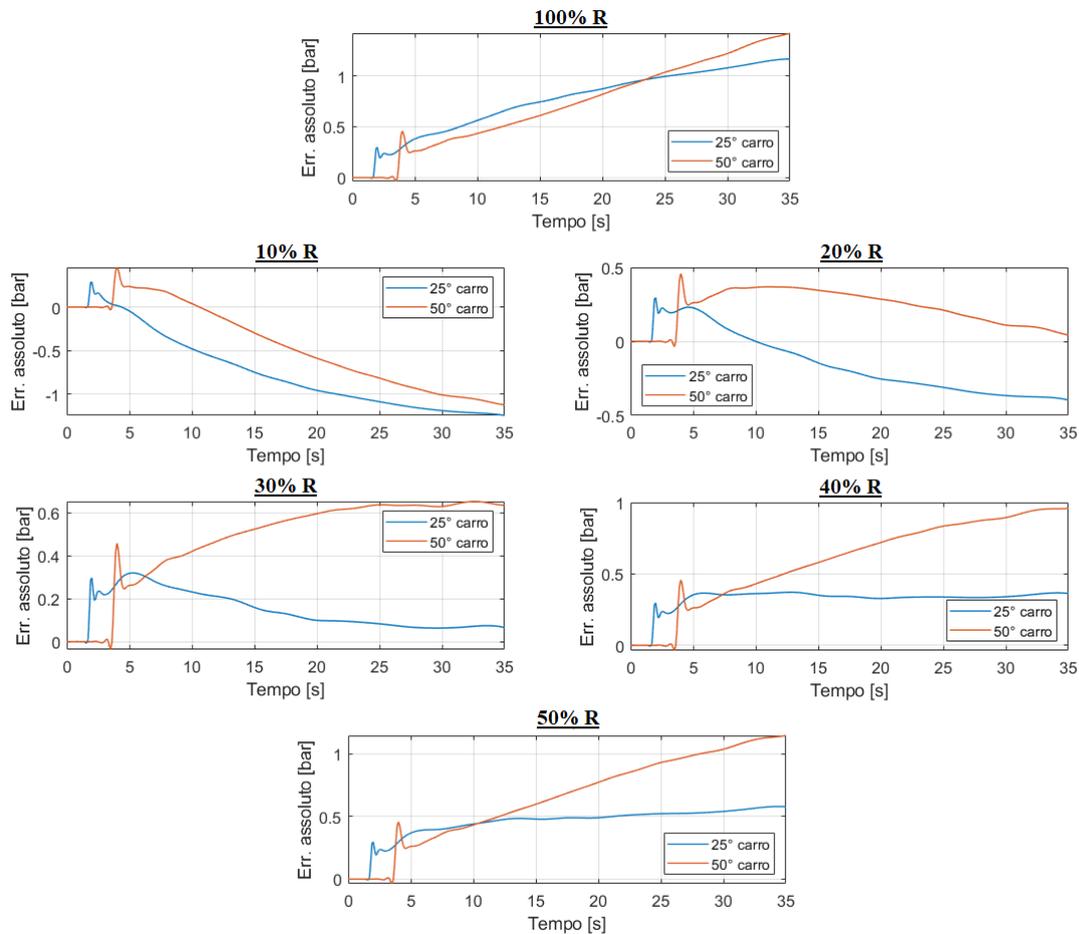


Figura 6.10: Confronto tra gli errori assoluti ( $p$  simulata- $p$  sperimentale), relativi ad una frenata d'emergenza, con distributori attivi (al variare del fattore correttivo per  $R$ ) per il treno di 1200 m.

Infine, segue una terza prova di validazione della condotta, che consiste in un confronto con gli andamenti sperimentali di una frenata d'emergenza, in condizioni standard (con un singolo rubinetto di comando, posto alla testa del convoglio) e con distributori attivi. Questi andamenti sono stati tratti dallo studio [34]. Come prima, vengono imposte le stesse condizioni delle prove sperimentali come input per le simulazioni del modello, che in questo caso sono un tempo di simulazione pari a 80 secondi, un diametro della condotta di 32 mm e il comportamento della pressione per la locomotiva. Inoltre, è stato imposto che ogni carro simulato abbia la stessa lunghezza della sua controparte del treno dell'analisi sperimentale: tutti i valori vengono riportati nella Tabella B.3 (vedere Appendice B). Si tratta di un treno di circa 600 m, che di fatto deriva da quello analizzato nella prova precedente (vedere anche Tabella B.2), poiché corrisponde alla prima metà di quel convoglio. La Figura 6.11 mette a confronto gli andamenti di pressione nei tratti di condotta simulati dal modello

(linee continue) con quelli sperimentali tratti dallo studio (linee tratteggiate). Lo studio

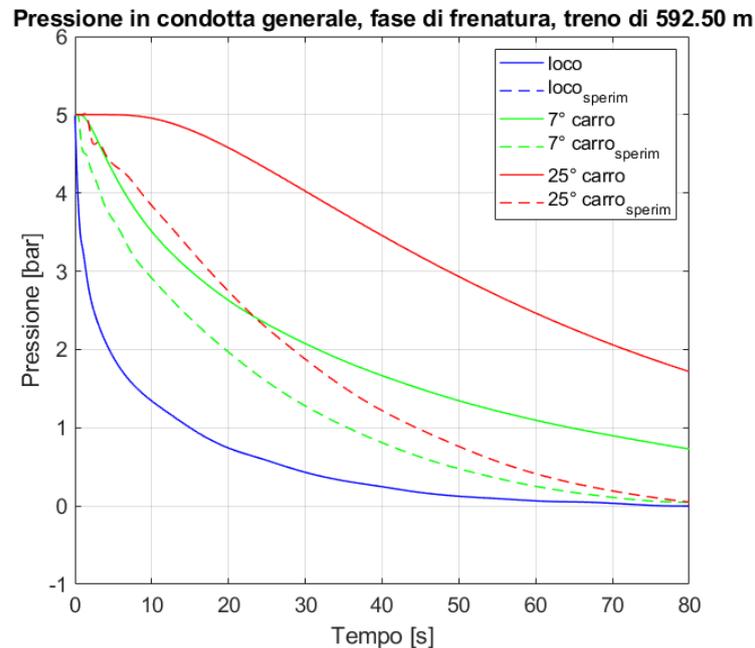


Figura 6.11: Confronto tra gli andamenti simulati dal modello e gli andamenti sperimentali, relativi ad una frenata d'emergenza, con distributori attivi.

riporta andamenti alla locomotiva (che nella figura viene rappresentato con il colore blu e coincide perfettamente con quello simulato, essendo stato posto come condizione nota nella simulazione stessa), al 2° carro (qui non riportato perché, essendo molto prossimo al precedente, non aggiunge informazioni rilevanti), al 7° carro (raffigurato con il colore verde) e quello dell'ultimo carro (25° carro, che invece viene rappresentato con il colore rosso). Anche in questo caso, il modello base riesce a riprodurre gli andamenti decrescenti ma lo fa con differenze nei valori, cioè con un ritardo. Seguendo l'ipotesi iniziale, sono stati testati vari valori di un fattore correttivo per la resistenza, ma nella Figura 6.12 vengono riportati soltanto le prove con fattore pari rispettivamente a 0,2 e 0,3, risultando questi i valori più promettenti nelle precedenti prove di validazione. Dalla figura si può notare che sia con l'uno che con l'altro fattore si raggiungono risultati ottimali in termini di fedeltà del modello rispetto al comportamento reale dell'aria, con l'andamento relativo al fattore 0,2 (grafico di sinistra) che presenta un leggero anticipo. Gli scostamenti (espressi come errore assoluto nel tempo) tra le curve simulate e quelle sperimentali sono riportati nella Figura 6.13, insieme a quelli per tutti gli altri casi testati, per completezza. Nel caso del modello base, si vede che le differenze massime tra gli andamenti stanno nell'intorno dei 2 bar; la figura conferma, inoltre, l'ottimo risultato dei test con parametro resistivo al 20% ed al 30% (rispetto al modello base). Per il primo, si nota un errore assoluto massimo nell'intorno di 0,5 bar, mentre per il secondo diminuisce ulteriormente, non superando mai quel valore. Bisogna citare anche il caso di fattore correttivo 0,4, che permette di ottenere

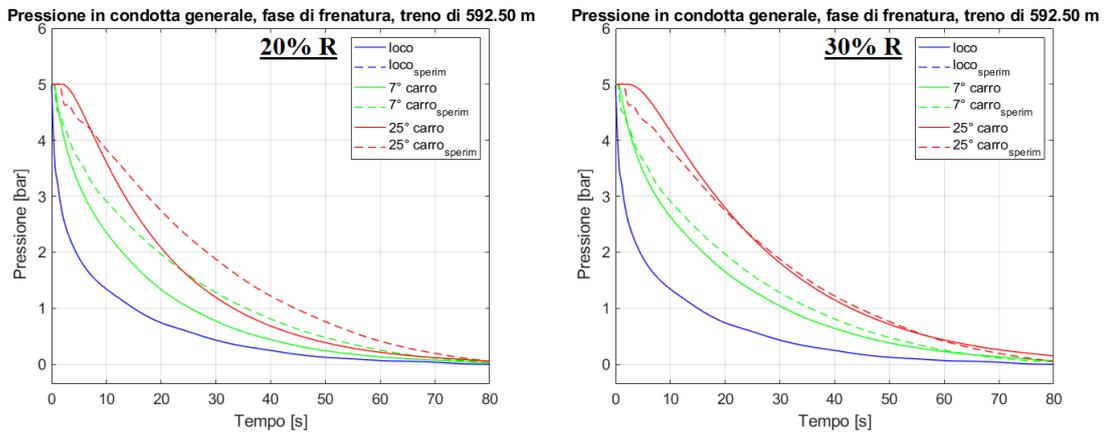


Figura 6.12: Confronti tra gli andamenti simulati dal modello e gli andamenti sperimentali, relativi ad una frenata d'emergenza, con distributori attivi (con fattore correttivo per  $R$  pari a 0,2 e 0,3).

comunque buoni risultati (errore assoluto massimo nell'intorno di 0,6 bar).

La Tabella 6.1 riporta una sintesi dei risultati delle tre prove di validazione del modello della condotta generale. Le analisi parametriche eseguite nei diversi casi hanno permesso di selezionare alcuni fattori di correzione (definiti come "promettenti" in tabella) che consentono le maggiori riduzioni dell'errore assoluto e, quindi, validare il modello. I valori degli errori assoluti massimi che compaiono in tabella si riferiscono sempre all'ultimo carro di quella specifica prova di validazione, e sono presi in valore assoluto. Ciò che si può vedere

	<i>Prova di validazione</i>	<i>Err. assoluto max (prima)</i> [bar]	<i>Fattori di correz. per R promettenti</i>	<i>Err. assoluto max (dopo)</i> [bar]
<b>I) Treno 700 m</b>	Frenatura d'emergenza in "condotta bianca"	2,36	0,2	0,63
			0,3	0,34
			0,4	0,66
	Sfrenatura completa in "condotta bianca"	3,02	0,2	1,14
			0,3	0,55
			0,4	1,05
<b>II) Treno 1200 m</b>	Fren. d'emergenza con distributori	1,42	0,2	0,46
			0,3	0,65
			0,4	0,65
<b>III) Treno 600 m</b>	Frenatura d'emergenza con distributori attivi	2,24	0,2	0,70
			0,3	0,48
			0,4	0,64

Tabella 6.1: Risultati delle prove di validazione del modello della condotta generale (relativi all'ultimo carro).

dalla tabella è che, nelle prove effettuate, i fattori ottimali sono sempre compresi nello stesso intervallo  $0,2 \div 0,3$  (o anche  $0,2 \div 0,4$ ). Inoltre, tra i fattori testati, soltanto il fattore 0,3 consente di ottenere errori assoluti massimi  $< 1$  bar e, quindi, potrebbe essere designato

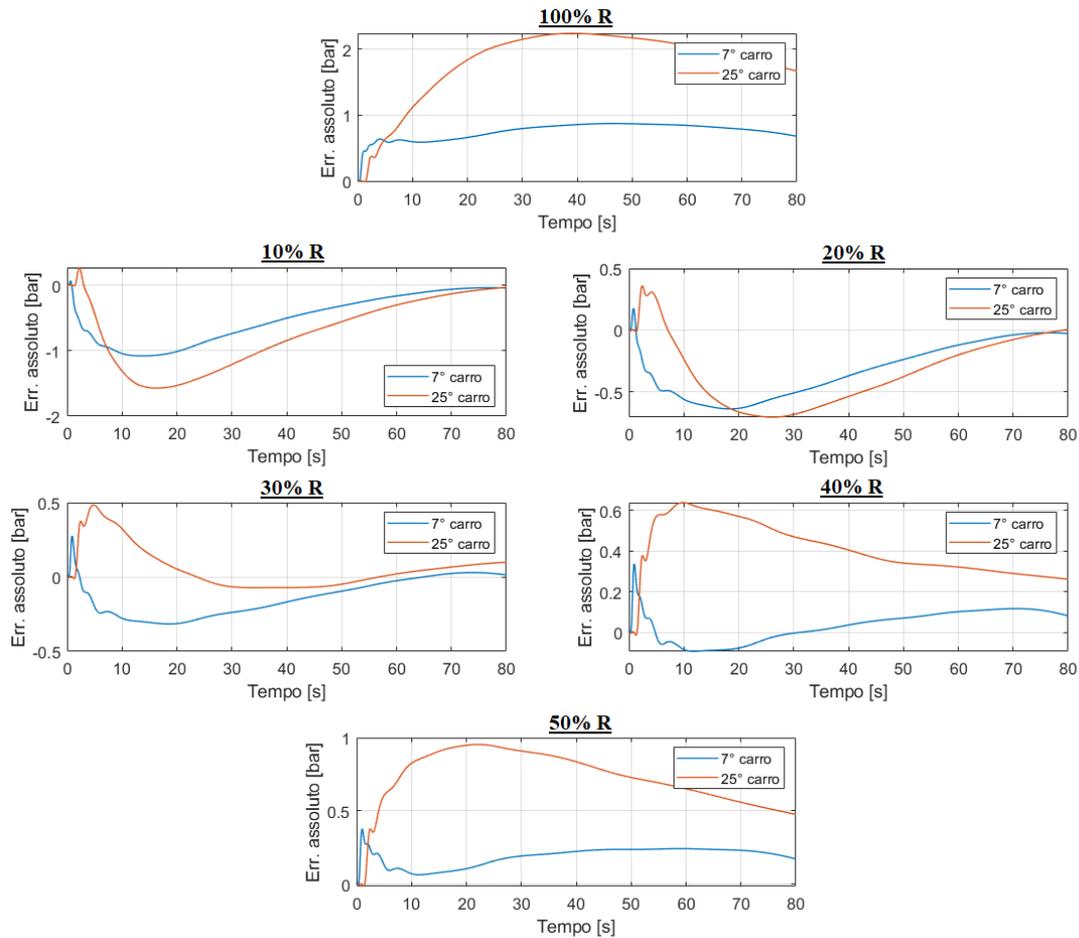


Figura 6.13: Confronto tra gli errori assoluti ( $p_{\text{simulata}} - p_{\text{sperimentale}}$ ), relativi ad una frenata d'emergenza, con distributori attivi (al variare del fattore correttivo per  $R$ ) per il treno di 600 m.

come fattore ottimale. Un'ulteriore analisi parametrica alla seconda cifra decimale, che stavolta si concentri solo sull'intorno dei fattori promettenti, potrebbe perfezionare i risultati e contenere gli errori. Bisogna specificare che saranno sempre presenti delle discordanze tra il comportamento reale ed il modello della condotta, poiché questo contiene delle limitazioni. Ad esempio, anche nel caso del comportamento in "condotta bianca" (che più si avvicina alle condizioni in cui opera il modello), esso non può simulare correttamente i tratti di condotta di collegamento tra due veicoli adiacenti; versioni successive e più complete del modello potranno permettere di ottenere risultati più ottimali, ma per questo si rimanda al Capitolo 7.

## 6.2 Validazione del modello del cilindro freno

Il modello del cilindro freno ha come input la pressione in uscita dal distributore, che a sua volta dipende dalla pressione nella condotta generale (vedere il sottoparagrafo 4.2.3). Inoltre, il modello richiede il settaggio di alcuni parametri costruttivi, come il diametro dell'ugello che collega il distributore con il cilindro, il diametro del cilindro stesso e la corsa del pistone (quest'ultimo dato è necessario, insieme al diametro, per calcolare il volume del cilindro stesso). Risulta chiaro che un'analisi parametrica non sarebbe possibile con tutte queste fonti di variabilità: per questo motivo, per poter procedere nella validazione, viene imposto l'andamento della pressione nella condotta generale (pari a quello sperimentale) e vengono analizzati gli effetti della variazione degli altri parametri. Nello specifico, ci si è concentrati sul diametro dell'ugello  $d_{ugello}$  e sul diametro del cilindro freno  $d_{CF}$  (che ne distingue la dimensione, e quindi la tipologia). Riguardo alla corsa del pistone  $h_{CF}$ , essa di fatto tipicamente varia in base dimensione del cilindro, e quindi è legata al valore del diametro (perciò non è stata considerata una variabile indipendente). In generale questi parametri possono assumere soltanto delle misure standardizzate e comprese entro certi limiti, alcuni dei quali già riportati nel paragrafo 2.1.1: ad esempio, il diametro del cilindro freno può variare nell'intervallo  $6 \div 16$ " ( $\sim 150 \div 406$  mm), la corsa del pistone varia tra  $35 \div 220$  mm mentre il diametro dell'ugello tra  $10 \div 20$  mm. Nella Tabella 6.2 viene riportato un esempio che lega la variazione della corsa del pistone con quella del diametro, a seconda appunto della tipologia di cilindro freno. Poiché sono ignoti i parametri costruttivi

<b>Tipologia di cilindro freno</b>	$d_{CF}$ ["]	$d_{CF}$ [m]	$h_{CF}$ [m]
<i>Molto piccolo</i>	6	0,150	0,075
<i>Piccolo</i>	8	0,203	0,100
<i>Medio</i>	10	0,254	0,130
<i>Medio-grande</i>	12	0,305	0,150
<i>Grande</i>	16	0,406	0,220

Tabella 6.2: Esempi di parametri costruttivi del cilindro freno in base alla tipologia.

della tipologia di cilindro freno utilizzata nelle prove sperimentali (così come quelli dell'ugello), per ogni prova di validazione verrà presentata una doppia analisi parametrica, che indagherà gli effetti che ha la variazione del  $d_{CF}$  (e quindi di  $h_{CF}$ , mantenendo costante il diametro dell'ugello) e la variazione di  $d_{ugello}$  (mantenendo costante il diametro del cilindro) sul comportamento della pressione nel cilindro freno simulato.

La validazione del modello del cilindro freno inizia dalla prova sperimentale contenuta nello studio [8] e già utilizzata come seconda prova di validazione per il modello della condotta generale (treno di 1200 m). Essa infatti riporta non solo il comportamento della pressione nei tratti di condotta, bensì anche quello nei relativi cilindri freno, durante una manovra di frenatura d'emergenza; questa prova sperimentale viene illustrata nella Figura B.1 (vedere Appendice B). In quest'ultima, le curve di interesse sono soltanto quelle di colore rosso, che si riferiscono al caso "standard", ossia del treno con un singolo rubinetto di comando, posto alla testa del convoglio: questo caso è stato scelto proprio perché risulta il più simile alle condizioni operative del modello. Per chiarezza di lettura, ci si focalizzerà sempre su un unico cilindro freno, ossia quello presente sulla locomotiva. Bisogna specificare

che molto spesso, nei treni reali, il sistema frenante della locomotiva (e le sue componenti, come il cilindro freno) differisce da quello presente sui carri: le prove sperimentali e le prove simulate sono state condotte trattando la locomotiva allo stesso modo degli altri carri (ipotizzando quindi che abbia a bordo un solo cilindro freno, come tutti gli altri rotabili, e che sia della stessa tipologia). Come accennato, il suo andamento di pressione dipende da quello nel modello della condotta - che è stato imposto pari a quello sperimentale - e da alcuni parametri costruttivi. Nella Figura 6.14, con la linea continua, viene illustrato l'andamento della pressione nel cilindro freno della locomotiva avendo in input l'andamento sperimentale della pressione in condotta generale, un  $d_{CF}$  pari a 10" ( $\sim 254$  mm, e di conseguenza  $h_{CF}$  pari a 130 mm dalla Tabella 6.2) ed un  $d_{ugello}$  pari a 14 mm: questa viene considerata la situazione di base per le successive analisi parametriche. L'andamento

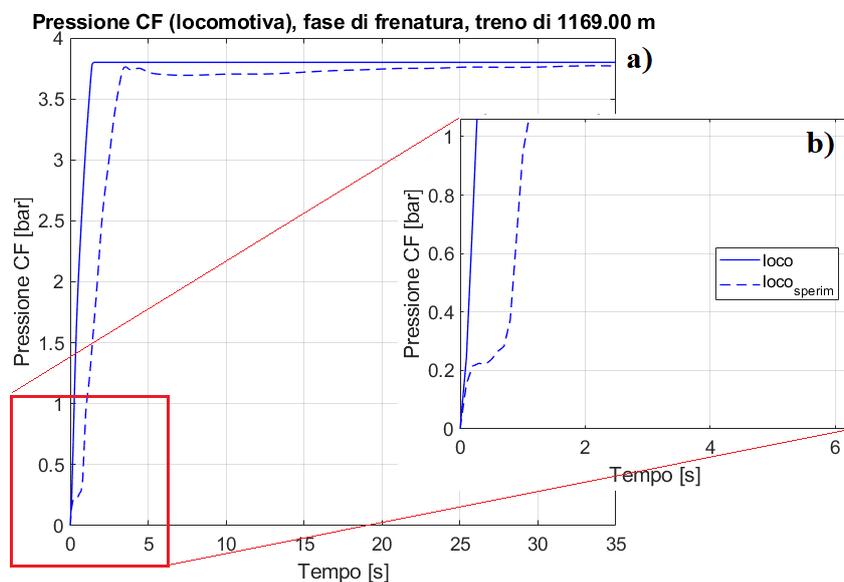


Figura 6.14: Confronto tra gli andamenti simulati dal modello e gli andamenti sperimentali per il cilindro freno, relativi ad una frenata d'emergenza: a) grafico della prova completa, b) ingrandimento sugli istanti iniziali.

sperimentale di confronto è rappresentato tramite una linea tratteggiata: si può notare che il modello e la prova sperimentale hanno in comune un simile comportamento crescente ma che differiscono sui valori, per poi saturare entrambi alla pressione di 3,8 bar. Questo scostamento è principalmente causato dal fatto che, come si vede dall'ingrandimento del grafico b) in figura, le prove sperimentali tengono conto dell'azione del dispositivo di primo tempo (vedere sottoparagrafo 2.1.1) mentre il modello non lo contempla. Nello specifico, il modello del distributore consentirebbe di simulare tale dispositivo, tuttavia il cilindro freno viene considerato un volume fisso e non permette quindi di simulare adeguatamente la fase di accostamento dei ceppi sulle ruote (che è la prima parte dell'azione del dispositivo di primo tempo). L'obiettivo delle analisi parametriche - e quindi della validazione - sarà quello di ottenere un'impostazione più corretta del modello, perché possa simulare

più fedelmente soprattutto la seconda parte dell'andamento sperimentale (ossia nella fase in cui il dispositivo decelera l'aumento di pressione e la curva cambia di pendenza, circa dopo  $t = 1$  s nel grafico b). La prima analisi parametrica si concentra sugli effetti della variazione della tipologia di cilindro freno (e quindi della variazione diametro del cilindro stesso e della corsa del pistone) mantenendo costante il diametro dell'ugello di alimentazione. Poiché dalla Figura 6.14 si nota che la crescita della pressione nel modello è più veloce della controparte sperimentale, s'ipotizza che quest'ultima abbia utilizzato dei cilindri di volume maggiore, che necessitano di più tempo per essere caricati. Nella Figura 6.15 vengono mostrati i risultati dei test con l'aumento di volume. Nello specifico, nel grafico di

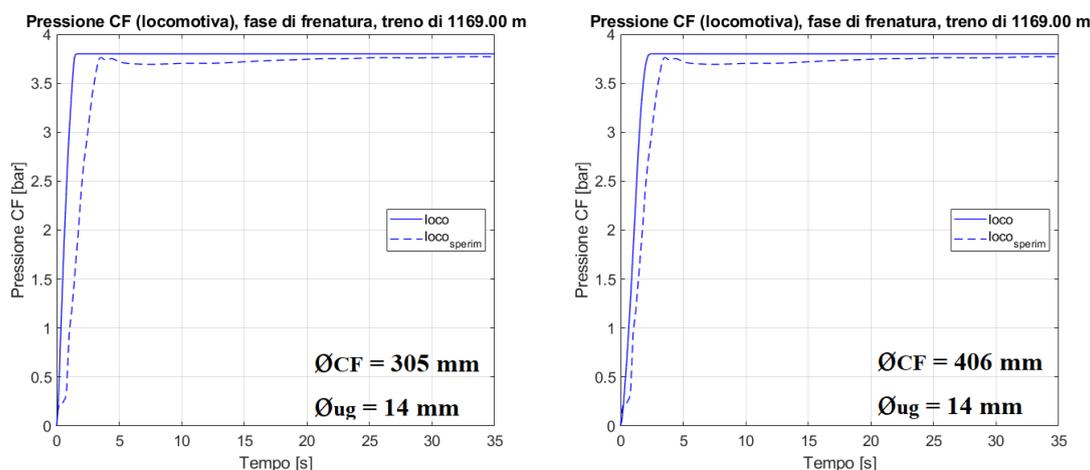


Figura 6.15: Confronti tra gli andamenti simulati dal modello e gli andamenti sperimentali per il cilindro freno, relativi ad una frenata d'emergenza: casi con  $d_{CF} = 12''$  ( $h_{CF} = 150$  mm) e  $d_{CF} = 16''$  ( $h_{CF} = 220$  mm).

sinistra è rappresentata la tipologia di cilindro denominata "Medio-grande" nella Tabella 6.2, mentre nel grafico di destra quella denominata "Grande"; si può notare che l'ipotesi sembra corretta, poiché un aumento di volume consente di ottenere curve simulate che approssimano meglio il comportamento reale dell'aria. Per confermare e poter quantificare questa considerazione, si rimanda alla Figura 6.16, che rappresenta gli scostamenti tra i due andamenti in termini di errore assoluto istante per istante. Nella figura, in alto viene rappresentata la situazione di base, nella parte sinistra sono riportati i test con aumento del volume del cilindro mentre nella parte destra quelli con diminuzione del volume del cilindro, per completezza. Proprio in questi ultimi, non si osserva un miglioramento, segno che l'ipotesi è corretta; per quanto riguarda i test con aumento del volume (gli stessi già mostrati in Figura 6.15) si può notare una riduzione dell'errore rispetto proprio alla seconda parte dell'andamento sperimentale (quella compresa tra il cambio di pendenza e il raggiungimento del limite superiore), con valori che passano dai circa 2,3 bar iniziali ai circa 1,4 bar con  $d_{CF} = 12''$  ( $\sim 406$  mm). La seconda analisi parametrica indaga gli effetti della variazione della sezione del condotto di alimentazione del cilindro freno (e quindi della variazione del diametro dell'ugello) mantenendo costante il volume interno del cilindro

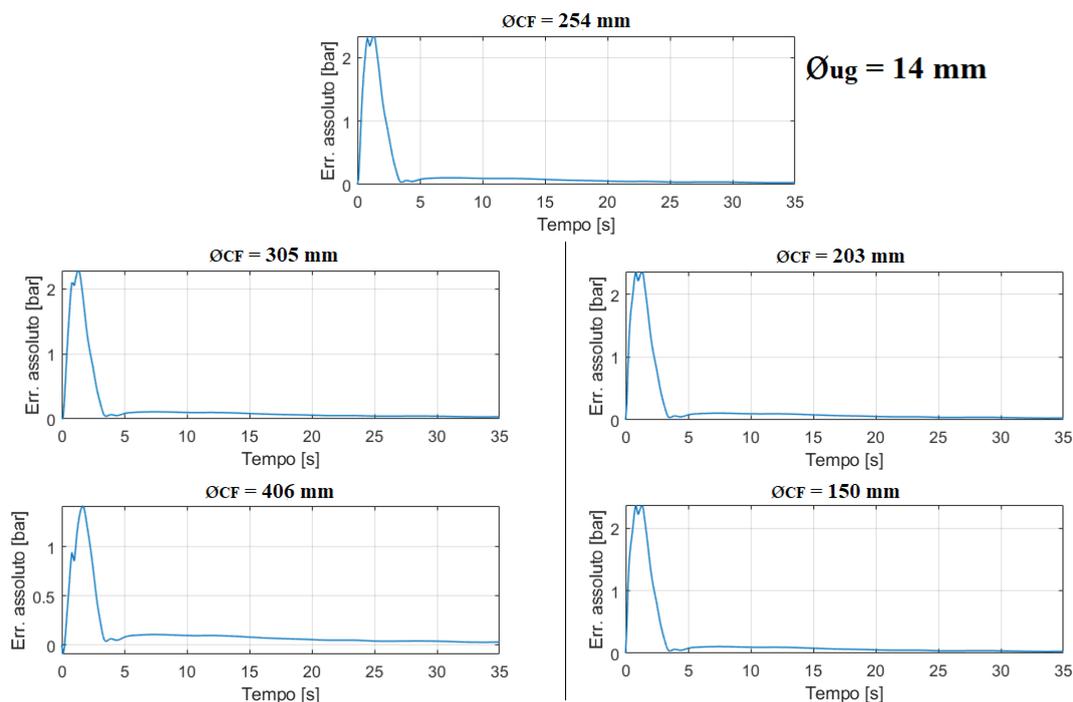


Figura 6.16: Confronto tra gli errori assoluti ( $p$  simulata- $p$  sperimentale del cilindro freno), relativi ad una frenata d'emergenza, (al variare di  $d_{CF}$ ) per la locomotiva (treno di 1200 m).

stesso. Dato che la curva simulata in Figura 6.14 è in anticipo rispetto a quella sperimentale corrispondente, qui l'ipotesi è che nello studio sia stato considerato un condotto di sezione minore, che quindi costituisce una resistenza maggiore al flusso di aria, rallentando il riempimento del cilindro. Sono stati svolti dei test decrementando il diametro dell'ugello, e la Figura 6.17 ne riporta i risultati in termini di pressione nel tempo, mentre la Figura 6.18 in termini di errore assoluto (rispetto all'andamento sperimentale). In quest'ultima figura, per completezza, vengono anche rappresentati dei test con incremento di  $d_{ugello}$  e vengono riportati nella parte destra (mentre nella parte sinistra appaiono quelli con diametro dell'ugello di alimentazione minore, ed in alto la situazione di base). Come si vede, la variazione della sezione del condotto di alimentazione non provoca effetti notevoli. I test con  $d_{ugello}$  minore ottengono risultati leggermente migliori, confermando l'ipotesi, ma si tratta di riduzioni dell'errore assoluto dell'ordine della prima cifra decimale.

La validazione del modello del cilindro freno prosegue con un confronto rispetto ad una prova sperimentale contenuta nello studio [34]. Essa riguarda il treno già utilizzato per la terza prova di validazione della condotta generale (treno da 600 m che esegue una manovra di frenatura d'emergenza); di questa, infatti, sono disponibili anche gli andamenti della pressione nei cilindri freno, come illustrato nella Figura B.2 (vedere Appendice B). Come nella prova precedente, verrà imposto l'andamento sperimentale di pressione, che costituisce un input del modello del cilindro freno, e ci si focalizzerà su un singolo andamento di

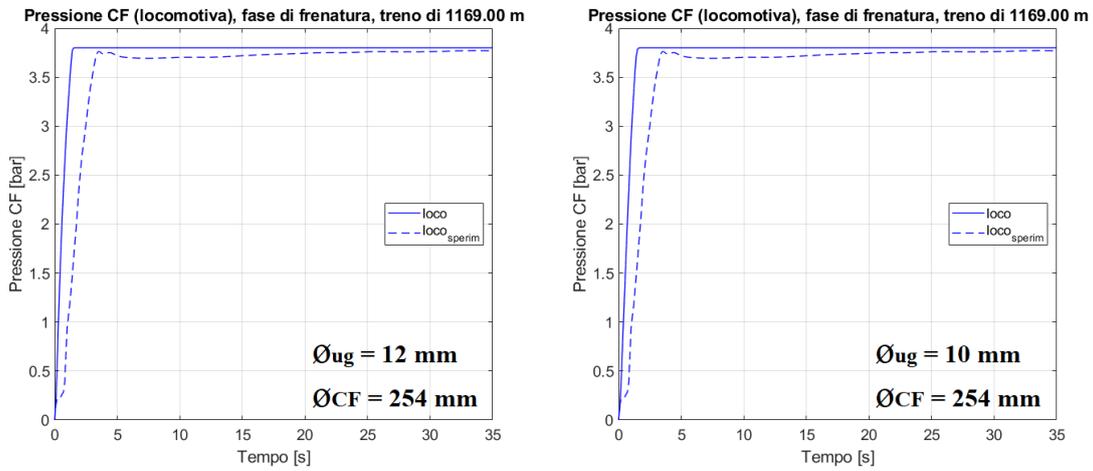


Figura 6.17: Confronti tra gli andamenti simulati dal modello e gli andamenti sperimentali per il cilindro freno, relativi ad una frenata d'emergenza: casi con  $d_{ugello} = 12$  mm e  $d_{ugello} = 10$  mm.

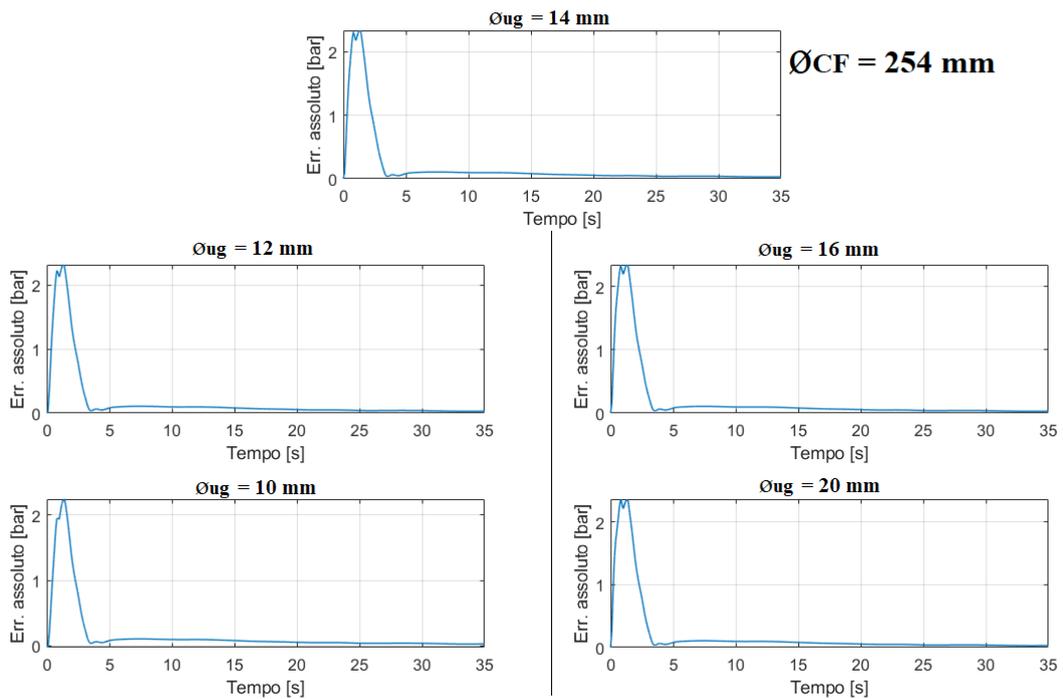


Figura 6.18: Confronto tra gli errori assoluti ( $p$  simulata- $p$  sperimentale del cilindro freno), relativi ad una frenata d'emergenza, (al variare di  $d_{ugello}$ ) per la locomotiva (treno di 1200 m).

pressione risultante (quello relativo alla locomotiva): nel far ciò, si eseguirà, come prima, una doppia analisi parametrica - variando prima il diametro del cilindro freno e poi il diametro dell'ugello - analizzandone gli effetti e validando il modello. È stato scelto, inoltre, lo stesso tempo di simulazione, pari a 17 s. La Figura 6.19 mostra la situazione di partenza per le analisi parametriche, dove  $d_{CF}$  è pari a 10" ( $\sim 254$  mm, e di conseguenza  $h_{CF}$  pari a 130 mm dalla Tabella 6.2) e  $d_{ugello}$  è pari a 14 mm. Nella figura, la linea continua

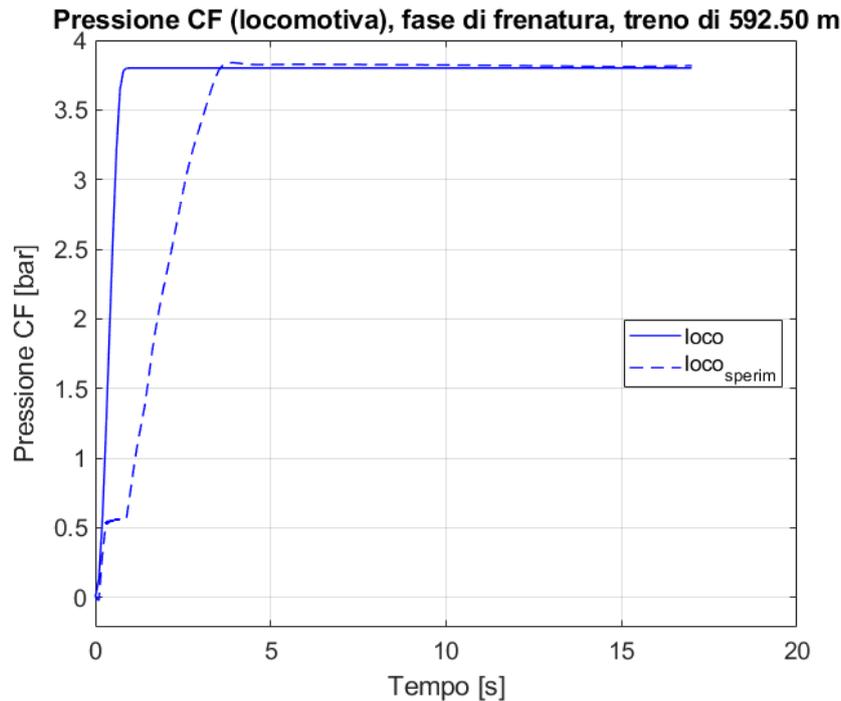


Figura 6.19: Confronto tra gli andamenti simulati dal modello e gli andamenti sperimentali per il cilindro freno, relativi ad una frenata d'emergenza.

mostra l'andamento della pressione nel cilindro freno della locomotiva (avendo come input l'andamento sperimentale della pressione in condotta generale), mentre la linea tratteggiata mostra il comportamento sperimentale dell'aria. Come prima, si nota che il modello riesce a riprodurre il comportamento corretto e crescente dell'aria nel cilindro freno, ma con una certa differenza tra i valori; nello specifico, la curva simulata si trova in anticipo rispetto all'altra. Si procede quindi con le stesse ipotesi del caso precedente, e quindi con la doppia analisi parametrica. La prima analisi riguarda la variazione di volume del cilindro freno (perciò  $d_{CF}$  e  $h_{CF}$ ); i risultati dei test a seguito dell'incremento di volume sono esposti nella Figura 6.20 (in forma di curve pressione-tempo). La parte di destra della Figura 6.21, invece, espone i risultati anche in caso di decremento del volume, per completezza; questi vengono rappresentati in termini di errore assoluto nel tempo. In quest'ultima figura, si nota che, rispetto a tutti gli altri, i test con aumento del volume (parte sinistra della figura stessa) consentono di ottenere risultati migliori in termini di riduzione dell'errore; infatti,

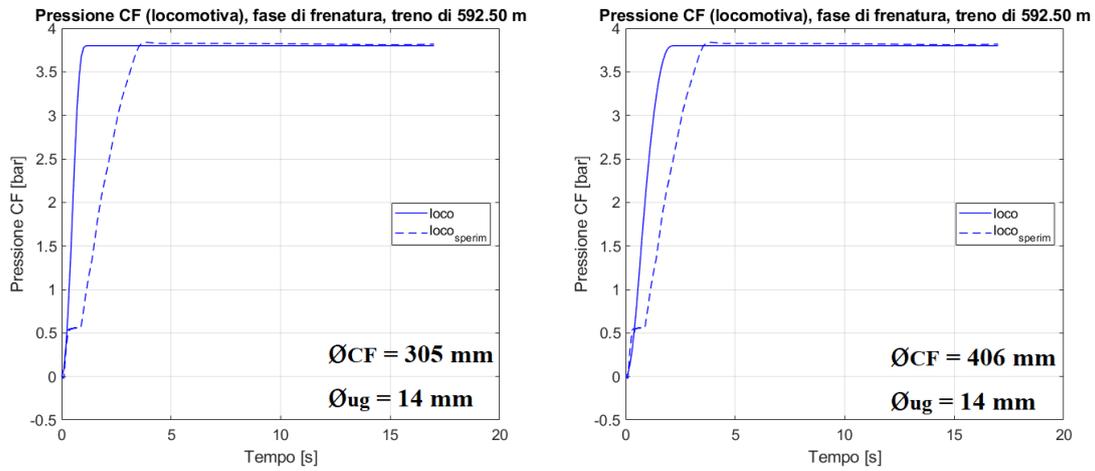


Figura 6.20: Confronti tra gli andamenti simulati dal modello e gli andamenti sperimentali per il cilindro freno, relativi ad una frenata d'emergenza: casi con  $d_{CF} = 12''$  ( $h_{CF} = 150$  mm) e  $d_{CF} = 16''$  ( $h_{CF} = 220$  mm).

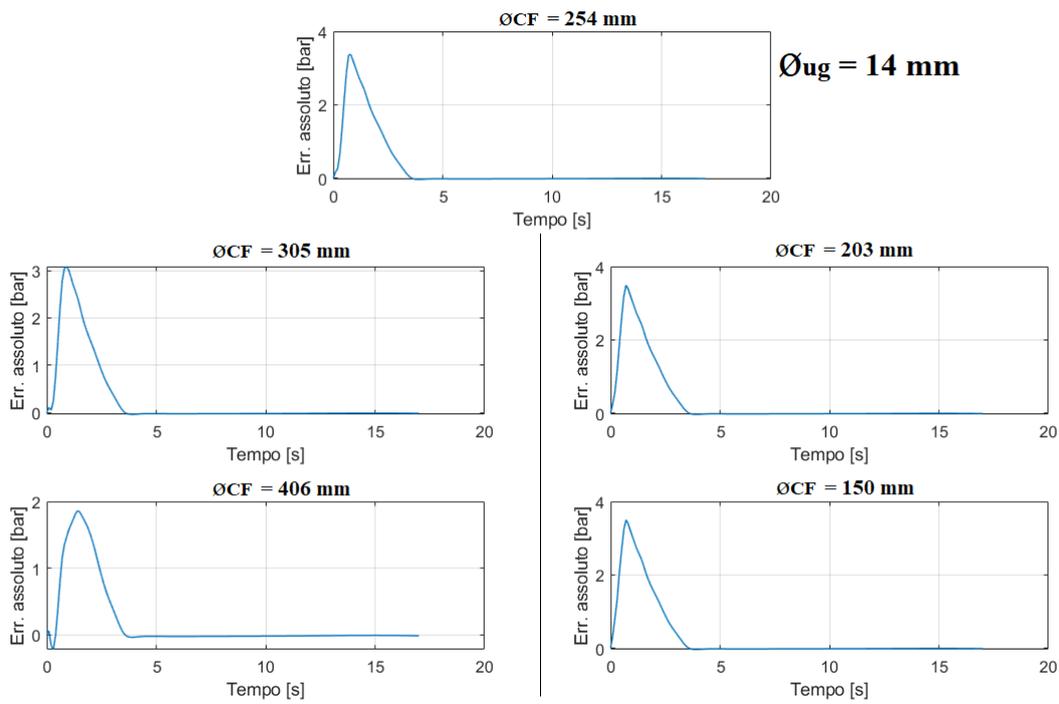


Figura 6.21: Confronto tra gli errori assoluti ( $p$  simulata- $p$  sperimentale del cilindro freno), relativi ad una frenata d'emergenza, (al variare di  $d_{CF}$ ) per la locomotiva (treno di 600 m).

un errore assoluto massimo nella situazione base di circa 3,4 bar (grafico in alto) viene ridotto a 3 bar con  $d_{CF} = 12''$  e infine a circa 1,9 bar con  $d_{CF} = 16''$ . L'ipotesi risulta confermata: un incremento del volume del cilindro freno potrebbe essere la giustificazione al fatto che le curve simulate si trovino in anticipo, se confrontate alle corrispettive curve sperimentali (un volume maggiore impiega più tempo per caricarsi di aria in pressione). È da tenere in conto sempre un certo scostamento, dato dal fatto che nelle prove sperimentali si tiene conto dell'effetto del dispositivo di primo tempo per la fase di accostamento dei ceppi (basti osservare il cambio di pendenza in Figura 6.19, che non è presente, invece, nel modello). La seconda analisi parametrica riguarda la variazione della sezione del condotto di alimentazione del cilindro freno (cioè la variazione di  $d_{ugello}$ ). Come prima, qui l'ipotesi che il ritardo delle curve sperimentali rispetto a quelle simulate sia causato dal fatto che le prime siano state ottenute considerando condotti con sezioni minori (che generano più resistenza al flusso in entrata al cilindro freno, rallentandone appunto il caricamento). Nella Figura 6.22 ci si focalizza sui risultati dei test con riduzione del diametro dell'ugello rispettivamente a 12 mm e 10 mm, mentre la Figura 6.23 riporta i risultati completi (compresi quelli dei test con aumento della sezione, nella parte destra della figura). Nei test

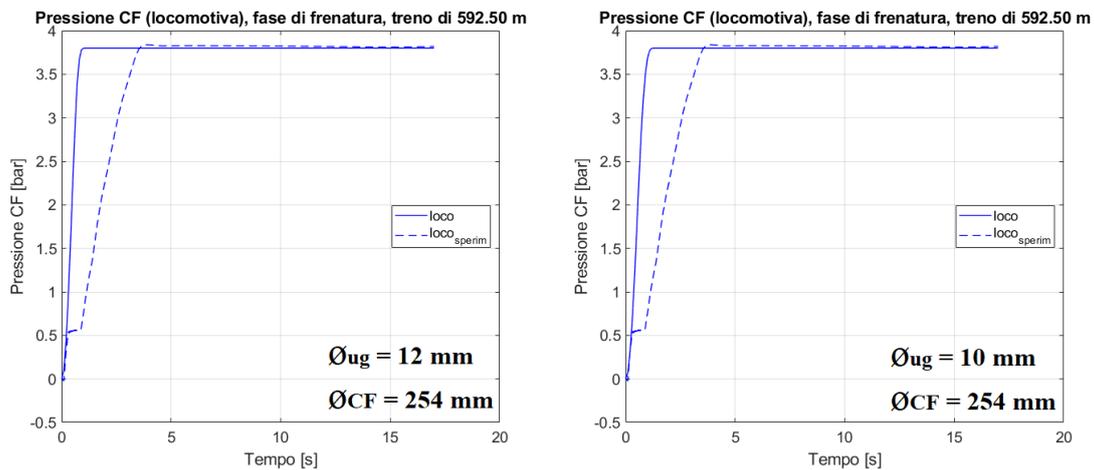


Figura 6.22: Confronti tra gli andamenti simulati dal modello e gli andamenti sperimentali per il cilindro freno, relativi ad una frenata d'emergenza: casi con  $d_{ugello} = 12$  mm e  $d_{ugello} = 10$  mm.

con decremento del  $d_{ugello}$  si ottengono dei risultati migliori che confermerebbero l'ipotesi: l'errore assoluto massimo, che si ricorda essere pari a circa 3,4 bar nella situazione iniziale (grafico in alto in Figura 6.23), infatti diminuisce a 3,3 bar (con  $d_{ugello} = 12$  mm) ed infine a 2,9 bar (con  $d_{ugello} = 10$  mm) - mentre nei test con incremento della sezione non si ottengono miglioramenti. Anche qui, come nella prova di validazione precedente, le riduzioni più consistenti dell'errore si ottengono grazie alla variazione del volume del cilindro freno, rispetto a quella della sezione; quest'ultima, infatti, porta ad una riduzione soltanto nell'intorno della prima cifra decimale.

La Tabella 6.3 riassume i risultati delle prove di validazione per il modello del cilindro freno. Le analisi parametriche (sia sul diametro del cilindro che sul diametro dell'ugello di

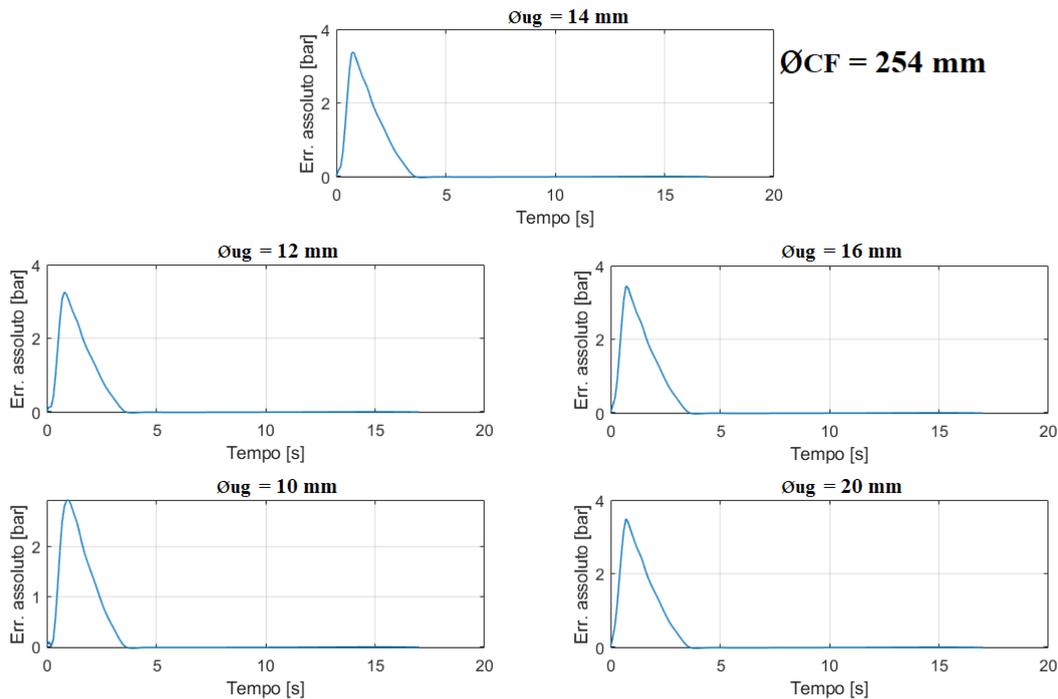


Figura 6.23: Confronto tra gli errori assoluti ( $p$  simulata- $p$  sperimentale del cilindro freno), relativi ad una frenata d'emergenza, (al variare di  $d_{ugello}$ ) per la locomotiva (treno di 600 m).

alimentazione) sono state necessarie per selezionare alcuni valori interessanti dal punto di vista della riduzione dello scostamento dal comportamento reale, che vengono riportati in tabella con la dicitura "promettenti". Come è stato già spiegato, i risultati migliori sono stati ottenuti con l'aumento del volume del cilindro rispetto che con la diminuzione della sezione del condotto di alimentazione: questo è subito chiaro osservando i valori dell'errore assoluto massimo nella situazione base (indicata con "prima") e di quella a seguito delle due variazioni (indicata con "dopo"). Inoltre, incrementando il volume del cilindro freno, l'andamento della curva simulata risulta più confrontabile con quello sperimentale nella seconda fase di azione del dispositivo di primo tempo, ossia dopo la fase di accostamento (che inizia intorno al valore di 0,3 bar per la prova con treno di 1200 m e intorno al valore di 0,6 bar per la prova con treno di 600 m). Nello specifico, il valore ottimale tra tutte le analisi parametriche risulta essere  $d_{CF} = 16''$  (cioè  $d_{CF} \sim 406 \text{ mm}$ , che corrisponde alla tipologia di cilindro "Grande" indicato nella Tabella 6.2, che ha relativa corsa del pistone pari a  $h_{CF} = 220 \text{ mm}$ ): solo questo valore, infatti, consente di ottenere errori assoluti massimi  $< 2 \text{ bar}$ , rispetto al caso sperimentale. Il valore ottimale considerando soltanto la variazione della sezione dell'ugello di alimentazione è con  $d_{ugello} = 10 \text{ mm}$ . Rispetto alle prove di validazione per la condotta generale (vedere Tabella 6.1), si può notare che queste hanno permesso di ottenere miglioramenti molto più contenuti. Questo è da imputarsi sicuramente a tutta una serie di semplificazioni che rendono il modello del cilindro freno

più efficiente dal punto di vista computazionale ma meno fedele al comportamento reale dell'aria: ad esempio, come già accennato non viene considerata la fase di accostamento dei ceppi (ossia la prima parte dell'azione del dispositivo di primo tempo), poiché il cilindro freno viene modellato come un volume fisso. Inoltre, non viene considerato il movimento del pistone, che da ipotesi si trova fermo ed a fine corsa: questo non permette di valutare, ad esempio, la dinamica del pistone (che è un corpo vincolato ad una molla) e gli attriti interni al cilindro, quindi gli effetti che questi hanno sul flusso entrante o uscente.

	<i>Prova di validazione</i>	<i>Err. assoluto max (prima)</i> [bar]	<i>Valori promettenti di <math>d_{CF}</math></i> [mm]	<i>Valori promettenti di <math>d_{ugello}</math></i> [mm]	<i>Err. assoluto max (dopo)</i> [bar]
<b>I) Treni 1200m</b>	Frenatura d'emergenza con distributori, standard	2,34	305	-	2,28
			406	-	1,42
			-	12	2,31
			-	10	2,24
<b>II) Treni 600 m</b>	Frenatura d'emergenza con distributori, standard	3,37	305	-	3,09
			406	-	1,86
			-	12	3,25
			-	10	2,92

Tabella 6.3: Risultati delle prove di validazione del modello del cilindro freno (relativi alla locomotiva).

# Capitolo 7

## Sviluppi futuri

Il modello del sistema frenante, che in questo studio è stato presentato nella sua prima versione, contiene diverse limitazioni. Esse riguardano sia la sua capacità di descrivere varie tipologie di treni e di manovre, ma anche quella di simulare adeguatamente il comportamento reale dell'aria. Quest'ultimo aspetto è risultato chiaro nel Capitolo 6, in cui sono state riportate delle analisi parametriche che si sono rese necessarie per affinare i risultati. Soprattutto riguardo al modello della condotta generale, si è dovuto ricercare ed aggiungere un fattore correttivo che permettesse di avvicinarsi maggiormente al caso sperimentale. Una seconda versione del modello della condotta dovrebbe anzitutto riuscire a risolvere questo problema, senza l'ausilio del fattore correttivo: proprio inseguendo questo obiettivo, si è provato a studiare un metodo alternativo per la formulazione del termine resistivo, che risulta più corretto dal punto di vista fisico e verrà presentato di seguito. Esso si basa sullo studio [36]: come prima, il comportamento dell'aria viene descritto in 1 sola dimensione, attraverso un modello fluidodinamico del tutto simile a quello che è già stato spiegato. Anche nel nuovo modello, la condotta viene suddivisa in tratti, che collegano i nodi, ed in cui vengono approssimate le grandezze del fluido. Inoltre, si tratta di un modello a parametri concentrati, nel quale ogni tratto di condotta viene rappresentato, come prima, attraverso un'analogia con un circuito elettrico equivalente, che è lo stesso dello schema rappresentato nella Figura 4.2. Le equazioni alla base sono

$$\begin{cases} p_i - p_{i-1} = L_i \dot{G}_i + R_i G_i \\ G_i = G_{i+1} - C_i \dot{p}_i \end{cases} \quad (7.1)$$

dove il termine  $-C_i \dot{p}_i$  rappresenta la portata attraverso il condensatore. Le equazioni sono le stesse del sistema 4.4 (anche qui le portate massiche sono state rinominate con la dicitura  $G$ , mentre apparivano come  $\dot{m}$  nel documento). Come per l'altro modello, le variabili principali sono la pressione e la portata (che rappresentano rispettivamente il potenziale e la corrente). Gli attriti interni del fluido vengono rappresentati dalle resistenze, gli effetti dell'inerzia dalle induttanze e la compressibilità del fluido dalle capacità. Questi tre termini hanno formulazione uguale a quelli dell'altro modello, ad eccezione del termine resistivo, come

riportano le seguenti espressioni

$$C_i = \frac{V_i}{\bar{R}\theta_i}$$

$$L_i = \frac{l_i}{A_i}$$

$$R_i = f \frac{8l_i}{\rho\pi^2 d_i^5} G_i$$

Nel termine  $R_i$ , si ha che  $f$  è il coefficiente d'attrito,  $\rho$  è la densità dell'aria (qui ipotizzata costante al variare della pressione e della temperatura),  $d_i$  è il diametro del tratto di condotta, mentre  $l_i$  è la lunghezza del tratto di condotta (che in [36] viene sovrastimata del 7,5% per tenere conto delle perdite concentrate, ad esempio quelle dovute alla presenza di curve nel circuito). Negli altri termini, compaiono  $A_i$  e  $V_i$  che sono riferiti rispettivamente alla sezione ed al volume del tratto  $i$ -esimo di condotta,  $\bar{R}$  è la costante dei gas, mentre  $\theta_i$  è la temperatura assoluta nel tratto. Inoltre, si nota che in questa nuova formulazione il termine resistivo dipende dalla portata: nell'analogia con il circuito elettrico, questo è l'equivalente di una resistenza che è funzione della corrente. Rispetto allo studio, qui il coefficiente d'attrito (anche noto come "fattore d'attrito di Darcy-Weisbach") viene stimato attraverso la "formula di Swamee-Jain" che, tra tutte quelle possibili, ha un buon campo di validità (in quanto descrive il fluido in un condotto circolare sia in moto laminare che in moto turbolento) ed è un'espressione esplicita e quindi meglio gestibile dal punto di vista computazionale. La formula è riportata di seguito

$$f = \frac{0,25}{\left[ \log_{10} \left( \frac{\varepsilon/d_i}{3,7} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]}$$

dove  $\varepsilon/d_i$  è la rugosità relativa e  $Re$  è il numero di Reynolds, pari a

$$Re = \frac{4G_i}{\pi d_i \mu_i}$$

(dove  $\mu$  è la viscosità dinamica). La viscosità dinamica di un gas viene espressa in funzione della sua temperatura; esistono numerose formulazioni, quella qui riportata è una legge empirica anche nota come "legge di Sutherland", ossia

$$\mu_i = \mu_0 \left( \frac{\theta_i}{\theta_0} \right)^{3/2} \cdot \frac{\theta_0 + k_C}{\theta_i + k_C}$$

dove  $\mu_0$  è la viscosità dinamica alla temperatura  $\theta_0$  di riferimento (ad esempio,  $\mu_0 = 1,716 \cdot 10^{-5}$  Pa quando  $\theta_0 = 273,15$  K oppure  $\mu_0 = 1,81 \cdot 10^{-5}$  Pa quando  $\theta_0 = 293,15$  K) mentre  $k_C$  è una costante, che per l'aria è pari a 110,4 K. Il sistema 7.1 si risolve in modo simile a quanto già spiegato nel sottoparagrafo 4.2.1. Per il calcolo della resistenza, è necessario ricavare la portata per ogni nodo: dall'esempio riportato nel citato sottoparagrafo ed osservando la seconda equazione del sistema, si può dimostrare che per ogni nodo la portata è pari a

$$G_i = \sum_{j=i}^N (-C\dot{p}_j)$$

(dove  $N$  è il numero di nodi, cioè di rotabili che compongono il treno). A questo punto, il problema è riscrivibile nella forma presentata nell'Equazione 4.5, in cui ricompaiono le matrici  $\mathbf{C}$ ,  $\mathbf{B}$  e  $\mathbf{A}$  (matrici  $N \times N$ , di cui le prime due sono triangolari superiori - e contengono, rispettivamente, i parametri di induttanza-capacità e di resistenza-capacità - mentre la terza è una matrice non nulla soltanto sulla diagonale principale e su una delle due secondarie - e che contiene i segni) ed il vettore colonna  $\mathbf{f}$ , che invece contiene i termini noti (che in questo caso è nullo tranne che per la condizione al bordo  $p_0$ ). Tramite il cambio di variabile  $\mathbf{q} = \dot{\mathbf{p}}$ , infine, è possibile riscrivere il problema come nell'Equazione 4.6, che è una forma più agevole per sua risoluzione (ad esempio, può essere direttamente processata come funzione integranda dal risolutore di MATLAB<sup>®</sup>). Come nell'altro modello, anche qui vi è una dipendenza dalla temperatura sia del termine capacitivo che di quello resistivo (quest'ultimo attraverso la viscosità dinamica). È possibile scegliere il processo termodinamico che meglio approssimi il comportamento dell'aria: anche nel caso di questo modello si ipotizza una trasformazione isoterma, per le stesse ragioni già spiegate in precedenza. La Figura 7.1 riporta un flowchart che riassume quanto è stato descritto. La soluzione

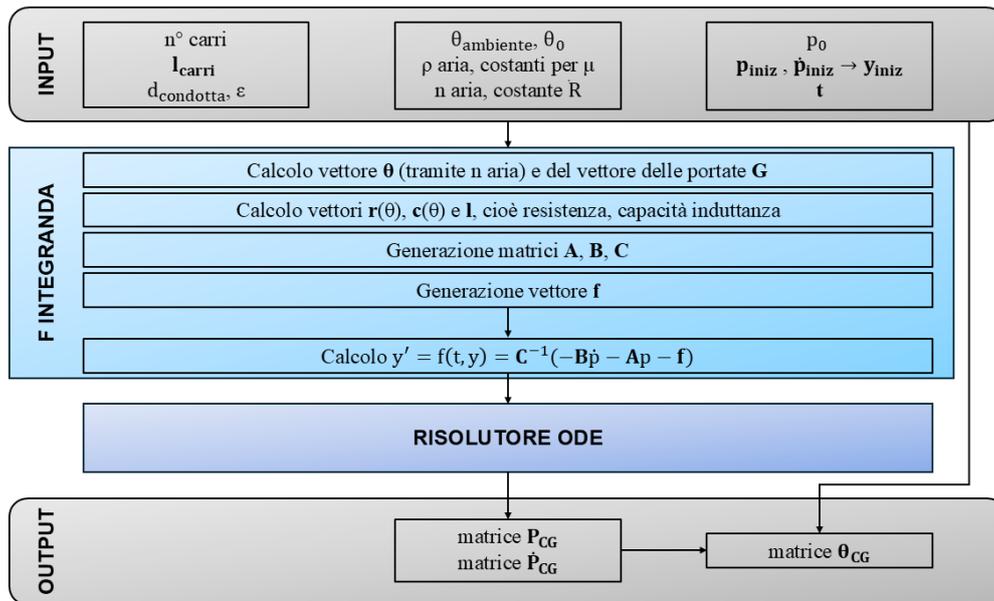


Figura 7.1: Flowchart riassuntivo del modello alternativo della condotta generale.

dell'equazione differenziale è composta dalla matrice delle pressioni nella condotta ( $\mathbf{P}_{CG}$ ) e da quella della sua derivata nel tempo ( $\dot{\mathbf{P}}_{CG}$ ): è proprio la prima delle due che risulta fondamentale per l'interfacciamento di questo modello con quelli delle altre componenti dell'impianto (come il distributore, il cilindro freno e così via) e, quindi, per il successivo calcolo della pressione frenante. Nella Figura 7.2 vengono esposti alcuni risultati di test ottenuti sul treno di prova (fare riferimento al Capitolo 5 ed alla Tabella 5.1). In figura, la linea continua indica i risultati ottenuti con il modello alternativo appena descritto, mentre la linea tratto-punto indica quelli ottenuti con il modello classico. Nel grafico di sinistra vengono messi a confronto gli andamenti nel caso di una frenatura di emergenza:

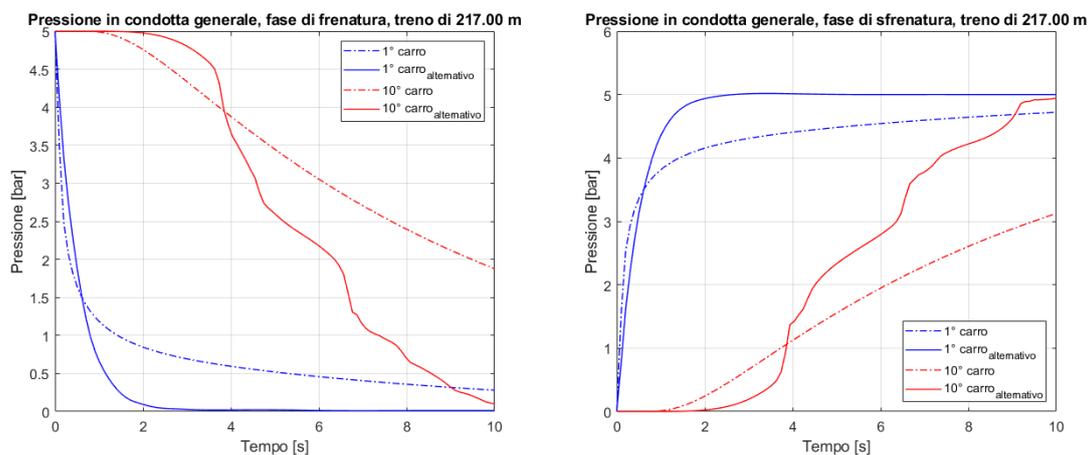


Figura 7.2: Manovra di frenatura di emergenza e di rilascio completo nel treno di prova (10 carri): andamenti della pressione ottenuti con due modelli della condotta generale.

risulta che, con il modello alternativo, l'ultimo carro raggiunge la pressione di 3,5 bar (che equivale all'applicazione della massima forza frenante dal cilindro freno) intorno all'istante di  $t = 4$  s, mentre l'altro modello lo raggiungeva circa all'istante  $t = 5$  s. Focalizzandosi sempre su questo carro, si può notare inoltre che i due andamenti presentano valori molto diversi alla fine del tempo di simulazione, con una differenza di quasi 2 bar; questo, in realtà, vale anche per gli altri carri ed è segno che la nuova formulazione porta ad avere valori minori di resistenza, che si traducono in una tendenza della condotta a scaricarsi più velocemente. Le stesse considerazioni possono essere fatte, viceversa, confrontando gli andamenti durante una manovra di rilascio dei freni, come mostrato nel grafico di destra.

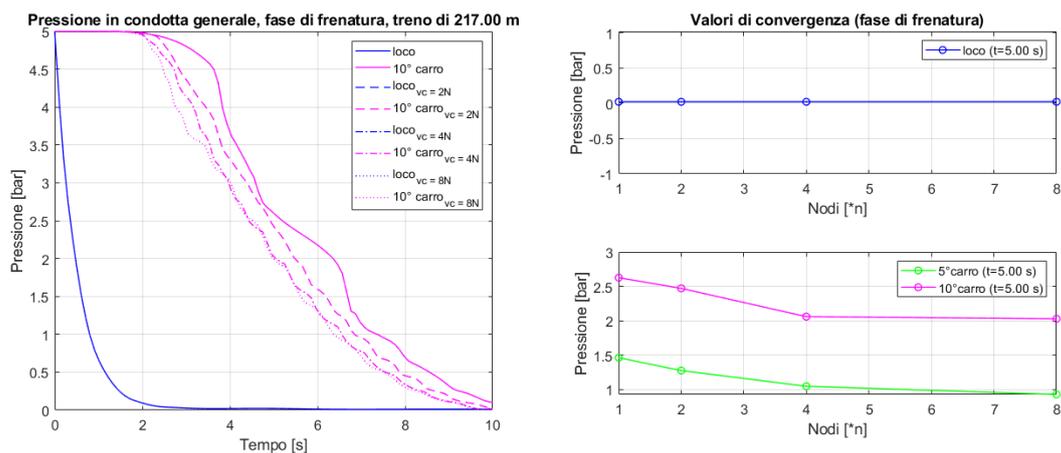


Figura 7.3: Analisi di convergenza per il modello alternativo.

La Figura 7.3 riporta invece l'analisi di convergenza. Nello specifico, nel grafico di sinistra

	<i>Errore assoluto medio, 5° carro [bar]</i>	<i>Errore assoluto medio, 10° carro [bar]</i>
<b>2n - n</b>	0,17	0,23
<b>4n - 2n</b>	0,12	0,17
<b>8n - 4n</b>	0,13	0,06

Tabella 7.1: Errori assoluti medi tra tipologie di mesh, per diversi carri, per il modello alternativo.

viene mostrato il confronto tra gli andamenti di pressione all'ultimo carro nel caso di un progressivo raddoppiamento del numero di nodi della mesh (come nel sottoparagrafo 5.2, anche qua viene imposto come input l'andamento alla locomotiva sempre pari a quello del caso base - cioè senza affinamento della mesh). Nel grafico di destra, invece, viene rappresentata la variazione del valore di pressione (all'istante  $t = 5$  s) in funzione del numero di nodi utilizzati per la mesh. Osservando la figura e il comportamento dell'errore assoluto medio (riportato nella Tabella 7.1) si nota che l'affinamento della mesh porta ad una stabilizzazione dell'andamento simulato intorno ad uno stesso comportamento, oltre che ad una riduzione dell'errore: si può affermare che anche il modello alternativo converga. Nella Figura 7.4 vengono mostrati i risultati di una prova in cui si mettono a confronto gli andamenti di pressione simulati dal modello con quelli sperimentali. Nella figura, le prove sperimentali sono state svolte sui treni già presentati nel Capitolo 6: nello specifico, quelle mostrate nella parte sinistra fanno riferimento al treno di 700 m descritto nella Tabella B.1, mentre quelle della parte destra al treno da 600 m descritto nella Tabella B.3 (per entrambe le tabelle, vedere Appendice B). Le due prove (tratte rispettivamente da [8] e [34]) sono state realizzate in "condotta bianca", ossia nel caso di condotta generale scollegata da tutti i distributori; questo caso è stato scelto perché risulta il più simile con le condizioni di simulazione. Per la stessa ragione viene imposto in input l'andamento sperimentale al primo veicolo (la locomotiva), così come avveniva nelle prove di validazione. In generale, si può notare che le simulazioni con il nuovo modello sono ben confrontabili con gli andamenti sperimentali e anche le differenze tra i valori sono più contenute; osservando i grafici relativi all'errore assoluto nel tempo (riportati nella parte inferiore della figura), infatti, in entrambe le prove si ottengono errori massimi  $< 1$  bar. Questi sono dei risultati interessanti, soprattutto se vengono messi in relazione a quelli ottenuti con il modello precedente: errori massimi della stessa entità, infatti, erano possibili soltanto nei test migliori, ovvero quelli ottenuti con fattore correttivo 0,3 (fare riferimento alla Tabella 6.1). A fronte di questo vantaggio, bisogna far notare che il nuovo modello presenta alcuni problemi. Il più visibile è rappresentato dalle numerose oscillazioni presenti nelle curve (soprattutto quelle relative ai carri intermedi del convoglio): basti osservare l'andamento di pressione al 10° carro nel grafico di sinistra della Figura 7.4 (curva verde). I picchi e le valli della curva non hanno niente a che fare con il comportamento del gas, bensì sono causati dal metodo numerico adottato per la risoluzione del problema, anche se la causa precisa non è chiara. La presenza della portata nel termine resistivo, anche se rende la formulazione più corretta dal punto di vista teorico, potrebbe essere parte della causa. Da alcune analisi preliminari, risulta infatti che l'instabilità della soluzione sia dovuta al malcondizionamento della

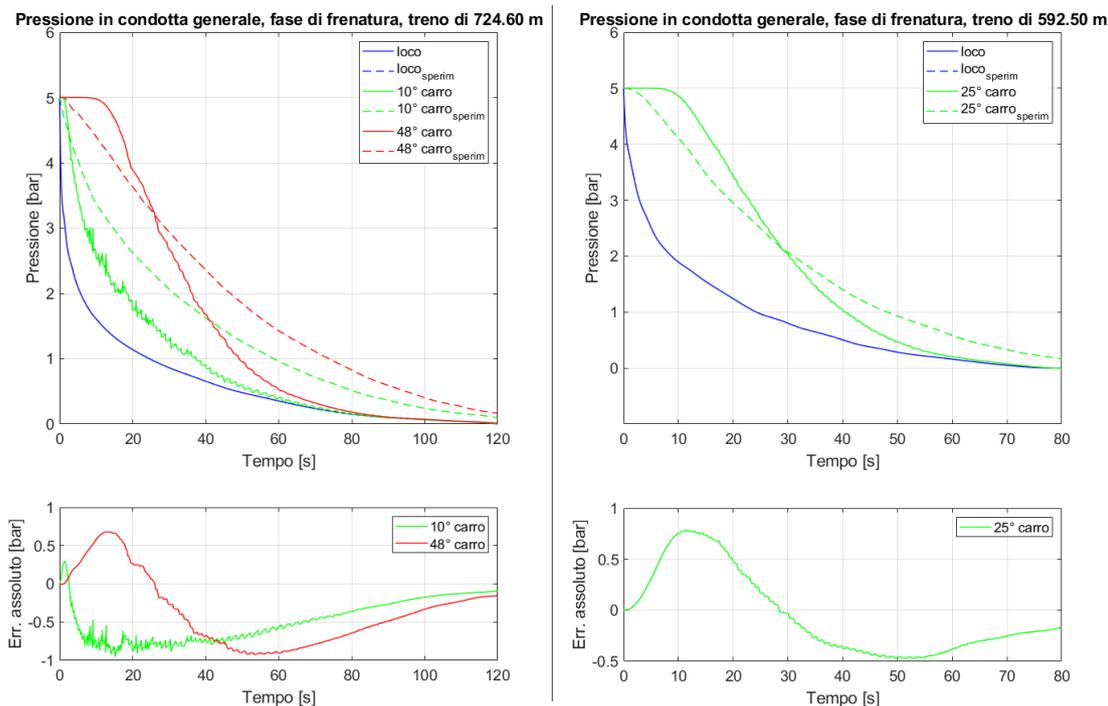


Figura 7.4: Confronti tra gli andamenti simulati dal modello alternativo e gli andamenti sperimentali per la condotta generale, nel caso di manovre di frenatura d'emergenza in "condotta bianca".

matrice  $\mathbf{B}$ : questo problema, a sua volta, può avere vari motivi scatenanti. Ad esempio, può avvenire che vi sia una grande variabilità negli elementi che compongono la matrice, che può essere data sia dal termine resistivo completo che soltanto dal fattore di attrito. Riguardo a quest'ultimo, si potrebbe pensare di aggiungere un filtro numerico (o di aggiungerlo direttamente sulla  $\mathbf{R}$ ), oppure di effettuare in generale un pre-condizionamento della matrice (di fatto attraverso un riscaldamento); infine, si può far ricorso a metodi avanzati per la gestione delle matrici malcondizionate. Un altro problema è dato dal fatto che, a causa della nuova formulazione introdotta, il modello è meno efficiente dal punto di vista computazionale, perciò necessita di maggiori risorse e di maggior tempo di calcolo: questo potrebbe risolto studiando un'opportuna ottimizzazione. L'analisi sul modello alternativo è stata svolta solo in forma preliminare e compatibilmente con i tempi di lavoro, perciò è incompleta. Si ricorda che essa non è il tema centrale di questa Tesi, ma che risulta utile a titolo esplorativo, come base per studi futuri. Come accennato all'inizio, inoltre, un nuovo modello per la condotta generale dovrebbe incrementare la sua capacità nel simulare un varietà più ampia di configurazioni del treno: il modello attuale permette di riprodurre soltanto convogli con un unico rubinetto di comando (ossia un'unica locomotiva) posto in testa al convoglio, tuttavia è comune trovare treni con due o anche tre locomotive (poste rispettivamente in coda ed in centro al convoglio). Riguardo al cilindro freno (e visti i risultati ottenuti nel sottoparagrafo 6.2), è necessario poi un modello che tenga conto della

variazione di volume interno e della dinamica del sistema pistone-molla. Infine, è fondamentale ampliare la capacità del modello dell'impianto nel simulare manovre diverse oltre a quelle già riportate nel Capitolo 5.1: questo è possibile soltanto arricchendolo con dei sotto-modelli che includano le varie componenti ausiliarie.

La tendenza delle nuove tecnologie per i sistemi frenanti ferroviari è quella di ridurre il tempo di propagazione del comando, che è alla base del ritardo nelle manovre dei rotabili e causa l'insorgere di forze interne sugli accoppiamenti, oltre che di rischi per la sicurezza (rendendo, quindi, necessarie misure che di fatto depotenziano l'offerta del servizio). Se nel trasporto passeggeri sono stati consolidati i sistemi frenanti elettropneumatici, il trasporto merci invece ha mantenuto i sistemi puramente meccanico-pneumatici, i quali hanno però dei limiti fisici per quanto riguarda la trasmissione dei segnali. Anche se il problema maggiore che limita le innovazioni nei treni merci è l'assenza di alimentazione elettrica nei rotabili, sono stati studiati comunque dei nuovi sistemi, spesso derivati dal trasporto passeggeri. Un primo esempio, sviluppato proprio per i treni passeggeri più di cinquant'anni fa e poi adattato dalla normativa AAR per i treni merci alla fine degli anni '90 del secolo scorso, è il sistema *ECP* ("Electronically Controlled Pneumatic"). Esso consente di superare quel limite, trasmettendo il comando della manovra elettronicamente, attraverso un cavo che corre lungo il treno (o più raramente via radio), ma continua ad utilizzare l'impianto pneumatico per generare la forza frenante. La Figura 7.5 illustra uno schema del sistema. Nella locomotiva sono alloggiati la HEU ("Head End Unit"), che è il dispositivo

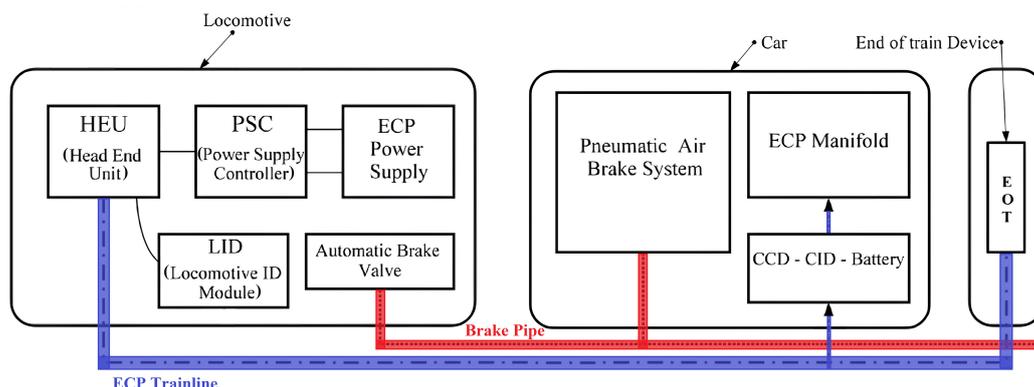


Figura 7.5: Schema del sistema ECP, secondo standard AAR. Adattato da: "Implementation of electronically controlled pneumatic brake formulation in longitudinal train dynamics algorithms.", di Aboubakr et al., 2016

che permette al macchinista di controllare tutte le varie componenti del sistema ECP, ed il PSC ("Power Supply Controller"), che è controlla la linea di alimentazione elettrica ("ECP Trainline" in figura) secondo il comando ricevuto dalla HEU, alimentando i vari CCD ("Car Control Device") - presenti su ogni carro - e le unità EOT ("End Of Train"). Nella locomotiva è presente, inoltre, il LID ("Locomotive ID Module"), ossia un dispositivo che raccoglie dati del veicolo che sono utili per l'HEU nelle manovre di frenatura e sfrenatura; infine, sono presenti tutti i dispositivi del freno automatico ad 1 condotta. In ogni carro, come si vede dallo schema, sono presenti il CID ("Car ID Module", l'equivalente del LID per il

carro), il già citato CCD (che si occupa del controllo dei freni, in base ai dati forniti dal CID) ed i vari dispositivi dell'impianto pneumatico. Nello specifico, il CCD comprende un ricetrasmittitore ed un microprocessore: dopo, aver raccolto i dati sui valori di pressione dei serbatoi, il ricetrasmittitore li converte e li rende utilizzabili per il microprocessore, che a sua volta comanda le elettrovalvole (anche in base alla manovra comandata dalla locomotiva). Infine, l'unità EOT è posta alla coda del treno e comunica direttamente con la HEU tramite la linea di alimentazione, trasmettendo un segnale che testimonia che il treno è integro [48]. Tutti i comandi per le manovre di servizio vengono trasmesse tramite segnali sulla linea di alimentazione, perciò la condotta generale viene normalmente usata solo come una grande capacità che alimenta costantemente tutti i serbatoi a bordo dei carri (anche durante la frenatura). Inoltre, il sistema ECP rende possibile il rilascio graduale dei freni, che invece non era garantito nei normali freni automatici dello standard AAR (vedere anche il sottoparagrafo 2.1.2). Nelle manovre di emergenza, tuttavia, il segnale viene ridonato anche attraverso la condotta generale, che quindi si comporta come nei sistemi classici. Un altro esempio di sistema innovativo che è basato su una logica simile è il sistema *SEP* ("Segmented Electro-Pneumatic"). Rispetto al sistema ECP, qui il segnale è trasmesso soltanto via radio; in assenza di una linea via cavo, l'alimentazione a bordo dei rotabili è garantita tramite delle batterie. Inoltre, se il sistema ECP era montato su tutti i rotabili, quello *SEP* è presente solo su un numero ristretto, distribuiti equamente lungo il convoglio: questo permette comunque di velocizzare il comando della manovra, riducendo però i costi [16]. In Europa, si stanno svolgendo delle ricerche sui *F-EMU*, ossia dei treni merci di nuova generazione a potenza distribuita e frenatura elettropneumatica: nello specifico, si tratta di convogli formati da unità modulari a composizione fissa da tre carri a pianale - che consentono il trasporto di qualsiasi tipo di UTI (unità di trasporto intermodale) - ciascuna con un carrello motore in testa e in coda. La presenza dei motori distribuiti permette di aumentare il peso utile a generare trazione (migliorando anche l'aderenza) e di limitare la generazione di sforzi longitudinali [49]. I treni *F-EMU* sarebbero in grado anche di circolare sulle linee ad alta velocità (che è un'infrastruttura che in gran parte dell'Europa è costruita per un uso promiscuo ed eterotachico) grazie ai convogli multi-corrente e multi-tensione, migliorando l'offerta del servizio. Altre valutazioni in corso riguardano l'introduzione sui treni merci dei *DAC* ("Digital Automatic Coupling"), che sono degli accoppiatori automatici (vedere il paragrafo 3.4) che permettono di ventilare localmente la condotta generale (così come avviene anche per i sistemi ECP). Inoltre, si sta testando l'utilizzo di sensori autoalimentati [49] che permetterebbero un monitoraggio più preciso del carico e delle sue variazioni, fornendo dei dati utili per il tipo di manovra più corretta da effettuare (con una logica simile all'attuale sistema Vuoto-Carico, descritto nel paragrafo 2.3). L'alimentazione elettrica a bordo dei rotabili renderebbe possibile anche l'utilizzo dei dispositivi antipattinaggio, che sono fondamentali nel prevenire lo slittamento delle ruote pur permettendo, allo stesso tempo, di sfruttare la massima forza frenante consentita dal limite di aderenza (vedere anche il paragrafo 2.2). Simulare questi dispositivi, ad esempio, significherebbe modellare delle valvole che dipendono dalla variazione del limite di aderenza e, quindi, dover aggiungere anche un modello del contatto ruota-rotaia e del comportamento del coefficiente d'aderenza. È chiaro perciò che, in generale, qualsiasi introduzione di queste ed altre nuove tecnologie per i treni merci rappresenterà delle nuove sfide e dovrà essere accompagnata da uno sviluppo dei modelli di simulazione.

## Capitolo 8

# Conclusioni

La Tesi aveva come obiettivo lo sviluppo di un modello dell'impianto pneumatico dei sistemi frenanti per i treni merci. Inizialmente, è stato necessario presentare il contesto, classificare i sistemi esistenti (secondo le principali normative) e spiegarne il funzionamento, concentrandosi sulle varie componenti che li compongono; questo ha permesso di capire come si genera la pressione frenante. Inoltre, è stato trattato brevemente anche ciò che collega l'impianto pneumatico alla ruota ed al binario, ossia la timoneria, le superfici ad attrito ed, in generale la conversione tra pressione e forza (con un accenno sull'organizzazione ferroviaria, attraverso i concetti di peso frenato e distanza di frenata). Parallelamente, è stata presentata l'evoluzione e lo stato dell'arte della simulazione dei sistemi frenanti, confrontando i modelli empirici ed i modelli fluidodinamici. Inoltre, sono stati accennati anche i modelli LTD, che sono spesso in relazione con quelli del freno: un altro obiettivo era infatti proprio quello di interfacciare il modello con quello di dinamica longitudinale in uso presso il Politecnico di Torino ("LTDPoliTo"). Questa prima parte più teorica è stata il punto di partenza fondamentale su cui poter sviluppare il modello, descritto nei capitoli successivi: nello specifico, si tratta di un modello numerico, di tipo fluidodinamico, che è stato ideato principalmente per poter descrivere la condotta generale, ed è stato implementato in MATLAB<sup>®</sup>. Per ottenere una maggiore efficienza computazionale, si è scelto di basare il modello sull'analogia elettrica, descrivendo il circuito pneumatico come un sistema a parametri concentrati, dove compaiono parametri come resistenza, capacità ed induttanza. È stato quindi possibile simulare e calcolare il comportamento della pressione ad ogni nodo spaziale (che corrisponde ad ogni veicolo del treno), nel tempo e per diverse manovre di frenatura e sfrenatura, nel caso di un treno con singolo rubinetto di comando (perciò singola locomotiva) posto alla testa del convoglio. Il modello è stato successivamente esteso, includendo anche la descrizione del distributore e del cilindro freno, e questo ha permesso di calcolare anche la pressione frenante interna al cilindro freno. I risultati sono stati presentati insieme ad un'analisi della convergenza del modello della condotta generale, che è importante per verificare quali sono gli effetti della variazione della discretizzazione spaziale e, perciò, quanto è stabile il modello stesso. A seguire, è stata presentata una parte di validazione sia del modello della condotta generale che di quello del cilindro freno: questo è stato necessario per impostare alcuni parametri dei due modelli, ossia il parametro resistivo - per la condotta - ed il diametro dell'ugello ed il volume interno - per il cilindro freno. La validazione è stata eseguita utilizzando, come confronto, andamenti sperimentali

di pressione tratti da studi precedenti: la scelta di non acquisire direttamente questi dati deriva dall'assenza di un banco di prova disponibile durante il lavoro. Infine, l'elaborato si conclude con una riflessione sui limiti della prima versione del modello, e nello specifico di quello della condotta generale, presentando una proposta per poterlo migliorare, attraverso l'introduzione di un nuovo parametro resistivo più corretto dal punto di vista fisico.

Un'altra premessa di questa Tesi era comprendere e quantificare il ritardo del segnale di pressione che si genera nei sistemi puramente pneumatici come quelli frenanti montati sui treni merci. Realizzare un modello pneumatico della condotta generale significa avere a disposizione uno strumento che possa prevedere proprio il ritardo nella trasmissione del comando; quest'ultimo, come testimoniano le simulazioni complete (quelle che considerano anche il distributore ed il cilindro freno), si traduce in un ritardo nella manovra, che quindi diventa non uniforme lungo il treno. Questo, a sua volta, ha effetti sulla generazione di forze interne aggiuntive tra rotabili, che gravano sugli accoppiamenti, e sono da considerare nell'analisi dinamica: proprio per questo motivo è importante la connessione tra i modelli del sistema frenante e quelli di dinamica longitudinale. Inoltre, un ritardo nella manovra ha anche effetti dal punto di vista della sicurezza e, di conseguenza, dell'organizzazione ferroviaria. Proprio per garantire la sicurezza, è chiaro che un treno merci, rispetto ad un treno passeggeri, sia limitato a velocità più basse oppure costringa a considerare degli spazi di frenata più ampi quando viene posto sulla linea ferroviaria. Questo si traduce un'offerta di servizio peggiore ed ha delle ripercussioni anche sul trasporto dei passeggeri. L'implementazione del modello ha confermato quel fenomeno attraverso le simulazioni, sottolineando la criticità degli impianti reali ed aprendo una riflessione sullo stato di avanzamento della tecnologia nel campo del trasporto delle merci. I sistemi frenanti attualmente presenti sui treni merci non sono in grado di realizzare pienamente la potenzialità di questa modalità di trasporto, e questo è un ostacolo sia dal punto di vista dello sviluppo economico che per il raggiungimento degli obiettivi ambientali dei prossimi anni. Lo sviluppo della tecnica renderà più facile l'installazione dell'alimentazione elettrica a bordo dei rotabili, che è la chiave per l'introduzione delle nuove tecnologie e dei nuovi sistemi frenanti (alcuni dei quali sono stati riportati in questo elaborato) anche sui treni merci: ciò permetterebbe proprio il superamento dell'ostacolo sopracitato. È importante che, parallelamente a queste innovazioni, continui lo sviluppo dei modelli che possano descrivere e simulare sempre meglio il comportamento dei nuovi sistemi frenanti.

# Appendice A

## Standard UIC sui freni

Lo standard UIC (Union Internationale des Chemins de fer) rappresenta ancora oggi il riferimento normativo per la costruzione e la circolazione dei treni, non solo in Europa. Esso è nato per garantire i requisiti di sicurezza, costruttivi e progettuali da rispettare in campo ferroviario, oltre che l'interoperabilità: per questo motivo viene pubblicato, attraverso delle *fiche*, in tre versioni (francese, inglese, tedesco). La Tabella A.1 riporta un elenco riassuntivo degli standard più importanti che riguardano il sistema frenante (di cui alcuni sono stati citati in questa Tesi): in generale, le specifiche e i requisiti di progettazione riguardanti il freno sono contenuti nelle fiche dalla 540 alla 549. Nel codice dello standard, la parte letterale può essere:

- "O", ossia prescrizione di carattere Obbligatorio;
- "OR", ossia prescrizione a titolo di Raccomandazione;
- "I", ossia prescrizione a titolo Informativo.

Le norme EN stanno progressivamente sostituendo quelle UIC; si tratta di standard validi solo all'interno dell'Unione Europea, ma possono essere introdotti in qualsiasi parte del mondo attraverso i costruttori europei. Il Consiglio europeo emette, inoltre, le TSI: si tratta di normative internazionali che regolamentano le specifiche tecnico-costruttive, la sicurezza e l'interoperabilità del trasporto ferroviario di passeggeri e merci. Nel momento in cui una norma TSI viene richiamata all'interno di una Direttiva Europea, essa acquisisce valore legale per tutti gli Stati membri dell'Unione. Le TSI si integrano con le norme EN e, insieme, costituiscono il riferimento principale rispetto alle normative nazionali. Tuttavia, queste ultime restano importanti per tenere conto delle specifiche caratteristiche di ciascuna rete ferroviaria.

<b>Standard</b>	<b>Denominazione</b>
540 O	Freins à air comprimé pour trains de marchandises et trains de voyageurs
541-03 OR	Frein. Prescriptions concernant la construction des différents organes de frein - Robinet de mécanicien
541-04 OR	Frein. Prescriptions concernant la construction des différents organes de frein. Appareil de freinage autovariable en fonction de la charge et dispositif de commande automatique de l'appareil "vide-chargé"
541-05 OR	Brakes. Regulations concerning the construction of different brake components. Wheel-slip prevention equipment (WSP)
541-06 OR	Frein. Prescriptions concernant la construction des différents organes de frein: Frein magnétique
541-07 OR	Frein. Prescriptions concernant la construction des différents organes de frein
541-08 OR	Frein - Prescriptions concernant la construction des différents organes de frein: Détecteurs de déraillement pour wagons.
541-1 OR	Frein. Prescriptions concernant la construction des différents organes de frein
541-2 OR	Cotes des raccords par boyaux (boyaux de frein) et des câbles électriques; types de raccords pneumatiques et électriques ainsi que leur positionnement sur les wagons et les voitures équipés de l'attelage automatique des chemins de fer membres
541-3 OR	Frein à disques et garnitures de frein à disques. Conditions générales pour les essais au banc
541-5 OR	Frein électropneumatique (frein EP). Signal d'alarme à frein inhibable par voie électropneumatique (SAFI)
543 OR	Frein. Prescriptions relatives à l'équipement du matériel remorqué
544-1 O	Frein - Performance de freinage
544-2 OR	Conditions to be observed by the dynamic brake of locomotives and motor coaches so that the extra braking effort produced can be taken into account for the calculation of the braked-weight
547 O	Frein - Freins à air comprimé – Programme type d'essais

Tabella A.1: Esempi di standard UIC per il sistema frenante.

## Appendice B

# Dati delle prove di validazione

Di seguito vengono riportate le tabelle che raccolgono le lunghezze dei singoli carri di tutti i treni utilizzati nelle prove di validazione della condotta generale. Ogni tabella è seguita dalla figura, relativa al rispettivo treno, che riporta gli andamenti sperimentali di pressione nel tempo.

Carro	L [m]	Carro	L [m]						
Loco	23	W10	17,5	W20	11,6	W30	11,5	W40	11,5
W1	17	W11	17,5	W21	17,2	W31	16,5	W41	11,5
W2	11,7	W12	17	W22	17,1	W32	17,5	W42	11,6
W3	17,1	W13	17	W23	16,9	W33	11,4	W43	10,9
W4	11,2	W14	11,74	W24	29,2	W34	17,1	W44	23,8
W5	11,5	W15	11,26	W25	17	W35	17,3	W45	11
W6	11,9	W16	11,5	W26	11,5	W36	17,7	W46	17,2
W7	11,6	W17	11,7	W27	11,3	W37	11,5	W47	11
W8	22,6	W18	11,8	W28	11,7	W38	11,5	W48	12,1
W9	22,9	W19	11,5	W29	18	W39	11,5		
								<b>Totale</b>	<b>724,6 m</b>

Tabella B.1: Lunghezza dei carri del treno ( $\sim 700$  m) testato nella prima prova di validazione della condotta generale (frenatura/sfrenatura in "condotta bianca").

Carro	L [m]	Carro	L [m]						
Loco	17,5	W10	23	W20	23	W30	22,6	W40	23,4
W1	22,5	W11	23	W21	22,7	W31	23,1	W41	24
W2	23	W12	23,4	W22	22,8	W32	23	W42	22,5
W3	22,7	W13	23,1	W23	23	W33	23,3	W43	24
W4	23,3	W14	22,5	W24	23,5	W34	23,2	W44	22,5
W5	23	W15	22,8	W25	23	W35	22,6	W45	22,5
W6	22,6	W16	23,7	W26	23	W36	23,5	W46	24
W7	23,4	W17	22,5	W27	22,5	W37	22,8	W47	22
W8	23	W18	22,8	W28	23,2	W38	23,1	W48	24
W9	23	W19	23,7	W29	23,1	W39	22,6	W49	23
								W50	23
								<b>Totale</b>	<b>1169 m</b>

Tabella B.2: Lunghezza dei carri del treno (~ 1200 m) testato nella seconda prova di validazione della condotta generale (frenata con distributori attivi).

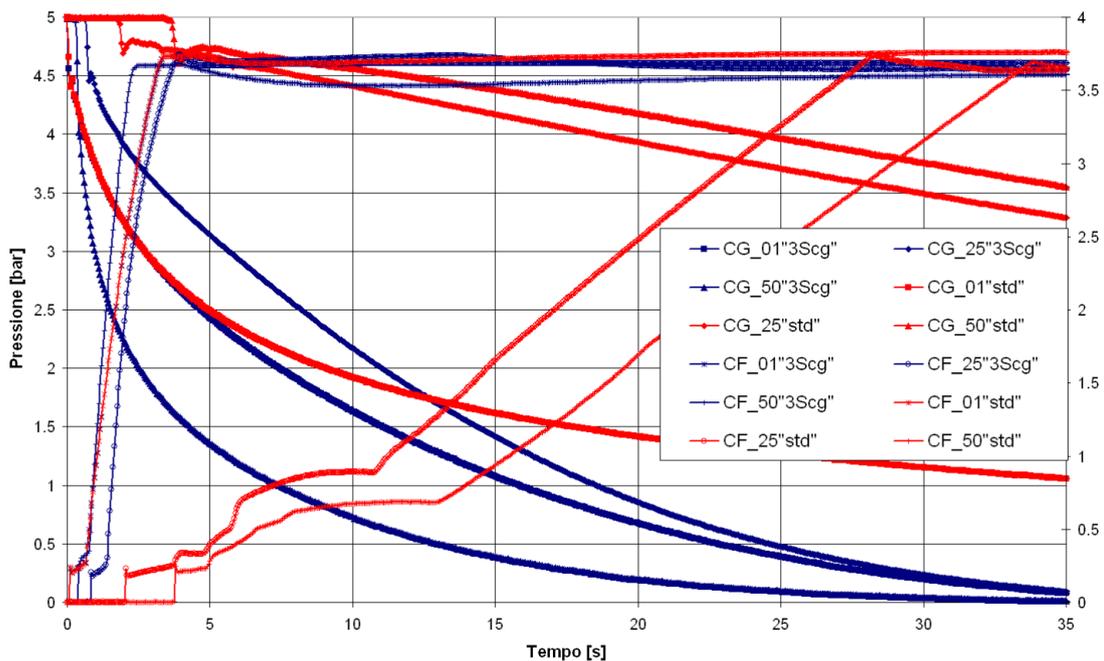


Figura B.1: Andamento delle pressioni in condotta generale e nei cilindri freno per un treno di 1200 m, in condizioni standard (rosso) e con la presenza di 3 valvole di scarico lungo il convoglio (blu). Fonte: "Sviluppo di un codice di simulazione dinamica per lo studio di treni merci di futura generazione", di Crescentini, 2007

Carro	L [m]	Carro	L [m]	Carro	L [m]
Loco	17,5	W10	23	W20	23
W1	22,5	W11	23	W21	22,7
W2	23	W12	23,4	W22	22,8
W3	22,7	W13	23,1	W23	23
W4	23,3	W14	22,5	W24	23,5
W5	23	W15	22,8	W25	23
W6	22,6	W16	23,7		
W7	23,4	W17	22,5		
W8	23	W18	22,8		
W9	23	W19	23,7		
				<b>Totale</b>	<b>592,5 m</b>

Tabella B.3: Lunghezza dei carri del treno (~ 600 m) testato nella terza prova di validazione della condotta generale (frenata d'emergenza con distributori attivi).

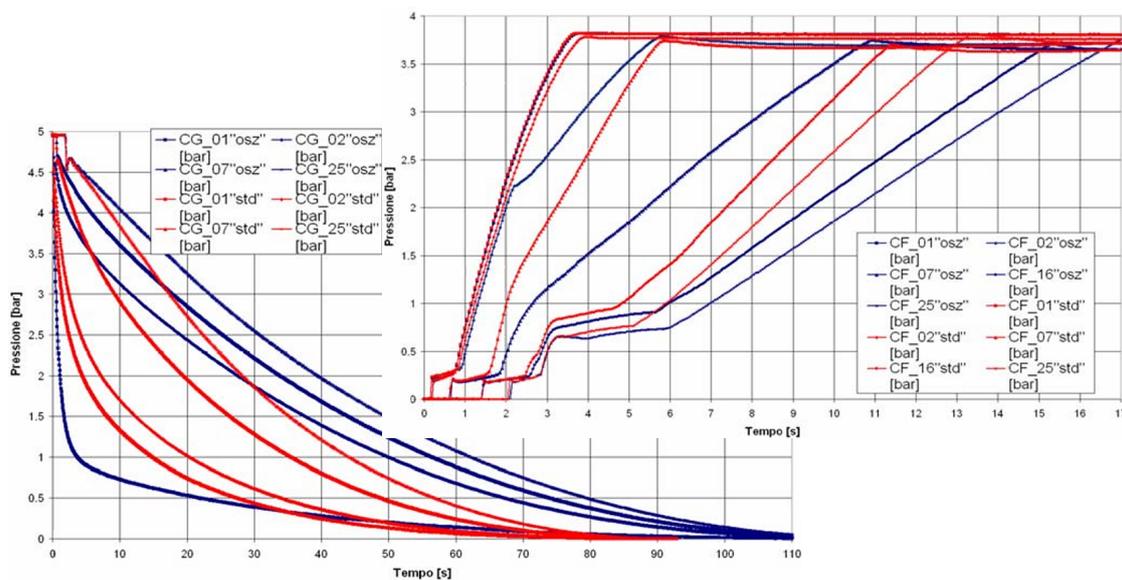


Figura B.2: Andamento delle pressioni in condotta generale e nei cilindri freno per un treno di 600 m, in condizioni standard (rosso) e con la presenza di 3 valvole di scarico lungo il convoglio (blu). Fonte: "A numerical model for the analysis of unsteady train braking and releasing manoeuvres", di Cantone, 2009

# Bibliografia

- [1] General for Mobility ad Transport European Commission, Directorate. White paper on transport: roadmap to a single european transport area - towards a competitive and resource efficient transport system, 2011.
- [2] European Commission. The european green deal, 2020.
- [3] International Transport Forum. Mode choice in freight transport, 2022.
- [4] Di Majo F. *Costruzioni di materiale ferroviario*. Editrice Levrotto & Bella, 1979.
- [5] Spiriyagin M. et al. *Design and simulation of rail vehicles*. CRC Press - Taylor and Francis Group, 2014.
- [6] Vicuna G. *Organizzazione e tecnica ferroviaria*. CIFI, 2nd edition, 1986.
- [7] Carboni A. et al. Treni merci lunghi e pesanti in esercizio: analisi sulla resistenza dei ganci ed evidenze sperimentali sugli effetti termici in frenatura. *Ingegneria Ferroviaria*, 1:23–40, 2022.
- [8] Crescentini E. *Sviluppo di un codice di simulazione dinamica per lo studio di treni merci di futura generazione*. PhD thesis, Università di Roma Tor Vergata, 2007.
- [9] Union internationale des chemins de fer. Regulations concerning manufacture of the different brake parts - driver's brake valve. UIC Code 544-03 OR, Union internationale des chemins de fer (UIC), 1984.
- [10] Union internationale des chemins de fer. Brakes - regulations concerning the design of brake components. UIC Code 541-01 OR, Union internationale des chemins de fer (UIC), 2003.
- [11] Union internationale des chemins de fer. Brakes - air brakes for freight trains and passenger trains. UIC Code 540 O, Union internationale des chemins de fer (UIC), 2006.
- [12] Schick B. A digital test bench for pneumatic brakes. Master's thesis, KTH Royal Institute of Technology, 2021.
- [13] Union internationale des chemins de fer. Brakes - braking power. UIC Code 544-01 O, Union internationale des chemins de fer (UIC), 2004.
- [14] Abdol-Hamid K.S. *Analysis and simulation of the pneumatic braking system of freight train*. PhD thesis, University of New Hampshire, 1986.
- [15] Specchia S. et al. A train air brake force model: locomotive automatic brake valve and brake pipe flow formulations. *Journal of Rail and Rapid Transit*, 227:19–37, 2013.
- [16] Wu Q. et al. Freight train air brake models. *International Journal of Rail Transportation*, 2021.
- [17] Panagin R. *Costruzione del veicolo ferroviario*. CIFI, 2006.

- 
- [18] Barney D. et al. Calculating train braking distance. *Paper presented at: 6th Australian Workshop on Safety Critical Systems and Software*, 2001.
- [19] Hou Z. et al. Fault detection and diagnosis of air brake system: A systematic review. *Journal of Manufacturing Systems*, 71:34–58, 2023.
- [20] Presciani P. et al. Development of a braking model for speed supervision systems. *Paper presented at: World Congress on Railway Research (WCRR2001)*, 2001.
- [21] Brosseau J. et Ede B. Development of an adaptive predictive braking enforcement algorithm. *Federal Railroad Administration*, 2009.
- [22] Pshinko O. et al. The influence of the train-track system parameters on the maximum longitudinal forces level. *Transport Problems*, 2019.
- [23] Nasr A. et Mohammadi S. The effects of train brake delay time on in-train forces. *Journal of Rail and Rapid Transit.*, 224:523–534, 2010.
- [24] Kang C. Analysis of the braking system of the Korean high-speed train using real-time simulations. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 21:1048–1057, 2008.
- [25] Choi D. et al. Comparisons between braking experiments and longitudinal train dynamics using friction coefficient and braking pressure modeling in a freight train. *Open Transport Journal*, 14:154–163, 2020.
- [26] Vakkalagadda M. et al. Performance analyses of brake blocks used by Indian Railways. *Wear*, 328:64–76, 2015.
- [27] Cruceanu C. Train braking. *Reliability and safety in railway. Vienna: InTech*, pages 29–74, 2012.
- [28] Ferrari A. *Fondamenti di termofluidodinamica per le macchine*. CittàStudi Edizioni, 2021.
- [29] Funk J.R. et Robe T.R. Transients in pneumatic transmission lines subjected to large pressure changes. *International Journal of Mechanical Sciences*, 12:245–257, 1970.
- [30] De Leon M.H. et Limbert D.E. A computer micro-model of a freight train brake pipe. Technical report, AAR Technical Center, 1990.
- [31] Ho A.K.C. A study on the effect of leakage for scaled-down brakepipe model. Master's thesis, Concordia University, 1982.
- [32] Pugi L. et al. A parametric library for the simulation of Union Internationale des Chemins de Fer (UIC) pneumatic braking system. *Journal of Rail and Rapid Transit*, 218:117–132, 2004.
- [33] International Organization for Standardization. Pneumatic fluid power - components using compressible fluids - determination of flow-rate characteristics. ISO Code ISO6358:1989, International Organization for Standardization (ISO), 1989.
- [34] Cantone L. et al. A numerical model for the analysis of unsteady train braking and releasing manoeuvres. *Journal of Rail and Rapid Transit*, 223:305–317, 2009.
- [35] Belforte P. et al. Numerical and experimental approach for the evaluation of severe longitudinal dynamics of heavy freight trains. *Vehicle System Dynamics*, 46:937–955, 2008.
- [36] Melzi S. et Grasso A. Development of a numerical model of railway air brake and validation against experimental data. *Journal of Advances in Vehicle Engineering*, 5:10–17, 2018.
- [37] Wei W. et al. An air brake model for longitudinal train dynamics studies. *Vehicle System Dynamics*, 55:517–533, 2016.

- 
- [38] Mokin O. et al. Simulation Model for the monitoring system of air brake of the train and determining the place of breakage. *International Journal of Traffic and Transportation Engineering*, 3:184–188, 2014.
- [39] Lee N. et Kang C. The effect of a variable disc pad friction coefficient for the mechanical brake system of a railway vehicle. *PLoS ONE*, 2015.
- [40] Bosso N. *Dispense dal corso: Progettazione meccanica e trazione elettrica di veicoli su rotaia*. Politecnico di Torino, 2023.
- [41] Cole C. Longitudinal train dynamics. *Handbook of railway vehicle dynamics (Capitolo 9)*, di Iwnicki S. pubblicato da CRC Press - Taylor and Francis Group, pages 239–278, 2006.
- [42] Wu Q. et al. Longitudinal train dynamics: an overview. *Vehicle System Dynamics*, 54:1688–1714, 2016.
- [43] Iwnicki S. et al. *Handbook of railway vehicle dynamics*. CRC Press - Taylor and Francis Group, 2nd edition, 2020.
- [44] Pugi L. et al. Preliminary studies concerning the application of different braking arrangements on Italian freight trains. *Vehicle System Dynamics*, 49:1339–1365, 2011.
- [45] Shampine L.F. et al. *Solving ODEs with Matlab*. Cambridge University Press, 2003.
- [46] MathWorks. Choose an ode solver, 2025.
- [47] Belforte G. *Manuale di pneumatica*. Tecniche Nuove, 2005.
- [48] Aboubakr A.K. et al. Implementation of electronically controlled pneumatic brake formulation in longitudinal train dynamics algorithms. *Journal of Multi-body Dynamics*, 230:505–526, 2016.
- [49] Gurrì S. et al. Analisi della velocità di un elettrotreno merci a potenza distribuita su linee ad alta velocità. *Ingegneria Ferroviaria*, 5:393–415, 2023.
- [50] Ge X. et al. An approach for simulating the air brake system of long freight trains based on fluid dynamics. *Railway Engineering Science*, 31:122–134, 2022.