

EFFETTO DELLE CONDIZIONI DI ESERCIZIO SULLA DINAMICA LONGITUDINALE DI TRENI MERCI LUNGHİ

L. Cantone^a, A. Ottati^b

^a *Università degli Studi di Roma "Tor Vergata" - Dipartimento di Ingegneria dell'Impresa,
Via del Politecnico, 1, 00133 Roma, e-mail: Luciano.Cantone@uniroma2.it*

^b *Trenitalia S.p.A., Direzione Tecnica, Ingegneria Rotabili e Tecnologie di Base/ Sistemi Frenanti,
Viale Lavagnini 58, 50129 Firenze, a.ottati@trenitalia.it*

Sommario

I parametri di funzionamento dell'impianto frenante di un treno merci sono in genere leggermente discosti dai loro valori di riferimento. Per questo motivo, la capacità frenante di un veicolo ferroviario, espressa sinteticamente dalla sua massa frenata, si riferisce a valori medi degli spazi d'arresto valutati sperimentalmente secondo la [9]. Il lavoro analizza gli effetti di una serie di parametri sugli spazi d'arresto di un veicolo (mettendo in evidenza i più influenti) e, successivamente, sulla dinamica longitudinale di famiglie di treni aventi stessi regimi di frenatura e massa rimorchiata, ma differentemente disposta lungo il treno. Si mostra che l'effetto dei parametri d'influenza è più evidente su un singolo treno che su una famiglia di treni e si discute quest'aspetto anche in considerazione delle normative UIC 421.

Abstract

The functioning parameters of a freight train braking system are usually slightly different from their reference values. At this aim, braking capacity of a railway vehicle, synthetically expressed by its braked mass, refers to mean values of stopping distances, evaluated accordingly to [9]. The paper analyses the effects of a series of parameters on vehicle stopping distance (pointing out the most influencing ones) and, after, on the longitudinal dynamics of family of trains having the same braking regime and hauled mass, but placed differently along the train. It is showed that the effect of influence parameters is more clear on a single train than on a family of trains and it is discussed such issue also considering the leaflet UIC 421.

Parole chiave: treni merci, forze longitudinali, analisi di sensitività.

1. INTRODUZIONE

L'incremento della lunghezza dei treni merci è uno dei metodi più considerati attualmente per incrementare l'efficienza del trasporto ferroviario merci in Europa, specie per lunghe distanze (traffico internazionale). A causa del principio di funzionamento del freno continuo ed automatico di tipo ferroviario, in cui l'azione frenante non avviene simultaneamente sui diversi carri in composizione, l'aumento della lunghezza del treno causa anche un incremento di forze longitudinali di compressione scambiate tra carri consecutivi durante una frenata. Siccome un eccessivo valore di dette forze può causare il deragliamento di uno o più carri, a livello Nazionale ed Internazionale, esistono una serie di normative che limitano la massima massa e lunghezza del treno, a seconda del tipo di carro utilizzato e soprattutto del regime di frenatura. In particolare, a livello Internazionale, la [1] prescrive le limitazioni cui debbono essere soggetti i treni merci per essere abilitati al traffico internazionale. Detta normativa, inoltre, prescrive anche una metodologia da adottare qualora si voglia ammettere al traffico

internazionale un treno più lungo e/o più pesante (rispetto ai limiti prefissati). La metodologia indicata è di tipo statistico e si fonda sulla generazione di “famiglie” di treni aventi prefissati valori di massa e/o lunghezza. Inoltre, sebbene se ne faccia menzione, non si considera esplicitamente l’effetto di una serie di parametri (definiti tecnici) che influenzando l’effettivo comportamento del sistema frenante pneumatico, alterano la capacità frenante dei diversi carri e, quindi, le forze longitudinali scambiate durante una frenatura. I valori effettivi dei diversi parametri di funzionamento (parametri tecnici) del materiale rotabile tradizionale possono in generale presentare scostamenti dai corrispondenti valori nominali.

Il presente lavoro prende in esame proprio quest’aspetto, vale a dire l’influenza dei parametri tecnici (definiti così nella [1] in contrasto con quelli “operativi” cui ha direttamente accesso l’Impresa Ferroviaria, quali la velocità del treno, la pendenza della linea e così via) sulle forze longitudinali durante una frenatura. Il codice utilizzato per le simulazioni qui riportate è una versione modificata di *TrainDy* [2], in grado di gestire anche input statistici. La generazione automatica della famiglia di treni è compiuta seguendo il metodo già illustrato in [3]. I parametri tecnici considerati sono quelli che hanno influenza sulla dinamica longitudinale e rispetto ai quali è possibile avere un riferimento (di tipo operativo, normativo o manutentivo) circa la loro variabilità; inoltre, l’analisi è stata ristretta ai soli parametri che hanno un’influenza anche sugli spazi d’arresto e non solo, o principalmente, sulle forze scambiate tra carri adiacenti durante una frenatura. Ad esempio, non si è considerato l’effetto della distanza (“gioco”) tra i respingenti di due carri consecutivi (questo è considerato un parametro operativo, essendo controllabile e fissabile dall’Impresa ferroviaria) e neppure la possibile variabilità delle curve caratteristiche degli elementi di accoppiamento (respingenti/tiranti) tra i carri (l’impresa ferroviaria conosce, in genere, la tipologia di accoppiamento e le sue caratteristiche medie). Nella realtà, quindi, è da attendersi una maggiore variabilità delle forze longitudinali, rispetto a quelle qui riportate.

L’attenzione è, inoltre, stata focalizzata su quei parametri, la cui lista è riportata al par. 3, che hanno un sicuro (ancorché modesto) effetto sugli spazi d’arresto, di cui si riferisce anche in [4] e [5]. In quest’ultimi lavori, la variabilità dei parametri tecnici è investigata ai fini del calcolo degli spazi d’arresto, qui, invece, l’attenzione è ampliata anche al calcolo delle forze longitudinali. Già in [6] si affrontava quest’argomento, ma la modellazione qui adottata non si riferisce ad un treno specifico, ma ad una famiglia di treni, come si avrà modo di riferire, sempre al par. 3.

2. BREVE DESCRIZIONE DEL FRENO FERROVIARIO

Al fine di comprendere meglio il significato di alcuni parametri tecnici qui considerati si riporta di seguito una sintetica descrizione dei principi di funzionamento e dei componenti del sistema frenante, per una descrizione più dettagliata si veda, ad esempio, [7]

Il sistema frenante di un convoglio ferroviario è costituito dall’insieme delle apparecchiature che permettono la riduzione della velocità o l’arresto del treno in maniera corretta e dentro spazi predeterminati. Le principali caratteristiche del sistema frenante conforme a [8] ed utilizzato sui rotabili ferroviari in ambito internazionale, sono di essere: *pneumatico*, perché funziona ad aria compressa; *continuo*, perché agisce su tutti i veicoli del treno sotto un unico comando; *automatico*, perché entra spontaneamente in azione nei casi di avarie tali da causare grosse perdite di aria dalla condotta generale o rotture della stessa; *inesauribile*, perché permette di ottenere la “sfrenatura” (rilascio dell’azione frenante) solo quando la pressione della condotta generale è risalita pressoché al valore di regime e le capacità volumetriche (in primis i “serbatoi ausiliari”) sono state sufficientemente ricaricate, e quindi il sistema è pronto per una nuova frenatura; infine, *graduabile*, perché permette di modulare con continuità la forza frenante attuata nel treno (ad ogni incremento o decremento della pressione all’interno della condotta generale, infatti, corrisponde, rispettivamente, una diminuzione o un aumento della forza frenante).

In Figura 1 si riporta lo schema semplificato di impianto frenante ferroviario. Con riferimento a detta figura, in ogni singolo rotabile è presente la Condotta Generale CG (1) munita alle estremità di rubinetti d’intercettazione (2) e semiaccoppiatori flessibili (3), che collegano tra loro la locomotrice e i vari veicoli (carri). Collegato alla condotta generale, a valle di un rubinetto d’isolamento (2a), si trova il Distributore (4), cui fanno capo il Serbatoio Ausiliario (5), il Serbatoio di Comando (6) ed il Cilindro

del Freno (7); quest'ultimo aziona la timoneria di comando dei ceppi o le pinze dei freni a disco (elementi non rappresentati nello schema).

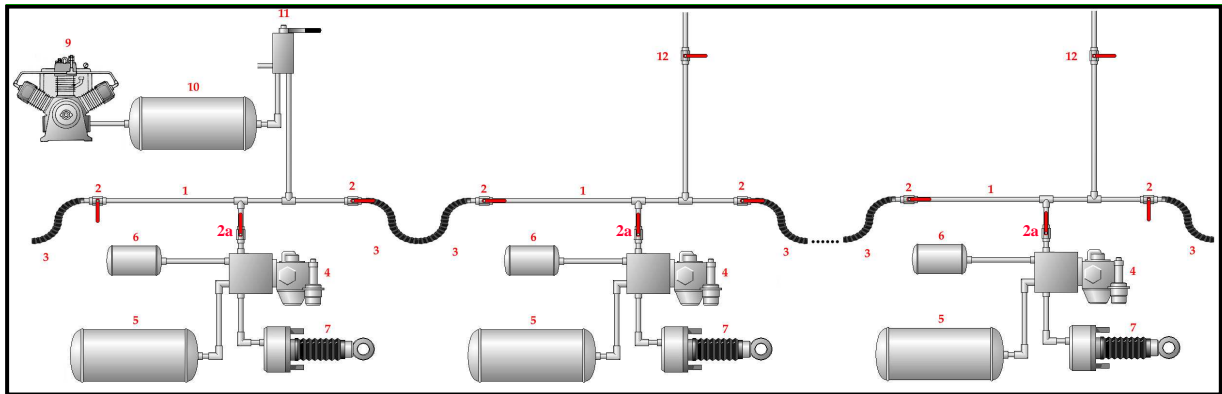


Figura 1: Schema semplificato di impianto frenante ferroviario.

La pressione esercitata dai ceppi o dalle guarnizioni frenanti sui cerchi delle ruote o sui dischi freno determina la decelerazione del convoglio.

La locomotrice comprende inoltre il Compressore (9), che ricarica il Serbatoio Principale (10), e il Rubinetto di Comando del freno continuo (11). Il macchinista comanda la frenatura agendo sul Rubinetto di Comando, il quale determina la regolazione della pressione della CG ponendola in collegamento con l'atmosfera o con il serbatoio principale.

In generale, l'impianto frenante di un carro merci per il regime S (velocità massima 100 km/h) è molto semplice e quindi simile a questo schema di principio. In aggiunta ai componenti rappresentati nello schema si trova un trasformatore di pressione a due stadi, per la frenatura Vuoto-Carico (a commutazione manuale o automatica) interposto fra il Distributore ed il Cilindro del Freno. Sui carri per il regime SS (velocità massima 120 km/h) è invece impiegato, a valle del Distributore, un dispositivo "autovariabile" o "autocontinuo" che adatta automaticamente e senza discontinuità la pressione al Cilindro del Freno (e quindi la forza frenante) alla massa trasportata dal carro. Quest'ultima viene misurata tramite un dispositivo di pesatura installato sulla sospensione, che fornisce al dispositivo autocontinuo una pressione proporzionale al carico gravante sulla sospensione stessa. Questi dispositivi in definitiva consentono di mantenere, entro certi limiti, costante il valore della percentuale di massa frenata del carro al variare del carico.

La pressione realizzata nel Cilindro del Freno è pressoché proporzionale alla caduta di pressione in Condotta Generale, con un massimo di 3.8 bar (carico) per una caduta di 1.5 bar (frenatura massima di servizio) ed un andamento funzionale dipendente dalla curva di trasferimento del distributore. Il Distributore è l'organo decisionale che confronta il valore di pressione in Condotta Generale con quello nel Serbatoio di Comando. Quando, a seguito dell'azionamento del Rubinetto di Comando del freno, si verifica una caduta di pressione in Condotta Generale, il Distributore interrompe la comunicazione della Condotta Generale verso il Serbatoio Ausiliario e il Serbatoio di Comando e la comunicazione del Cilindro Freno con l'atmosfera; mette poi in comunicazione il Serbatoio Ausiliario col Cilindro Freno, determinando così la frenatura. L'elemento fondamentale del distributore è il "dispositivo principale" la cui funzione è quella di immettere e scaricare aria dai cilindri del freno in funzione della pressione nella condotta generale in tempi prestabiliti; in tale lavoro è coadiuvato dal "dispositivo del primo tempo". Indipendentemente dalla soluzione costruttiva adottata per l'ammissione al traffico internazionale il distributore deve garantire i tempi di frenatura e di sfermentazione previsti dalla Norma UIC 540 sia nel caso di regime P (passeggeri) che nel caso di regime G (merci).

Il dispositivo di primo tempo è un organo all'interno del distributore che permette, nella prima fase di frenatura, un veloce riempimento del cilindro del freno favorendo così l'accostamento dei ceppi alla ruota. In particolare, determina un "istantaneo" picco di pressione al cilindro freno di almeno 10% della pressione massima, che anticipa il normale riempimento del cilindro freno tramite foro calibrato. Il funzionamento di tale elemento è indipendente dal regime di frenatura, ma il suo intervento appare particolarmente utile nel caso di regime G (merci) in cui i tempi di riempimento del cilindro freno sono più lunghi.

3. MODELLO STATISTICO E DATI DI INPUT

Al fine di compiere un'analisi statistica secondo quanto richiesto dalla UIC 421, si utilizza l'algoritmo presentato in [3], per generare famiglie di treni aventi la stessa lunghezza o la stessa massa; in realtà, il modello utilizzato è ben più versatile consentendo la generazione di treni aventi sia massa che lunghezza fissata -con bassi margini di variabilità-. Generati i treni, è possibile considerare una variabilità dei parametri riportati nelle tabelle seguenti in maniera statistica; volendo esemplificare, per chiarezza: ogni treno avrà la sua pendenza, la sua velocità iniziale e così via; inoltre, i diversi vagoni di un certo tipo (ad esempio i carri di tipo S13) avranno tutti valori diversi della pressione massima al cilindro freno, del tempo necessario per raggiungere la pressione massima al cilindro freno e così via. Come in [6], anche per le simulazioni che si riferiscono al presente lavoro, la generazione casuale di numeri è compiuta usando l'approccio LHS a partire da una generica distribuzione di probabilità, ma a differenza di [6] dove la variabilità di un dato parametro era la stessa per i diversi veicoli (la distribuzione di probabilità della pressione massima al cilindro freno era la stessa per tutti i veicoli), ora si possono gestire diverse distribuzioni di probabilità per uno stesso parametro; ciò consente di gestire situazioni in cui lo stesso parametro può avere una distribuzione di Gauss per un veicolo e di Weibull per un altro. Inoltre, mentre in [6] se si avevano N treni con n veicoli ciascuno si generavano per ogni parametro del veicolo N vettori aventi n componenti diverse estratti da intervalli equiprobabili di valore $1/n$, nel caso attuale i valori sono estratti da intervalli aventi una probabilità $1/(Nn)$, in modo da garantire una maggiore esplorazione delle code delle distribuzioni di probabilità. L'attuale modellazione, infine, consente di trattare il caso di treni costituiti da un numero complessivo di vagoni diverso tra loro ed in cui il numero di vagoni di un tipo può cambiare da treno a treno, in modo da gestire famiglie di treni nell'ottica della UIC 421 dove si fissa la percentuale complessiva di treni di un tipo, ma non si richiede che questa debba essere rispettata per ogni treno.

Nelle simulazioni che seguono, la variabilità della prestazione di frenatura del singolo veicolo è ottenuta agendo direttamente sulla massa frenata, in modo da ottenere come in [4] una variabilità sugli spazi d'arresto del 10%, o su una serie di parametri il cui effetto complessivo sullo spazio d'arresto, come si mostrerà nel seguito, è simile.

Nel caso in cui si varia direttamente la massa frenata, al fine di valutare i parametri della distribuzione di probabilità (si assume per semplicità una gaussiana) si procede come segue: il valore medio della massa frenata è il suo valore di riferimento; da questo si ricava, conoscendo la massa complessiva del veicolo, la percentuale di massa frenata λ . Utilizzando l'espressione (1), tratta dalla [9] e riferita ad una velocità di 100 km/h ed a veicoli equipaggiati da freni a ceppi (analoghi a quelli considerati in questa memoria), si determina lo spazio d'arresto teorico (vale a dire secondo la [9]):

$$s = \frac{C}{\lambda + D}, \text{ con } C = 52840 \text{ e } D = 10 \quad (1)$$

Determinato il valore di riferimento dello spazio d'arresto, si determina statisticamente un nuovo valore dello stesso (semplicemente moltiplicandolo per un numero random estratto da una Gaussiana avente media 1 e deviazione standard 0.1/3), da cui si ricava un nuovo valore di λ , manipolando la (1) e, quindi, un nuovo valore di massa frenata, che è successivamente usata nel calcolo.

3.1. Dati di input

Di seguito, si riportano una serie di tabelle contenenti i parametri cambiati statisticamente, raggruppati per tipologia; la distribuzione di probabilità è una Gaussiana, molto adatta a studiare incertezze raccolte attorno ad un valore medio noto, come accade nella maggior parte dei parametri qui considerati. Il tipo di variabilità del parametro è indicato con una "p" (proporzionale) od una "a" (assoluto) a seconda che, rispettivamente, il valore statistico sia ottenuto moltiplicando il valore nominale per quello casuale o sia pari direttamente a quest'ultimo. Inoltre, nella colonna riferimento delle tabelle, si fornisce una sintetica spiegazione della variabilità usata: molte volte si tratta di riferimenti normativi, altre volte di dati sperimentali ed altre volte ancora si usano (o stimano) valori tratti dalle esperienze manutentive. Infine, con il simbolo \bar{x} si indica la media della distribuzione e con s il suo scarto quadratico medio.

La Tabella 1 riporta le incertezze riguardanti la linea e la velocità di marcia del treno (o veicolo singolo).

Tabella 1 Parametri della linea e della velocità iniziale di frenatura

Parametro	\bar{x}	s	Tipo	Riferimento
Pendenza	0	1/3	a	In genere, il Gestore della Rete Ferroviaria fornisce all'Impresa Ferroviaria i dati sulla pendenza con un errore massimo di 1‰
Velocità	1	0.01	p	Tipicamente, lo scarto massimo sul tachimetro è del 3%

Nelle analisi seguenti sono stati presi in considerazione due tipologie di traffico: quello di tipo “siderurgico” (con carri pianale muniti di selle porta coils tipo S13 e R1h) e quello di traffico “rottami” o “materiali grezzi” (con carri ad alte sponde a carrelli della serie E). Il trasporto siderurgico è simulato in regime LL (locomotiva lunga [10]) con massa rimorchiata di 1600 t ed in regime merci G, con massa rimorchiata di 2500 t; il trasporto rottami è considerato operare in quest'ultime condizioni, con l'ulteriore ipotesi di avere una differenza massima nel carico tra i diversi carri di 5 t (siccome questo tipo di trasporto è operato con carri caricati all'incirca nello stesso modo). La Tabella 2 riporta i principali dati dei carri usati in questa sede, mentre la Tabella 3 fornisce i dati riguardanti i valori nominali di massa utile trasportata per carro con la corrispondente frequenza relativa e sono, come detto, rappresentativi di una possibile condizione d'esercizio.

Tabella 2 Principali dati dei cari usati

	S13	R1h	Eanos
Lunghezza [m]	12,04	14,04	15,74
Tara [t]	22,5	20,0	23,5
Numero assi	4		
Tipo di freno	2 x Bgu		
Percentuale utilizzo [%]	40	60	100
Massa frenata a carico [t]	58	48	58
Massa d'inversione [t]	46	40	48
Massa frenata a vuoto [t]	25	24	26

Tabella 3 Massa utile e frequenza relativa

	Massa [t]	30.5	34	35	44	47	54.5
R1h	Frequenza	0.14	0.33	0.2	0.07	0.13	0.13
	Massa [t]	31.5	32.5	34	43	50.5	56
S13	Frequenza	0.2	0.2	0.15	0.15	0.1	0.2
	Massa [t]	52.5		57.5		57.5	
Eanos	Frequenza	0.5		0.5		0.5	

L'effettiva massa trasportata e la tara dei veicoli sono considerate variabili secondo Gaussiane normalizzate $N(1,0.005)$; la variabilità sulla massa è stata valutata considerando un'incertezza di misura pari a ± 1 t nella misurazione della massima massa utile (pari a 70 t).

Tabella 4 Parametri usati nella determinazione della massa frenata.

Parametro	\bar{x}	s	Tipo	Riferimento
Pressione massima al cilindro freno	1	$8.77 \cdot 10^{-3}$	p	Secondo [8] (p.1.7: 3.8 ± 0.1 bar)
Sezione cilindro freno	1.0003	$2.05 \cdot 10^{-4}$	p	Tolleranze tipiche per un cilindro pneumatico
Rapporto di timoneria	1	$\sqrt{2} \cdot \frac{0.01}{3}$	p	Si è ipotizzata una variabilità massima della lunghezza dei leveraggi dell'1%. La $\sqrt{2}$ è il risultato dell'applicazione dell'algebra delle variabili casuali.
Forza della molla antagonista del cilindro freno	1	0.1/3	p	È il parametro F_F in [9]. La variabilità è stata stimata in relazione alle esperienze manutentive

Forza della molla per il recupero dei giochi di timoneria	1	0.1/3	p	È il parametro F_R in [9]. La variabilità è stata stimata in relazione alle esperienze manutentive
Rendimento di timoneria	1	0.08/3	p	Si veda [4]

La Tabella 4 riporta i parametri usati per il calcolo della massa frenata secondo la [9]; il calcolo si riferisce ai ceppi in ghisa, ma è semplice l'estensione ad altri tipi di soole. Secondo tale normativa, la massa frenata si calcola mediante prove sperimentali utilizzando i diagrammi riportati in Appendice B; il valore trovato, nel caso di carri merci come quelli qui considerati, corrisponde all'applicazione della seguente formula:

$$\begin{aligned}
 B &= \frac{k}{g} \cdot \sum F_d \\
 \sum F_d &= [(P_{BC} S_{BC} - F_F) I - i^* F_R] \cdot \eta \\
 F_d &= \sum F_d / n_{bs} \\
 k &= a_0 + a_1 F_d + a_2 F_d^2 + a_3 F_d^3
 \end{aligned} \tag{2}$$

dove: B è la massa frenata [t]; g è l'accelerazione di gravità [m/s^2]; P_{BC} è la pressione massima al cilindro freno [bar]; S_{BC} è la sezione trasversale del cilindro freno [dm^2]; F_F è la forza della molla antagonista del cilindro freno [kN]; I è il rapporto di timoneria; i^* è pari al doppio del numero di sale del carro; F_R è la forza della molla per il recupero dei giochi di timoneria; η è il rendimento di timoneria; n_{bs} è il numero dei porta suola del carro; i coefficienti a_i si calcolano secondo la Tabella 5.

Tabella 5 Coefficienti polinomiale massa frenata

		a0	a1	a2	a3
Tipi di suola	Bg	2.145	$-5.38 \cdot 10^{-2}$	$7.80 \cdot 10^{-4}$	$-5.36 \cdot 10^{-6}$
	Bgu	2.137	$-5.14 \cdot 10^{-2}$	$8.32 \cdot 10^{-4}$	$-6.04 \cdot 10^{-6}$

I valori dei coefficienti di Tabella 5 si riferiscono a soole in ghisa per le quali è possibile una modellazione del coefficiente d'attrito in funzione della pressione specifica e della velocità secondo quanto riportato in [12]. La variabilità del coefficiente d'attrito rispetto al valore nominale è stata modellata con una gaussiana normalizzata $N(1, 0.03)$, secondo dati sperimentali forniti da Trenitalia. La Tabella 6 riporta i parametri che hanno influenza sul comportamento del distributore: in molti casi si è assunta una modellazione proporzionale ed uno scostamento di $\pm 10\%$ rispetto al valore di riferimento. Per quanto riguarda la variabilità dei tempi per raggiungere la pressione massima al cilindro freno, si è usato il simbolo "ap" per indicare che si è utilizzato un approccio sia assoluto che proporzionale: in pratica, noto il tempo necessario per raggiungere il 95% della pressione massima (indicato con t_{95}), il tempo per raggiungere il 100% (indicato con t_{100}) è pari a: $t_{100} = t_{95} \cdot (1 + v_{100})$, essendo v_{100} un numero casuale estratto da una distribuzione di Gauss con media 0.2 e scarto quadratico medio 0.2/3. L'incremento medio del 20% di t_{100} rispetto a t_{95} è stato ricavato durante la validazione di *TrainDy*. Infine, la Tabella 7 riporta le caratteristiche delle incertezze assunte per i parametri caratteristici della condotta generale.

Tabella 6 Parametri del distributore.

Parametro	\bar{x}	s	Tipo	Riferimento
Tempo per raggiungere il 95% del valore massimo di pressione in P	4.0	1/3	a	Per il 95% la [8] prescrive che tale tempo sia tra 3 e 5 s..

Tempo per raggiungere il 95% del valore massimo di pressione in G	24	2	a	Per il 95% la [8] prescrive che tale tempo sia tra 18 e 30 s.
Tempo per raggiungere il valore massimo di pressione in P	0.2	0.02/3	ap	Per il 100 % si è usata una maggiorazione del 20% rispetto ai valori del 95% (sulla base dei dati raccolti durante la validazione di <i>TrainDy</i>). È poi stata aggiunta anche qui un'incertezza del 10%.
Tempo per raggiungere il valore massimo di pressione in G	0.2	0.02/3	ap	Si è proceduto come al punto precedente.
Caduta di pressione in CG per attivare le camere acceleratrici	1	0.1/3	p	Questo parametro è governato da un gradiente [8]; nella modellazione di <i>TrainDy</i> si usa una variazione di pressione. Si è assunta una dispersione rispetto al valore di riferimento di un $\pm 10\%$.
Caduta di pressione in CG per attivare il cilindro freno	1	0.1/3	p	È legato alla curva di trasferimento del distributore [8]. Anche in questo caso si è assunta una dispersione rispetto al valore di riferimento di un $\pm 10\%$.
Pressione in CF per l'application stroke	1	0.1/3	p	
Tempo per l'application stroke	1	0.1/3	p	Sono parametri utilizzati in <i>TrainDy</i> per comandare la prima parte della salita di pressione al cilindro freno indipendentemente dal regime di frenatura. Servono ad emulare il funzionamento del dispositivo di "primo tempo". Si è assunta, rispetto ai valori trovati durante la validazione, di <i>TrainDy</i> una variabilità del $\pm 10\%$.
Pressione in CG per l'Application Stroke	1	0.1/3	p	
Pressione al CF per l'inshot function	1	0.1/3	p	
Tempo per l'inshot function	1	0.1/3	p	

Tabella 7 Parametri della condotta generale

Parametro	\bar{x}	s	Tipo	Riferimento
Diametro condotta generale	1	$1.5 \cdot 10^{-3}$	p	Considerando le usuali tolleranze di lavorazione per tubi trafilati
Pressione iniziale in CG	1	0.01/3	p	Nella [11] si fa riferimento ad un valore centrale di 5 bar ed uno scostamento di ± 0.05 bar. Si è assunta una Gaussiana.

4. SIMULAZIONI

Le simulazioni che si riportano si riferiscono sia al veicolo singolo che al treno merci per trasporto siderurgico (in regime LL e G, con massa trasportata, rispettivamente di 1600 t e 2500 t) e trasporto rottami (in G con massa 2500 t). Prima di mostrare i risultati veri e propri, si ritiene utile riportare in Figura 2 un semplice studio di convergenza della risposta statistica del veicolo singolo (nel caso specifico di tipo S13), riferito allo spazio d'arresto, e del treno (nel caso specifico in regime LL con massa 1600 t), riferito alla forza longitudinale di compressione a 10 m.

I grafici di Figura 2 mostrano che già dopo 300 simulazioni si ha uno scostamento rispetto al valore "effettivo" molto modesto; i risultati delle simulazioni che si mostrano in seguito si riferiscono a campioni di numerosità 900, al fine di aumentare l'accuratezza dei risultati forniti

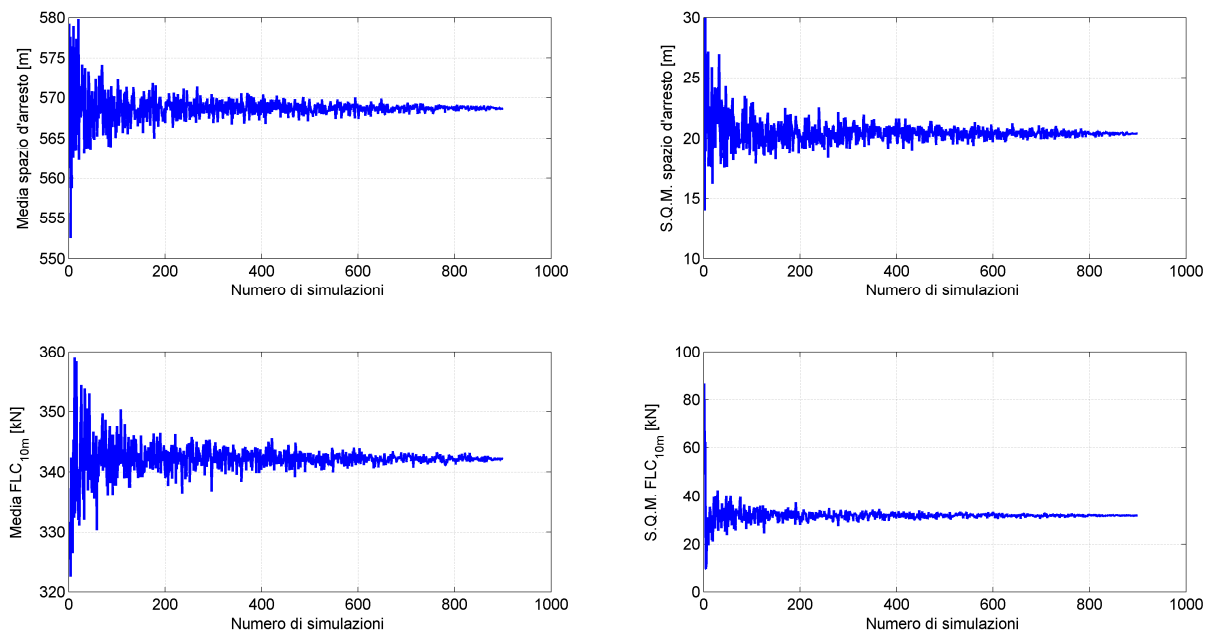


Figura 2: Convergenza statistica dello spazio d'arresto (per veicolo singolo) (a) media e (b) scarto quadratico medio; e forza longitudinale di compressione a 10 m (c) media e (d) scarto quadratico medio.

4.1. Singolo veicolo

La Figura 3 riporta le curve cumulative degli spazi d'arresto per frenate d'emergenza in regime P da 100 km/h riferiti al veicolo tipo S13; il tratto pieno si riferisce alla variabilità degli spazi d'arresto calcolata applicando la [9], la linea tratteggiata attiene al caso in cui la variabilità degli spazi d'arresto è stata imputata tutta al solo peso frenato, infine, la linea puntata rappresenta la variabilità dello spazio d'arresto ottenuta considerando l'incertezza dei parametri d'influenza come rappresentata nelle tabelle precedenti.

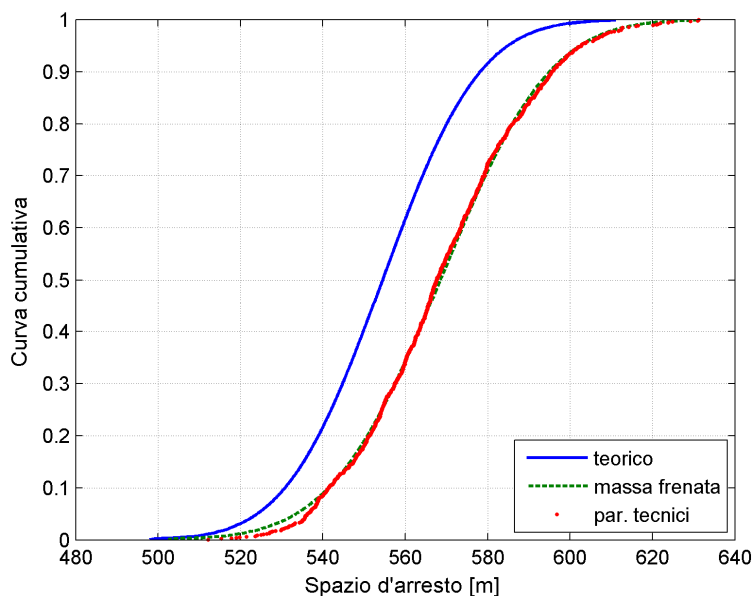


Figura 3: Curve cumulative degli spazi d'arresto

Dalla figura emerge l'ottimo accordo tra le simulazioni condotte considerando la variabilità della massa frenata (calcolata secondo quanto mostrato prima) e quella dei parametri tecnici; lo scostamento rispetto al dato teorico è modesto ed è dovuto alle (modeste) approssimazioni dei modelli di *TrainDy* in termini di spazio coefficiente d'attrito ruota/ceppi e caratterizzazione del funzionamento del distributore: si

tenga presente che l'errore di *TrainDy* sugli spazi d'arresto durante la validazione è stato sempre inferiore al 10 % (in questo caso è decisamente più modesto) e che le simulazioni approssimano gli spazi d'arresto a volte in eccesso (come in questo caso) ed altre in difetto e ciò dipende dalla percentuale di massa frenata del carro.

La Tabella 8 riporta la media, lo scarto quadratico medio ed il rapporto tra tre volte quest'ultimo e la media, per le stesse tre condizioni precedenti; quest'ultima quantità dovrebbe essere pari al 10 % (come avviene nel caso teorico); come si può facilmente osservare, le simulazioni se ne discostano davvero poco.

Tabella 8 Parametri statistici spazi d'arresto

	Media, m	S.Q.M., s	$3 \cdot s / m \cdot 100$ [%]
Teorico	554.5	18.5	10.0
Massa Frenata	568.3	20.9	11.0
Parametri tecnici	568.7	20.41	10.8

E' chiaro che con i diversi parametri tecnici si è avuto modo di riprodurre la medesima variabilità che si ha con la sola massa frenata; è spontaneo chiedersi se tutti i parametri che si sono considerati contribuiscono in egual misura alla determinazione dell'incertezza degli spazi d'arresto o ve ne sono alcuni più importanti. E' bene noto che il parametro più importante per la determinazione della massa frenata (e quindi dello spazio d'arresto in P) è il coefficiente d'attrito e che altri parametri importanti sono la velocità iniziale e la pendenza della linea, ma cosa si può affermare sugli altri? I risultati di Figura 4 riferiscono di un'analisi di sensitività condotta con il metodo semplificato dei coefficienti standardizzati di regressione (si veda, ad esempio, [13]) ed applicata ai tre tipi di veicoli presi in considerazione: essi mostrano che la maggior parte della variabilità è nei parametri citati con l'aggiunta del rendimento di timoneria che ha un'importanza maggiore della pendenza della linea. La motivazione della rilevanza del rendimento di timoneria può essere trovata dall'osservazione della (2), da cui risulta chiaramente che la forza normale agente tra ceppo e disco è proporzionale proprio al rendimento di timoneria.

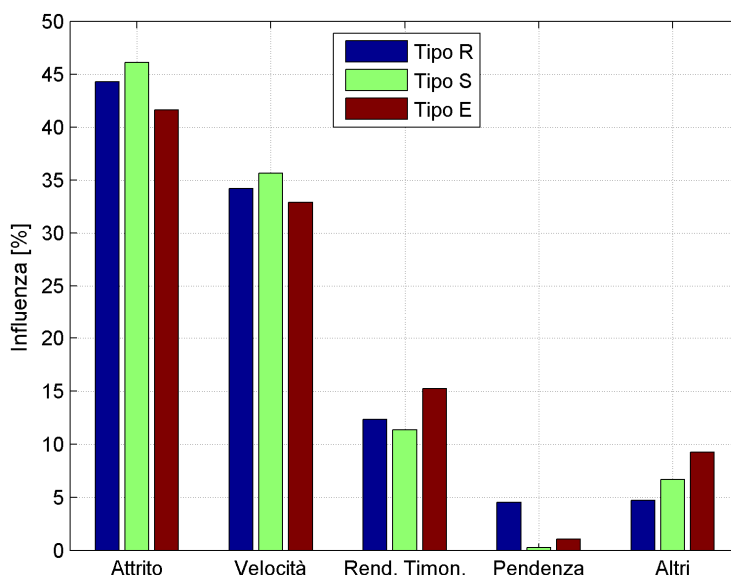


Figura 4: Istogramma dei coefficienti standardizzati di regressione.

In questa memoria, si è scelto di limitare l'analisi al solo metodo dei coefficienti standardizzati di regressione, che permette di calcolare con più che discreta approssimazione gli effetti dei fattori principali, ma non consente di trarre immediatamente informazioni sugli effetti secondari.

I risultati appena mostrati provano che: i) la variabilità dei parametri tecnici è equivalente, ai fini del calcolo degli spazi d'arresto, alla variabilità del solo peso frenato; ii) i risultati delle simulazioni sono molto vicini a quelli teorici.

4.2. Treni in LL, G e rottami

La Figura 5 riporta le curve cumulative riferite al caso di treno in regime LL per trasporto siderurgico con 1600 t di massa rimorchiata in (a); in (b) si ha lo stesso tipo di trasporto ed il regime G, mentre in (c) il trasporto è di rottami ed il regime è sempre G. La manovra considerata è una frenatura di emergenza da 30 km/h.

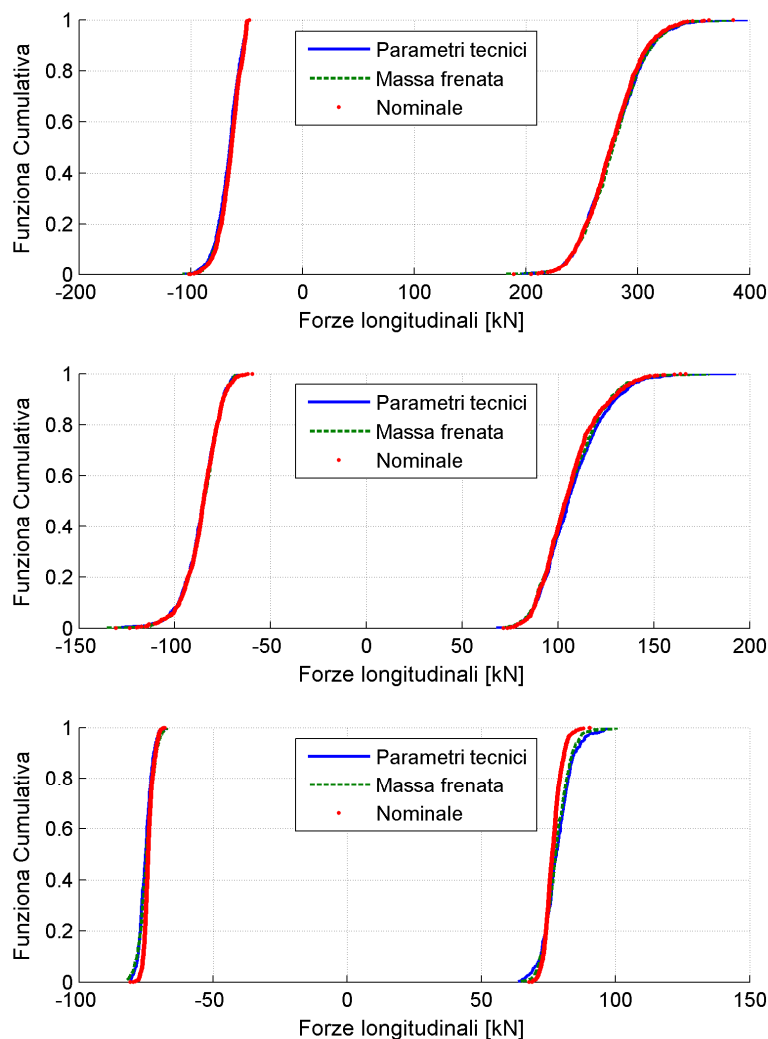


Figura 5: Curve cumulative delle forze longitudinali; regimi di frenatura: LL (a) e G (b) si riferiscono al traffico siderurgico; in (c) è rappresentato il traffico rottami in G.

Le curve si riferiscono a treni aventi tutti una stessa massa totale (si hanno oscillazioni massime di $\pm 2\%$) ma i cui vagoni hanno una distribuzione di carico secondo la Tabella 3 e sono diversamente posizionati; inoltre, nel traffico siderurgico, i carri S sono il 40% mentre i carri R sono il 60%, invece, nel traffico rottami si usano solo carri di tipo E. Le forze longitudinali di compressione (segno negativo) sono riferite al valore minimo (in modulo) nei 10 m precedenti, mentre quelle a trazione (segno positivo) si riferiscono al valore minimo nei 2 m precedenti: si è scelto di procedere in questo modo perché le forze di compressione a 10 m sono usate per avere indicazioni sul rischio di svio del veicolo, mentre quelle a trazione a 2 m si possono usare per valutare il rischio di “spezzamento” del treno, a causa della rottura

dei ganci di trazione¹. Com'è evidente dalla figura, l'incertezza espressa in termini di parametri tecnici o di peso frenato ha conseguenze molto simili oltre che sugli spazi d'arresto (come mostrato in precedenza) anche sulle forze longitudinali di compressione e trazione.

Le forze longitudinali, sia in compressione che in trazione non sono molto dipendenti dall'incertezza della massa frenata o dei parametri tecnici, ma sono dipendenti dalla distribuzione delle masse lungo il treno; in altri termini, da questi risultati, sembra che l'effetto più importante nella determinazione delle forze longitudinali sia dato dalla distribuzione di massa lungo il treno. Ciò è sicuramente vero, ma ciò significa che l'effetto delle altre incertezze (massa frenata o parametri tecnici) sia trascurabile? In altri termini, ci si può domandare se considerare insieme l'effetto della disposizione della massa lungo il treno e quello del comportamento fuori specifica dei parametri tecnici (o del peso frenato) sia il modo migliore per determinare le massime forze di trazione e di compressione che si possono ottenere con un certo tipo di carico (come quello rappresentato dalla Tabella 3), secondo un certo regime di frenatura, fissata la massa trasportata o se esiste un metodo *migliore*. Prima di rispondere a questa domanda, è bene sottolineare che *teoricamente* considerare insieme l'effetto della diversa disposizione delle masse e la variabilità dei parametri tecnici (o delle masse frenate) porta allo "stesso" risultato che considerare una certa distribuzione delle masse e su questa aggiungere l'effetto della variabilità dei parametri tecnici (o delle masse frenate).

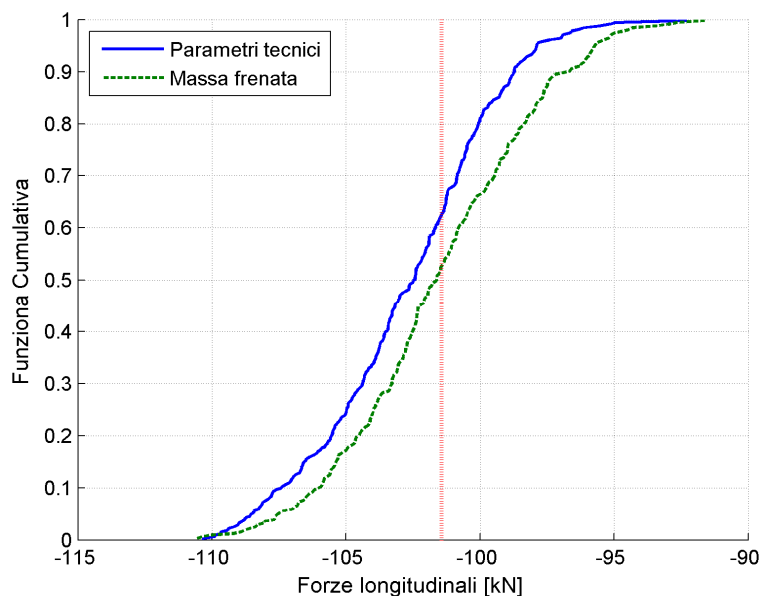


Figura 6 Curve cumulative per la configurazione di treno con massime forze longitudinali in compressione in regime LL al variare dei parametri tecnici e della massa frenata.

La Figura 6 riporta le curve cumulative che si riferiscono al treno avente le peggiori forze di compressione in regime LL (in condizioni nominali) e valutando su questa composizione l'effetto della variabilità dei parametri tecnici e delle masse frenate. La linea verticale tratteggiata di Figura 6 si riferisce proprio al valore delle forze di compressione a 10 m per il treno preso in esame. Si osserva come il parametri tecnici tendono a fornire valori delle forze di compressione leggermente maggiori rispetto alle masse frenate, e ciò è generale e non dipende dal tipo di regime di frenatura considerato; ciò significa che la valutazione delle massime forze longitudinali è più correttamente eseguita se compiuta considerando la variabilità dei parametri tecnici rispetto alla massa frenata, anche se da un punto di vista ingegneristico non sussiste una significativa differenza tra le due metodologie. I valori di forze di compressione riportati in Figura 6 rappresentano quelli "massimi"² statisticamente ottenibili nel

¹ In realtà, essendo la rottura per trazione "istantanea", si dovrebbero usare le forze istantanee di trazione, solo che quest'ultime sono maggiormente dipendenti dal solutore numerico delle equazioni differenziali, rispetto a quelle a 2 m

² Il campione è costituito da 300 simulazioni ed è ovviamente solo parzialmente rappresentativo della popolazione.

caso di trasporto siderurgico in regime LL (con massa trasportata di 1600 t e distribuzione delle masse secondo la Tabella 3). Questi risultati mostrano che considerare separatamente l'effetto della disposizione del carico lungo il treno e poi quello della variabilità dei parametri tecnici (o della massa frenata) è il modo più rapido di conoscere le massime forze che si possono ottenere per un certo tipo di "offerta ferroviaria".

Prima di concludere il presente paragrafo, si desidera svolgere un'ultima considerazione sugli spazi d'arresto dei treni prima considerati; la Tabella 9 riporta la media ed il rapporto tra tre volte lo scarto quadratico medio e la media degli spazi d'arresto per le tre famiglie di treni considerate al variare della sola distribuzione di massa (condizioni nominali) o aggiungendo l'effetto dell'incertezza statistica della massa frenata e dei parametri tecnici. La media degli spazi d'arresto considerando l'incertezza in termini di parametri tecnici o di massa frenata o non considerando affatto questi aspetti è pressoché identica; nel caso dei treni, a differenza dei veicoli singoli, la variabilità degli spazi d'arresto è maggiore nel caso si considerino i parametri tecnici rispetto alla massa frenata (prima era praticamente identica). Ad ogni modo, questa variabilità si mantiene sempre inferiore alla variabilità che si riscontrava nel caso dei veicoli singoli: ciò è normale se si considera che in un treno alcuni carri freneranno di più altri di meno tendendo a ridurre la variabilità complessiva degli spazi d'arresto. Infine, si fa osservare come la variabilità degli spazi d'arresto è sempre superiore (sia se si considerano i parametri tecnici sia la massa frenata) rispetto al caso delle condizioni nominali.

Tabella 9 Parametri statistici degli spazi d'arresto per i treni considerati

	LL, 1660 t		G, 2500 t (siderurgico)		G, 2500 t (rottami)	
	Media, <i>m</i> [m]	$3 \cdot s/m$ [%]	Media, <i>m</i> [m]	$3 \cdot s/m$ [%]	Media, <i>m</i> [m]	$3 \cdot s/m$ [%]
Par. tecnici	62.2	8.12	85.1	7.48	87.7	5.79
Massa Frenata	62.2	5.98	85.4	5.06	88.0	1.69
Cond. Nom.	62.3	5.83	85.5	5.00	88.1	0.79

4.3. Considerazioni sulla UIC 421

La nuova versione della normativa UIC 421 sul traffico merci internazionale, presenta una parte metodologica di tipo statistico, utile per la messa in circolazione di treni oltre le limitazioni esplicitamente indicate nella normativa stessa. L'ultimo risultato che si intende riportare brevemente in questa memoria riguarda proprio il confronto tra due famiglie di treni per trasporto siderurgico: regime G, con massa rimorchiata di 2500 t (ammessa esplicitamente dalla normativa) e regime LL, con massa rimorchiata di 1800 t (non ammessa esplicitamente dalla normativa).

La Figura 7 riporta le curve cumulative di queste due famiglie di treni (tratto pieno) al variare della sola distribuzione delle masse, ottenute mediante 900 simulazioni: la parte in basso è semplicemente un ingrandimento di quella in alto. Nella medesima figura, con lo stesso colore, ma in tratteggio, si riportano le curve cumulative relativamente alle due particolari composizioni di treni aventi, per i due regimi di frenatura, le maggiori forze longitudinali di compressione a 10 m, al variare dei parametri tecnici, riferite, in entrambi i casi, a 300 simulazioni (1/3 delle altre).

Una valutazione dell'ammissibilità di una famiglia di treni rispetto ad un'altra che tiene conto solo dei valori puntuali delle forze di compressione al variare della distribuzione delle masse potrebbe far ritenere il treno in LL più pericoloso di quello in G (si vedano anche le due linee verticali usate come riferimenti). Lo studio, però, della dinamica longitudinale al variare dei parametri tecnici mostra che quest'ultimi introducono una maggiore variabilità nel caso del regime G rispetto a quello LL, portando a forze di compressione che sono maggiori nel primo caso rispetto al secondo.

Focalizzando, invece, l'attenzione su tutto il comportamento statistico della famiglia di treni in LL (da 1800 t) ed in G (da 2500 t), conduce ad affermare che la probabilità di avere un treno in LL con forze longitudinali di compressione maggiori (in modulo) di quelle ottenibili in G è del 55.2 %. Se si fissa l'attenzione sulle rispettive due configurazioni peggiori (ipotizzate rappresentative della popolazione) e si eseguono su queste analisi al variare dei parametri tecnici, la probabilità che i treni in LL abbiano valori di forze longitudinali in compressione maggiori (sempre in modulo) a quelle dei treni in G è del 78.5 %.

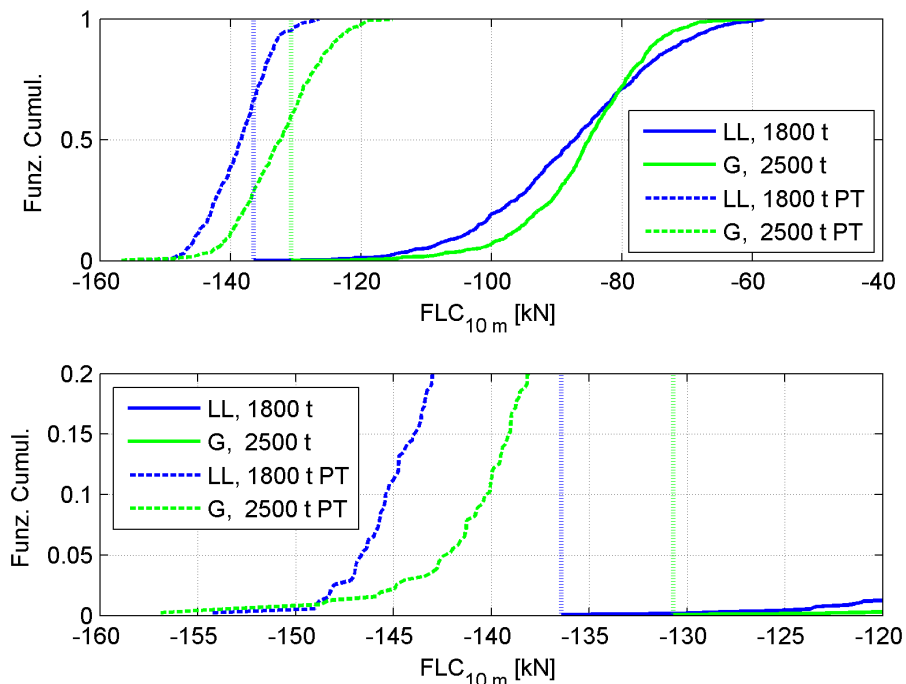


Figura 7 Confronto tra treni in G (2550 t) ed in LL (1800 t).

5. CONCLUSIONI

Le performance di frenatura di un veicolo ferroviario o un treno sono caratterizzate dalla sua massa frenata; questo è un parametro sintetico che condensa, ai fini della distanza d'arresto, una serie di altri parametri sia operativi (ad es., l'effettiva velocità iniziale) sia di funzionamento (o "tecnici") (ad es., il coefficiente d'attrito ruota/ceppi). Il lavoro prende in considerazione oltre venti parametri, che in *TrainDy* (software certificato UIC per il calcolo della dinamica longitudinale) influiscono sullo spazio d'arresto di un veicolo ferroviario, mostrando come la loro variabilità sia equivalente, a quella della massa frenata ai fini del calcolo degli spazi d'arresto, ma consentendo di evidenziare quali tra questi parametri sono i più influenti per tutte le tipologie di veicoli ferroviari considerati. Anche ai fini del calcolo delle forze longitudinali di compressione in un treno durante una frenatura si mantiene (all'incirca) quest'equivalenza tra massa frenata e parametri tecnici. Nel caso di tre tipologie di treni, rappresentative del traffico ferroviario merci di Trenitalia, si è mostrato che considerare insieme la variabilità della distribuzione delle masse lungo il treno e quella della massa frenata (o dei parametri tecnici) non porta a calcolare (in maniera computazionalmente efficiente) le massime forze longitudinali, che, invece, possono essere calcolate fissando l'attenzione su un treno particolare. Infine, si è mostrato che, ai fini della UIC 421, nella valutazione dell'ammissibilità di una nuova famiglia di treni (caratterizzata da valori maggiori della massa rimorchiata) sia conveniente considerare oltre che l'effetto della distribuzione delle masse anche quello dei parametri tecnici.

BIBLIOGRAFIA

- [1] UIC 421 OR, "Rules of the consist and braking of international freight trains", 9th edition, January 2012.
- [2] Cantone L., "TrainDy: the new Union Internationale des Chemins de Fer software for freight train interoperability", *Proc. IMechE, Part F: J. Rail and Rapid Transit*, 2011, 225 (F1), 57-70. DOI 10.1243/09544097JRRRT347.
- [3] Cantone L., Vullo V., "Analisi e ricerca di zone operative per treni merci a trazione distribuita", *Atti del XLII Convegno Nazionale Associazione Italiana per l'Analisi delle Sollecitazioni (AIAS 2013)*, Salerno (SA) 11-14 Settembre 2013.

- [4] Presciani P., “Studio di un modello di frenatura per sistemi di controllo della velocità”, *Ingegneria Ferroviaria*, Nr 8, pp. 495-510, 2000.
- [5] Malvezzi M., Presciani, P., Allotta B., Toni P., “Probabilistic analysis of braking performance in railways”, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit* May 1, 2003 217: 149-165.
- [6] Cantone L., “Analisi Della Variabilita’ Delle Forze Longitudinali In Treni Merci Lunghi”, *Atti del XXXIX Convegno Nazionale dell’Associazione Italiana per l’Analisi delle Sollecitazioni (AIAS 2010)*, Maratea (PZ) 7-10 Settembre 2010.
- [7] Tagliaferri A., Matricardi A., 2001, “Nozioni sul freno ferroviario” CIFI collana per la formazione professionale
- [8] UIC 540 O, “Brakes – Air brakes for freight trains and passenger trains”, 5th edition, November 2006.
- [9] UIC 544–1 OR, Brakes – Braking performance, 5th edition June 2013, Paris, France.
- [10] Pugi, L. et al., “Attività di studio e simulazione per l'introduzione del regime di "locomotiva lunga", *Ingegneria Ferroviaria*, Roma, ISSN 0020 0956, vol. LXIV, n° 10, 2009, p. 833 – 852.
- [11] UIC 541–1 OR, Brakes – Regulations concerning the design of brake components, 8th edition March 2013, Paris, France.
- [12] Witt T., Müller L., “Methods for the Validation of Algorithms for the Simulation of Longitudinal Dynamics” *Proceedings of the 16th IAVSD Symposium 1999*, Faculty of Engineering, University of Pretoria, South Africa.
- [13] Saltelli, A., Ratto, M., Andres, T., Campolongo, F., Cariboni, J., Gatelli, D. Saisana, M., and Tarantola, S., 2008, *Global Sensitivity Analysis. The Primer*, John Wiley & Sons.