



POLITECNICO DI TORINO

Collegio di Ingegneria Meccanica, Aerospaziale,
dell'Autoveicolo e della Produzione

TESI DI LAUREA

**ANALISI DELLO STATO DELL'ARTE E SIMULAZIONE
DI LUNGI CONVOGLI FERROVIARI**

Relatore

Aurelio Somà

Co-relatore

Nicolò Zampieri

Candidato

Lorenzo Rossi Bartoli

Ottobre 2020

Ringraziamenti

Grazie alla mia famiglia, per avermi supportato economicamente e per avermi spronato a dare sempre il meglio, riponendo in me piena fiducia.

Grazie alla mia fidanzata Serena, che mi ha fornito un supporto morale costante e incondizionato. Abbiamo vissuto due anni speciali, pieni di affetto e soddisfazioni personali e finalmente abbiamo ridotto la distanza che ci ha separato per diversi anni.

Grazie ai miei coinquilini, Lorenzo e Filippo, con cui ho avuto la fortuna di condividere sin dall'inizio del percorso universitario non solo l'appartamento ma esperienze, ansie per gli esami e soddisfazioni. Credo che i cinque anni passati insieme siano stati fondamentali per maturare come persone e per rafforzare un'amicizia che sono sicuro non finirà mai.

Grazie infine al mio professore Nicolò Zampieri e al dottorando Matteo Magelli per la loro estrema disponibilità, per il tempo dedicatomi e per l'aiuto nella realizzazione di questa tesi.

INDICE

Sommario	1
Abstract	2
1 Introduzione	1
1.1 Dinamica longitudinale dei treni	1
1.2 Equazioni generali di equilibrio	2
2 Organi di collegamento	5
2.1 Sistemi di collegamento in circolazione	5
2.2 Sistema gancio - respingenti	5
2.2.1 Organi di trazione	6
2.2.2 Organi di repulsione	10
2.2.3 Tecniche di modellazione	13
2.3 Accoppiatore americano	18
2.3.1 Descrizione	18
2.3.2 Fasi caratteristiche del gruppo elastico ad attrito	21
2.3.3 Aspetti caratteristici del sistema	22
2.3.4 Tecniche di modellazione	26
3 Resistenze al moto	37
3.1 Introduzione.....	37
3.2 Resistenze ordinarie	37
3.2.1 Formule per la stima della resistenza ordinaria	39
3.3 Resistenze accidentali.....	44
3.3.1 Resistenza in curva	44
3.3.2 Resistenza dovuta al dislivello	47
4 Benchmark internazionale	48
4.1 Nascita e obiettivi.....	48
4.2 Dati in input	49
4.2.1 Configurazione dei treni e sistemi di collegamento dei veicoli	49
4.2.2 Caratteristiche di trazione e frenatura	51
4.2.3 Formule di resistenza	51
4.2.4 Tracciato	52

4.3	Obiettivi	53
4.4	Strategie di modellazione dei diversi team	55
5	Codice LTD del Politecnico di Torino.....	58
5.1	Equazioni di equilibrio generali	58
5.2	Calcolo delle forze agenti	60
5.3	Fasi e funzionamento del codice	62
6	Simulazioni	71
6.1	Resistenze ordinarie	71
6.1.1	Caso di studio e analisi svolte	71
6.1.2	Risultati.....	74
6.2	Resistenze in curva	86
6.2.1	Caso di studio e analisi svolte	86
6.2.2	Risultati.....	87
6.3	Confronto organi di collegamento	92
6.3.1	Caso di studio e analisi svolte	92
6.3.2	Risultati.....	94
7	Conclusioni	100
	Bibliografia	103

INDICE DELLE FIGURE

Figura 1.1: Diagramma di corpo libero del treno.	3
Figura 2.1: Componenti principali del sistema Europeo gancio-respingenti.	6
Figura 2.2: Trazione continua.	6
Figura 2.3: Trazione discontinua.	7
Figura 2.4: Elementi caratteristici del tenditore.	8
Figura 2.5: Meccanismo di separazione di due veicoli adiacenti tramite l'azionamento del manubrio.	9
Figura 2.6: Sezione del sistema a trazione discontinua.	10
Figura 2.7: Respingente ad asta cava con molle ad anelli.	11
Figura 2.8: Respingente ad asta cava con molleggio in gomma.	12
Figura 2.9: Respingente ad asta cava con molla a bovolo e molla ad elica.	12
Figura 2.10: Schematizzazione del sistema gancio-respingenti.	13
Figura 2.11: Modello per la stima della forza trasmessa dai respingenti ([5], [7]).	15
Figura 2.12: Accoppiatore Americano di tipo Janney.	18
Figura 2.13: Schematizzazione del sistema accoppiatore.	19
Figura 2.14: Componenti del gruppo elastico ad attrito.	20
Figura 2.15: Fasi caratteristiche del gruppo elastico durante il funzionamento: (a) Fase di carico 1, (b) Fase di carico 2, (c) Fase di scarico 1, (d) Fase di scarico 2. 1, cuneo centrale; 2, cuneo laterale, 3, sede della molla secondaria; 4, piastra mobile; 5, piastra di caricamento.	21
Figura 2.16: Caratteristica di un generico accoppiatore ottenuta da una prova di caduta.	22
Figura 2.17: Approssimazione lineare della discontinuità della forza [19].	24
Figura 2.18: Approssimazione non lineare della discontinuità della forza [19].	24
Figura 2.19: Caratteristica completa dell'accoppiatore.	25
Figura 2.20: Curva di transizione usata in TrainDy [25]	27
Figura 2.21: Modello semplificato a cunei del gruppo elastico.	28
Figura 2.22: Diagrammi di corpo libero dei due cunei equivalenti.	28
Figura 2.23: Approssimazione lineare del coefficiente di attrito in funzione della velocità.	30
Figura 2.24: Approssimazione esponenziale del coefficiente di attrito in funzione della velocità.	30
Figura 2.25: Modello semplificato del sistema accoppiatore.	31
Figura 2.26: (a) Angoli caratteristici del gruppo elastico; (b) Coefficienti di attrito delle superfici di attrito.	32
Figura 2.27: Diagramma di corpo libero dei componenti del gruppo elastico.	32
Figura 2.28: Prove di impatto a diverse velocità su un accoppiatore ad attrito.	35
Figura 3.1: Distribuzione delle pressioni a) nel caso di ruota ferma, b) nel caso di ruota in movimento. ...	39
Figura 3.2: Contributo qualitativo dei tre termini della legge di resistenza [29].	40
Figura 3.3: Confronto tra diverse leggi di resistenza ordinaria per carri ($ma = 20, n = 4$)	43
Figura 3.4: Confronto tra diverse leggi di resistenza ordinaria per locomotive ($ma = 20, n=6$).	43

<i>Figura 3.5: Confronto delle leggi di resistenza in curva.....</i>	<i>46</i>
<i>Figura 3.6: Scomposizione della forza peso nella componente ortogonale e parallela al piano inclinato. 47</i>	
<i>Figura 4.1: Tipologie di collegamento: a) accoppiatore, b) barra rigida.</i>	<i>50</i>
<i>Figura 4.2: Caratteristica dell'accoppiatore utilizzata nel Benchmark (accoppiatore ad attrito), ottenuta da un test di caduta.....</i>	<i>50</i>
<i>Figura 4.3: Caratteristiche meccaniche del motore di trazione e del freno dinamico delle due tipologie di locomotive.</i>	<i>51</i>
<i>Figura 4.4: Caratteristiche del tracciato, elevazione (a) e curvatura (b).</i>	<i>53</i>
<i>Figura 4.5: Risultati forza-deflessione del primo treno.....</i>	<i>56</i>
<i>Figura 5.1: a) Numerazione dei veicoli, b) diagramma di corpo libero di un veicolo generico.</i>	<i>59</i>
<i>Figura 5.2: Caratteristiche complete della barra e dell'accoppiatore.</i>	<i>61</i>
<i>Figura 5.3: Caratteristica di transizione tra curva di carico e curva di scarico.</i>	<i>62</i>
<i>Figura 5.4: Fasi del codice 'LTDPoliTO'.</i>	<i>63</i>
<i>Figura 5.5: Speed 1 normalizzata per tre diverse strategie di implementazione del codice.....</i>	<i>69</i>
<i>Figura 5.6: Confronto in termini di speed1 tra i simulatori partecipanti al Benchmark.</i>	<i>70</i>
<i>Figura 6.1: Confronto leggi resistenze ordinarie per carri.</i>	<i>73</i>
<i>Figura 6.2: Confronto leggi resistenze ordinarie per locomotive.....</i>	<i>73</i>
<i>Figura 6.3: Andamento della velocità della prima locomotiva in funzione della posizione (confronto resistenze ordinarie).</i>	<i>76</i>
<i>Figura 6.4: Resistenza ordinaria del decimo veicolo in funzione del tempo (confronto resistenze ordinarie)</i>	<i>77</i>
<i>Figura 6.5: Resistenza ordinaria del decimo veicolo in funzione della posizione sul tracciato (confronto resistenze ordinarie).</i>	<i>78</i>
<i>Figura 6.6: Forza scambiata tra veicolo 10 e veicolo 11 in funzione del tempo (confronto resistenze ordinarie)</i>	<i>79</i>
<i>Figura 6.7: Forza scambiata tra veicolo 10 e veicolo 11 in funzione della posizione del veicolo 10 (confronto resistenze ordinarie).</i>	<i>79</i>
<i>Figura 6.8: Livello del Notch della locomotiva di testa in funzione della posizione per la seconda simulazione.....</i>	<i>80</i>
<i>Figura 6.9: Livello del Notch della locomotiva di testa in funzione della posizione per la terza simulazione.</i>	<i>81</i>
<i>Figura 6.10: Livello del Notch della locomotiva di testa in funzione del tempo per la seconda simulazione.</i>	<i>82</i>
<i>Figura 6.11: Livello del Notch della locomotiva di testa in funzione del tempo per la terza simulazione. .82</i>	
<i>Figura 6.12: Andamento della velocità della prima locomotiva in funzione della posizione (confronto resistenze ordinarie con codice modificato).</i>	<i>84</i>

<i>Figura 6.13: Andamento della velocità della prima locomotiva in funzione della posizione per la seconda e terza simulazione (confronto tra caratteristica notch in funzione del tempo e in funzione della posizione).....</i>	<i>84</i>
<i>Figura 6.14: Resistenza ordinaria del decimo veicolo in funzione del tempo nei 4 casi analizzati (confronto resistenze ordinarie con codice modificato).</i>	<i>85</i>
<i>Figura 6.15: Forza scambiata tra veicolo 10 e veicolo 11 in funzione della posizione del veicolo 10 (confronto resistenze ordinarie con codice modificato).</i>	<i>85</i>
<i>Figura 6.16: Confronto delle leggi di resistenza in curva.....</i>	<i>87</i>
<i>Figura 6.17: Andamento della velocità della prima locomotiva in funzione della posizione (confronto resistenze in curva).</i>	<i>88</i>
<i>Figura 6.18: Resistenza in curva in funzione della posizione sul tracciato.</i>	<i>89</i>
<i>Figura 6.19: Forza scambiata tra veicolo 10 e veicolo 11 (confronto resistenze in curva).</i>	<i>89</i>
<i>Figura 6.20: Forza scambiata tra veicolo 10 e veicolo 11 in funzione della posizione del veicolo 10 (confronto resistenze in curva).</i>	<i>90</i>
<i>Figura 6.21: Andamento della velocità della prima locomotiva in funzione della posizione (confronto resistenze in curva con codice modificato).</i>	<i>91</i>
<i>Figura 6.22: Forza scambiata tra veicolo 10 e veicolo 11 in funzione della posizione del veicolo 10 (confronto resistenze in curva con codice modificato).</i>	<i>91</i>
<i>Figura 6.23: Schematizzazione del parallelo di due serie di respingenti.</i>	<i>92</i>
<i>Figura 6.24: Caratteristica completa del sistema gancio-respingenti.</i>	<i>93</i>
<i>Figura 6.25: Andamento della velocità della prima locomotiva in funzione della posizione (confronto organi di collegamento).</i>	<i>95</i>
<i>Figura 6.26: Forza scambiata tra veicolo 30 e veicolo 31 (confronto organi di collegamento).....</i>	<i>96</i>
<i>Figura 6.27: Forza scambiata tra veicolo 45 e veicolo 46 (confronto organi di collegamento).....</i>	<i>96</i>
<i>Figura 6.28: Caratteristica forza-deflessione per veicoli 30-31 (confronto organi di collegamento).</i>	<i>97</i>
<i>Figura 6.29: Caratteristica forza-deflessione per veicoli 45-46 (confronto organi di collegamento).</i>	<i>97</i>
<i>Figura 6.30: Andamento della velocità della prima locomotiva in funzione della posizione (confronto organi di collegamento con codice modificato).....</i>	<i>98</i>
<i>Figura 6.31: Forza scambiata tra veicolo 30 e veicolo 31 (confronto organi di collegamento con codice modificato).</i>	<i>99</i>
<i>Figura 6.32: Forza scambiata tra veicolo 45 e veicolo 46 (confronto organi di collegamento con codice modificato).</i>	<i>99</i>

INDICE DELLE TABELLE

<i>Tabella 3.1: Valori dei coefficienti della legge di Davis [29].</i>	<i>41</i>
<i>Tabella 3.2: Leggi usate per la stima della resistenza ordinaria specifica per carri merci.....</i>	<i>42</i>
<i>Tabella 3.3: Leggi usate per la stima della resistenza ordinaria specifica per locomotive.</i>	<i>42</i>

<i>Tabella 4.1: Partecipanti al Benchmark.....</i>	<i>48</i>
<i>Tabella 4.2: Configurazione dei treni utilizzati per le simulazioni.</i>	<i>49</i>
<i>Tabella 4.3: Caratteristiche generali di locomotive e vagoni.</i>	<i>49</i>
<i>Tabella 4.4: Posizioni scelte per la valutazione delle forze scambiate lungo il convoglio.</i>	<i>54</i>
<i>Tabella 5.1: Wall time, Train operation time e Speed1 ottenuti per i 4 convogli del benchmark.....</i>	<i>69</i>
<i>Tabella 6.1: Caratteristiche generali dei veicoli presenti nel treno analizzato.</i>	<i>72</i>
<i>Tabella 6.2: Leggi di resistenza ordinaria usate per il confronto.....</i>	<i>72</i>
<i>Tabella 6.3: Simulazioni svolte per il confronto sulla resistenza ordinaria.</i>	<i>74</i>
<i>Tabella 6.4: Risultati principali (confronto resistenze ordinarie).....</i>	<i>75</i>
<i>Tabella 6.5: Risultati principali (confronto resistenze ordinarie con codice modificato).</i>	<i>83</i>
<i>Tabella 6.6: Leggi di resistenza in curva utilizzate nelle simulazioni.</i>	<i>86</i>
<i>Tabella 6.7: Risultati principali (confronto resistenze in curva).....</i>	<i>87</i>
<i>Tabella 6.8: Risultati principali (confronto resistenze in curva con codice modificato).....</i>	<i>90</i>
<i>Tabella 6.9: Simulazioni svolte.</i>	<i>94</i>
<i>Tabella 6.10: Risultati principali (confronto organi di collegamento).</i>	<i>94</i>
<i>Tabella 6.11: Risultati principali (confronto organi di collegamento con codice modificato).</i>	<i>98</i>

SOMMARIO

Con questa tesi, si vuole fare uno stato dell'arte sulla simulazione della dinamica longitudinale di lunghi convogli, focalizzando l'attenzione su due degli aspetti fondamentali di questo ambito: il sistema di collegamento tra veicoli adiacenti e le forze resistenti. La modellazione del sistema di collegamento rappresenta ad oggi la sfida principale per la simulazione della dinamica longitudinale; il problema è infatti fortemente non lineare ed è complicato dalla presenza di numerosi aspetti da considerare quali attriti, giochi e precarichi. L'organo di collegamento gioca tuttavia un ruolo essenziale per la sicurezza e la stabilità del convoglio, oltre che per il confort di marcia. Anche la modellazione delle forze resistenti è molto importante in quanto influisce sulle velocità raggiunte dal convoglio e sulle forze trasmesse al suo interno.

Il primo capitolo contiene un'introduzione generale sulla dinamica longitudinale e sulle equazioni di equilibrio necessarie allo studio dinamico di ciascun veicolo.

Il secondo capitolo contiene una panoramica sugli aspetti costruttivi e sul funzionamento dei due sistemi ad oggi utilizzati: il sistema manuale gancio – respingenti utilizzato in Europa, e l'accoppiatore automatico utilizzato al di fuori dell'Europa. Si sono discusse inoltre le principali tecniche di modellazione dei due sistemi evidenziandone pregi e difetti.

Riguardo invece le forze resistenti, si sono prima discusse al terzo capitolo le principali cause di resistenza, per poi elencare alcune delle leggi reperibili in letteratura sia per le resistenze ordinarie che per quelle accidentali.

Nel quarto capitolo, si è descritto brevemente il Benchmark internazionale proposto nel 2015 dal '*Centre for Railway Engineering*' della Central Queensland University, illustrando i dati forniti in input, gli obiettivi e i risultati principali ottenuti fin ora dai partecipanti.

Nel quinto capitolo si è descritto il codice sviluppato dal team del Politecnico di Torino, denominato "LTDPoliTo", con cui si sono svolte le simulazioni al capitolo successivo. In particolare, si è analizzata l'influenza della modellazione delle forze resistenti sulla

dinamica del treno, confrontando tre leggi di resistenza ordinaria e tre leggi di resistenza in curva su uno dei casi del Benchmark ed evidenziando gli effetti in termini di velocità e di forze tra un veicolo e l'altro. Infine, si sono confrontati sullo stesso caso i due organi di collegamento.

ABSTRACT

With this thesis, we want to make a state of the art on the simulation of the longitudinal dynamics of long trains, focusing attention on two fundamental aspects of this area: the connection system between adjacent vehicles and the resisting forces. The modeling of the connection system represents the main challenge for the simulation of longitudinal dynamics; the problem is highly non-linear and is complicated by the presence of numerous aspects to consider such as friction, slack and preloads. However, the connecting element plays an essential role in the safety and stability of the train, as well as in driving comfort. The modeling of resisting forces is also very important because it affects the speeds reached by the train and the forces transmitted within it.

The first chapter contains a general introduction on longitudinal dynamics and on the equilibrium equations necessary for the dynamic study of each vehicle.

The second chapter contains an overview of the construction aspects and operation of the two systems: the manual hook - buffer system used in Europe, and the automatic coupler used outside Europe. The main modeling techniques of the two systems were also discussed, highlighting their advantages and disadvantages.

Regarding the resisting forces, the main causes of resistance were first discussed in the third chapter, and then some of the laws available in the literature for both ordinary and accidental resistances were listed.

In the fourth chapter, the international Benchmark proposed in 2015 by the Central Queensland University "Center for Railway Engineering" is briefly described, illustrating the input data, the objectives and the main results obtained so far by the participants.

The fifth chapter describes the code developed by the team of the Politecnico of Torino, called "LTDPoliTo", with which the simulations in the next chapter were carried out. In particular, the influence of the modeling of the resisting forces on the dynamics of the train was analyzed, comparing three laws of ordinary resistance and three laws of resistance in curves on one of the cases of the Benchmark and highlighting the effects in

2. Abstract

terms of speed and forces between one vehicle and another. Finally, the two connecting systems were compared on the same case

1 INTRODUZIONE

1.1 Dinamica longitudinale dei treni

Un treno consiste di una o più locomotive e da una serie di vagoni. Il collegamento tra le singole unità avviene attraverso degli elementi che svolgono la funzione di immagazzinare e dissipare opportunamente l'energia cinetica dei vagoni. Dal punto di vista della modellazione numerica del sistema treno, è possibile quindi pensare un treno come un sistema a più gradi di libertà in cui i singoli vagoni rappresentano le masse e le inerzie, mentre gli elementi di collegamento tra un vagone e l'altro e tra i vagoni e la/e locomotiva/e possono essere modellati da molle e smorzatori, tipicamente non lineari.

Lo studio della dinamica longitudinale dei treni consiste nell'analisi del moto dei singoli veicoli lungo la direzione del tracciato, focalizzando l'attenzione non solo sul moto del treno nel suo complesso, ma anche sul moto relativo tra i singoli vagoni [1]. La dinamica longitudinale dei treni è di solito studiata considerando il comportamento del treno su un tracciato rettilineo, trascurando quindi sia i moti verticali che i moti laterali. Questa semplificazione è giustificata dalla difficoltà che comporterebbe lo studio completo della dinamica di un treno e dai tempi di calcolo che ne deriverebbero. La dinamica laterale e quella verticale possono essere comunque studiate separatamente in un secondo momento per l'analisi della stabilità del treno nei due piani, laterale e verticale.

Il moto di un treno genera delle interazioni dinamiche tra veicoli adiacenti; le forze generate da queste interazioni sono di fondamentale importanza perché giocano un ruolo essenziale per la sicurezza, la stabilità, l'efficienza del treno oltre che per il confort dei passeggeri [2]. Tali forze, che possono essere di trazione o di compressione, possono infatti raggiungere dei valori eccessivi, soprattutto in treni particolarmente lunghi. Valori eccessivi possono portare alla rottura degli organi di collegamento o ad un danneggiamento progressivo per fatica. Al crescere della lunghezza dei treni diventa molto importante il ruolo della dinamica longitudinale nella stabilità del treno dal momento che la crescita del valore delle forze longitudinali produce un incremento delle corrispondenti componenti verticali e orizzontali a causa degli angoli formati dagli organi di collegamento quando il treno è in curva; la conseguenza può essere il deragliamenti del treno con conseguenze disastrose. È quindi essenziale limitare il valore delle forze

2. Introduzione

longitudinali. La ricerca negli ultimi anni ha avuto come obiettivo quello di sviluppare dei codici di calcolo in grado di simulare accuratamente e con tempi di calcolo il più possibile contenuti la dinamica longitudinale dei treni, in particolare dei treni lunghi in modo da prevedere l'entità delle forze sviluppate.

Le forze longitudinali sono essenzialmente di tre tipi: forze statiche, forze impulsive e vibrazioni a bassa frequenza [3]. Le forze statiche sono quelle dovute a forze di trazione, forze frenanti e forze resistenti a cui si può eventualmente aggiungere la componente della forza di gravità, le forze impulsive sono generate dai giochi presenti negli elementi di collegamento, le vibrazioni a bassa frequenza sono quelle che si riferiscono ad un comportamento dinamico del treno noto come “*locking stiffness*” o “*rigidezza limite*”, che verrà discussa più nel dettaglio in seguito.

1.2 Equazioni generali di equilibrio

Gli aspetti da tenere in considerazione nella simulazione della dinamica longitudinale di un treno sono i seguenti [4]:

- Numero, caratteristiche inerziali, posizione e velocità iniziali dei veicoli;
- Caratteristiche del tracciato;
- Caratteristiche meccaniche di trazione e di frenata;
- Tipologia di collegamento tra veicoli.

Il sistema può essere descritto da un set di equazioni differenziali in numero pari al numero di veicoli di cui è composto il treno. In Figura 1.1 è riportato il diagramma di corpo libero della locomotiva, di un veicolo generico all'interno della composizione e dell'ultimo veicolo.

Le forze agenti sono:

- Forza di resistenza in curva F_c ;
- Forza di resistenza al rotolamento F_r ;
- Forza di resistenza aerodinamica F_a ;
- Forza dovuta al dislivello F_g ;

2. Introduzione

- Forza frenante del sistema pneumatico F_b ;
- Forza tra veicoli adiacenti F_{wc} ;
- Forza di trazione o forza frenante agente sulla/e locomotiva/e $F_{t/db}$;

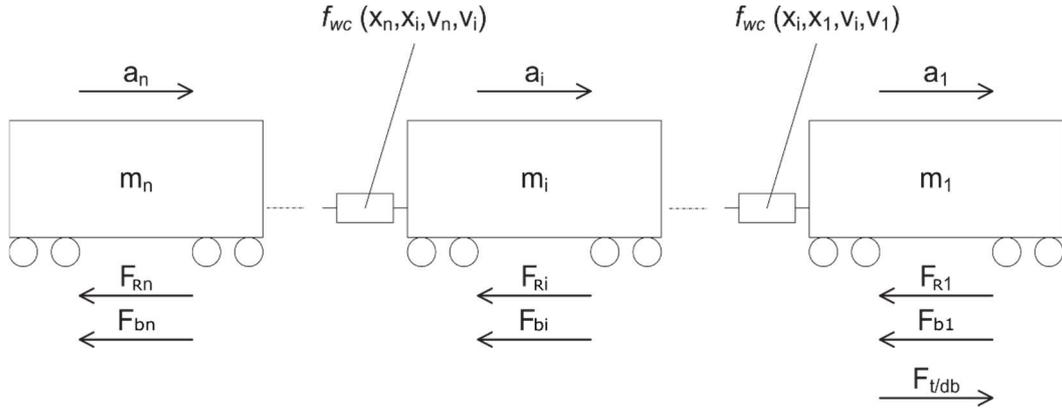


Figura 1.1: Diagramma di corpo libero del treno.

La forza di resistenza al rotolamento e la forza aerodinamica sono di solito considerate insieme e costituiscono le cosiddette “resistenze ordinarie”.

Raggruppando le forze resistenti in un unico termine F_R , ricordando però che il termine gravitazionale può avere entrambi i versi in base alla pendenza del tracciato, si può scrivere:

$$F_R = F_c + F_r + F_a \pm F_g \quad (1.1)$$

e quindi le equazioni di equilibrio della locomotiva, del generico veicolo intermedio e dell'ultimo veicolo sono rispettivamente:

$$m_1 a_1 + F_{wc}(v_1, v_2, x_1, x_2) = F_{t/db1} - F_{R1} - F_{b1} \quad (1.2)$$

$$\begin{aligned} m_i a_i + F_{wc}(v_i, v_{i-1}, x_i, x_{i-1}) + F_{wc}(v_i, v_{i+1}, x_i, x_{i+1}) \\ = F_{t/tbi} - F_{Ri} - F_{bi} \end{aligned} \quad (1.3)$$

2. Introduzione

$$m_n a_n + F_{wc}(v_n, v_{n-1}, x_n, x_{n-1}) = F_{t/tbn} - F_{Rn} - F_{bn} \quad (1.4)$$

dove a , v e x sono rispettivamente l'accelerazione, la velocità e lo spostamento di ciascun veicolo. Scrivendo le equazioni precedenti per ciascun veicolo costituente il treno, si ottiene un sistema di N equazioni differenziali ordinarie, con N pari al numero totale di veicoli. Le equazioni sono fortemente non lineari; le forze di trazione e di frenatura elettrodinamica dipendono infatti dalla velocità del veicolo, mentre le forze agenti sui sistemi di accoppiamento sono funzione sia della posizione sia della velocità relativa tra i due veicoli e mostrano un comportamento isteretico, ossia le curve di carico e scarico del sistema sono distinte.

2 ORGANI DI COLLEGAMENTO

2.1 Sistemi di collegamento in circolazione

Uno degli aspetti più complessi della dinamica longitudinale è la modellazione dall'organo di collegamento tra un veicolo e l'altro. La natura del problema è infatti fortemente non lineare ed è complicata dalla presenza di giochi, precarichi ed attriti [5]. Molti degli articoli scientifici degli ultimi anni che riguardano la simulazione della dinamica longitudinale hanno infatti come focus questo argomento.

Esistono nel mondo due tipi di aggancio: quello usato nelle linee Europee e quello usato nelle linee Americane. Quello Europeo è manuale e si basa su un sistema di ganci, tenditori e respingenti, come vedremo poi nel dettaglio. Questo sistema presenta problemi di sicurezza dell'operazione di aggancio richiedendo l'intervento diretto dell'operatore. Inoltre, le forze massime trasmissibili da questo gancio non superano gli 850 kN a causa delle limitazioni sul peso massimo del dispositivo, che infatti non può superare di norma i 35 kg; un peso superiore sarebbe infatti difficilmente gestibile dall'operatore. Questo limite di peso non è presente nel sistema americano che è automatico e non richiede quindi l'intervento dell'operatore. La resistenza a rottura dell'accoppiatore automatico è quindi molto più elevata, sino ai 3000 kN [6].

Il sistema automatico, nonostante presenti innumerevoli vantaggi in termini di sicurezza, operatività e carichi ammessi, non è ancora stato adottato in Europa principalmente per ragioni economiche; si dovrebbe infatti sostituire il sistema Europeo su molte migliaia di veicoli circolanti in tutto il continente.

2.2 Sistema gancio - respingenti

Come mostrato in Figura 2.1, il sistema gancio-respingenti è costituito da due respingenti ai lati che hanno il compito di trasmettere le forze di compressione tra veicoli adiacenti. È presente inoltre su ciascun veicolo un gancio collegato ad un tenditore che presenta una maglia di attacco la quale viene collegata al gancio dell'altro veicolo. Un tenditore rimane quindi inutilizzato e si lascia come riserva.

2. Organi di collegamento

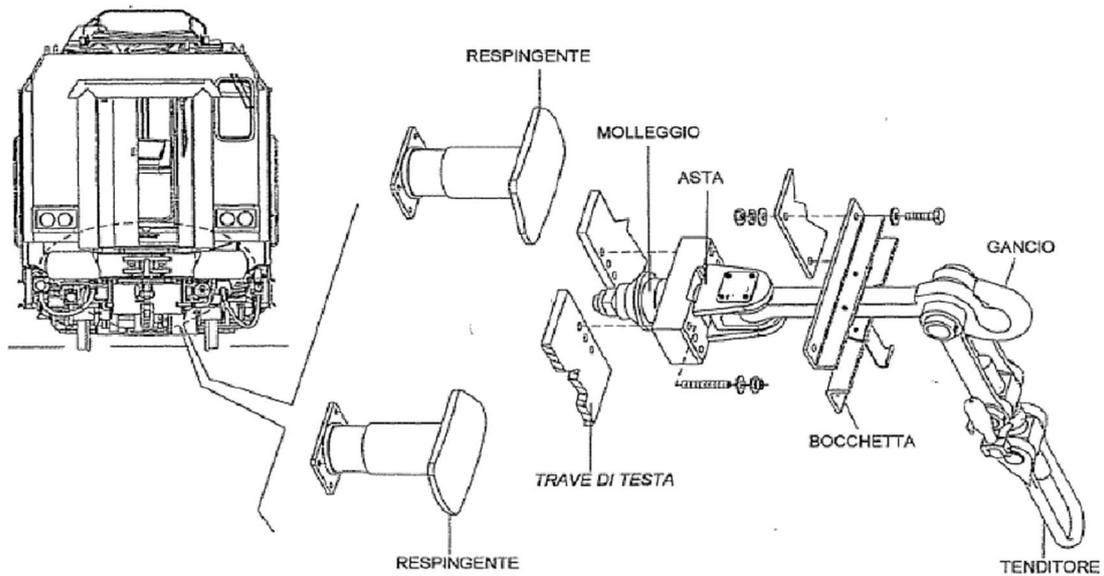


Figura 2.1: Componenti principali del sistema Europeo gancio-respingente.

2.2.1 Organi di trazione

I dispositivi di trazione si distinguono in base alla tipologia di trazione, continua o discontinua [6-8].

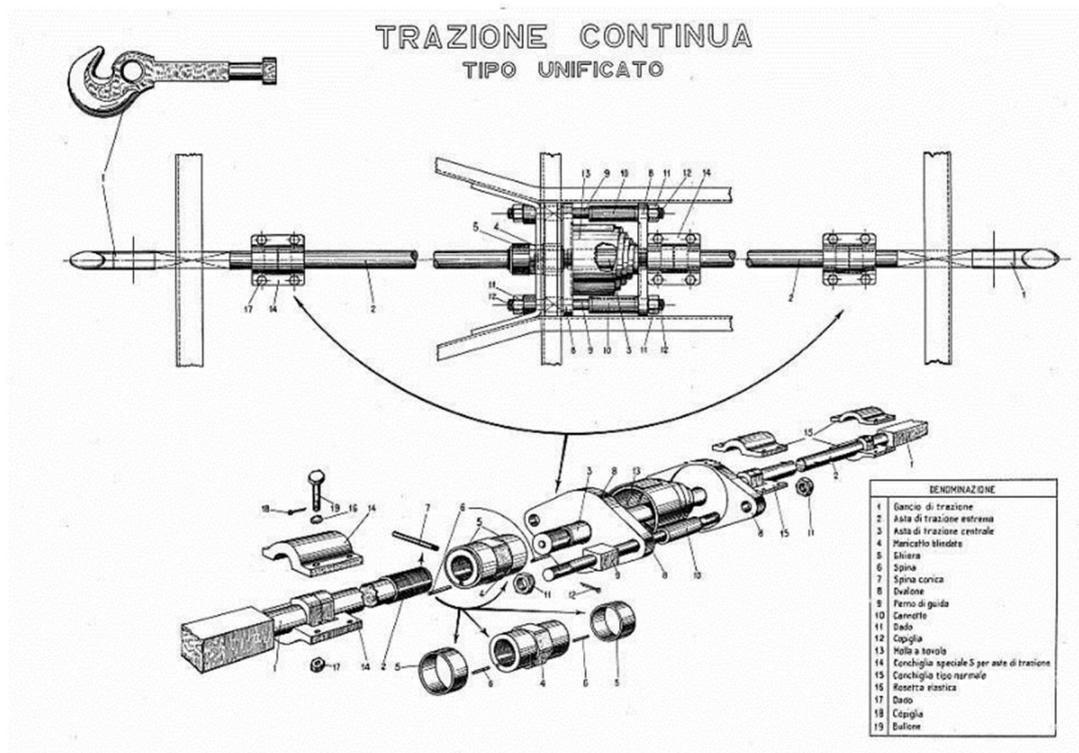


Figura 2.2: Trazione continua.

2. Organi di collegamento

Nella trazione continua (Figura 2.2), tre aste rigide collegate tra loro per mezzo di conchiglie attraversano il telaio del veicolo e collegano i due ganci. Lo sforzo di trazione viene quindi trasmesso da un gancio all'altro senza interessare la struttura del veicolo. La forza di trazione si scarica sul telaio per mezzo di un sistema elastico chiamato "castelletto" situato al centro del telaio. Nella parte centrale è presente una molla a bovolo che poggia su due piastre di appoggio. Quando si applica una forza di trazione in uno dei due versi, una delle conchiglie preme la piastra adiacente che a sua volta comprime la molla a bovolo. La forza è quindi trasmessa all'altra piastra ed infine alla guida che è vincolata al telaio. In questo modo si trasmette al telaio soltanto una forza pari all'inerzia e alle resistenze del singolo veicolo, a prescindere dal posizionamento del veicolo nella composizione.

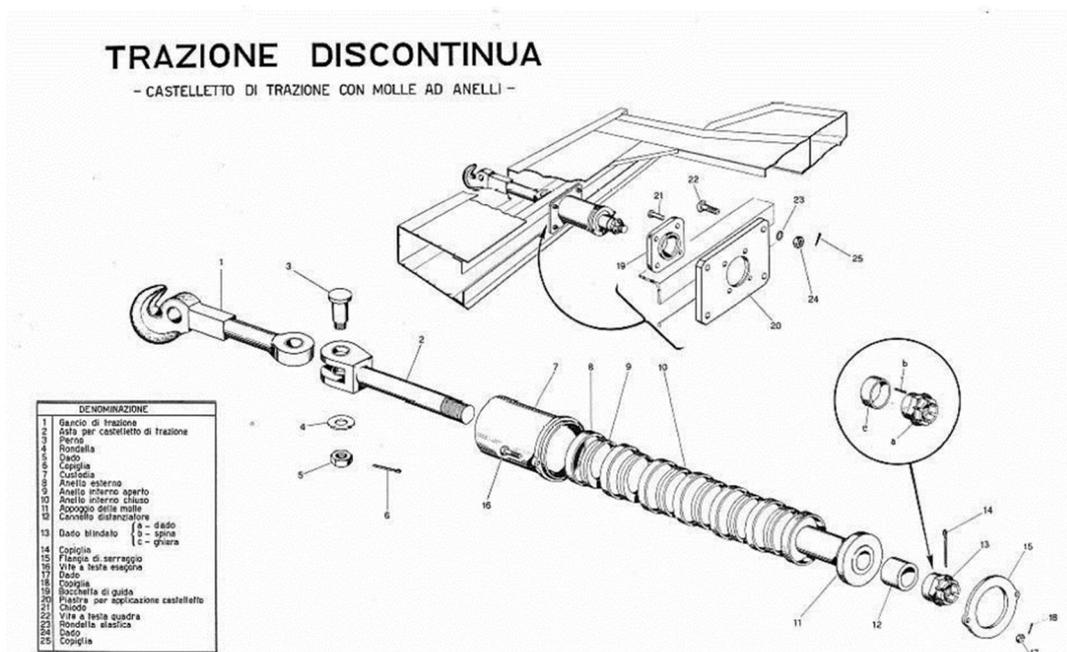


Figura 2.3: Trazione discontinua.

Nella trazione discontinua (Figura 2.3), i due ganci sono connessi al telaio del veicolo ognuno con il proprio castelletto elastico, di conseguenza lo sforzo di trazione viene trasmesso direttamente al telaio. Lo sforzo di trazione sui telai cresce quindi in maniera progressiva dal veicolo in coda fino a quello in testa.

Ricapitolando, la differenza tra sistema a trazione continua e sistema a trazione discontinua non sta nelle forze che si trasmettono ai singoli ganci, analoghe nei due casi,

2. Organi di collegamento

ma nelle forze che si scaricano sui telai dei veicoli, forze che nel caso di trazione discontinua sono pari alle forze dei ganci e quindi sono superiori per i veicoli più vicini alla testa del treno, mentre nel caso di trazione continua sono pari alla sola forza resistente dei singoli veicoli, in quanto il resto della forza si trasmette attraverso le aste. Tra i due sistemi inoltre, c'è una differenza nella forza di spunto richiesta alla locomotiva. Nel caso di trazione continua, la locomotiva è sottoposta ad uno sforzo pari alla somma delle resistenze di tutti i veicoli, mentre in quella discontinua lo sforzo di trazione si trasmette lungo il treno per mezzo di una catena elastica (come in una serie di molle), la massa accelerata cresce in modo progressivo, di conseguenza lo sforzo della locomotiva all'avviamento è inferiore.

Da notare come nel caso di trazione continua, solo le forze di trazione passano attraverso l'asta, in caso di frenata invece agiscono i respingenti e, a causa del ritardo caratteristico del freno pneumatico, i veicoli in testa saranno quelli più carichi. Per questo motivo, in Europa, per semplicità, si usa comunque il sistema discontinuo, mentre in America, dove si utilizza l'accoppiatore (che come vedremo fa fronte sia a sforzi di trazione che di compressione), si usa anche il sistema a trazione continua.

Vediamo ora più nel dettaglio quali sono gli elementi caratteristici dell'organo di collegamento, indipendentemente da quale sia il sistema utilizzato. Uno degli elementi fondamentali è il tenditore, mostrato in Figura 2.4.

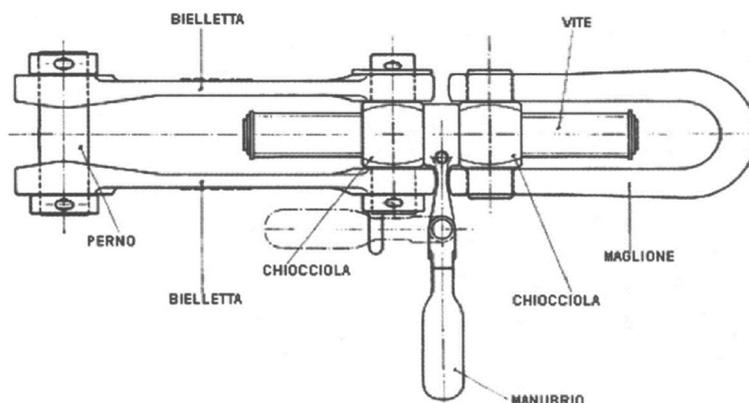


Figura 2.4: Elementi caratteristici del tenditore.

Il tenditore è costituito da due bielle che vengono incernierate su un perno inserito nel foro del gancio. Dall'altro lato invece, le bielle sono collegate alla vite per mezzo di una chiocciola filettata. Il maglione è l'elemento che si collega al gancio dell'altro veicolo

2. Organi di collegamento

ed è collegato sul lato opposto alla vite tramite un'altra chiocciola filettata. È presente inoltre un manubrio che serve a collegare o scollegare i due veicoli; il manubrio è connesso alla vite che presenta due filettature opposte per permettere questa operazione. La rotazione del manubrio consente infatti di allontanare o avvicinare le due chiocciole e quindi collegare o separare i due veicoli, come mostrato in Figura 2.5.

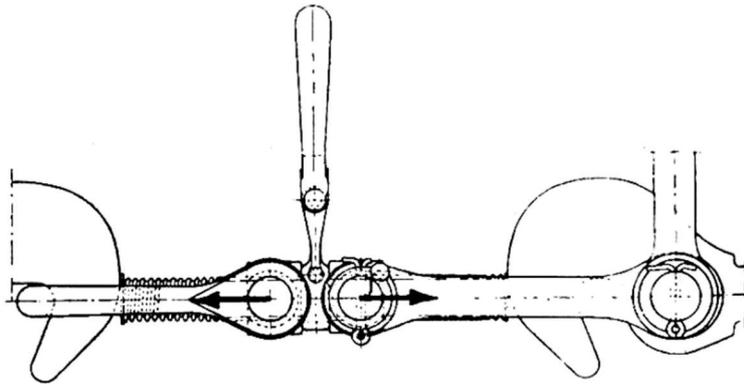


Figura 2.5: Meccanismo di separazione di due veicoli adiacenti tramite l'azionamento del manubrio.

L'elemento più debole dal punto di vista strutturale è la vite, la quale è soggetta a fenomeni di amplificazione delle tensioni dovuti alla presenza della filettatura. I carichi sono inoltre fortemente dinamici, con continui transitori di trazione-compressione. Per aumentare la vita a fatica del componente si usano di solito viti rullate. Il gancio di trazione ha una forma ad uncino in modo da potersi collegare con il maglione del tenditore e presenta un foro per il passaggio del perno su cui si incernierano le due bielle del tenditore. Come visibile chiaramente in Figura 2.3, il gancio è collegato all'asta di trazione mediante uno snodo cilindrico ad asse verticale per permettere la rotazione dello stesso in modo da minimizzare la trasmissione di sforzi in direzione trasversale. Sull'asta di trazione è serrato il gruppo elastico che serve ad assorbire e dissipare l'energia cinetica.

In sintesi, la forza passa attraverso il tenditore che la trasmette a sua volta al gancio; di seguito, la forza si scarica sull'asta di trazione che comprime il gruppo elastico. La forza viene quindi scaricata sul telaio. In Figura 2.6 è mostrata una sezione di gancio - asta di trazione - castelletto elastico nel caso di trazione discontinua. Il castelletto elastico è costituito da molle in gomma ad anelli separate da dischi metallici.

2. Organi di collegamento

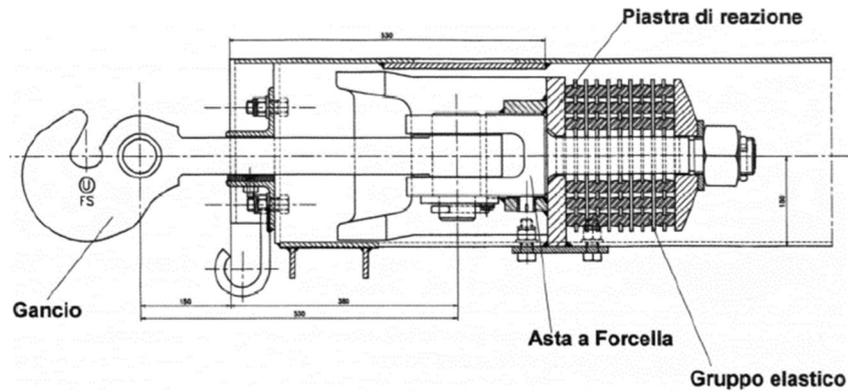


Figura 2.6: Sezione del sistema a trazione discontinua.

2.2.2 Organi di repulsione

Per la trasmissione di sforzi di compressione tra un veicolo e l'altro si utilizzano dei dispositivi chiamati respingenti che hanno la funzione di assorbire l'energia cinetica del moto longitudinale evitando oscillazioni e regolando la distanza tra un veicolo e l'altro [6-8].

Ciascun respingente è costituito da:

- Una parte fissa, denominata custodia, che è solidale alla trasversale di testa del veicolo;
- Una parte mobile, denominata asta, che scorre dentro la prima ed è tenuta in posizione da un molleggio. La parte avanzata dell'asta è costituita da un piatto che è l'elemento su cui i respingenti entrano in contatto;
- Un molleggio interno che assorbe gli urti che il veicolo riceve dal veicolo adiacente nelle fasi di frenatura o manovra, proteggendo in questo modo il telaio dei veicoli.

Esistono in circolazione diversi tipi di molleggio. Una delle tipologie utilizzate è quella con molle ad anelli in acciaio a sezione trapezia, visibile in Figura 2.7. Quando gli anelli sono compressi, questi tendono a dilatarsi. Essendo la dilatazione impedita dal cilindro interno, si genera una notevole forza di compressione e una conseguente forza di attrito che dissipa l'energia. Questi respingenti riescono a dissipare circa i $2/3$ dell'energia immagazzinata durante la fase di compressione e non risentono né della temperatura né della velocità di deformazione. La loro caratteristica di lavoro è prevalentemente lineare.

2. Organi di collegamento

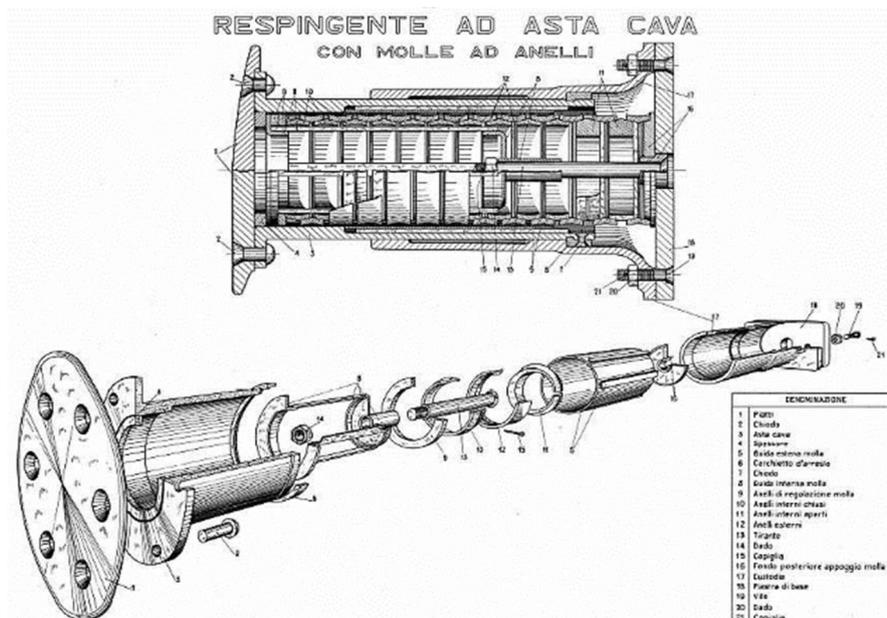


Figura 2.7: Respingente ad asta cava con molle ad anelli.

Un altro respingente utilizzato è quello con molleggio in gomma, mostrato in Figura 2.8, capace di dissipare una notevole quantità di energia (sino al 70% dell'energia accumulata). È costituito da tasselli in gomma aventi forma toroidale, inseriti su armature metalliche e serrati da un tirante filettato. I tasselli sono però più suscettibili ad usura rispetto a quelli in acciaio e risentono maggiormente della temperatura, con una tendenza a diventare più rigidi al diminuire della temperatura. La caratteristica di lavoro inoltre non è lineare, la rigidezza infatti cresce al crescere della deformazione.

Un' altra soluzione ancora in uso su alcune locomotive è quella con molla a bovolo e molla ad elica, visibile in Figura 2.9. Le due molle sono in serie ed agiscono entrambe durante la fase di compressione. La molla ad elica non svolge nessuna azione di attrito, mentre quella a bovolo fornisce l'azione dissipativa perché genera attrito quando viene compressa. Rispetto alle soluzioni precedenti, l'energia dissipata in un ciclo è inferiore e la rigidezza è variabile lungo la corsa; quando la molla a bovolo arriva a pacco infatti, la molla ad elica continua a deformarsi. Ne deriva che il respingente ha una certa cedevolezza nei primi due terzi della corsa, mentre nell'ultimo terzo diventa più rigido.

2. Organi di collegamento

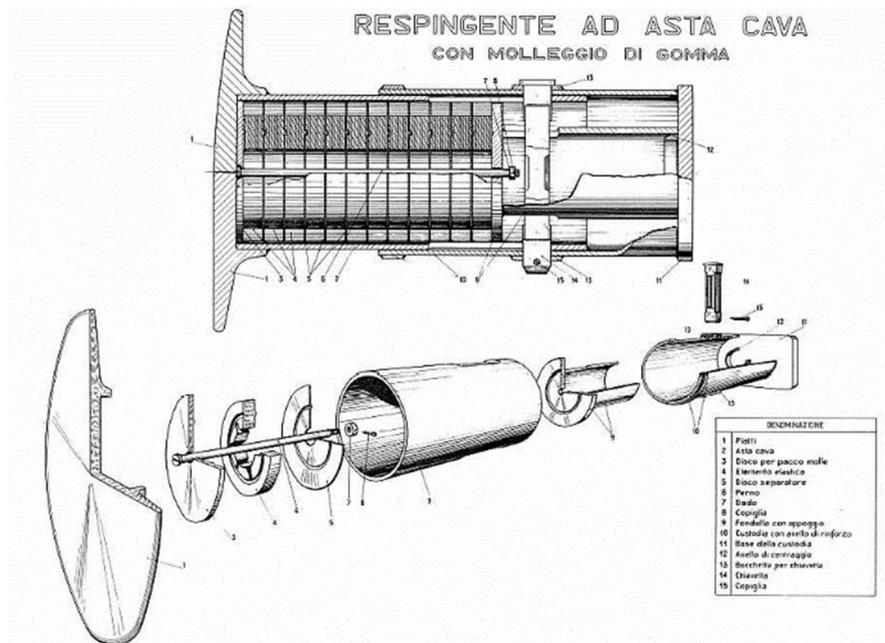


Figura 2.8: Respingente ad asta cava con molleggio in gomma.

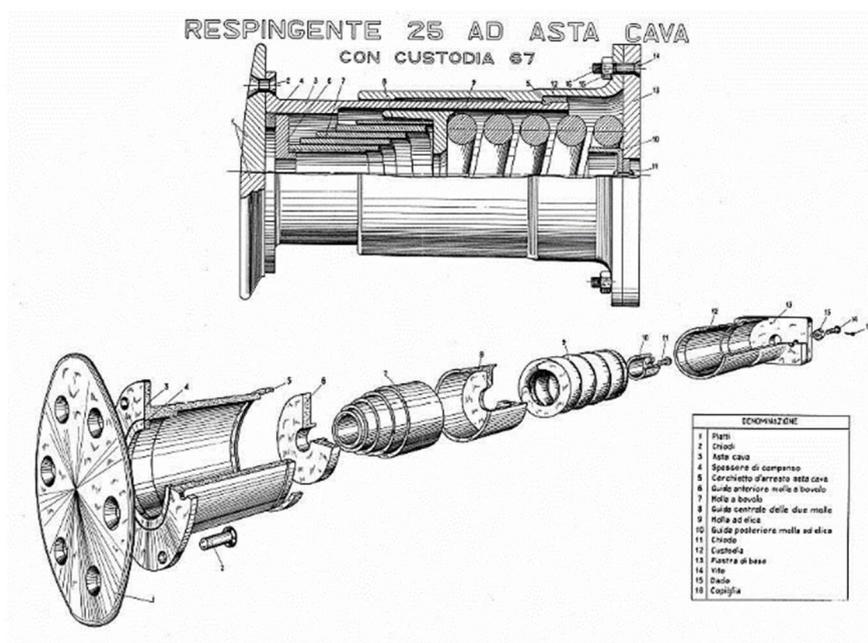


Figura 2.9: Respingente ad asta cava con molla a bovolo e molla ad elica.

2. Organi di collegamento

Esistono poi respingenti di tipo oleodinamico che riescono ad immagazzinare una notevole quantità di energia e sono usati, ad esempio, su treni che trasportano merci pericolose. La differenza principale tra respingenti oleodinamici e respingenti con molle sta nello sviluppo della forza che nel caso di respingenti con molle è graduale (la forza è inizialmente bassa e raggiunge il suo massimo alla fine della corsa) mentre nel caso di respingenti oleodinamici si mantiene all'incirca costante lungo tutta la corsa.

In generale, a prescindere dalla tipologia utilizzata, l'energia assorbita dai respingenti deve essere elevata e il più possibile graduale per evitare l'insorgenza di eccessive vibrazioni sulla struttura e sulle parti elastiche del veicolo.

2.2.3 Tecniche di modellazione

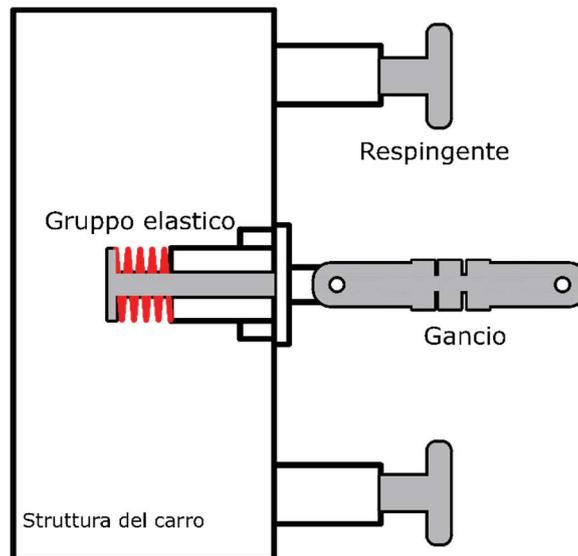


Figura 2.10: Schematizzazione del sistema gancio-respingenti.

In Figura 2.10 è riportata una schematizzazione del sistema gancio-respingenti formato da due respingenti, da un gancio e da un castelletto elastico, come spiegato nella sezione precedente.

Vediamo ora alcuni dei modelli proposti per la simulazione di questo sistema. In [5] il gancio è modellato attraverso un elemento molla-smorzatore non lineare e la forza è espressa in funzione della corsa Δl dalla seguente espressione:

2. Organi di collegamento

$$F_h = (k_4\Delta l^4 + k_3\Delta l^3 + k_2\Delta l^2 + k_1\Delta l_1 + k_0)\Delta l + (r_1\Delta l + r_0)\dot{\Delta}l + F_s \quad (2.1)$$

in cui k_i sono coefficienti che descrivono la rigidità non lineare dell'elemento, i coefficienti r_j descrivono lo smorzamento non lineare, $\dot{\Delta}l$ è la velocità relativa tra i due veicoli, mentre F_s è la forza dovuta alla deformazione degli elementi elastici dopo l'applicazione di un opportuno precarico F_{s0} :

$$\begin{cases} F_s = k_s\Delta l, \Delta l \leq \Delta l_0 \\ F_s = F_{s0}, \Delta l > \Delta l_0 \end{cases} \quad (2.2)$$

in cui Δl_0 è la deformazione degli elementi elastici a seguito dell'applicazione del precarico.

Per determinare invece la forza trasmessa dai respingenti, si calcola prima con una procedura geometrica la corsa del respingente Δl . Il modello proposto da Cheli e Melzi [5,9] per calcolare poi la forza assiale F_n è schematizzato in Figura 2.11. Cheli e Melzi hanno messo in evidenza come la risposta dei respingenti sia fortemente influenzata dall'attrito interno al sistema e dall'applicazione di carichi dinamici ai componenti elastomerici: l'attrito interno, infatti, dissipa energia e fa sì che la risposta diventi meno progressiva, cioè si verifica una variazione brusca nella forza F_n quando si comprimono i respingenti. Si è osservato inoltre come ci sia un aumento del contenuto armonico della risposta, collegato ad un aumento della rigidità e ad una diminuzione dello smorzamento equivalente. Il modello proposto cerca quindi di riprodurre, oltre alla risposta quasi-statica, questi importanti effetti.

2. Organi di collegamento

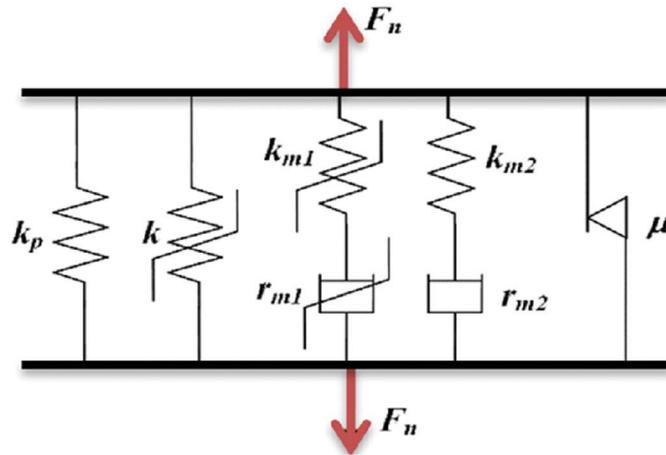


Figura 2.11: Modello per la stima della forza trasmessa dai respingenti ([5], [7])

La forza F_n fornita dal respingente è calcolata usando cinque contributi:

- Una rigidezza lineare K_p che modella la presenza del tenditore che genera una forza di compressione degli anelli elastomerici (F_p);
- Una rigidezza non lineare K che riproduce il comportamento quasi-statico dell'elastomero (F_S);
- Un elemento di Maxwell che riproduce la variazione delle caratteristiche di rigidezza e smorzamento dell'elastomero associata ai carichi dinamici ($F_{m,1}$);
- Un altro elemento di Maxwell che riproduce la variazione delle caratteristiche di rigidezza e smorzamento dell'elastomero ad alte frequenze ($F_{m,2}$);
- Un elemento di attrito che tiene conto degli attriti interni (F_f).

La forza complessiva si calcola dunque come somma dei singoli contributi di forza:

$$F_n = F_p + F_S + F_{m,1} + F_{m,2} + F_f \quad (2.3)$$

In alternativa, è stato proposto sempre da Cheli e Melzi in [9] un modello semplificato simile a quello utilizzato per il gancio

2. Organi di collegamento

$$F_n = F_p + (k_{0c} + k_{1c}\Delta l + k_{2c}\Delta l^2 + k_{3c}\Delta l^3 + k_{4c}\Delta l^4)\Delta l + (r_{0c} + r_{1c}\Delta l)\dot{\Delta l} \quad (2.4)$$

Un altro approccio consiste nel basarsi su valori tabellati (metodo LUT dall'inglese “*look-up table*”), tecnica di cui si parlerà più diffusamente nel seguito. A questo proposito, si può menzionare il modello tridimensionale proposto in [10] che incorpora, oltre alla dipendenza della forza dallo spostamento, anche la dipendenza dalla velocità. In questo modello si considerano inoltre giochi e rigidità limite (ossia la rigidità che interviene quando i respingenti sono completamente compressi).

In [11], viene proposto da alcuni ricercatori dell'università Politecnica di Bucarest un modello non lineare per valutare la forza di compressione sviluppata dal sistema gancio-respingenti. L'equazione utilizzata è

$$F_n = -\frac{(k_{mc} - \Delta k_c \tanh(\alpha v) x)(1 - \beta)}{2} - \frac{k_{mt} + \Delta k_t \tanh(\alpha v) (1 + \beta)}{2} \quad (2.5)$$

In cui l'indice “*c*” è usato per i respingenti, mentre l'indice “*t*” per il gancio, β è un coefficiente che serve a distribuire la forza longitudinale tra gancio e respingenti, α è un coefficiente che serve a correggere la forza durante la transizione dalla fase di carico a quella di scarico. Questa equazione può essere usata solo nella condizione in cui il sistema è compresso.

In [12], gli stessi autori hanno proposto altre equazioni che simulano il sistema gancio-respingenti in tre diverse situazioni; in particolare, si è considerato un veicolo mobile e una struttura fissa dotata di analoghi respingenti e gancio, e si sono analizzati i seguenti casi:

- Veicolo mobile equipaggiato con due respingenti e lanciato ad una data velocità contro la struttura fissa;
- Veicolo mobile agganciato rigidamente alla struttura fissa da un gancio centrale soggetto alla medesima azione del primo punto;

2. Organi di collegamento

- Veicolo mobile equipaggiato con due respingenti aventi un limitatore di corsa e lancio dello stesso contro la struttura fissa ad una velocità iniziale superiore a quella dei primi due casi.

Le equazioni utilizzate per modellare il comportamento dei respingenti e del gancio in questi casi, sia in condizioni di trazione che di compressione, sono le seguenti:

$$F_n = \frac{1}{2} (1 + \operatorname{sgn}(x)) (k_e x + k_f |x| * \operatorname{sgn}(|v|)) \text{ primo caso} \quad (2.6)$$

$$F_n = \frac{1}{2} (1 + \operatorname{sgn}(x)) (k_{et} x + k_{ft} |x| * \operatorname{sgn}(|v|)) \text{ secondo caso} \quad (2.7)$$

$$F_{n,lim} = \frac{1}{2} k_{lim} x^5 (1 + \operatorname{sgn}(x - x_{max})) \text{ terzo caso} \quad (2.8)$$

Le prime due equazioni sono state utilizzate per simulare rispettivamente respingenti e gancio, mentre l'ultima per simulare i respingenti quando questi ultimi sono completamente compressi.

2. Organi di collegamento

2.3 Accoppiatore americano

2.3.1 Descrizione

Il sistema maggiormente utilizzato al di fuori dell'Europa è l'accoppiatore di tipo *Janney*, mostrato in Figura 2.12.



Figura 2.12: Accoppiatore Americano di tipo Janney.

Questo sistema è automatico nella fase di collegamento tra due veicoli. È costituito da due ganci che presentano dei “denti” che possono ruotare attorno ad un asse verticale in modo da incastrarsi l’uno sull’altro quando si accostano i veicoli. La rotazione dei due denti nel verso che permetterebbe ai due ganci di scollegarsi è ovviamente impedita, in questo modo si realizza un collegamento stabile. Tra i due denti è sempre presente un piccolo gioco in modo che, all’avvio del treno, la locomotiva abbia una minore carico di spunto. I giochi presenti nell’accoppiatore devono essere considerati con molta attenzione nella modellazione del sistema in quanto sono causa di forze impulsive che possono essere tali da causare deragliamenti [1].

Il disaccoppiamento dei veicoli avviene in maniera manuale sollevando una leva che sblocca la rotazione nel verso prima impedito, consentendo quindi ai due veicoli di separarsi. Pur essendo questa operazione manuale, non richiede che l’operatore si

2. Organi di collegamento

posizioni in mezzo ai veicoli, risultando quindi più sicura e più semplice rispetto a quella richiesta nei treni Europei.

Il sistema è molto robusto, non presentando elementi filettati e non essendoci limitazioni per quanto riguarda il peso. Inoltre, non richiede la presenza di respingenti in quanto fa fronte sia a sforzi di trazione che di compressione. Un ulteriore vantaggio rispetto al sistema gancio-respingenti è che è posizionato nella mezzeria del veicolo, vengono quindi a mancare problemi di asimmetrie di carico presenti invece nei respingenti, a causa del trasferimento di carico in curva. Anche l'accoppiatore, come il gancio Europeo, ha la possibilità di ruotare attorno ad un asse verticale per limitare la trasmissione di sforzi trasversali.

Per assorbire e dissipare l'energia cinetica è presente un gruppo elastico, montato su ciascun veicolo in serie con il telaio. Attualmente, i gruppi elastici maggiormente diffusi sono quelli ad attrito perché richiedono poca manutenzione, sono di facile costruzione ed hanno un basso costo. Riescono inoltre a sviluppare forze smorzanti significative anche a basse velocità. Tuttavia, sono disponibili anche altre tipologie quali ad esempio quelli con polimeri o quelli idraulici. I gruppi elastici con polimeri stanno acquisendo recentemente sempre maggiore importanza in particolare per treni pesanti perché presentano una serie di vantaggi rispetto a quelli ad attrito [13]: riescono ad assorbire una maggiore quantità di energia riuscendo quindi a supportare impatti a maggiore velocità e con veicoli più pesanti, sono più leggeri e compatti, i componenti in acciaio durano più a lungo perché non sono presenti fenomeni di attrito acciaio-acciaio, non ci sono fenomeni di impuntamento legati all'attrito. Per combinare i benefici dei sistemi ad attrito e di quelli con polimeri, è stata ideata una tipologia mista che presenta al suo interno un duplice meccanismo di smorzamento. Il sistema accoppiatore è schematizzato in Figura 2.13.

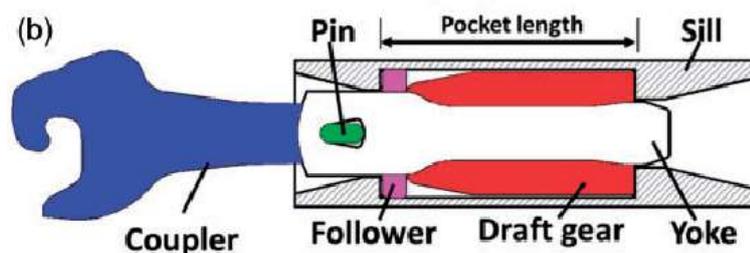


Figura 2.13: Schematizzazione del sistema accoppiatore.

2. Organi di collegamento

I gruppi elastici ad attrito o quelli misti attrito-polimeri sono costituiti da tre sottosistemi, come mostrato in Figura 2.14: il primo è rappresentato dai componenti ad attrito, il secondo dai vari molleggi, il terzo dalla sede. I componenti ad attrito possono essere suddivisi a loro volta in cunei e piastre. Il primo gruppo comprende il cuneo centrale, il cuneo laterale, e la sede della molla, mentre il secondo comprende le due piastre fisse, una interna e l'altra esterna, e quella mobile. I molleggi presenti sono invece due: uno principale di maggiori dimensioni e uno secondario più piccolo. Il molleggio principale è costituito da diverse molle, in genere da una molla esterna, una interna e quattro molle sugli angoli. Tutte le molle sono in acciaio e sono di tipo elicoidale. In alternativa, la molla interna può essere sostituita da un materiale polimerico (tipologia mista).

Quando il sistema viene compresso, i cunei e le piastre sono spinte entro la sede, viceversa i componenti ritornano nella loro posizione originaria quando il carico viene rilasciato. Durante queste fasi, l'attrito generato tra i componenti in acciaio dissipa energia. Nel caso in cui si utilizzi la tipologia mista, il comportamento viscoso del polimero rappresenta una ulteriore fonte di dissipazione energetica.

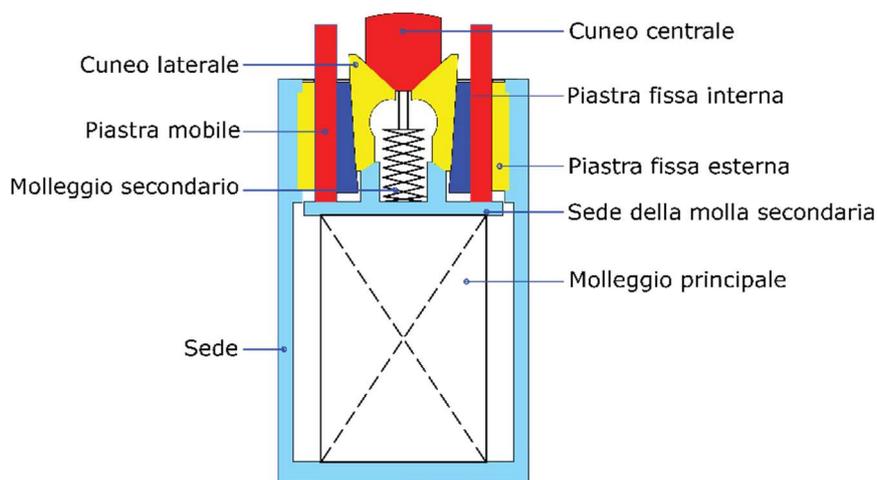


Figura 2.14: Componenti del gruppo elastico ad attrito.

2. Organi di collegamento

2.3.2 Fasi caratteristiche del gruppo elastico ad attrito

Vediamo ora nel dettaglio il funzionamento del gruppo elastico [14] analizzando la tipologia descritta al paragrafo precedente.

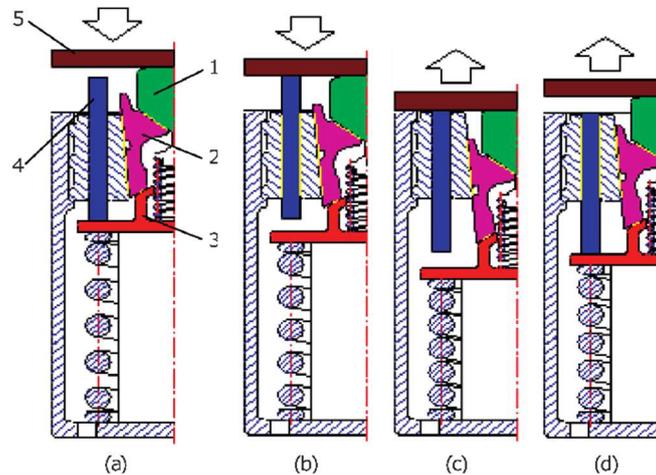


Figura 2.15: Fasi caratteristiche del gruppo elastico durante il funzionamento: (a) Fase di carico 1, (b) Fase di carico 2, (c) Fase di scarico 1, (d) Fase di scarico 2. 1, cuneo centrale; 2, cuneo laterale, 3, sede della molla secondaria; 4, piastra mobile; 5, piastra di caricamento.

Le fasi distinguibili durante il funzionamento sono quattro e sono mostrate in Figura 2.15: due fasi di carico e due fasi di scarico. Durante la prima fase di carico, sotto l'azione di compressione, si muovono la piastra (5) e il cuneo centrale (1) mentre la piastra mobile (4) non viene ancora azionata. In questa fase, gli attriti responsabili della dissipazione di energia sono l'attrito tra i due cunei, quello tra cuneo (2) e piastra fissa inclinata e tra cuneo (2) e sede della molla (3). La seconda fase di carico inizia quando anche la piastra mobile inizia a muoversi, si genera quindi anche un attrito tra la piastra mobile e la sede in cui questa è inserita, oltre agli attriti già menzionati. Terminata la fase di carico, inizia la prima fase di scarico durante la quale la sede della molla non entra in contatto con la piastra mobile, analogamente a quanto succede nella prima fase di carico. Non appena avviene il contatto, inizia la seconda fase di scarico fino al rilascio completo.

Lo spostamento in direzione longitudinale del cuneo laterale, della sede della molla così come gli spostamenti relativi tra i due cunei, tra cuneo laterale e piastra fissa inclinata e tra cuneo laterale e sede della molla sono legati allo spostamento longitudinale del cuneo centrale attraverso dei coefficienti che dipendono solo dalla geometria, in particolare dagli angoli delle superfici di attrito. Anche gli spostamenti delle due molle, la molla

2. Organi di collegamento

principale e la molla secondaria, possono essere espresse in funzione dello spostamento del cuneo centrale come spiegato nel paragrafo 2.3.4.

Le curve sperimentali di questo sistema si ottengono da prove di caduta che consistono nel far cadere una massa pari a 12.3 tonnellate da un'altezza di 560 mm simulando così un impatto di 67.6 kJ con velocità di impatto fino a 3.3 m/s, oppure da prove di impatto che consistono nel far urtare due vagoni di massa pari a 93 tonnellate ad una data velocità. I risultati che si ottengono da una prova di caduta presentano l'andamento visibile in Figura 2.16. L'area racchiusa dal ciclo di isteresi rappresenta l'energia dissipata in un ciclo operativo.

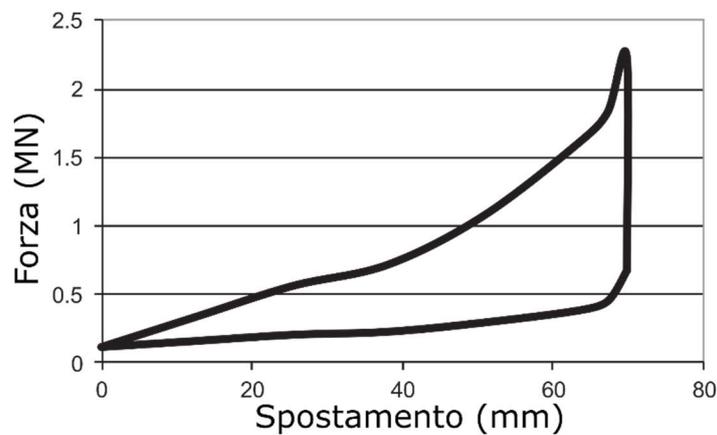


Figura 2.16: Caratteristica di un generico accoppiatore ottenuta da una prova di caduta.

2.3.3 Aspetti caratteristici del sistema

La modellazione del sistema accoppiatore è uno dei compiti più complessi nella simulazione della dinamica longitudinale in quanto coinvolge numerosi aspetti da considerare. In questo paragrafo, si vogliono mettere in evidenza gli aspetti fondamentali da considerare nella modellazione, citando anche alcuni dei principali risultati ottenuti da diverse ricerche condotte negli ultimi anni su questo tema.

Come si intuisce dalla spiegazione sul funzionamento del gruppo elastico ad attrito, uno degli aspetti fondamentali è l'attrito che si sviluppa tra i vari componenti del sistema. Durante il funzionamento, l'attrito può essere sia statico che dinamico, e la bassa

2. Organi di collegamento

ripetibilità dei coefficienti di attrito rende il problema complesso e difficilmente prevedibile. Il coefficiente di attrito dipende infatti da diversi fattori, alcuni dei quali variabili come le condizioni atmosferiche, l'umidità dell'aria, le condizioni di lubrificazione o le condizioni delle superfici di attrito. I coefficienti di attrito statico e dinamico possono essere considerati per semplicità costanti, ma nel range di transizione tra coefficiente di attrito statico e quello dinamico, la funzione continua che lega il coefficiente di attrito alla velocità non è semplice da determinare.

Incorporare la dipendenza del coefficiente di attrito dalla velocità è molto importante perché tale dipendenza si riflette in alcuni dei comportamenti dell'accoppiatore: il primo è il fatto che, come evidenziato da Cole [15], la rigidità dell'accoppiatore in condizioni "normali" può essere molto diversa da quella ottenuta da test di caduta. Le caratteristiche ottenute da prove sperimentali infatti simulano condizioni piuttosto severe che nelle normali operazioni non si raggiungono. Si è osservato infatti come le rigidità dell'accoppiatore, in particolare per piccole corse, possono essere 5-7 volte superiori rispetto a quelle indicate dai test di caduta. Durante il normale funzionamento del treno infatti, la dinamica è lenta, ossia l'accoppiatore è solitamente caricato in modo molto graduale; in queste condizioni quindi, il valore dell'attrito statico può essere tale da bloccare l'accoppiatore, aumentando in modo significativo la rigidità del sistema [16]. Un altro possibile aspetto visibile nelle caratteristiche sperimentali è quello di avere un picco di forza in corrispondenza della fine della fase di carico [17]. In questa fase infatti, la velocità si riduce a valori tali per cui il sistema può bloccarsi, l'attrito passa cioè dallo stato dinamico a quello statico. La presenza di questo fenomeno di bloccaggio richiede quindi la modellazione di due ulteriori aspetti: il punto di bloccaggio e quello di rilascio del sistema [15]. Come detto, la tendenza al bloccaggio dipende dalla velocità ed è maggiore durante carichi o scarichi a basse velocità. La fase di rilascio è molto complessa da prevedere a causa della variabilità delle condizioni delle superfici di attrito. In alcuni casi, il rilascio del sistema si verifica quando tutta la forza è stata scaricata, in altri casi si verifica al di sotto della curva di scarico [2].

La natura dell'attrito, oltre a manifestarsi nella caratteristica isteretica dell'accoppiatore, genera una discontinuità tra la curva di carico e quella di scarico. Diventa quindi fondamentale la caratteristica di transizione tra le due curve. Se si utilizza l'approccio più semplice, ossia quello per cui il sistema lavora lungo la curva di carico se la velocità è

2. Organi di collegamento

maggiore di 0 e lungo quella di scarico se la velocità è minore di 0, senza alcuna transizione tra l'una e l'altra, si possono avere durante la simulazione delle instabilità numeriche che si manifestano come oscillazioni repentine nel valore della forza, la quale oscilla tra la curva di carico e quella di scarico [18]. Questo comportamento non rispecchia ovviamente il funzionamento effettivo del sistema. Per evitare questo fenomeno, si deve utilizzare una caratteristica di transizione che elimini la discontinuità altrimenti presente. La curva di transizione può essere lineare o non lineare, come mostrato rispettivamente in Figura 2.17 e in Figura 2.18. Si deve tuttavia evidenziare come l'assenza di una caratteristica di transizione non sempre genera questo effetto; in simulazioni di impatti ad alta velocità, ad esempio, le velocità cambiano molto rapidamente e la fase di transizione tende a scomparire, mentre in simulazioni di tipiche operazioni lente, le instabilità possono essere molto rilevanti fino a far divergere la simulazione [17].

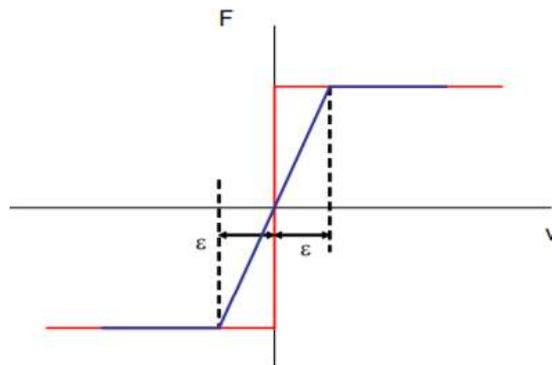


Figura 2.17: Approssimazione lineare della discontinuità della forza [19].

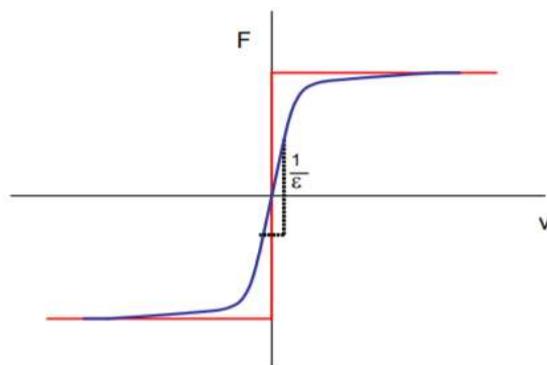


Figura 2.18: Approssimazione non lineare della discontinuità della forza [19].

2. Organi di collegamento

Un altro aspetto da considerare è la presenza di un gioco tra i denti dei due accoppiatori che, come accennato, deve essere sempre presente per fare in modo che la massa accelerata, durante la fase di avvio del treno, cresca progressivamente in modo da ridurre la forza necessaria all'avviamento.

Un ulteriore elemento da includere nel modello è la cosiddetta “rigidezza limite” o, in inglese, “*locking stiffness*” dell'accoppiatore, ossia la rigidezza complessiva degli elementi strutturali dell'accoppiatore connessi in serie ma anche di parte del vagone in cui il sistema accoppiatore è montato. Questa rigidezza è molto importante perché interviene quando il gruppo elastico è completamente compresso e il collegamento diventa quasi rigido. Nei treni merci la rigidezza limite è di circa 80 MN/m [16].

Si deve tenere conto inoltre del precarico che viene normalmente applicato all'accoppiatore: questo viene fatto essenzialmente per ridurre i giochi e per compensare l'usura dei componenti che porta ad un allentamento del giunto.

Ricapitolando, un modello completo dell'accoppiatore deve tenere conto dei seguenti aspetti: dipendenza del coefficiente di attrito con la velocità, giochi, rigidezza limite, precarico e caratteristica di transizione, come mostrato in Figura 2.19.

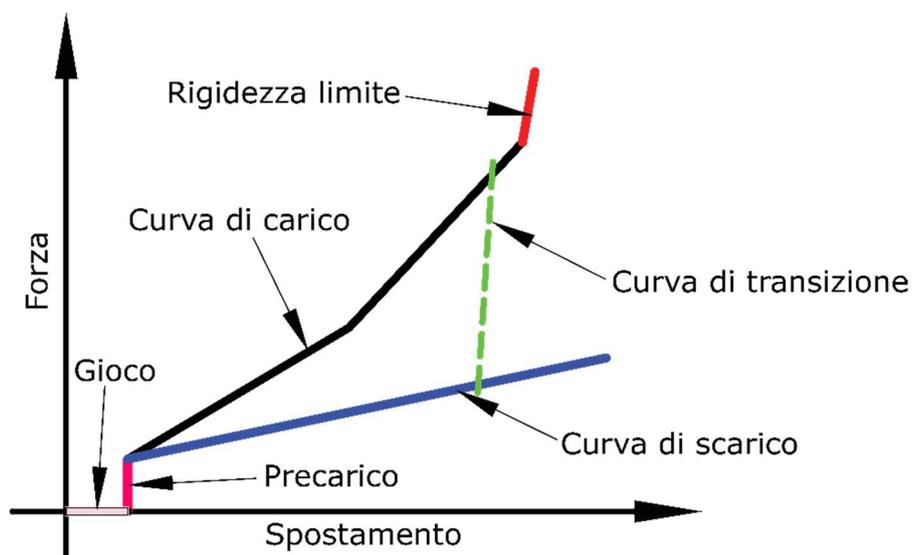


Figura 2.19: Caratteristica completa dell'accoppiatore.

2. Organi di collegamento

2.3.4 Tecniche di modellazione

Ad oggi, esistono molti modelli dell'accoppiatore, molti dei quali sono stati raccolti in [17]. In questa tesi, si vuole soltanto fornire una panoramica generale sulle principali tecniche di modellazione utilizzate, evidenziandone caratteristiche, pregi e difetti.

Il metodo più utilizzato per modellare la caratteristica dell'accoppiatore è il metodo LUT (*look-up table*) che consiste in due tabelle, una per la fase di carico, l'altra per quella di scarico che descrivono le curve ottenute da prove sperimentali (prova di caduta o test di impatto) e che possono integrare il gioco, il precarico e la rigidità limite. Il metodo LUT è il più semplice e il più efficiente dal punto di vista computazionale, fornisce valori ragionevoli di forze riuscendo a riprodurre il comportamento isteretico dell'accoppiatore, ma ha lo svantaggio di non adattare la caratteristica in base alla velocità: generalmente infatti, le tabelle usate per determinare la forza sviluppata dall'accoppiatore non considerano la dipendenza dalla velocità. La discontinuità presente tra fase di carico e fase di scarico può essere risolta con una legge di transizione, ad esempio lineare. Questo metodo si può sintetizzare matematicamente con le seguenti equazioni [17]:

$$F(x_t, v_t) = \begin{cases} f_l(x_t) & |x_t| \geq |x_{t-\Delta t}| \\ f_u(x_t) & |x_t| < |x_{t-\Delta t}| \end{cases} \quad (2.9)$$

$$F(x_t, v_t) = F(x_{t-\Delta t}, v_{t-\Delta t}) + k(x_t - x_{t-\Delta t}) \quad (2.10)$$

$$|f_u(x_t)| \leq |F(x_t, v_t)| \leq |f_l(x_t)| \quad (2.11)$$

dove f_l e f_u rappresentano le curve di carico e scarico, mentre F è la curva di transizione a pendenza costante, limitata dalle due curve dalla disequazione (2.11). Molti dei modelli proposti negli ultimi anni hanno questa formulazione generale tra i quali i codici Americani TOS [20,21], TOES [22] e TEDS [23].

Alcuni modelli, anziché usare una retta per eliminare la discontinuità tra le due curve, utilizzano delle curve di transizione non lineari. Ad esempio, il modello E-TRAIN [24]

2. Organi di collegamento

utilizza una caratteristica di transizione dipendente dalla velocità, il modello TrainDy [25] utilizza una caratteristica di transizione avente la seguente formulazione

$$F(x_t, v_t) = \varphi(v) f_u(x_t) + [1 - \varphi(v)] f_l(x_t) \quad v_{load} \leq v < v_{unload} \quad (2.12)$$

in cui v_{load} e v_{unload} sono due velocità limite e φ è un coefficiente usato per costruire la caratteristica di transizione.

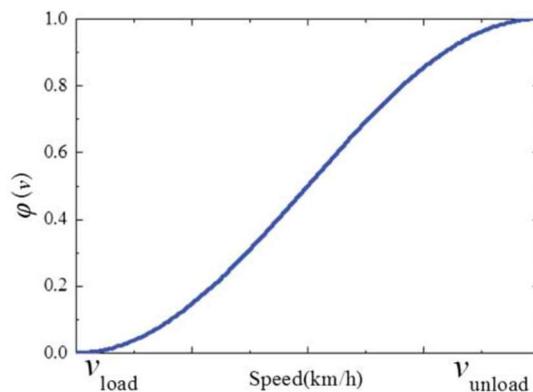


Figura 2.20: Curva di transizione usata in TrainDy [25]

Alcuni modelli, pur adottando una strategia LUT, considerano la variabile velocità. Si può citare a questo proposito il modello 3D già descritto nella sezione sulla modellazione del sistema gancio-respingenti, o anche il modello descritto in [18], nel quale la curva di carico è descritta da

$$F(x_t, v_t) = \left(1 + \frac{0.75 v_t}{v_e}\right) f_l(x_t) \quad (2.13)$$

Un altro approccio che sembra essere molto promettente è quello basato su un modello fisico (*white box model*). Si tratta di modelli più o meno semplificati che considerano la struttura dell'accoppiatore e i suoi componenti. Dal punto di vista computazionale, sono più onerosi rispetto ai modelli LUT, in particolare se i parametri considerati sono numerosi. Riescono tuttavia a rappresentare più accuratamente il comportamento dinamico del sistema nelle diverse condizioni di funzionamento.

2. Organi di collegamento

Per comprendere meglio questo tipo di approccio si descrivono brevemente due modelli, uno semplificato [2,14,15] e uno più dettagliato [2,26], poi migliorato ulteriormente in [27].

Nel primo, il gruppo elastico ad attrito viene semplificato e rappresentato con un'asta che entra in contatto con un cuneo su una superficie inclinata ed una molla, come schematizzato in Figura 2.21.

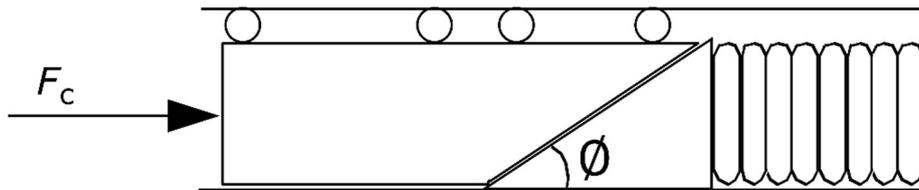


Figura 2.21: Modello semplificato a cunei del gruppo elastico.

Quando il gruppo viene compresso, si sviluppa tra le superfici inclinate una forza normale che fa nascere una forza di attrito. Analizzando le possibili configurazioni di equilibrio e ipotizzando che l'attrito generato sia dinamico, possono esserci due casi distinti, i cui diagrammi di corpo libero sono riportati in Figura 2.22.

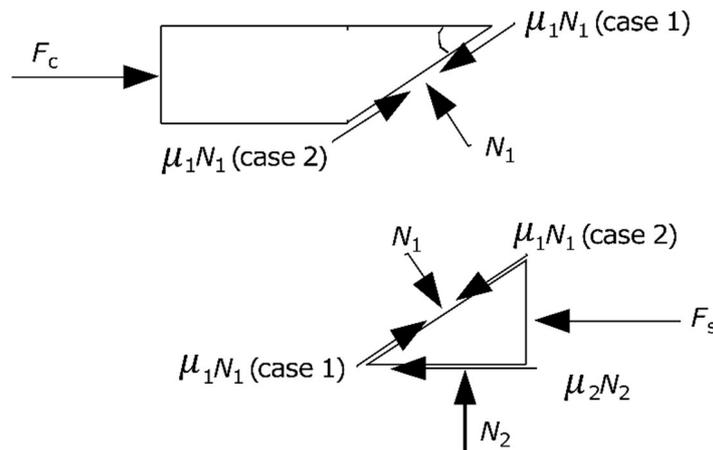


Figura 2.22: Diagrammi di corpo libero dei due cunei equivalenti.

Il primo caso si ottiene quando vi è scorrimento nella direzione della compressione, il secondo caso invece si verifica nel caso in cui vi sia un "impuntamento" del cuneo e l'asta viene di conseguenza trattenuta. Le equazioni di equilibrio portano rispettivamente a:

2. Organi di collegamento

$$F_C = N_1(\sin\phi + \mu_1 \cos\phi) \text{ caso 1} \quad (2.14)$$

$$F_C = N_1(\sin\phi - \mu_1 \cos\phi) \text{ caso 2} \quad (2.15)$$

Dalle equazioni, si ricava che per alcuni valori di angoli delle superfici di attrito e di coefficienti di attrito, i cunei sono auto-bloccanti. Tale situazione si verifica in particolare per

$$\tan\phi < \mu_1 \quad (2.16)$$

È possibile inoltre legare la forza F_C con cui viene compresso il sistema alla forza F_S sviluppata della molla tramite la seguente espressione (riferita al caso 1)

$$F_C = \frac{F_S(\mu_1 \cos\phi + \sin\phi)}{(\mu_1 - \mu_2) \cos\phi + (1 + \mu_1 \mu_2) \sin\phi} \quad (2.17)$$

Se per semplicità si assume che μ_1 sia pari a μ_2 ($\mu_1 = \mu_2 = \mu$), si ottiene

$$F_C = \frac{F_S(\mu \cot\phi + 1)}{1 + \mu^2} \quad (2.18)$$

L'altra possibilità è che non vi sia alcun impedimento al moto relativo tra asta e cuneo; in questo caso il coefficiente di attrito μ_1 è nullo e si ottiene la seguente relazione semplificata

$$F_C = F_S \frac{\tan\phi}{\tan\phi \pm \mu_2} \quad (2.19)$$

2. Organi di collegamento

dove il segno positivo vale per la fase di carico, quello negativo per la fase di scarico.

È necessario poi stabilire la funzione che lega il coefficiente di attrito alla velocità, molto complessa da determinare per le ragioni discusse precedentemente. In genere, per legare l'attrito statico a quello dinamico (di solito assunti costanti) si utilizza una funzione lineare a tratti oppure una funzione esponenziale, come mostrato rispettivamente in Figura 2.23 e Figura 2.24.

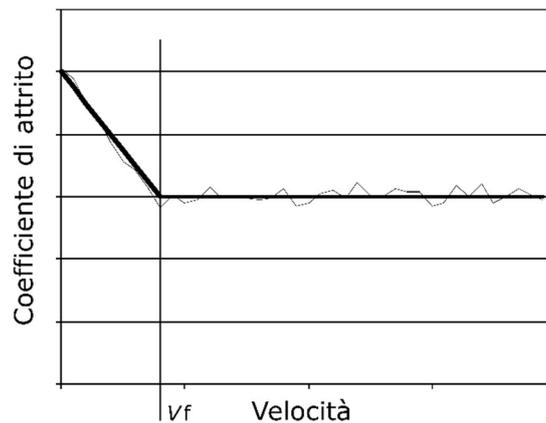


Figura 2.23: Approssimazione lineare del coefficiente di attrito in funzione della velocità.

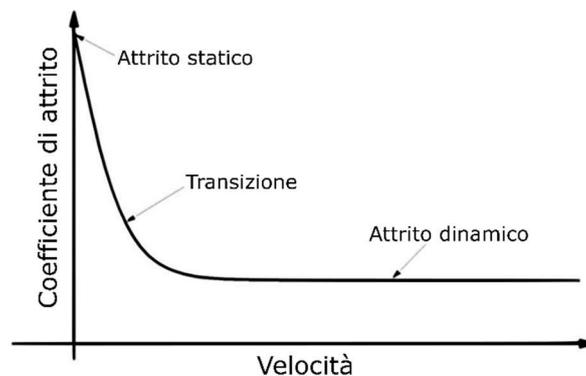


Figura 2.24: Approssimazione esponenziale del coefficiente di attrito in funzione della velocità.

In ultimo si deve considerare la rigidità limite, che può essere modellata semplicemente da una molla in serie al gruppo elastico, il gioco tra i denti dell'accoppiatore che si modella facilmente con una "zona morta" e la forza di precarico che viene già considerata in F_s . Il sistema complessivo è riportato in Figura 2.25.

2. Organi di collegamento

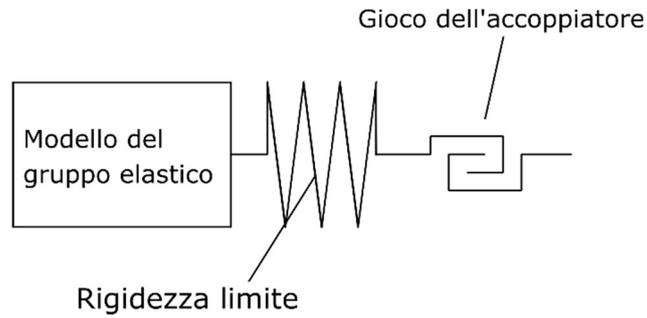


Figura 2.25: Modello semplificato del sistema accoppiatore.

In sintesi, i dati necessari da inserire nel modello sono l'angolo \varnothing di inclinazione delle superfici, la velocità alla quale si raggiunge il coefficiente di attrito minimo (o la funzione che descrive il coefficiente di attrito, se non si utilizza una legge lineare), i coefficienti di attrito statico e dinamico, e la forza F_s . Per ottenere una risposta dell'accoppiatore coerente con la realtà fisica si devono opportunamente scegliere questi valori. Questo modello, se ben calibrato, consente di ottenere dei buoni risultati in quanto modella uno degli aspetti più influenti del comportamento dell'accoppiatore, ossia l'attrito. Il modello appena descritto, nonostante rispetto agli approcci LUT sia basato sulla fisica del problema, non consente di ottimizzare sistemi già presenti o crearne di nuovi in quanto i parametri utilizzati al suo interno non hanno una diretta corrispondenza con i componenti costituenti il sistema ma sono scelti in modo tale da riprodurre in modo più fedele possibile la sua caratteristica. Come abbiamo visto infatti, il gruppo elastico viene semplificato in modo drastico eliminando molti dei componenti presenti. Per questo motivo, è stato introdotto in un nuovo modello [26] che riflette direttamente la struttura del gruppo elastico ad attrito e le sue quattro fasi di funzionamento, già descritte precedentemente. I coefficienti di attrito delle varie superfici presenti nel sistema e gli angoli caratteristici sono riportati in Figura 2.26.

2. Organi di collegamento

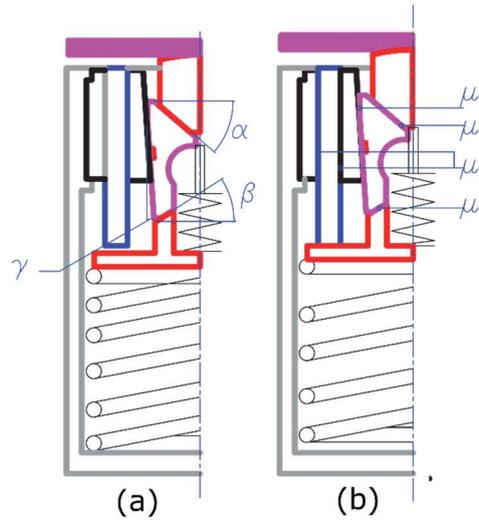


Figura 2.26: (a) Angoli caratteristici del gruppo elastico; (b) Coefficienti di attrito delle superfici di attrito.

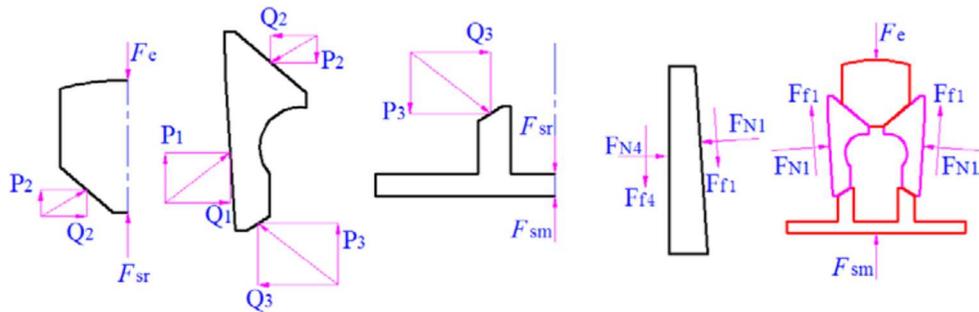


Figura 2.27: Diagramma di corpo libero dei componenti del gruppo elastico.

Ipotizzando che i componenti lavorino in regime quasi-statico, e applicando a ciascun componente le relazioni di equilibrio mostrate in Figura 2.27 per ciascuna delle quattro fasi (due di carico, due di scarico), legando le componenti orizzontali delle forze a quelle verticali grazie alla legge di attrito e avvalendosi di semplici calcoli trigonometrici, si riesce a legare la forza applicata al gruppo elastico, indicata con F_{dg} , con le due forze di reazione degli elementi elastici, F_{sr} della molla secondaria e F_{sm} della molla principale:

$$F_{dg,i} = \psi_i F_{sm} - (\psi_i - 1) F_{sr} \quad (i = 1,4) \quad (2.20)$$

$$\psi_1 = \frac{1 + \tan(\beta + \arctan(\mu_3)) \tan(\gamma + \arctan(\mu_1))}{1 - \tan(\alpha + \arctan(\mu_2)) \tan(\gamma + \arctan(\mu_1))} \quad (2.21)$$

2. Organi di collegamento

$$\psi_2 = \psi_1 + \frac{2(1 - \mu_1 \tan(\gamma))\mu_4(\psi_1 - 1)}{\mu_1 + \tan(\gamma)} \quad (2.22)$$

$$\psi_3 = \frac{1 + \tan(\beta - \arctan(\mu_3)) \tan(\gamma - \arctan(\mu_1))}{1 - \tan(\alpha - \arctan(\mu_2)) \tan(\gamma - \arctan(\mu_1))} \quad (2.23)$$

$$\psi_4 = \frac{(\tan(\gamma) - \mu_1)\psi_3}{\tan(\gamma)(1 - 2\mu_1\mu_4 + 2\mu_1\mu_4\psi_3) + 2\mu_4\psi_3 - 2\mu_4 - \mu_1} \quad (2.24)$$

Con $i=1,4$ si indicano le quattro fasi del processo e con ψ_i i corrispondenti coefficienti che dipendono solo dalla geometria e dal valore dei coefficienti di attrito. Le forze degli elementi elastici F_{sm} e F_{sr} contengono già il precarico ossia:

$$F_{sm} = k_m(x_{m0} + x_f) \quad (2.25)$$

$$F_{sr} = k_r x_{r0} \quad (2.26)$$

dove k_m e k_r , x_{m0} e x_{r0} sono le rigidzze e spostamenti iniziali rispettivamente della molla principale e della molla secondaria, x_f è lo spostamento del gruppo elastico. Come si osserva dalla formula (2.26), si ipotizza che lo spostamento della molla principale sia analogo a quello applicato al gruppo elastico, ossia che lo spostamento della molla secondaria rimanga costante durante il processo. Anche in questo modello, è necessario ovviamente definire la funzione che lega il coefficiente di attrito con la velocità, in più si devono esprimere le velocità relative tra i vari componenti. Definendo con v_f la velocità della piastra di caricamento, con v_1 la velocità assoluta del cuneo laterale, con v_2 la velocità relativa tra cuneo laterale e cuneo centrale, con v_3 la velocità relativa tra cuneo laterale e sede della molla e con v_4 la velocità assoluta della sede della molla, si ricava da semplici considerazioni trigonometriche:

2. Organi di collegamento

$$v_1 = \frac{\cos(\alpha)}{\cos(\alpha + \gamma)} v_f \quad (2.27)$$

$$v_2 = \frac{\text{sen}(\gamma)}{\cos(\alpha + \gamma)} v_f \quad (2.28)$$

$$v_3 = \frac{\cos(\alpha) \text{sen}(\gamma)}{\cos(\alpha + \gamma) \cos(\beta)} v_f \quad (2.29)$$

$$v_4 = \begin{cases} \frac{\cos(\alpha) \cos(\gamma - \beta)}{\cos(\alpha + \gamma) \cos(\beta)} v_f & i = 4 \\ v_f & i = 2 \end{cases} \quad (2.30)$$

Il modello descritto è stato ulteriormente migliorato in [27]. L'ipotesi semplificativa per cui lo spostamento della molla principale è uguale allo spostamento imposto al gruppo elastico è stata eliminata: a causa dei movimenti laterali dei cunei, infatti, la molla secondaria si comprime o si distende durante i vari processi, rendendo l'ipotesi del modello precedente non verificata. Questa osservazione ha permesso di migliorare la caratteristica forza-spostamento della molla. In particolare, si è visto come lo spostamento della molla principale sia di circa il 10% superiore rispetto a quello stimato con il modello precedente, il che ha un effetto sulla rigidità complessiva dell'accoppiatore. Un altro miglioramento del modello è stato raggiunto modificando il modello di attrito sulla superficie su cui vanno a contatto cuneo laterale e piastra fissa interna (μ_1). Si è osservato infatti che considerare l'attrito come dipendente esclusivamente dalla velocità spesso non è sufficiente, essendo l'attrito legato ad altri importanti fattori quali forza normale, accelerazione, rugosità, durezza, lubrificazione etc. In [27] si è scelto ad esempio di considerare le superfici menzionate come lubrificate. Rispetto al modello precedente, che non presentava alcuna caratteristica di transizione, si è scelto inoltre di usare una caratteristica di transizione a pendenza costante utilizzando la rigidità limite, la quale ha infatti un ben preciso significato fisico.

2. Organi di collegamento

Dopo aver esposto le due principali strategie di modellazione utilizzate, LUT e modelli white-box (con diversi livelli di dettaglio), vediamo brevemente come la scelta di un modello piuttosto che un altro influisca a livello di caratteristica forza-deflessione. Le considerazioni che verranno fatte sul metodo LUT sono molto generali e non valgono per alcuni modelli con i quali si è cercato di sopperire ad alcune debolezze del metodo introducendo ad esempio la dipendenza dalla velocità.

La caratteristica della tipologia di accoppiatore analizzato in questa tesi si presenta come in Figura 2.28.

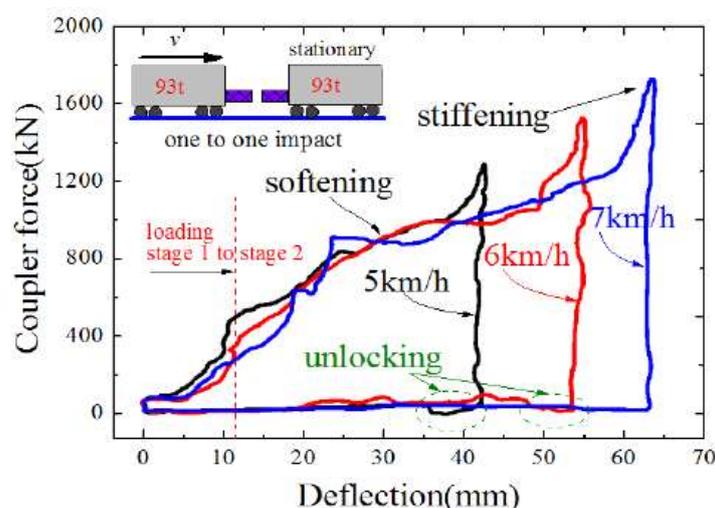


Figura 2.28: Prove di impatto a diverse velocità su un accoppiatore ad attrito.

Dal grafico si notano degli aspetti caratteristici, alcuni dei quali già spiegati precedentemente: si osserva naturalmente il comportamento isteretico dell'accoppiatore, un salto di forza nel passaggio dalla prima alla seconda fase di carico come prevedibile essendo la fase di carico suddivisa in due fasi distinte, una diminuzione della rigidità all'inizio della seconda fase di carico (comportamento "softening"), un picco di forza alla fine della seconda fase di carico (comportamento "stiffening") e il bloccaggio del sistema che si sblocca nei punti evidenziati in figura. Il comportamento isteretico, il comportamento "softening" all'inizio della seconda fase di carico, il comportamento "stiffening" alla fine della fase di carico e il bloccaggio/sboccaggio del sistema sono dovuti alla natura dell'attrito. In particolare, il comportamento "softening" si può spiegare solo con la dipendenza del coefficiente di attrito da altri fattori diversi dalla velocità; la seconda fase di carico, infatti, è caratterizzata da velocità inferiori rispetto alla prima,

2. Organi di collegamento

quindi si dovrebbe avere un aumento di rigidità del sistema se il coefficiente di attrito dipendesse solo dalla velocità, mentre si verifica il contrario.

Un metodo LUT, basato su due tabelle di valori fisse, una per la fase di carico, l'altra per la fase di scarico dedotte da una prova sperimentale, simula piuttosto bene il comportamento isteretico dell'accoppiatore, fornendo valori di corse e forze crescenti all'aumentare della velocità, ma non è in grado di rappresentare né i picchi di forza per velocità diverse da quelle per cui si sono ricavate le tabelle, né il bloccaggio-sbloccaggio del sistema. Il fatto di non rappresentare il picco di forza può portare ad errori significativi sulla stima delle forze massime. Il salto di forza tra le due fasi di carico con il comportamento "softening" è rappresentato, ma è una rappresentazione puramente numerica, essendo basata solo su valori tabellati e non su un modello fisico. La traiettoria seguita dalla curva di carico è inoltre fissa, mentre in realtà varia con la velocità. In sintesi, questo approccio non è in grado di rappresentare alcuni dei comportamenti dinamici dell'accoppiatore non incorporando alcuna dipendenza dalla velocità. I modelli *white-box* riescono invece a prevedere alcuni dei comportamenti dinamici dell'accoppiatore: già il modello semplificato riesce a simulare i picchi di forza e la variazione della traiettoria di carico con la velocità, il modello modificato [27] riesce a prevedere anche lo sbloccaggio del sistema e il comportamento "*softening*", aspetti non rappresentati dai modelli *white-box* più semplici. Ovviamente, si deve tenere conto non solo dell'accuratezza del modello ma anche dell'efficienza computazionale. Un modello molto complesso, con diverse variabili al suo interno, come l'ultimo presentato, sarà molto più oneroso di un semplice metodo LUT. Inoltre, costruire un modello *white-box* richiede molte prove per caratterizzare tutti i parametri fisici del sistema, a differenza di un modello LUT che richiede invece una sola prova sperimentale.

3 RESISTENZE AL MOTO

3.1 Introduzione

Un argomento molto importante nella simulazione longitudinale di treni è la modellazione delle forze resistenti. Con gli strumenti oggi disponibili, è sempre possibile naturalmente realizzare modelli molto dettagliati che simulino resistenze meccaniche e aerodinamiche. L'uso di modelli molto dettagliati richiede tuttavia un tempo di calcolo notevole ed è utilizzato solo in fase di ottimizzazione di componenti di nuovi treni, mentre risulta impraticabile al fine di simulare il comportamento dinamico complessivo del treno. Nei modelli LTD si utilizzano quindi delle espressioni empiriche che andremo ad analizzare in questo capitolo. Le resistenze al moto si possono misurare sperimentalmente realizzando dei test nei quali da una data velocità si lascia decelerare il treno senza l'utilizzo dei freni, ottenendo così un diagramma velocità-tempo da cui si può ottenere facilmente l'andamento dell'accelerazione nel tempo e in ultimo la forza resistente. In alternativa si può misurare la forza di trazione necessaria per mantenere il treno ad una velocità costante [28].

Le resistenze al moto vengono generalmente suddivise in due categorie: resistenze ordinarie e resistenze accidentali.

3.2 Resistenze ordinarie

Le resistenze ordinarie sono le resistenze che si oppongono sempre all'avanzamento del veicolo nel suo moto uniforme ed in piano e comprendono [29]:

- Resistenze nei cuscinetti: si manifestano a causa dell'attrito tra perno e cuscinetto che si sviluppa a seguito della rotazione relativa tra i due corpi. Questo contributo dipende molto dal tipo di cuscinetti utilizzati, i cuscinetti a strisciamento, ad esempio, usati soprattutto nel passato, presentano valori di attrito maggiori. Questa resistenza è inoltre molto variabile a seconda della temperatura, della viscosità e delle caratteristiche del lubrificante utilizzato, oltre che dalla sua distribuzione. Con l'utilizzo di cuscinetti volventi, la resistenza all'avanzamento si riduce notevolmente.

3. Resistenze al moto

- Resistenze dovute a fenomeni dinamici di attrito: includono gli effetti di flangia associati al moto laterale che sviluppa attrito, e l'impatto tra bordino della ruota e lato della rotaia. Questi effetti variano con la velocità, con l'allineamento dei binari e con la qualità delle superfici a contatto e sono prevalenti su treni leggeri, su treni pesanti sono infatti ridotti a causa della maggiore inerzia e quindi alla minore tendenza a compiere oscillazioni.
- Resistenza al rotolamento: quando la ruota è messa in moto, la distribuzione delle pressioni diventa asimmetrica come rappresentato in Figura 3.1, si viene quindi a generare a causa dell'eccentricità un momento resistente che si oppone al moto. Binari con scarsa qualità, inoltre, incrementano questa resistenza perché intensificano il movimento oscillatorio aumentando la pressione. Inoltre, nell'area di contatto tra ruota e rotaia vi sono sempre degli scorrimenti relativi che provocano dissipazioni di energia e quindi una ulteriore resistenza al moto. Questo contributo può essere considerato costante per una data qualità del tracciato.
- Resistenze aerodinamiche: resistenza dovuta all'interazione aerodinamica tra treno e aria. Dipende in prima analisi dall'area trasversale e dalla forma del treno, oltre che dalla velocità. Più nel dettaglio, la resistenza aerodinamica è scomponibile in tre effetti [8]:
 - Effetto di testa: è la resistenza frontale dovuta all'incremento di pressione dell'aria sulla superficie di testa del convoglio;
 - Effetto delle pareti laterali: è la resistenza dovuta all'attrito generato dall'interazione dei filetti fluidi con le fiancate e con i sotto-cassa dei veicoli;
 - Effetto coda: è la resistenza che si sviluppa a causa della depressione generata dai vortici d'aria sulla superficie di coda del convoglio.

3. Resistenze al moto

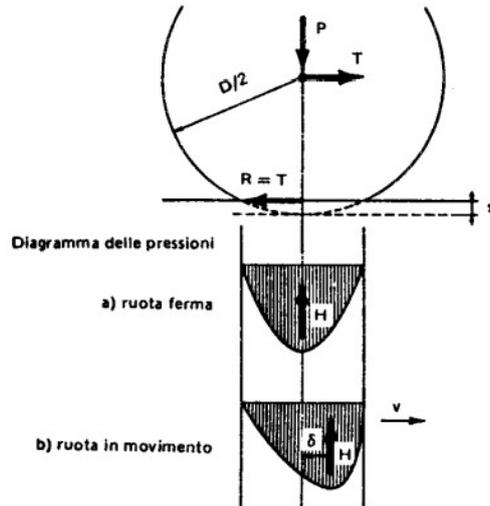


Figura 3.1: Distribuzione delle pressioni a) nel caso di ruota ferma, b) nel caso di ruota in movimento.

3.2.1 Formule per la stima della resistenza ordinaria

Le resistenze ordinarie vengono di solito stimate attraverso formule empiriche basate sui risultati sperimentali ottenuti da test passati. La formula generale utilizzata in campo ferroviario è

$$F_{R,ord} = A + BV + CV^2 \quad (3.1)$$

In cui $F_{R,ord}$ è la resistenza del veicolo, V è la velocità del veicolo, A e B rappresentano rispettivamente la componente costante e quella dipendente dalla velocità delle resistenze meccaniche, mentre C rappresenta il contributo aerodinamico. A basse velocità, il contributo aerodinamico è poco rilevante e le resistenze meccaniche sono quelle prevalenti. Ad alte velocità invece il termine CV^2 diventa dominante. Il secondo termine è spesso trascurato in alcune leggi. Si riportano qualitativamente in Figura 3.2 i contributi dei tre fattori alla resistenza totale.

3. Resistenze al moto

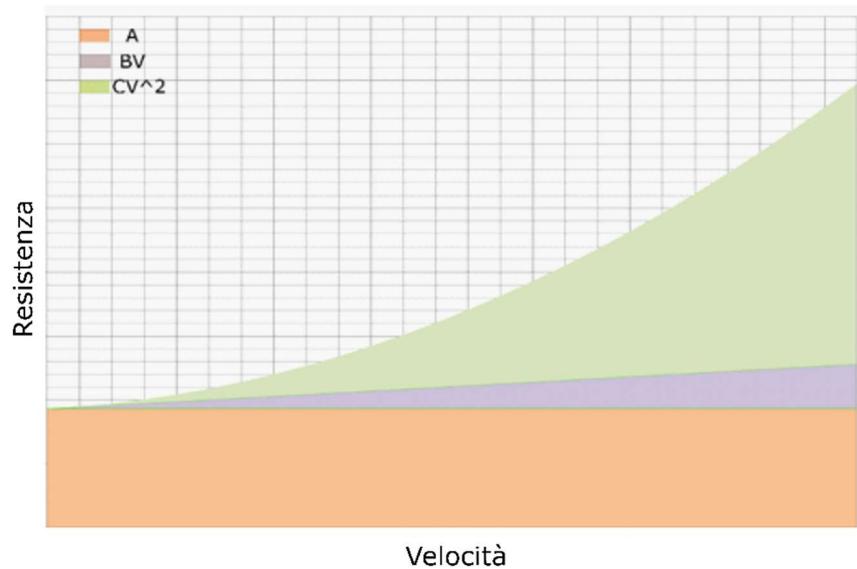


Figura 3.2: Contributo qualitativo dei tre termini della legge di resistenza [29].

I coefficienti usati all'interno di questa espressione sono diversi in base alla tipologia di treno e sono validi per ambienti aperti, mentre per ambienti chiusi, come nelle gallerie, il termine C richiede delle modifiche perché più alto di quello valido per ambienti aperti.

Nel 1926 fu sviluppata dal ricercatore Davis la seguente espressione [29-30]:

$$r = 1.3 + \frac{29}{m_a} + BV + \frac{CV^2}{m_a n} \quad (3.2)$$

dove r è la resistenza in lb/ton, m_a è il carico per asse in ton/asse, V è la velocità in miglia orarie e n è il numero di assi.

La stessa formula si trova anche scritta come:

$$r = 1.3 + \frac{29}{m_a} + BV + \frac{Ca}{m_a n} V^2 \quad (3.3)$$

3. Resistenze al moto

dove a è l'area trasversale della locomotiva in sq ft (piedi al quadrato). I valori proposti da Davis sono riportati in Tabella 3.1.

Tabella 3.1: Valori dei coefficienti della legge di Davis [29].

Where Used	B	C	a
Locomotives	0.03	0.0024 (0.0017 – Streamlined)	50 ton = 105 sq ft, 70 tons = 110 sq ft, 100+ tons = 120 sq ft
Freight Cars	0.045	0.0005	85-95 sq ft
Passenger Cars (Vestibuled)	0.03	0.00034	120 sq ft
Multiple Units - Leading	0.045	0.0024	100-110 sq ft
Multiple Units - Trailing	0.045	0.00034	"
Motor Cars	0.09	0.0024	2 trucks – 80-100 sq ft 1 truck – 70-75 sq ft

Per i treni merci l'equazione diventa quindi

$$r = 1.3 + \frac{29}{m_a} + 0.045V + \frac{0.0005a}{m_a n} V^2 \quad (3.4)$$

Con l'incremento delle dimensioni e dei pesi dei treni merci e della velocità di esercizio, con il passaggio da cuscinetti a strisciamento a cuscinetti volventi, e con l'evolversi della struttura dei veicoli, si rese necessario modificare i coefficienti della formula. Nel 1970 venne introdotta la legge di David modificata [29,31]:

$$r = 0.6 + \frac{20}{w} + 0.01V + \frac{K}{m_a n} V^2 \quad (3.5)$$

in cui i parametri sono analoghi a quelli dell'equazione precedente, a cui si aggiunge il parametro aerodinamico K , che varia a seconda della tipologia del veicolo. Si noti come le unità di misura utilizzate in 3.2, 3.3 e 3.5 siano diverse da quelle del sistema internazionale.

Le leggi di Davis non si applicano in maniera universale a tutti i treni, sono state sviluppate infatti un gran numero di equazioni per il calcolo della resistenza ordinaria per

3. Resistenze al moto

diverse tipologie di treni, brevemente riassunte in Tabella 3.2 per quanto riguarda i carri merci carichi, in Tabella 3.3 per alcune tipologie di locomotive [3,32,33].

Le formule sono espresse in N/ton. I fattori che compaiono nelle formule sono i seguenti: k_{ad} è una costante aerodinamica che dipende dal tipo di veicolo, m_a è la massa per ciascun asse, n il numero di assi, V è la velocità del veicolo in km/h.

Tabella 3.2: Leggi usate per la stima della resistenza ordinaria specifica per carri merci.

Original Davis	$r = 6.376 + \frac{129}{m_a} + BV + \frac{CV^2}{M_a n}$
Mod.Davis	$r = 2.943 + \frac{89}{m_a} + 0.0305V + \frac{1.718k_{ad}V^2}{m_a n}$
Benchmark	$r = \left(2.943 + \frac{89.2}{m_a} + 0.0306V + \frac{0.122V^2}{m_a n} \right)$
EigTonFr	$r = 9.81 * \left(1.2 + \frac{V^2}{4000} \right)$
HeavyFreigthFr	$r = 9.81 * \left(1 + \frac{V^2}{4000} \right)$
GermStrahlFull [33]	$r = 10 * \left(c_0 + (0.007 + c_1) * \left(\frac{V}{10} \right)^2 \right)$ $c_0 = 1.4 \text{ carri carichi}$ $c_0 = 2 \text{ carri vuoti}$ $c_1 = 0.025 \text{ per carri a 4 assi (passeggeri o merci)}$
ChiFullFreigth	$9.81 * (0.92 + 0.0048V + 0.000126V^2)$
AustrMinFull	$5.17 + 0.010997V + 0.00051V^2$
FullFreigthCzechRep	$9.81 * (1.3 + 0.00015V^2)$
Russian	$9.81 * \left(0.7 + \frac{3 + 0.1V + 0.0025V^2}{m_a} \right)$
DeutchBahnFullFreigth	$9.81 * \left(1 + 0.1 * 0.2 * \left(\frac{V}{10} \right)^2 \right)$
SerbianFormula	$9.81 * (4.83 * 10^{-1} + 1.83 * 10^{-2}V + 1 * 10^{-4}V^2)$
KoffmanBRcarriages	$9.81 * (1.1 + 0.021V + 0.000175V^2)$

Tabella 3.3: Leggi usate per la stima della resistenza ordinaria specifica per locomotive.

Benchmark	$r = 3.2 * \left(2.943 + \frac{89.2}{m_a} + 0.0306V + \frac{0.122V^2}{m_a n} \right)$
ChiSS4DCloc	$r = 9.81 * (2.25 + 0.019V + 0.00032V^2)$
ChiDFdieselLoc	$r = 9.81 * (2.93 + 0.0073V + 0.000271V^2)$
ChiHXD1loc	$r = 9.81 * (1.4 + 0.0038V + 0.0003V^2)$
ChiHXD2loc	$r = 9.81 * (0.84 + 0.012 + 0.000313V^2)$
BritishLoc	$r = 9.81 * (4.587 + 0.0245V + 0.00036697V^2)$

3. Resistenze al moto

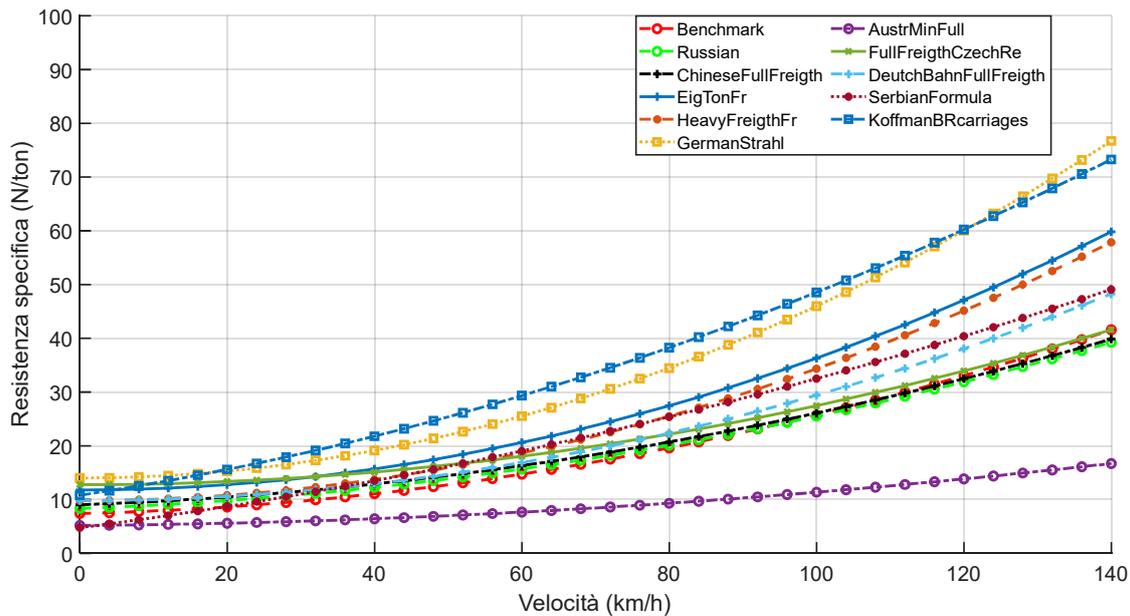


Figura 3.3: Confronto tra diverse leggi di resistenza ordinaria per carri ($m_a = 20, n = 4$)

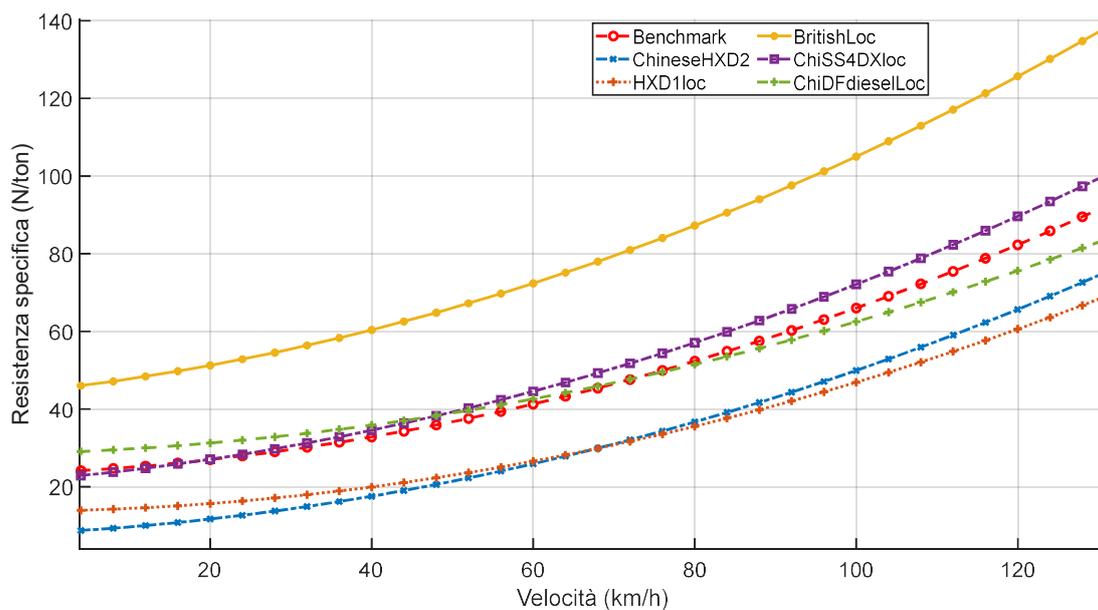


Figura 3.4: Confronto tra diverse leggi di resistenza ordinaria per locomotive ($m_a = 20, n = 6$).

Come si osserva, le resistenze ordinarie per unità di massa variano molto a seconda della legge utilizzata e i veicoli più leggeri presentano delle resistenze specifiche più alte. Mentre infatti i primi due termini di resistenza, ossia quelli legati alle resistenze meccaniche, dipendono in modo circa proporzionale alla massa, il terzo termine, ossia quello aerodinamico, è di fatto indipendente dalla massa essendo legato prevalentemente alla forma del convoglio e all'area frontale intercettata dall'aria. Ne consegue che,

3. Resistenze al moto

dividendo le resistenze assolute per la massa, in modo da ottenere la resistenza specifica, veicoli più leggeri sono in genere caratterizzati da valori più alti di resistenza specifica.

3.3 Resistenze accidentali

Le resistenze accidentali sono le resistenze che si possono aggiungere eventualmente alle resistenze ordinarie e comprendono:

- Resistenza dovuta alla pendenza del tracciato (nel caso di discesa, la forza diventa propulsiva).
- Resistenza in curva del veicolo.
- Resistenza nelle fasi di accelerazione-decelerazione del veicolo.

3.3.1 Resistenza in curva

Quando il treno percorre una curva, si generano delle resistenze specifiche all'avanzamento dovute all'inerzia del veicolo alla rotazione e agli attriti aggiuntivi che si producono tra ruote e piano di rotolamento. La stima di questa forza è molto complessa in quanto dipende da diversi fattori quali design e condizioni del materiale rotabile, profilo e lubrificazione del binario, raggio della curva, ma solitamente si considera come variabile il solo raggio della curva. L'equazione più usata [16] è

$$r_c = \frac{6116}{R_c} \quad (3.6)$$

in cui r_c è espressa in $\frac{N}{ton}$, R_c è il raggio della curva in metri. Questa formulazione è quella proposta per le simulazioni del benchmark internazionale dei simulatori LTD, che sarà presentato in dettaglio nel prossimo capitolo.

Una formula più generale, analoga nella forma alla precedente, usata in [31] è

3. Resistenze al moto

$$r_c = 10 * \frac{k}{R_c} \quad (3.7)$$

In cui r_c è la forza resistente espressa in N/ton, k è un parametro adimensionale che dipende dal design del treno e può variare da 500 a 1200, R_c è il raggio della curva in metri.

In [28] è proposta anche la seguente legge

$$r_c = \frac{1600a + 1620}{R_c} \quad (3.8)$$

Dove r_c è la forza resistente (N/ton), a è la distanza tra gli assi di un carrello, R_c è il raggio della curva in metri.

In alternativa si possono utilizzare le seguenti due espressioni [34]

$$\begin{cases} r_c = \frac{6300}{R_c - 55} & R_c \geq 300 \text{ m} \\ r_c = \frac{4910}{R_c - 30} & R_c < 300 \text{ m} \end{cases} \quad (3.9)$$

Questa formulazione è più dettagliata della precedente in quanto diversifica la formula in base al raggio della curva.

Un' altra formula utilizzata in letteratura è la formula di Roeckl [35]:

3. Resistenze al moto

$$r_c = \begin{cases} \frac{6500}{R_c - 55} & R > 350 \text{ m} \\ \frac{5300}{R_c - 35} & 250 \text{ m} < R_c < 350 \text{ m} \\ \frac{5000}{R_c - 30} & R_c < 250 \text{ m} \end{cases} \quad (3.10)$$

Si riportano in Figura 3.5 le curve riferite alle quattro diverse leggi.

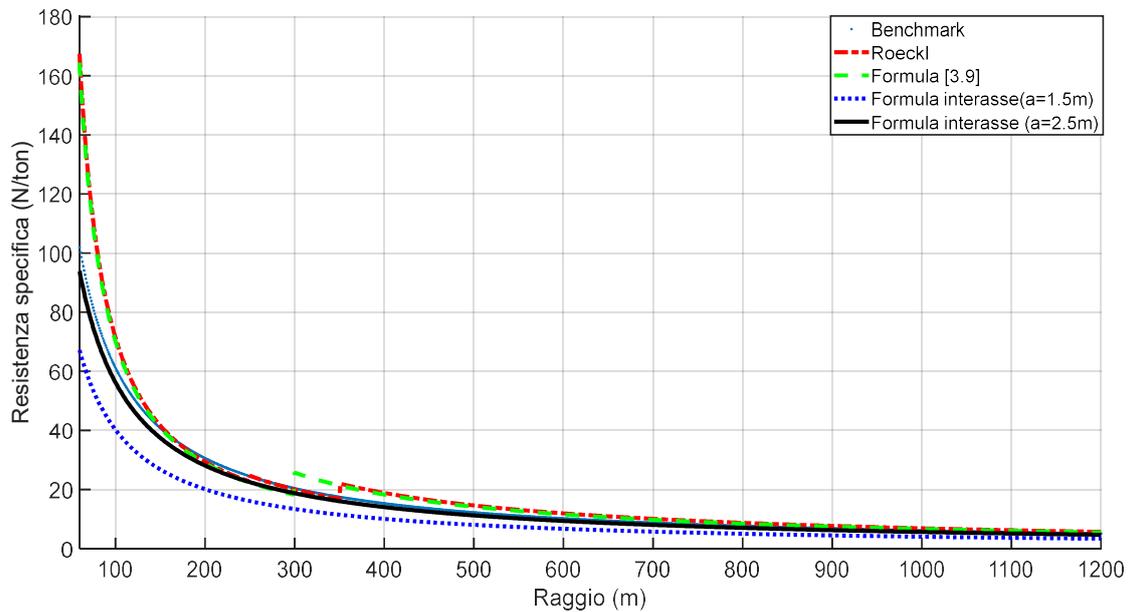


Figura 3.5: Confronto delle leggi di resistenza in curva.

Come si osserva, le formule 3.9 e 3.10 forniscono mediamente dei valori di resistenza specifica maggiori delle altre formulazioni e presentano delle discontinuità che non hanno alcun significato fisico. La formula contenente l'interasse, si discosta più o meno da quella del Benchmark in base al valore di interasse utilizzato, in particolare fornisce valori di resistenza maggiori all'aumentare del valore di a . Con un valore di 1.5 metri, si ottengono infatti delle variazioni significative, che si riducono invece con un valore di a pari a 2.5 metri.

3. Resistenze al moto

3.3.2 Resistenza dovuta al dislivello

La componente gravitazionale si considera semplicemente scomponendo il vettore della forza peso in due vettori, quello normale e quello parallelo al piano del tracciato.

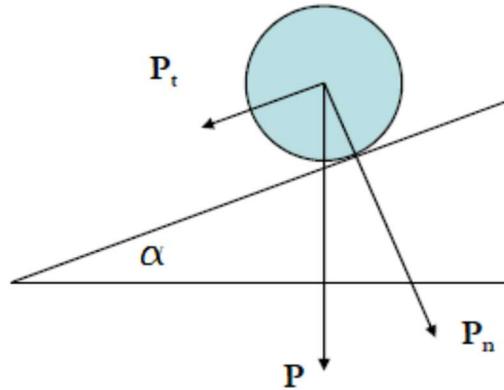


Figura 3.6: Scomposizione della forza peso nella componente ortogonale e parallela al piano inclinato.

Il contributo della componente parallela può essere sia positivo (veicolo in salita) che negativa (veicolo in discesa) ed è pari a

$$F_g = mg \sin(\alpha) \quad (3.11)$$

Dove m è la massa del veicolo e α è l'inclinazione del tracciato. La variabilità della componente normale della forza peso influisce nel calcolo delle resistenze ordinarie che dipendono dal peso del veicolo. Questa dipendenza tuttavia normalmente viene ignorata perché di fatto irrilevante a fronte delle incertezze insite nel calcolo delle resistenze al moto.

4 BENCHMARK INTERNAZIONALE

4.1 Nascita e obiettivi

Nel 2015, il *Centre for Railway Engineering* della Central Queensland University decise di creare un Benchmark internazionale di simulazione della dinamica longitudinale dei treni a cui hanno partecipato dieci istituzioni da tutto il mondo con l'obiettivo di confrontare su casi standard i risultati ottenuti da diversi simulatori. In questo paragrafo si vogliono riassumere gli obiettivi specifici e gli input forniti dal Benchmark [36] in modo da poter comprendere meglio le simulazioni che verranno svolte nel capitolo 6, che si baseranno infatti su alcuni dei casi del Benchmark. Si vogliono inoltre commentare brevemente i risultati fin ora ottenuti [37] per poter evidenziare quali siano i possibili aspetti su cui concentrarsi nei futuri studi.

I partecipanti al Benchmark sono elencati in Tabella 4.1.

Tabella 4.1: Partecipanti al Benchmark.

Team	Università e Paese	Simulatore
1	Central Queensland University, Australia	CRE-LTS
2	China Academy of Railway Sciences, Cina	CARS
3	Bryansk State Technical University, Russia & Monash University, Australia	UM
4	Dalian Jiatong University, Cina	TABLDSS
5	DEKRA Rail, Netherlands & Delft University of Technology, Olanda	BODYSIM
6	Institut Francais des Sciences et Technologies des Transports et de l'Aménagement des Réseaux, France & Université de Technologie de Compiègne, Francia	VOCO
7	Politecnico di Milano, Italia	TsDyn
8	Politecnico di Torino, Italia	PoliTo
9	Southwest Jiaotong University, Cina	TDEAS

Il simulatore del Politecnico di Torino *PoliTo* è stato sviluppato con il software commerciale *Simpack* ed ha presentato, come ribadito in seguito, dei problemi di divergenza numerica in particolare nella simulazione di convogli più pesanti, dotati cioè di numerosi veicoli.

Nel Benchmark si è deciso di considerare l'accoppiatore anziché il sistema gancio-respingente Europeo, essendo stati scelti veicoli merci Australiani che sono dotati del

4. Benchmark internazionale

primo sistema. In questa tesi, si effettuerà tuttavia un confronto tra i due sistemi su un caso specifico del benchmark.

4.2 Dati in input

Gli input forniti riguardano la configurazione dei treni, la caratteristica dell'accoppiatore, le caratteristiche di trazione e frenatura delle locomotive, le caratteristiche del tracciato e le formule di resistenza.

4.2.1 Configurazione dei treni e sistemi di collegamento dei veicoli

Nel Benchmark sono state analizzate quattro configurazioni di treni, il primo è un treno corto con due locomotive in testa, il secondo è un treno corto con trazione distribuita, il terzo è un treno lungo con due locomotive in testa e l'ultimo è un treno lungo con trazione distribuita. In Tabella 4.2 e in Tabella 4.3 sono riportate rispettivamente le configurazioni dei treni e le caratteristiche delle locomotive e dei vagoni utilizzati per le simulazioni.

Tabella 4.2: Configurazione dei treni utilizzati per le simulazioni.

Configurazione	Caratteristiche
Treno 1	2 locomotive (tipo 1) + 50 vagoni (tipo 1)
Treno 2	2 locomotive (tipo 1) + 50 vagoni (tipo 1) + 2 locomotive (tipo 1) + 50 vagoni (tipo 1)
Treno 3	3 locomotive (tipo 2) + 240 vagoni (tipo 2)
Treno 4	2 locomotive (tipo 2) + 120 vagoni (tipo 2) + 1 locomotiva (tipo 1) + 120 vagoni (tipo 2)

Tabella 4.3: Caratteristiche generali di locomotive e vagoni.

Veicolo	Carico per asse (ton)	Numero di assi	Massa totale (ton)	Lunghezza complessiva (m)
Locomotiva tipo 1	22.33	6	134	22.95
Locomotiva tipo 2	32.50	6	195	24.35
Vagone tipo 1	32.00	4	128	15.00
Vagone tipo 2	40.00	4	160	11.00

La tipologia di treno è molto importante perché influisce sull'entità e sulle tipologie di forze scambiate tra i vari veicoli: treni corti con locomotiva/e in testa (come il primo treno) sono infatti caratterizzati da forze di natura prevalentemente statica, la cui entità decresce progressivamente allontanandosi dalla testa, mentre in treni lunghi, soprattutto

4. Benchmark internazionale

se a trazione distribuita, le forze sono di maggiore entità e le forze impulsive possono essere più significative di quelle statiche.

Per quanto riguarda i sistemi di collegamento, sono stati usati accoppiatori e barre, ossia accoppiatori in cui i due ganci sono sostituiti da una barra rigida, come visibile in Figura 4.1.

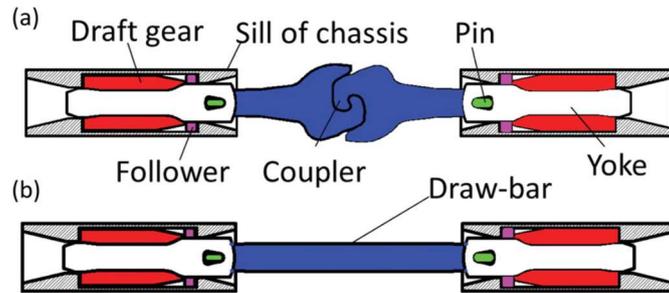


Figura 4.1: Tipologie di collegamento: a) accoppiatore, b) barra rigida.

La differenza tra i due sistemi è nel gioco, considerato di 10 mm per il sistema (a), nullo per il sistema (b). Il sistema con la barra è utilizzato per collegare due carri adiacenti in modo da formare coppie di carri. Le singole coppie di carri sono poi collegate da accoppiatori, così come le due locomotive e le locomotive con i carri.

Riguardo l'accoppiatore, il Benchmark fornisce la caratteristica di funzionamento ottenuta da una prova di caduta riportata in Figura 4.2, lasciando però massima libertà ai partecipanti di utilizzare una qualsiasi strategia di modellazione, a patto naturalmente di rispettare i punti salienti della caratteristica fornita.

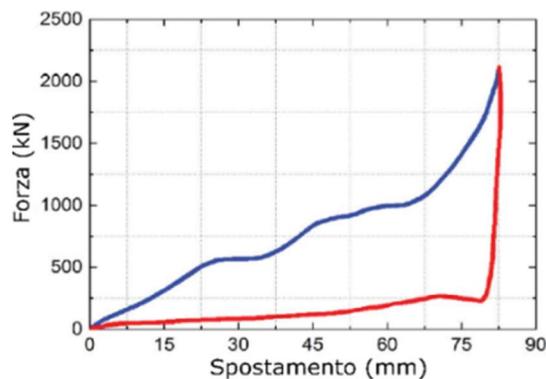


Figura 4.2: Caratteristica dell'accoppiatore utilizzata nel Benchmark (accoppiatore ad attrito), ottenuta da un test di caduta.

4. Benchmark internazionale

4.2.2 Caratteristiche di trazione e frenatura

Le caratteristiche di trazione e frenatura delle due locomotive (tipo 1 e tipo 2) hanno le stesse condizioni ma diversi dati in input. Entrambe le locomotive utilizzano 8 livelli di controllo per la trazione e 8 per la frenatura. Le caratteristiche meccaniche in trazione e frenatura sono riportate in Figura 4.3.

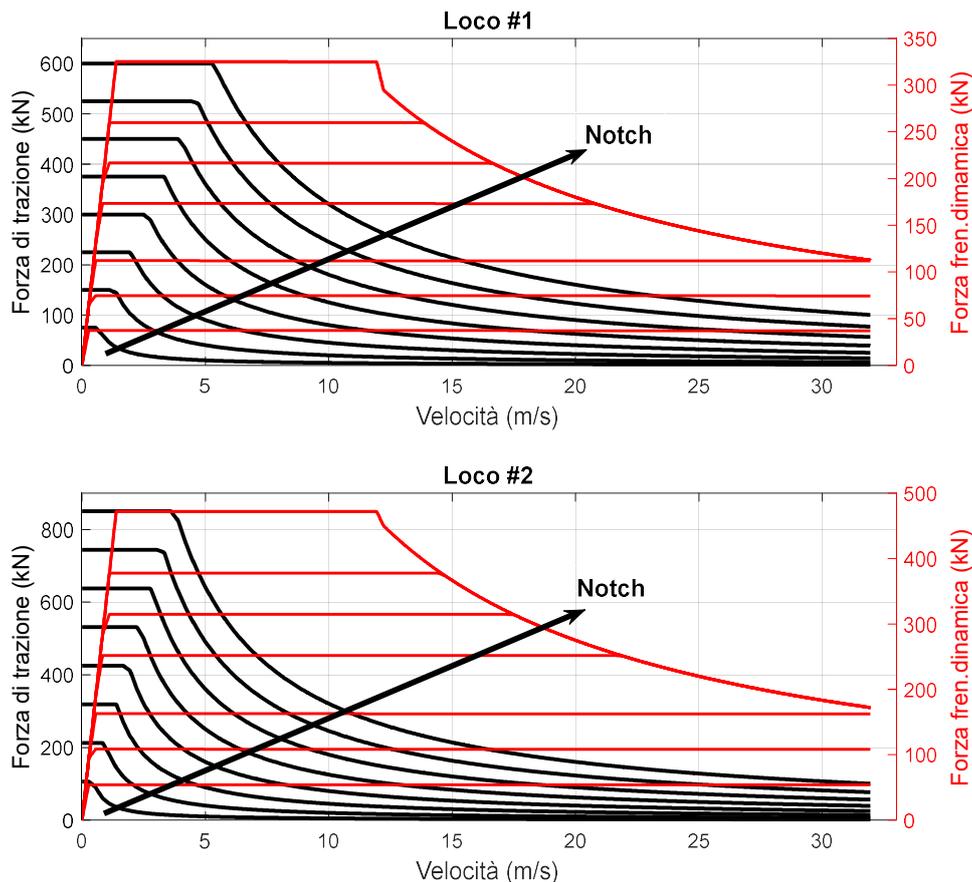


Figura 4.3: Caratteristiche meccaniche del motore di trazione e del freno dinamico delle due tipologie di locomotive.

4.2.3 Formule di resistenza

Il Benchmark stabilisce le leggi da utilizzare per la resistenza ordinaria e per la resistenza in curva. Come visto, esistono diverse formulazioni di resistenza, in particolare per la resistenza ordinaria. Poiché tuttavia l'attenzione del benchmark era rivolta principalmente alla modellazione dell'accoppiatore, si è deciso di fornire delle leggi di resistenza univoche. Nel seguito della tesi, tuttavia, si analizzeranno le variazioni nei risultati considerando un numero più ampio di leggi di resistenza.

4. Benchmark internazionale

La legge di resistenza ordinaria scelta per tutte le locomotive e tutti i vagoni è la seguente

$$F_{R,ord} = Qm_w \left(2.943 + \frac{89.2}{m_a} + 0.0306V + \frac{0.122V^2}{m_w} \right) \quad (4.1)$$

Dove $F_{R,ord}$ è la forza resistente ordinaria (N), m_w è la massa del veicolo (ton), m_a è la massa supportata da ciascun asse (ton), Q è il fattore di resistenza frontale (3.2 per la locomotiva di testa, 1 per le altre locomotive e per i vagoni), V è la velocità del veicolo in km/h.

La resistenza in curva è stimata invece dalla tipica formula

$$F_c = m_w \left(\frac{6116}{R_c} \right) \quad (4.2)$$

Dove F_c è la forza resistente (N), m_w è la massa del veicolo, R_c è il raggio della curva (m).

Per quanto riguarda la frenatura, il Benchmark considera solo la frenatura elettrodinamica delle locomotive, trascurando quella pneumatica. Diversamente, i risultati sarebbero dipesi in modo importante dalla modellazione del freno pneumatico, rendendo difficile il confronto tra i diversi team per quanto riguarda la modellazione dell'accoppiatore.

4.2.4 Tracciato

Il tracciato considerato deriva da un tracciato reale ma è stato opportunamente semplificato in modo da preservare le caratteristiche principali riducendo al contempo il numero di punti necessari per la sua descrizione. Il tracciato ha una lunghezza di 50 km ed è caratterizzato da 12 curve. Le pendenze e i raggi curva del tracciato sono riportati in Figura 4.4.

4. Benchmark internazionale

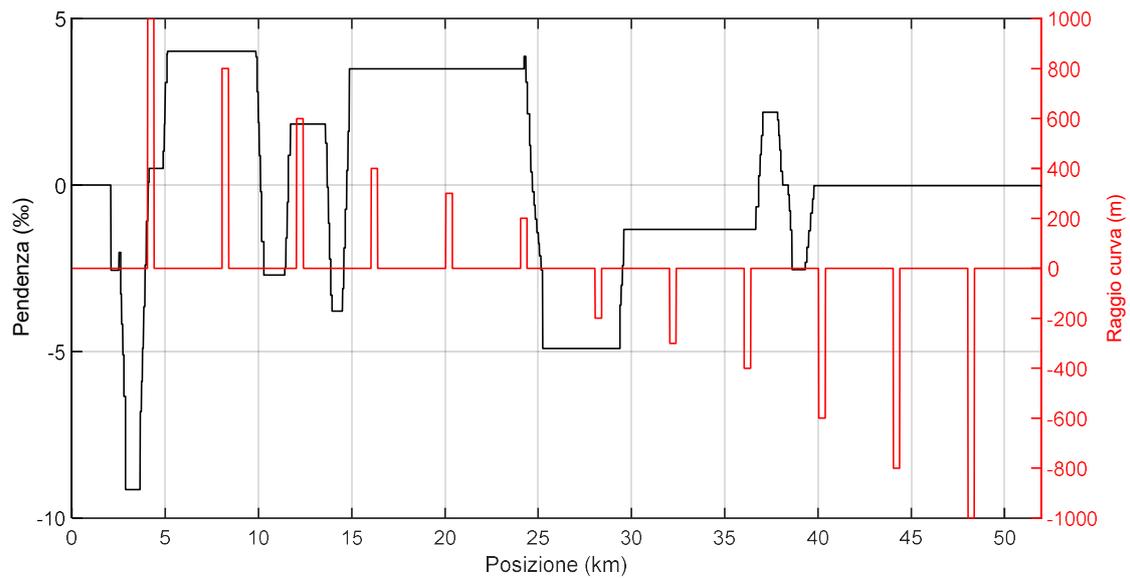


Figura 4.4: Caratteristiche del tracciato, elevazione (a) e curvatura (b).

Nel Benchmark, tutte le curve hanno la seguente configurazione: 50 metri di curva di ingresso, 300 metri di curva circolare e 50 metri di curva di uscita, indipendentemente dal raggio della curva.

4.3 Obiettivi

Gli output di interesse sono i seguenti:

- Posizione della locomotiva di testa nel tempo;
- Velocità della locomotiva di testa nel tempo;
- Forze sviluppate tra un veicolo e l'altro in posizioni specifiche nel tempo;
- Corse dell'accoppiatore in posizioni specifiche nel tempo;
- Massima forza di trazione e compressione per ogni accoppiatore.

Le posizioni richieste dal terzo e quarto punto sono riportate in Tabella 4.4.

4. Benchmark internazionale

Tabella 4.4: Posizioni scelte per la valutazione delle forze scambiate lungo il convoglio.

Treno	Posizioni
Treno 1	2, 5, 10, 15, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 51
Treno 2	2, 11, 20, 31, 40, 54, 61, 70, 81, 90, 101
Treno 3	2, 24, 49, 72, 99, 122, 147, 170, 195, 218, 242
Treno 4	2, 23, 48, 71, 98, 123, 146, 169, 194, 217, 242

Si sono scelte delle posizioni che potessero fornire una visione globale delle forze sviluppate, ma per l'analisi dei risultati conviene poi soffermarsi su un numero inferiore di posizioni, ossia quelle più interessanti dal punto di vista delle forze sviluppate, in relazione alla tipologia di treno che, come visto, influisce molto sull'entità e sulla tipologia di forza. Il primo treno è un treno relativamente corto con locomotive in testa. È naturale quindi che l'andamento delle forze sia decrescente andando dalla testa alla coda del treno e che le forze siano di natura prevalentemente statica, con una minore incidenza delle forze di impatto. Si è scelta quindi una posizione abbastanza avanzata (10) in modo da avere forze rilevanti ma allo stesso tempo la presenza, seppur ridotta, di forze di impatto. Per quanto riguarda i treni a trazione distribuita (2 e 4), è noto che gli accoppiatori successivi alle locomotive remote sviluppano delle forze significative, quindi possono essere scelte le posizioni 61 e 146, rispettivamente per il treno 2 e 4. Il terzo treno invece è un treno molto lungo con locomotiva in testa. Treni di questa lunghezza sviluppano delle forze significative, e le forze di natura impulsiva sono prevalenti rispetto a quelle statiche. Si è scelto in questo caso l'accoppiatore nella mezzeria del treno (147) che si è visto sviluppa la massima forza con evidenti caratteristiche di impatto dinamico. Si sono scelti poi le posizioni 10-147 e 61-146 per confrontare i due diversi sistemi di collegamento.

Il confronto fra i vari simulatori è stato effettuato dal team che ha proposto il benchmark considerando i seguenti output:

- Velocità della locomotiva di testa al variare della posizione lungo il tracciato: permette di verificare l'accuratezza dell'integrazione numerica, è legata alla modellazione delle forze resistenti e dei gradienti del tracciato, oltre che ovviamente alla modellazione delle forze di trazione e di frenatura;

4. Benchmark internazionale

- Forza massima di trazione e compressione di tutti gli accoppiatori e barre nelle varie posizioni: è fondamentale per verificare la sicurezza del treno e come le forze si propagano lungo il treno;
- Forze di uno specifico accoppiatore nel tempo: importante per verificare la presenza di eventuali instabilità numeriche dei simulatori LTD dovute alle forti non linearità degli accoppiatori, o anche alla curva di transizione tra la curva di carico e quella di scarico. Inoltre, l'andamento della forza nel tempo permette di fare delle considerazioni sull'entità di smorzamento tra un veicolo e l'altro, sulla modellazione del precarico e del gioco e sui moti di bloccaggio/sbloccaggio dell'accoppiatore;
- Grafico forza-spostamento degli accoppiatori: la caratteristica forza-spostamento permette di fare considerazioni sulle strategie utilizzate per la modellazione dell'accoppiatore (giochi, precarico, curva di transizione...).

La convenzione usata dal Benchmark considera valori positivi di forze e di corse per stati di compressione, mentre valori negativi per stati di trazione.

4.4 Strategie di modellazione dei diversi team

È interessante evidenziare quali sono state le principali strategie di modellazione degli accoppiatori dei diversi team:

- Tutti i team hanno modellato il gioco dell'accoppiatore.
- Il precarico è stato considerato in UM, TDEAS e PoliTo, anche se solo i risultati di UM ne mostrano chiaramente la presenza.
- La maggior parte dei simulatori, ad eccezione di TDEAS, CRE-LTS e TsDyn, considerano traiettorie fisse per le curve di carico e scarico. In particolare, TDEAS e CRE-LTS mostrano evidenti variazioni delle traiettorie delle curve di carico, mentre in TsDyn questo aspetto è meno evidente.
- Tutti i simulatori modellano la caratteristica di transizione ma in modo diverso: PoliTo, CaRS e BODYSIM utilizzano caratteristiche non lineari. Anche CRE-LTS e TDEAS mostrano in alcuni casi delle variazioni nella curva di transizione, mentre TABLDSS, UM e TsDyn utilizzano una caratteristica di transizione lineare.

4. Benchmark internazionale

- TABLDSS, UM, PoliTo, TsDyn e CARS presentano una rigidezza complessiva dell'accoppiatore simile e quindi curve simili, mentre CRE-LTS, seguito da BODYSIM e VOCO, ha il modello più rigido.

A titolo di esempio, si riportano in Figura 4.5 i risultati F-D del primo treno, che mostrano alcuni degli aspetti appena citati.

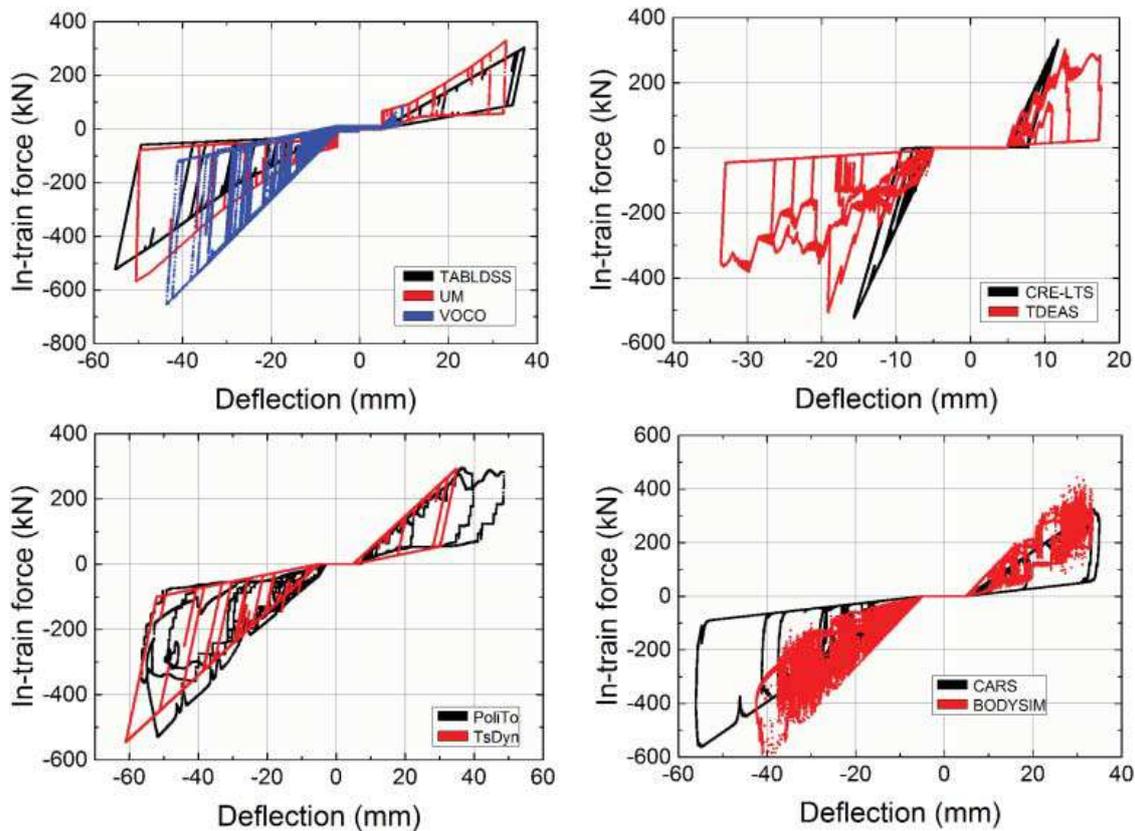


Figura 4.5: Risultati forza-deflessione del primo treno.

Dai risultati si è visto come tutti i simulatori forniscano dei risultati simili in termini di velocità della locomotiva (sia per quanto riguarda la velocità massima che per l'andamento della velocità nel tempo), mentre le maggiori differenze sono state riscontrate negli andamenti delle forze e nei valori massimi delle stesse come conseguenza delle diverse strategie di modellazione degli accoppiatori. TABLDSS, UM, CRE-LTS, TDEAS, TsDyn e CARS mostrano tuttavia risultati simili negli andamenti delle forze, nello specifico TABLDSS, UM, TDEAS e TsDyn forniscono risultati simili in termini di valore della forza massima complessiva e della corrispondente posizione.

4. Benchmark internazionale

In VOCO si sono inoltre osservate delle oscillazioni della forza nel tempo causate dal fatto che il modello contempla il contatto ruota-rotoria, mentre BODYSIM e PoliTo hanno mostrato in alcuni casi delle instabilità numeriche causate dal controllo in velocità della caratteristica di transizione che può generare infatti evidenti oscillazioni numeriche.

5 CODICE LTD DEL POLITECNICO DI TORINO

5.1 Equazioni di equilibrio generali

Il codice usato per le simulazioni in questa tesi è stato sviluppato dal team del Politecnico di Torino a seguito dei problemi di instabilità numeriche riscontrati con il primo simulatore, implementato sul software commerciale Simpack [38-39]. Il nuovo codice denominato “*LTDPoliTO*” [40-41], che verrà brevemente descritto, è stato sviluppato in ambiente Matlab per risolvere i problemi di instabilità e per ridurre in modo significativo i tempi di calcolo.

Il modello considera il solo grado di libertà longitudinale, i veicoli sono numerati in ordine crescente dalla coda sino alla testa del treno, la locomotiva di testa è quindi l’ N -esimo veicolo, con N numero totale dei veicoli. L’accoppiatore j -esimo lega il veicolo j con il veicolo $j+1$. In Figura 5.1, δ è la distanza tra la mezzeria del veicolo e l’inizio o la fine del veicolo stesso, d_N è la lunghezza del sistema accoppiatore in condizioni di riposo, l_j è la lunghezza del veicolo che comprende il carro e metà della lunghezza dell’accoppiatore anteriore e posteriore, Δx_j è lo spostamento relativo tra veicolo j e veicolo $j+1$. Le forze agenti sul veicolo j -esimo sono quelle più volte menzionate ossia:

- Forza di trazione (F_{Tj});
- Forza di inerzia, prodotto della massa del veicolo m_j per l’accelerazione del veicolo stesso \ddot{x}_j ;
- Forza frenante (F_{Bj});
- Forza sviluppata tra due vagoni successivi (F_{Cj} e F_{Cj-1});
- Forze resistenti (F_{Rj}).

5. Codice LTD del Politecnico di Torino

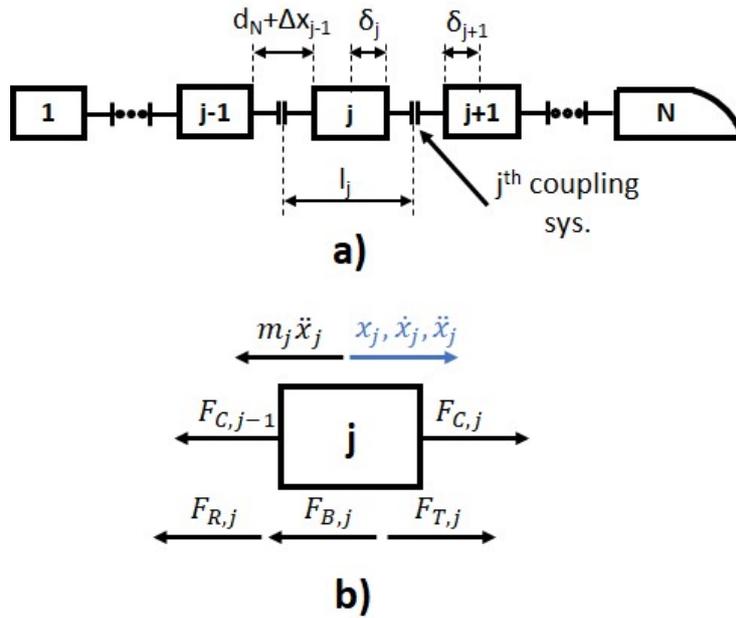


Figura 5.1: a) Numerazione dei veicoli, b) diagramma di corpo libero di un veicolo generico.

Applicando la relazione di equilibrio longitudinale su ciascun veicolo, è possibile scrivere:

$$F_{T,j} + F_{C,j} - F_{C,j-1} - F_{R,j} - F_{B,j} = m_j \ddot{x}_j \quad (5.1)$$

dove la forza totale resistente F_R è pari alla somma della forza resistente ordinaria, della resistenza accidentale dovuta alle curve ($F_{RR,j}$) e della resistenza dovuta alla pendenza del tracciato ($F_{RS,j}$).

$$F_{R,j} = F_{RR,j} + F_{RC,j} + F_{RS,j} \quad (5.2)$$

5.2 Calcolo delle forze agenti

I tre contributi sono calcolati con le formule fornite dal Benchmark (equazioni (4.1 e (4.2)). Il contatto ruota-rotaia, come solito nelle simulazioni LTD, è stato trascurato così come non è stato modellato nel dettaglio il sistema di frenatura pneumatico che richiederebbe un modello piuttosto complesso che andrebbe inevitabilmente ad incrementare i tempi di calcolo, oltre che, come detto al capitolo precedente, a rendere difficoltoso il confronto con gli altri simulatori per quanto riguarda la modellazione dell'accoppiatore.

La forza di frenatura e di trazione della locomotiva possono essere calcolate dal livello del regolatore (in inglese “*notch*”) e dalle caratteristiche meccaniche del motore e del freno in funzione della velocità. Le caratteristiche meccaniche dei motori di trazione e del freno dinamico delle due locomotive utilizzate sono già state riportate al capitolo precedente in Figura 4.3.

L'approccio usato per il calcolo delle forze sviluppate dagli accoppiatori è quello del “*look-up table*”; la forza è funzione dello spostamento relativo Δx_j e della velocità relativa Δv_j del j-esimo accoppiatore.

$$\Delta x_j = x_{j+1} - x_j - (\delta_j + \delta_{j+1}) - d_N \quad (5.3)$$

$$\Delta v_j = \dot{x}_{j+1} - \dot{x}_j \quad (5.4)$$

I sistemi usati per il collegamento sono accoppiatore e barra rigida, i due sistemi differiscono solo per il gioco, nullo per le barre rigide, di 10 mm per gli accoppiatori, distribuiti come 8 mm in trazione e 2 mm in compressione. Si riporta in Figura 5.2 la caratteristica completa (in trazione e compressione) dell'accoppiatore, ricavata partendo dalla caratteristica fornita dal Benchmark.

5. Codice LTD del Politecnico di Torino

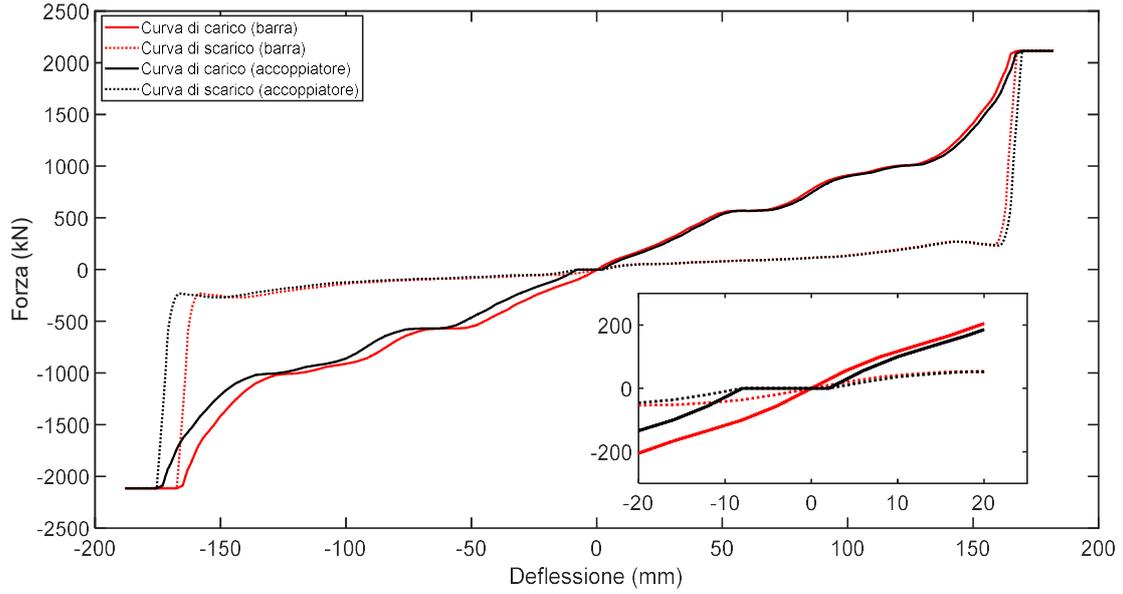


Figura 5.2: Caratteristiche complete della barra e dell'accoppiatore.

La transizione tra curva di carico e scarico è regolata da una porta logica che dipende dal valore della velocità di deflessione; in particolare, quando il valore assoluto della velocità è maggiore di una soglia v_ε , la forza dell'accoppiatore giace sulla curva di carico o sulla curva di scarico, mentre quando il valore assoluto della velocità è inferiore al valore soglia, avviene la transizione (vedi Figura 5.3) con un coefficiente di smorzamento che dipende dalla velocità e dal valore di soglia:

$$F_{C,j}(\Delta x_j, t) = \begin{cases} F_{C,j}(\Delta x_j, t) + F_{CA,j}(\Delta x_j, t) \text{sign}(\Delta x_j * \Delta v_j) , & |\Delta v_j| \geq v_\varepsilon \\ F_{CM,j}(\Delta x_j, t) + \frac{F_{CA,j}(\Delta x, t)}{v_\varepsilon} \Delta v_j , & |\Delta v_j| < v_\varepsilon \end{cases} \quad (5.5)$$

$$F_{CM,j}(\Delta x_j, t) = \frac{F_{CL,j}(\Delta x_j, t) + F_{CU,j}(\Delta x_j, t)}{2} \quad (5.6)$$

$$F_{CA,j}(\Delta x_j, t) = \frac{F_{CL,j}(\Delta x_j, t) - F_{CU,j}(\Delta x_j, t)}{2} \quad (5.7)$$

5. Codice LTD del Politecnico di Torino

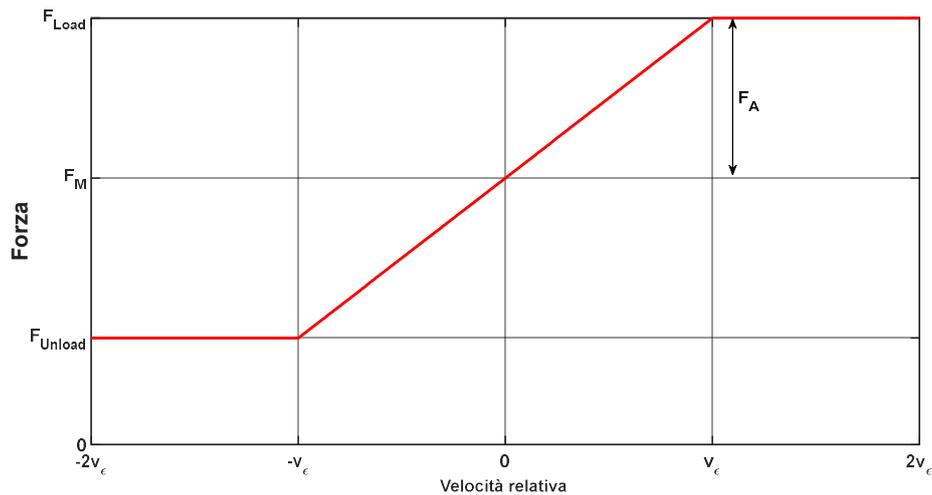


Figura 5.3: Caratteristica di transizione tra curva di carico e curva di scarico.

5.3 Fasi e funzionamento del codice

Il codice è stato realizzato sfruttando al meglio la logica vettoriale implementata in Matlab, in modo da gestire con grande efficienza matrici anche di grandi dimensioni, facilitando le operazioni di indicizzazione.

Il codice prevede nel complesso quattro fasi, come rappresentato schematicamente in Figura 5.4 :

- Definizione dei dati di input come file di testo (pendenza e curvatura del tracciato, livello del regolatore, ossia il ciclo di guida, caratteristiche meccaniche del freno e del motore di trazione, curva d'isteresi dell'accoppiatore);
- Fase di pre-processing (configurazione del treno, condizioni iniziali, re-interpolazione dei dati di input);
- Soluzione numerica delle equazioni differenziali tramite l'uso del solutore predictor-corrector a passo variabile ode15s (calcolo al tempo t di tutte le forze agenti su ciascun veicolo, calcolo di tutte le accelerazioni, calcolo di posizione e velocità al tempo t per ciascun veicolo);
- Fase di post-processing.

5. Codice LTD del Politecnico di Torino

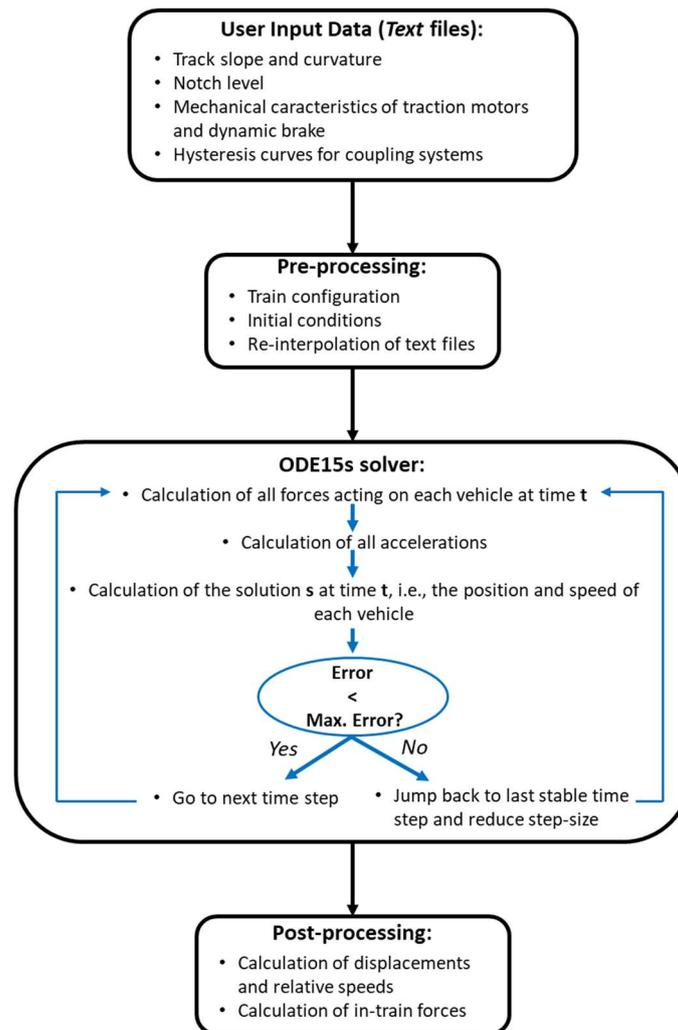


Figura 5.4: Fasi del codice 'LTDPoliTO'.

La fase di re-interpolazione dei dati in input consiste nel generare dai file di testo che contengono tutti i dati di input delle matrici con elementi separati da un passo di discretizzazione fisso. I passi di discretizzazione usati per le simulazioni sono:

- Un passo di discretizzazione della corsa dell'accoppiatore di 0.01 mm;
- Un passo di discretizzazione per il tracciato di 1 m;
- Un passo di discretizzazione temporale per il livello del regolatore di 1 ms;
- Un passo di discretizzazione per la velocità della locomotiva, in modo da interpolare le curve coppia-velocità delle locomotive, di 1 mm/s.

I quattro passi temporali possono essere scelti dall'utente e sono memorizzati in un vettore di quattro elementi, *stepcar*. La scelta dei passi di discretizzazione deve essere tale da rappresentare adeguatamente i dati in input senza però incrementare eccessivamente i

5. Codice LTD del Politecnico di Torino

tempi di calcolo. È necessario quindi trovare un giusto compromesso tra le due esigenze. Un passo di discretizzazione fisso è comunque fondamentale per velocizzare le operazioni di indicizzazione.

Si presentano di seguito degli esempi per comprendere meglio la strategia di re-interpolazione dei dati di input. La curvatura del tracciato, ad esempio, è discretizzata usando una matrice $Cmat$ con due colonne, la prima riporta la posizione del tracciato mentre la seconda la corrispondente curvatura. I valori della prima colonna sono equamente distanziati del passo di discretizzazione scelto (secondo valore del vettore $stepcar$), analogamente per la caratteristica dell'accoppiatore, per la pendenza del tracciato e per il livello del notch. Per quanto riguarda invece le caratteristiche meccaniche coppia-velocità si crea una matrice 3-D $TRBRcrt$ avente M_R righe, M_C colonne e M_P pagine; il numero di righe dipende dal passo di discretizzazione scelto per le velocità, $stepcar(4)$, il numero di colonne è due volte il numero di tipologie di locomotive più una colonna extra per le velocità, mentre il numero di pagine dipende dal numero di livelli del notch. In questo modo, per ogni livello del regolatore, cioè su ciascuna pagina, troviamo la caratteristica (quindi velocità-forza) sia in trazione sia in frenata di ciascuna locomotiva. Nel caso specifico del Benchmark si avranno 8 pagine e 5 colonne, la prima contenente i valori delle velocità, la seconda e la terza i valori di forze di trazione delle due locomotive, le ultime due i valori di forze di frenatura delle locomotive. In futuro, il codice potrà essere aggiornato in modo da potersi adattare a qualsiasi numero di locomotive, di livelli di notch etc.

Vediamo ora come si calcola la pendenza che ciascun veicolo si trova ad affrontare ad un dato istante di tempo: all'istante di tempo considerato, gli N veicoli si troveranno a diverse posizioni che sono memorizzate nel vettore x . Le pendenze sono memorizzate nella matrice 2-D $Smat$, che contiene le posizioni nella prima colonna, le pendenze nella seconda colonna. Per poter identificare la pendenza di ciascun veicolo, è necessario prima trovare per ciascun elemento del vettore x , cioè per ciascuna posizione corrente, l'indice della posizione più vicina contenuta nella prima colonna di $Smat$ e salvare gli indici calcolati nel vettore pos . L'equazione usata per il calcolo degli indici è

5. Codice LTD del Politecnico di Torino

$$pos = floor\left(\frac{abs(x) - Smat(1,1)}{stepcar(2)}\right) + 1 \quad (5.8)$$

Si consideri ad esempio il primo veicolo e si supponga che questo si trovi alla posizione 10.4. Se il passo di discretizzazione del tracciato fosse di 0.5 e considerando che la prima posizione memorizzata in *Smat* sia di 0, si dovrà leggere il valore della pendenza nella riga numero 21 che infatti conterrà il valore 10, ossia il valore più vicino a 10.4.

Calcolati gli indici delle posizioni più vicine alle posizioni effettive di ciascun veicolo, è quindi sufficiente leggere il valore corrispondente di pendenza, contenuto nella seconda colonna di *Smat*, e salvare i valori nel vettore delle pendenze *S*:

$$S = Smat(pos, 2) \quad (5.9)$$

La stessa procedura si applica per identificare la curvatura del tracciato alla quale si trova ciascun veicolo, quindi

$$pos = floor\left(\frac{abs(x) - Cmat(1,1)}{stepcar(2)}\right) + 1 \quad (5.10)$$

$$C = Cmat(pos, 2) \quad (5.11)$$

Vediamo ora l'indicizzazione delle caratteristiche meccaniche. Si deve innanzitutto calcolare il livello del notch per ciascuna locomotiva del treno considerando anche un ritardo del segnale radio pari a tre secondi, valore fornito nel benchmark. La posizione del regolatore è salvata nella matrice *Nmat* che contiene infatti nella prima colonna i tempi (distanziati del passo temporale scelto dall'utente) e nella seconda colonna la posizione del notch. La scelta del Benchmark di fornire il livello del notch in funzione del tempo è mirata a semplificare il calcolo del livello del notch nelle locomotive diverse da quella di testa, e non comporta nessun problema dal momento che tutti i partecipanti hanno adottato

5. Codice LTD del Politecnico di Torino

le stesse leggi per le forze resistenti; come sarà mostrato più in avanti, tuttavia, è più corretto fornire la caratteristica di notch in funzione della posizione, soprattutto se si effettuano simulazioni in cui si modificano le leggi di resistenza. Per trovare la posizione del regolatore di ciascuna locomotiva è necessario prima trovare gli indici a cui leggere tali valori, che sono salvati in $Nidx$, e poi salvare i corrispondenti valori di posizione del notch nel vettore $notch$. Il vettore degli indici si calcola con la seguente equazione:

$$Nidx = floor\left(\frac{t - tdelay - Nmat(1,1)}{stepcar(3)}\right) + 1 \quad (5.12)$$

dove t è l'istante di tempo attuale mentre $tdelay$ è un vettore di lunghezza pari a $Nloco$, con $Nloco$ numero di locomotive del treno, e contenente il valore 3 nelle prime $Nloco-1$ posizioni ed un valore pari a 0 nell'ultima riga. Si deve ricordare infatti che i veicoli sono numerati a partire dalla coda del treno, quindi la locomotiva in testa corrisponde all'ultima riga del vettore $Nidx$ che sarà l'unica ad avere un ritardo del segnale nullo. Trovati gli indici si memorizzano in $Notch$ i corrispondenti valori del regolatore con la seguente equazione:

$$Notch = Nmat(Nidx, 2) \quad (5.13)$$

Noto quindi il livello del notch per ciascuna locomotiva, è possibile trovare le forze di trazione/frenatura che sono anche funzione della velocità e della tipologia di locomotiva. Gli indici a cui leggere i valori delle forze possono essere calcolati come

$$Tidx = floor\left(\frac{abs(v(Jloco)) - offset}{stepcar(4)}\right) + 1 \quad (5.14)$$

dove v è un vettore contenente le velocità di ciascun veicolo, $offset$ è un vettore contenente gli elementi in posizione (1,1) di ciascuna pagina e $Jloco$ è un vettore che contiene le posizioni delle locomotive all'interno del treno. Dagli indici si trovano quindi le forze corrispondenti, nell'ipotesi che siano tutte di trazione:

$$FL1 = TRBRcrt(Tidx, conf(Jloco), abs(Notch)) \quad (5.15)$$

dove *conf* è un vettore di lunghezza *Nloco* contenente la tipologia di veicolo, sia per le locomotive che per i vagoni. Per le locomotive, può esserci il valore 3 per la prima tipologia o 4 per la seconda tipologia. Siccome le forze sono sviluppate solo dalle locomotive, si leggono nell'equazione x solo le configurazioni delle locomotive.

La variabile *FLI* è un array 3-D contenente *Nloco* righe, *Nloco* colonne e *Nloco* pagine, l'ultimo passaggio consiste nell'estrarre gli elementi per cui indice di riga, colonna e pagina sono gli stessi; si ottiene in questo modo un vettore *FLI* contenente i valori di forza delle *Nloco* locomotive. Questa stessa strategia è applicata per calcolare le forze frenanti.

Riguardo le forze degli accoppiatori, queste sono calcolate usando una funzione che riceve in input un vettore contenente gli spostamenti relativi *DeltaX*, un vettore di velocità relative *DeltaV*, una matrice 2-D contenente le curve di isteresi dell'accoppiatore e delle barre, e un vettore Booleano (0 si riferisce alle barre, 1 agli accoppiatori). Si usano quindi le equazioni 5.5, 5.6 e 5.7 per il calcolo delle forze.

Una volta calcolate tutte le forze agenti, con la strategia vista sopra, il solutore stima la soluzione *s* all'istante di tempo considerato. Se l'errore nella soluzione è inferiore ad una soglia che dipende dalla tolleranza assoluta e relativa del solutore, il solutore va al passo temporale successivo, viceversa torna all'ultimo istante temporale stabile e decrementa il passo temporale. Questo processo di auto-regolazione consente di avere una riduzione significativa dei tempi di calcolo, dal momento che possono essere usati step temporali elevati quando l'errore rientra all'interno della tolleranza, step temporali ridotti se si supera invece la tolleranza. Inoltre, si ottiene una maggiore efficienza computazionale passando al solver il pattern della matrice Jacobiana del sistema; la matrice Jacobiana è infatti una matrice sparsa in cui il pattern è costante, ossia i valori diversi da 0 sono sempre nella medesima posizione. Di conseguenza, negli step falliti, la routine di calcolo dello Jacobiano deve calcolare solo $7N - 4$ elementi anziché $4N^2$ elementi, riducendo di conseguenza il tempo di calcolo.

5. Codice LTD del Politecnico di Torino

Al termine della simulazione, quando tutte le posizioni, le velocità, gli spostamenti, le velocità relative e le forze tra veicoli sono state ricavate, vengono ricavati i grafici richiesti nella fase di post-processing.

La validazione del codice è stata eseguita effettuando le simulazioni sui quattro casi del benchmark, utilizzando una velocità di soglia per la transizione tra curva di carico e scarico pari a $v_\varepsilon = 1 * 10^{-3} \text{ m/s}$, una tolleranza relativa pari a $1 * 10^{-6}$ ed una tolleranza assoluta pari a $1 * 10^{-7}$. I risultati in termini di velocità della locomotiva e di valori massimi e medi delle forze degli accoppiatori sono in accordo con quelli degli altri simulatori, i valori di deflessione degli elementi di collegamento sono invece maggiori, probabilmente a causa delle differenze nella curva di transizione e della diversa distribuzione del gioco dell'accoppiatore. Si sono distribuiti i 10 mm del gioco dell'accoppiatore considerando 2 mm per la compressione e 8 mm per la trazione. Il nuovo codice non mostra inoltre alcuna divergenza numerica e i risultati sono molto stabili in ogni situazione analizzata. I tempi di simulazione si sono inoltre ridotti in modo significativo rispetto al modello precedente, risultando inferiori in tutti e quattro i casi a quelli degli altri partecipanti, ad eccezione di TABLDSS. La maggiore efficienza rispetto al modello precedente sviluppato in Simpack è spiegabile dal fatto che i software multibody lavorano meglio con pochi veicoli aventi ciascuno molti gradi di libertà, mentre in questo caso si hanno molti veicoli, ognuno dei quali avente il solo grado di libertà longitudinale. Riguardo i tempi di calcolo, è possibile definire le seguenti grandezze:

- *Wall time* T_w : è il tempo necessario per risolvere il sistema di equazioni differenziali;
- *Train Operation Time* T_{op} : è il tempo di percorrenza simulato;
- *Speed I*: è il rapporto tra *Wall time* e *Train Operation Time*, più basso è tale valore, maggiore è l'efficienza computazionale.

In Figura 5.5 è riportato un confronto che mostra come l'efficienza computazionale del codice aumenti sensibilmente per tutti e quattro i convogli del Benchmark passando dall'utilizzo in Matlab di *loop flows* (booleani, cicli for, while) all'utilizzo della vettorizzazione, ed infine alla vettorizzazione con la definizione del pattern dello Jacobiano. In ordinata è rappresentata la *Speed I* normalizzata, ossia il rapporto tra *Speed*

5. Codice LTD del Politecnico di Torino

I e numero di veicoli N . Un aspetto molto interessante da evidenziare è che nell'ultimo caso (vettorizzazione con definizione del pattern dello Jacobiano) il valore della *Speed 1* normalizzata è circa costante per i quattro convogli, il che significa che lo sforzo computazionale è in prima battuta indipendente dal numero di veicoli della configurazione.

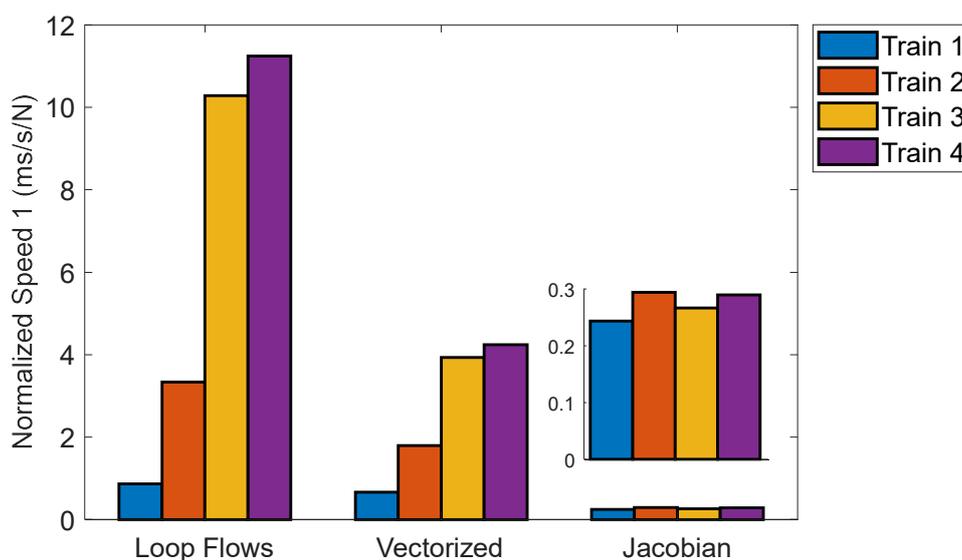


Figura 5.5: *Speed 1* normalizzata per tre diverse strategie di implementazione del codice.

La Tabella 5.1 mostra per i quattro convogli i tempi ottenuti con l'ultima versione del codice.

Tabella 5.1: *Wall time*, *Train operation time* e *Speed1* ottenuti per i 4 convogli del benchmark.

Train configuration	Train operation time (s)	Wall time (s)	Speed 1 (ms/s)
Train 1	2684	35	13
Train 2	2711	88	33
Train 3	3951	269	68
Train 4	3863	284	74
Average value	-	-	47

Si riporta infine in Figura 5.6 un grafico che mostra come il codice “*LTDPoliTO*” sia il più efficiente dopo TABLDSS in termini di *Speed1* in tutti e quattro gli scenari simulati nel Benchmark.

5. Codice LTD del Politecnico di Torino

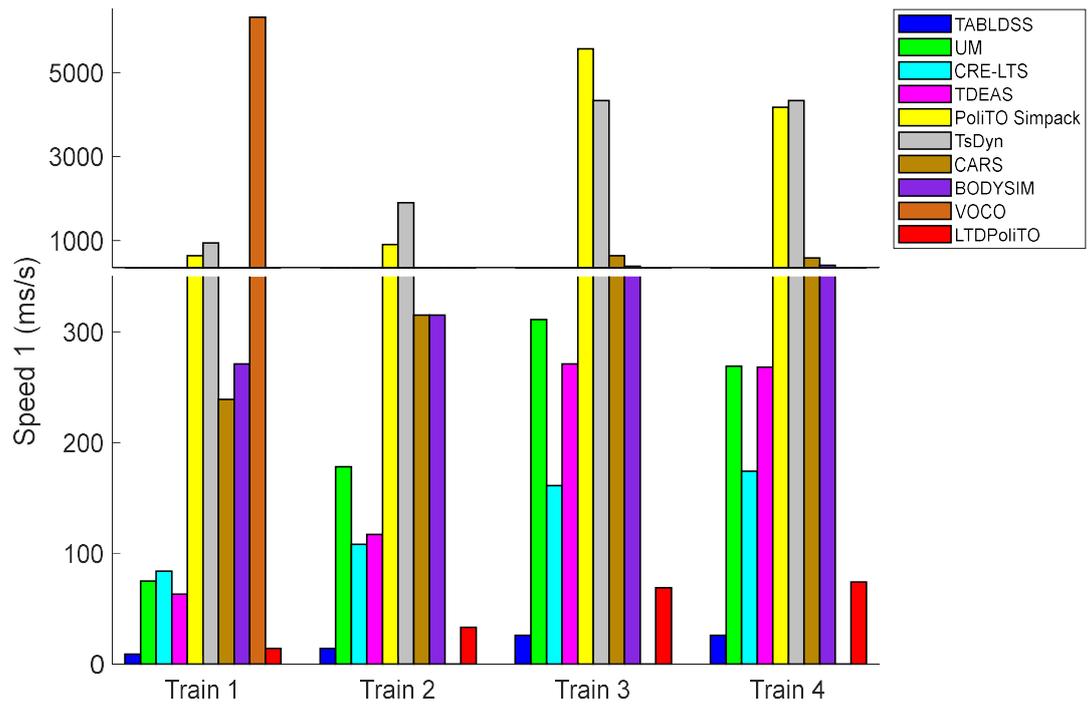


Figura 5.6: Confronto in termini di speed1 tra i simulatori partecipanti al Benchmark.

6 SIMULAZIONI

Nei capitoli precedenti, si sono analizzati nel dettaglio due dei principali temi della dinamica longitudinale dei treni, ossia il sistema di collegamento e le forze resistenti. In particolare, si è spiegato il funzionamento e le peculiarità dei due sistemi di collegamento utilizzati nel mondo, il sistema gancio-respingenti e l'accoppiatore, focalizzando anche l'attenzione sulle tecniche utilizzate in letteratura per la loro modellazione. Per quanto riguarda le forze resistenti, sono state illustrate le principali cause di resistenza all'avanzamento e sono state raccolte alcune delle leggi utilizzate in letteratura. In questo capitolo, si svolgeranno alcune simulazioni con il codice "*LTDPoliTO*" presentato al capitolo precedente, valutando l'influenza delle leggi di resistenza ordinaria e delle leggi di resistenza in curva sui risultati ottenuti, basandosi sugli scenari del Benchmark, descritti al capitolo 4. Viene svolto inoltre un confronto tra sistema gancio-respingenti e accoppiatore nella prima configurazione proposta dal benchmark.

6.1 Resistenze ordinarie

6.1.1 Caso di studio e analisi svolte

Come visto in precedenza, esistono ad oggi un gran numero di leggi utilizzate per la stima delle resistenze ordinarie, ciascuna delle quali si riferisce ad una determinata tipologia di convoglio. La simulazione delle forze resistenti gioca un ruolo essenziale nella dinamica longitudinale dei treni in quanto influisce sulla velocità raggiunta dal treno e anche sull'entità delle forze interne al convoglio. È essenziale quindi che la loro modellazione sia il più possibile accurata, fermo restando che, come già evidenziato, in questo campo si tende ad utilizzare delle leggi empiriche che trascurano inevitabilmente molti aspetti che potrebbero essere considerati soltanto con una modellazione rigorosa.

In questo paragrafo si sono messe a confronto tre leggi di resistenza ordinarie prendendo come riferimento il primo treno del Benchmark composto come visto da 2 locomotive di tipo 1 e 50 carri di tipo 1, le cui caratteristiche sono di nuovo riportate in Tabella 6.1.

6. Simulazioni

Tabella 6.1: Caratteristiche generali dei veicoli presenti nel treno analizzato.

Veicolo	Carico per asse (ton)	Numero di assi	Massa totale (ton)	Lunghezza complessiva (m)
Locomotiva tipo 1	22.33	6	134	22.95
Vagone tipo 1	32	4	128	15

Le leggi scelte per il confronto sono quella del Benchmark, la legge Russa e la legge cinese per quanto riguarda i carri, mentre per le locomotive si sono utilizzate la legge del Benchmark e la legge Cinese per la locomotiva HXD2, come riportato in Tabella 6.2. La scelta è ricaduta sulle leggi che hanno come parametro esplicito la massa (legge del Benchmark e legge Russa) o comunque che siano riferite a convogli con analogo numero di assi e carico per asse confrontabile a quello scelto nel Benchmark. Le altre leggi, elencate in Tabella 3.2 e in Tabella 3.3, non sono state prese in considerazione in quanto si riferiscono a convogli più leggeri.

Tabella 6.2: Leggi di resistenza ordinaria usate per il confronto.

Benchmark (carri e locomotive non di testa)	$r = 2.943 + \frac{89.2}{m_a} + 0.0306V + \frac{0.122V^2}{m_a n}$
Benchmark (locomotiva di testa)	$r = 3.2 * \left(2.943 + \frac{89.2}{m_a} + 0.0306V + \frac{0.122V^2}{m_a n} \right)$
Russian (carri e locomotive)	$r = 9.81 * \left(0.7 + \frac{3 + 0.1V + 0.0025V^2}{m_a} \right)$
ChiFullFreigh (carri)	$r = 9.81 * (0.92 + 0.0048V + 0.000126V^2)$
ChiHXD2loc (locomotive)	$r = 9.81 * (0.84 + 0.012V + 0.000313V^2)$

Si riportano in Figura 6.1 ed in Figura 6.2 gli andamenti delle resistenze ordinarie specifiche per carri e locomotive, utilizzando i dati forniti dal benchmark ossia un carico per asse di 32 ton/asse con 4 assi per i carri, di 22.33 ton/asse con 6 assi per le locomotive. Si noti come nel caso della legge Russa, si sia utilizzata la stessa legge sia per i carri che per le locomotive. In letteratura infatti, non viene fatta alcuna distinzione e si è preferito lasciare la stessa legge per tutti i veicoli. Si deve sottolineare, inoltre, che sarebbe sempre opportuno distinguere la locomotiva di testa dalle altre locomotive e dai carri, essendo la prima locomotiva, a differenza di tutti gli altri veicoli, soggetta anche alla resistenza aerodinamica frontale. Questa differenza è stata considerata solo per la legge del Benchmark.

6. Simulazioni

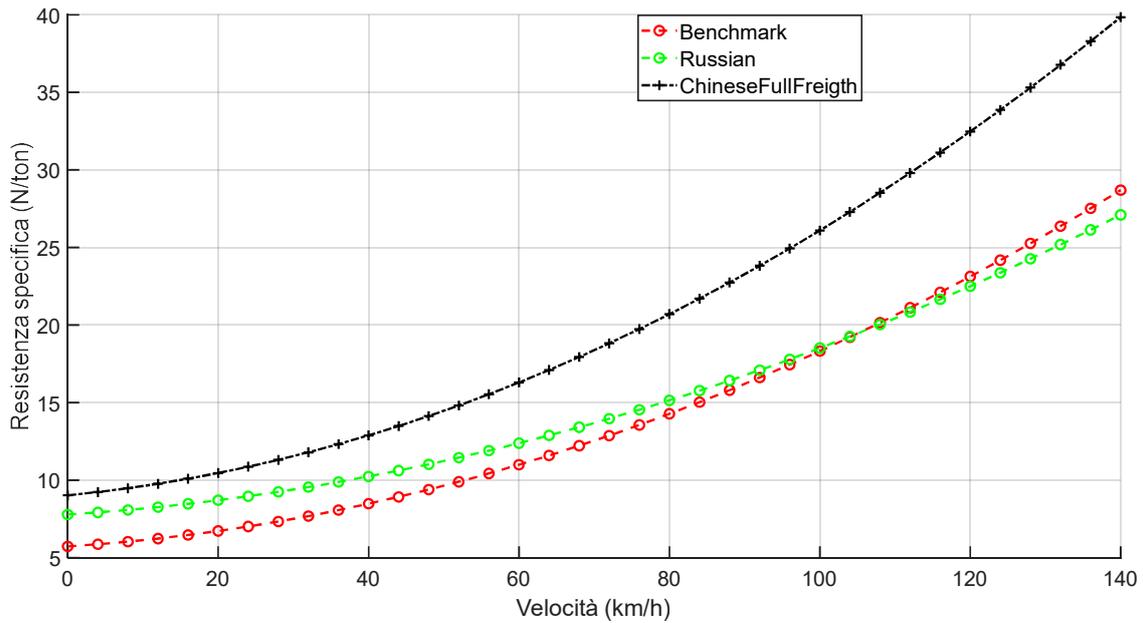


Figura 6.1: Confronto leggi resistenze ordinarie per carri.

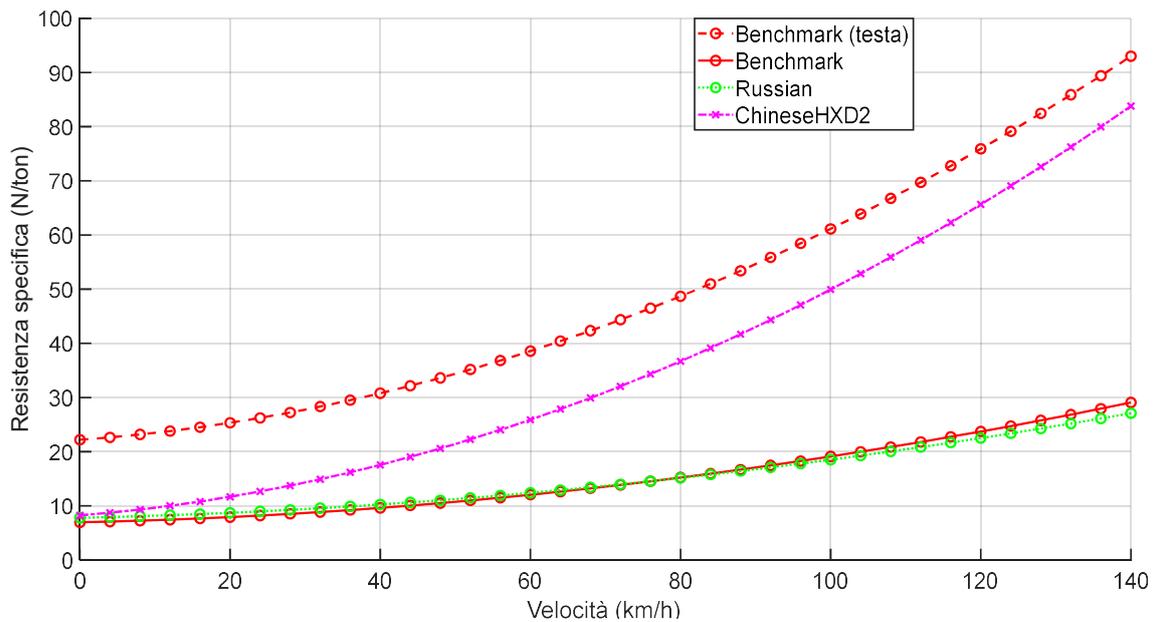


Figura 6.2: Confronto leggi resistenze ordinarie per locomotive.

I casi analizzati sono quattro e sono riportati in Tabella 6.3. Nel primo si sono usate le leggi del Benchmark sia per i carri che per le locomotive, nel secondo si è utilizzata la legge Russa, nel terzo la legge Cinese per i carri e quella Cinese (riferita alla locomotiva di tipo HXD2) per le locomotive, nell'ultimo caso invece si è utilizzata la legge del Benchmark per i carri e la legge della HXD2 per le locomotive.

6. Simulazioni

Tabella 6.3: Simulazioni svolte per il confronto sulla resistenza ordinaria.

Num. Simulazione	Legge usata per locomotive	Legge usata per carri
Simulazione 1	Benchmark (locomotive)	Benchmark (carri)
Simulazione 2	Russian	Russian
Simulazione 3	ChiHXD2	ChifullFreigh
Simulazione 4	ChiHXD2	Benchmark (carri)

Per quanto riguarda le caratteristiche del tracciato, le caratteristiche meccaniche di trazione e frenatura, e le caratteristiche meccaniche dell'accoppiatore e della barra, si rimanda al capitolo 4. Si sono lasciati infatti inalterati tutti i dati di input, andando a variare soltanto la legge di resistenza ordinaria per indagare l'effetto di quest'ultima sulle velocità del convoglio oltre che sulle forze interne. In particolare, è stata considerata la prima locomotiva per analizzare le variazioni in termini di velocità, mentre per quanto riguarda le forze interne si è scelto di considerare il veicolo 10, così come suggerito dal Benchmark.

6.1.2 Risultati

Le simulazioni sono state svolte con il codice LTD del Politecnico di Torino "LTDPoliTO" brevemente descritto nel capitolo 5. I risultati generali, riferiti al treno 1 del Benchmark, sono sintetizzati in Tabella 6.4, dove è riportata per ciascuno dei quattro casi analizzati, la velocità massima raggiunta dal convoglio, la velocità media, la forza massima di trazione e di compressione tra tutti i veicoli, la media della forze massime, la posizione in cui valutare le massime deflessioni ed infine le deflessioni massime in trazione e compressione. Da ora in avanti, si considerano positive le forze di compressione, negative quelle di trazione, in accordo con la convenzione adottata dal Benchmark.

6. Simulazioni

Tabella 6.4: Risultati principali (confronto resistenze ordinarie).

Numero sim.	Vel. Max (km/h)	Vel. media (km/h)	Max. forza traz. (kN)	Max. forza compr. (kN)	Media forze max. traz. (kN)	Media forze max. compr. (kN)	Pos. (10)	Defl. max. traz (mm)	Defl. max. compr. (mm)
Simulazione 1	87.3	65.97	565@2	338@2	-336	195	10	-64.56	45.07
Simulazione 2	82.34	64.72	570@2	347@2	-341	205	10	-67.38	46.93
Simulazione 3	75.13	58.06	577@2	525@2	-343	269	10	-73.87	71.33
Simulazione 4	87.07	65.82	565@2	340@2	-336	195	10	-64.55	45.32

I risultati del primo e quarto caso sono pressoché equivalenti; le leggi di resistenza per i carri sono infatti analoghe e variare la sola legge di resistenza delle due locomotive ha un effetto trascurabile. Il secondo caso, in cui si è considerata sia per i carri che per le locomotive la legge Russa, fornisce invece dei risultati diversi ma comunque non troppo lontani da quelli del primo caso, con una variazione negativa di circa il 6% per la velocità massima e di circa il 2% per la velocità media rispetto al primo caso, che da ora in avanti verrà considerato come caso di riferimento. Il terzo caso, in cui invece si considerano le due leggi Cinesi riferite a locomotive e carri, fornisce dei risultati sensibilmente differenti con una diminuzione del 14% per la velocità massima e del 12% per quella media. Per quanto riguarda le forze, si ha un aumento contenuto nei valori passando dal caso di riferimento al secondo caso, l'incremento è invece molto evidente se si analizza la terza simulazione. Le cause di tali variazioni non possono essere attribuite esclusivamente alla modifica delle leggi di resistenza ordinaria come verrà spiegato a breve. In Figura 6.3 si è riportata la velocità della prima locomotiva in funzione della posizione.

6. Simulazioni

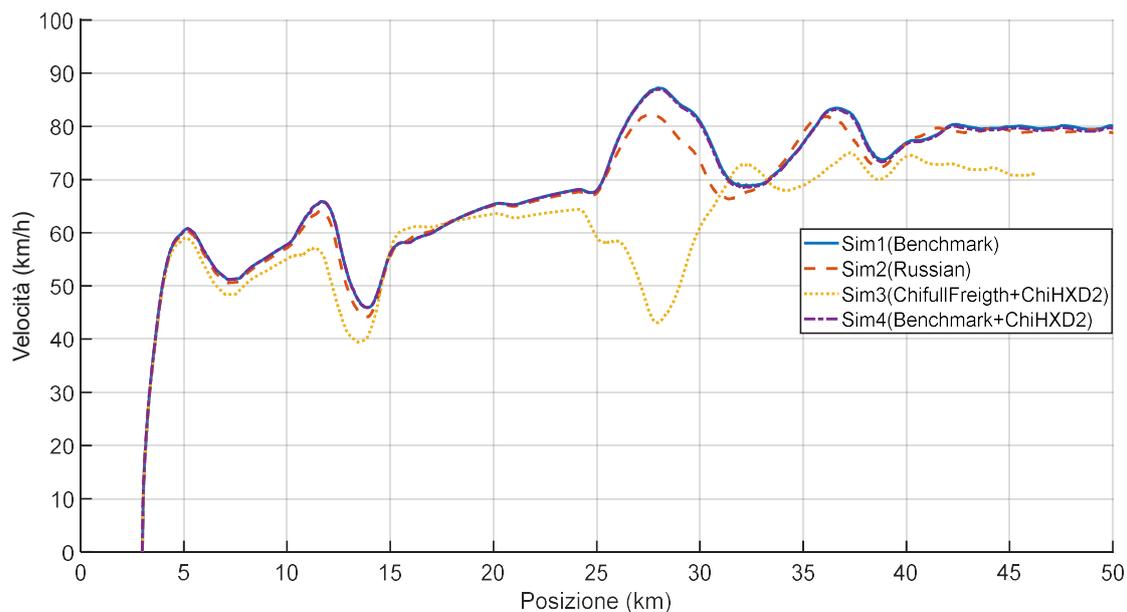


Figura 6.3: Andamento della velocità della prima locomotiva in funzione della posizione (confronto resistenze ordinarie).

Da questo grafico risulta evidente come la terza simulazione si discosti sensibilmente dalle altre. Intorno al venticinquesimo kilometro, in particolare, la terza simulazione mostra un crollo della velocità, non spiegabile semplicemente con la variazione nelle leggi di resistenza. Anche l'andamento nella seconda simulazione, pur essendo simile a quello della prima e della quarta, si presenta traslato a sinistra. Questi risultati sono dovuti al seguente motivo: a causa della variazione della legge resistente, si vanno a modificare conseguentemente i valori di velocità del convoglio; ad esempio, passando dal primo al secondo caso, essendo la forza resistente espressa dalla legge Russa sempre superiore al di sotto dei 100 km/h rispetto a quella espressa del Benchmark, si avrà una diminuzione nelle velocità del convoglio a parità di caratteristiche meccaniche del motore. Tale diminuzione fa sì che una determinata posizione del tracciato venga raggiunta in istanti temporali differenti al variare del caso analizzato. Poiché il livello del notch viene fornito dal Benchmark non in funzione della posizione del tracciato ma in funzione del tempo (scelta fatta per facilitare la gestione del ritardo del segnale radio tra la locomotiva di testa e altre locomotive), si avranno nel corso della simulazione dei casi in cui viene imposto al convoglio un notch che non è adeguato alla posizione del tracciato che sta percorrendo. Questo genera delle variazioni nei risultati difficilmente analizzabili in quanto comprensive non solo dell'effetto della legge di resistenza ordinaria, ma anche del non

6. Simulazioni

opportuno livello del notch. Tali effetti sono meno evidenti per i primi chilometri, in cui il ritardo accumulato è minimo e sono invece rilevanti nella seconda parte del tracciato.

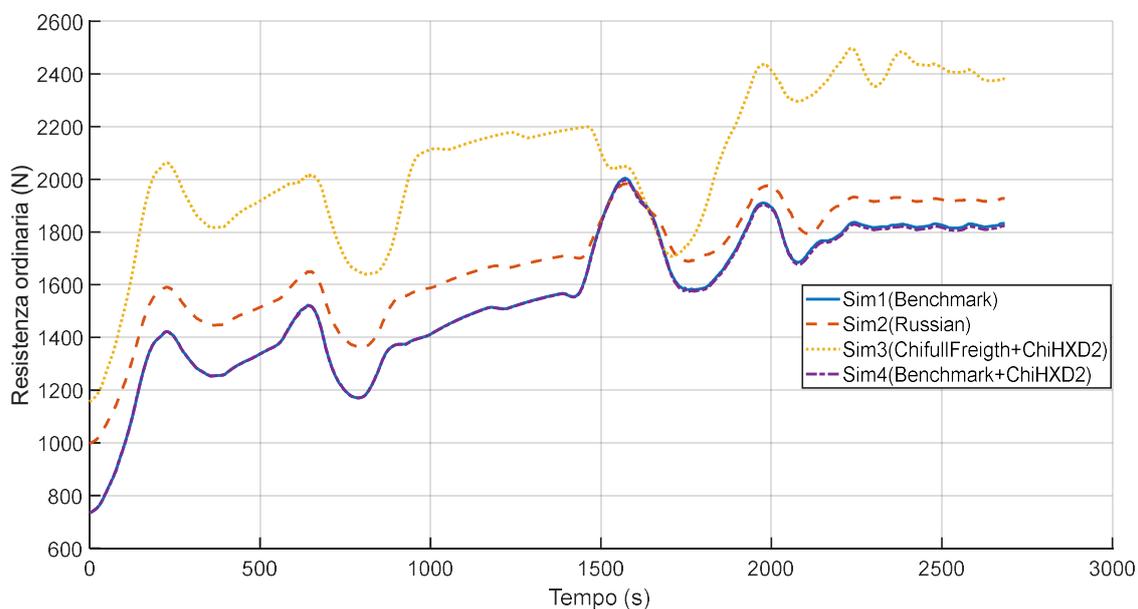


Figura 6.4: Resistenza ordinaria del decimo veicolo in funzione del tempo (confronto resistenze ordinarie).

Il grafico riportato in Figura 6.4 mostra invece la sola resistenza ordinaria del decimo veicolo in funzione del tempo, utilizzando la legge del notch in funzione del tempo. Si osserva come le resistenze calcolate con la legge Russa e in particolare con la legge Cinese siano più alte di quelle calcolate con il Benchmark. La distorsione dei risultati è in questo caso dovuta al fatto che, a causa delle variazioni di velocità indotte dalla modifica della legge di resistenza, ad uno stesso tempo corrispondono diverse posizioni; poiché la resistenza ordinaria è funzione della velocità e la velocità dipende anche dalla pendenza del tracciato, si osservano delle variazioni di forza dovute non solo alla variazione dei coefficienti della legge di resistenza ordinaria, ma anche dovute alla diversa velocità, causata dall'aver, ad un dato istante temporale, lo stesso livello di notch su tratti del tracciato diversi da un caso all'altro. Questo risulta evidente nel range temporale che va dai 1500 ai 2000 secondi: pur essendo la resistenza calcolata con la legge Cinese maggiore di quella calcolata con la legge Russa o con quella del Benchmark, si assiste ad un brusco calo della forza dovuto al fatto che il treno si trova a percorrere un tratto di tracciato non idoneo al notch inserito ed in questo caso rallenta, come visibile in Figura 6.3 dopo il venticinquesimo chilometro. L'effetto di ciò sulla resistenza ordinaria è

6. Simulazioni

visibile anche in Figura 6.5 in cui si riporta la resistenza ordinaria in funzione della posizione.

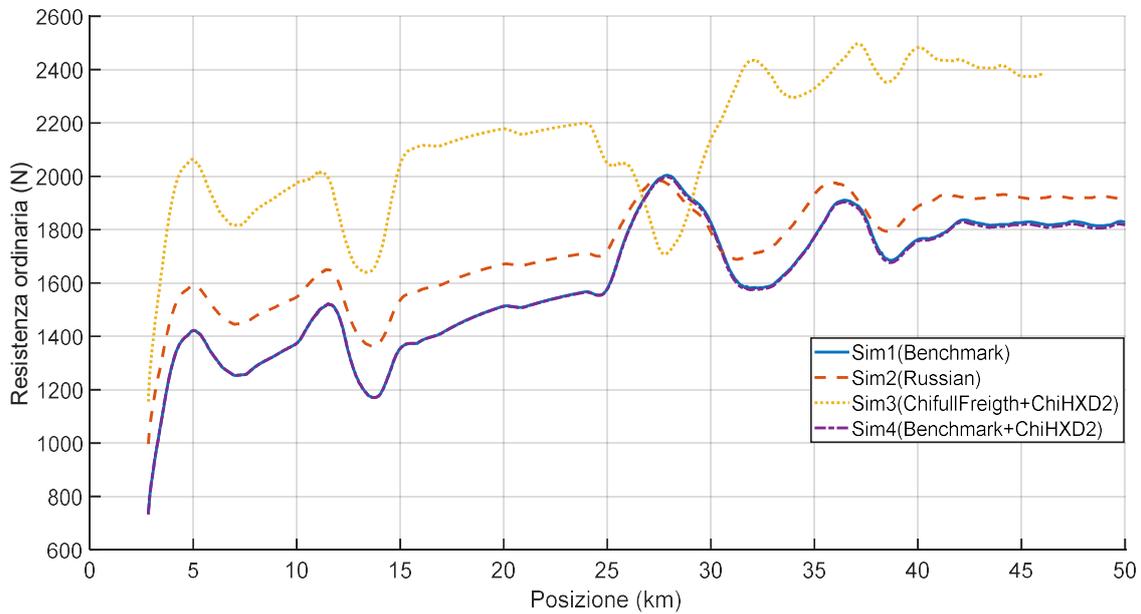


Figura 6.5: Resistenza ordinaria del decimo veicolo in funzione della posizione sul tracciato (confronto resistenze ordinarie).

In Figura 6.6 e in Figura 6.7 è riportata infine la forza scambiata tra veicolo 10 e veicolo 11 rispettivamente in funzione del tempo e in funzione della posizione del decimo veicolo. Come si può osservare dai risultati, le curve corrispondenti alle quattro simulazioni sono piuttosto corrispondenti nel grafico in funzione del tempo, mentre risultano molto sfasate in quello espresso in funzione della posizione. Questo dimostra che la forza di collegamento si modifichi sensibilmente nell'istante in cui si cambia il livello del notch. Infatti, il notch in queste simulazioni dipende solo dal tempo, ciò significa che in Figura 6.6 vediamo un confronto a parità di notch, nonostante il veicolo si trovi in posizioni diverse da caso a caso.

6. Simulazioni

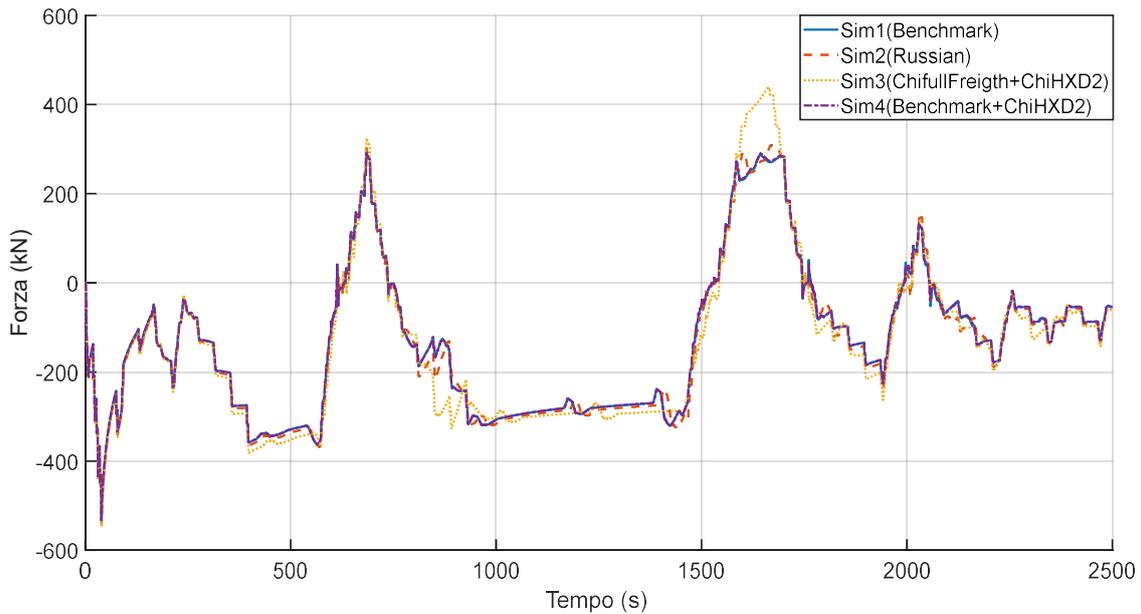


Figura 6.6: Forza scambiata tra veicolo 10 e veicolo 11 in funzione del tempo (confronto resistenze ordinarie).

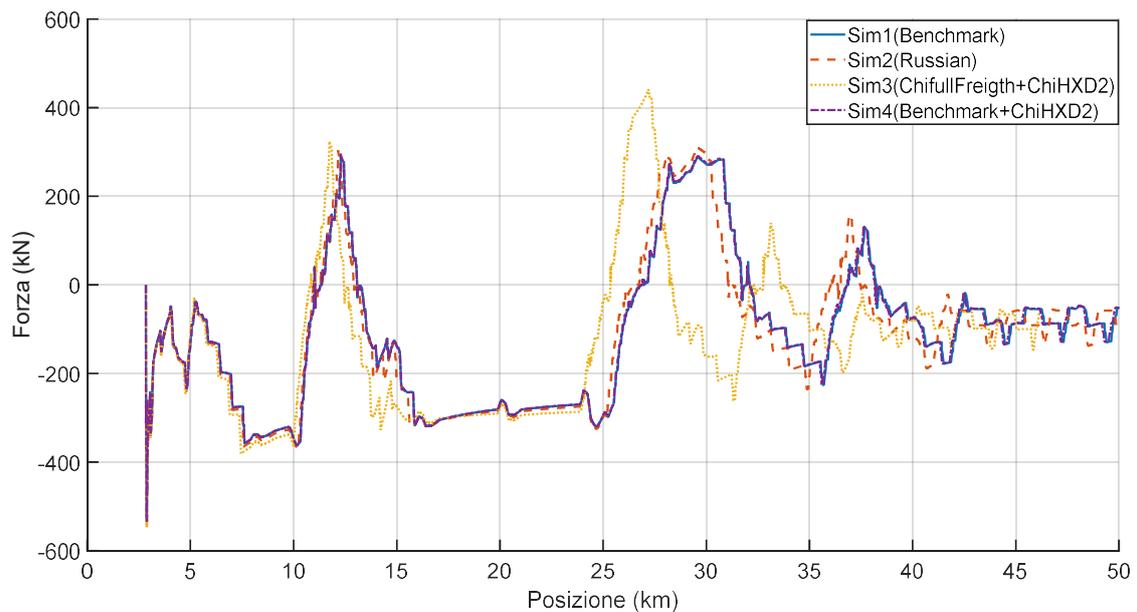


Figura 6.7: Forza scambiata tra veicolo 10 e veicolo 11 in funzione della posizione del veicolo 10 (confronto resistenze ordinarie).

Dai grafici precedenti risulta evidente come, con l'attuale codice, sia difficile ottenere una stima delle variazioni in termini di velocità del convoglio, di forza di collegamento e di forza resistente su un veicolo, che sia dovuta esclusivamente al cambio di legge di resistenza. Se si mantiene infatti la posizione del notch in funzione del tempo, si è visto come la velocità del convoglio sia influenzata oltre che dalla resistenza, anche dal livello

6. Simulazioni

del notch, diverso da caso a caso in una posizione definita, a causa del ritardo accumulato dal treno più lento; questo ha un effetto sui risultati delle forze (forza resistente e forza di collegamento) sia nel caso in cui vengano espresse in funzione della posizione, sia nel caso in cui invece vengano espressi in funzione del tempo. Si è reso quindi necessario modificare il codice “*LTDPoliTO*” per ovviare a questo problema. Questa modifica è anche giustificata dal punto di vista fisico, poiché il livello del notch viene tipicamente regolato in funzione delle caratteristiche del tracciato e del profilo di velocità che si vuole ottenere. Si è quindi ricostruita la caratteristica del notch in funzione della posizione della locomotiva di testa, applicando per le altre locomotive uno sfasamento temporale di tre secondi, e si sono poi rilanciate le simulazioni utilizzando la nuova caratteristica di notch in funzione della posizione della locomotiva di testa.

Si riportano in Figura 6.8 e in Figura 6.9 i livelli di notch della locomotiva di testa per la seconda e la terza simulazione, ossia rispettivamente per le leggi Russe e Cinesi, ottenuti applicando le due caratteristiche di notch: quella in funzione del tempo (così come suggerito dal Benchmark) e quella in funzione della posizione, ricalcolata nell’ambito di questa attività di tesi.

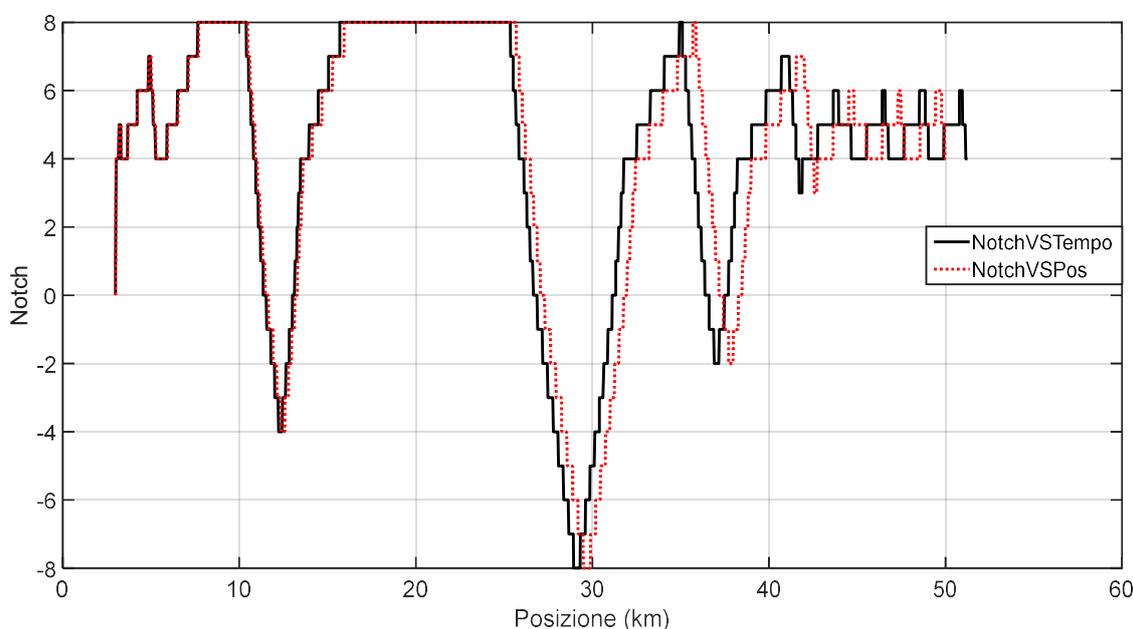


Figura 6.8: Livello del Notch della locomotiva di testa in funzione della posizione per la seconda simulazione.

6. Simulazioni

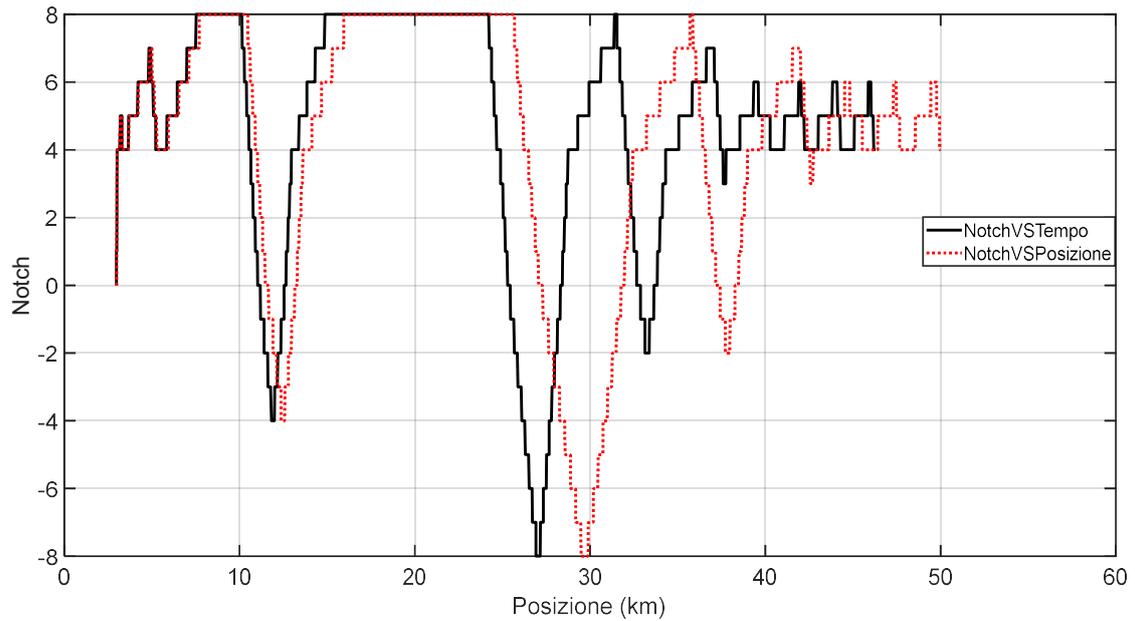


Figura 6.9: Livello del Notch della locomotiva di testa in funzione della posizione per la terza simulazione.

Si osserva in entrambi i grafici, soprattutto per la terza simulazione, che la curva relativa alla seconda caratteristica è traslata orizzontalmente, essendo il notch espresso in funzione della posizione raggiunta e non più del tempo. Poiché i due grafici hanno in ascissa la posizione, le curve rosse relative alla seconda caratteristica (notch funzione della posizione) sono identiche per le due simulazioni, mentre le due curve nere riferite alla prima caratteristica (notch funzione del tempo) differiscono. In Figura 6.10 e in Figura 6.11 si riporta invece il livello del notch in funzione del tempo, di conseguenza le due curve nere sono analoghe, mentre differiscono le curve rosse.

6. Simulazioni

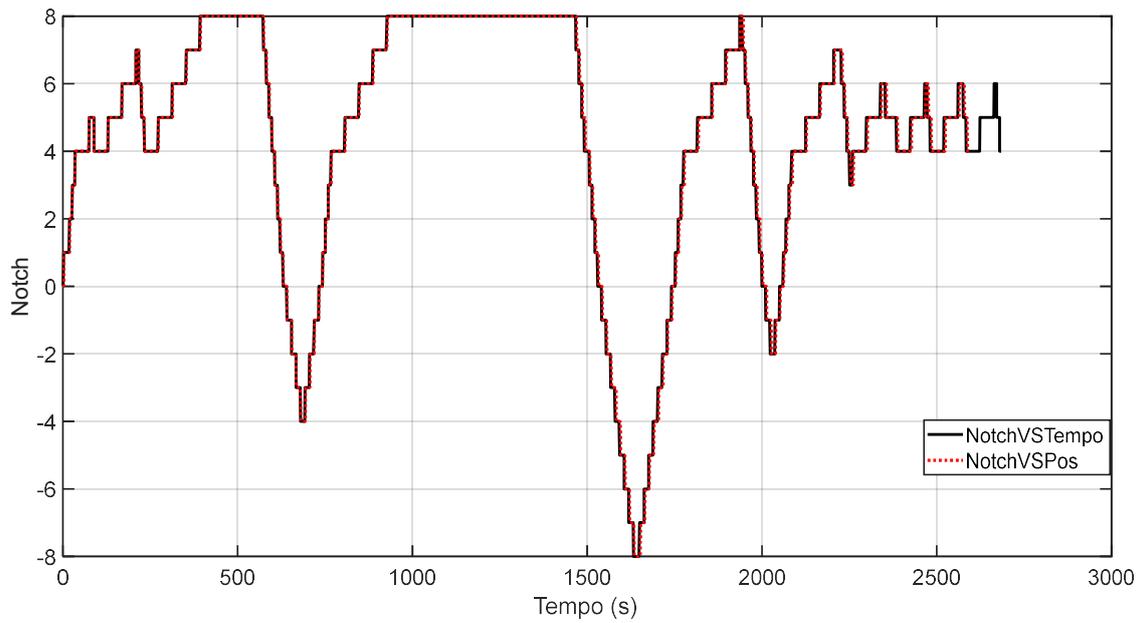


Figura 6.10: Livello del Notch della locomotiva di testa in funzione del tempo per la seconda simulazione.

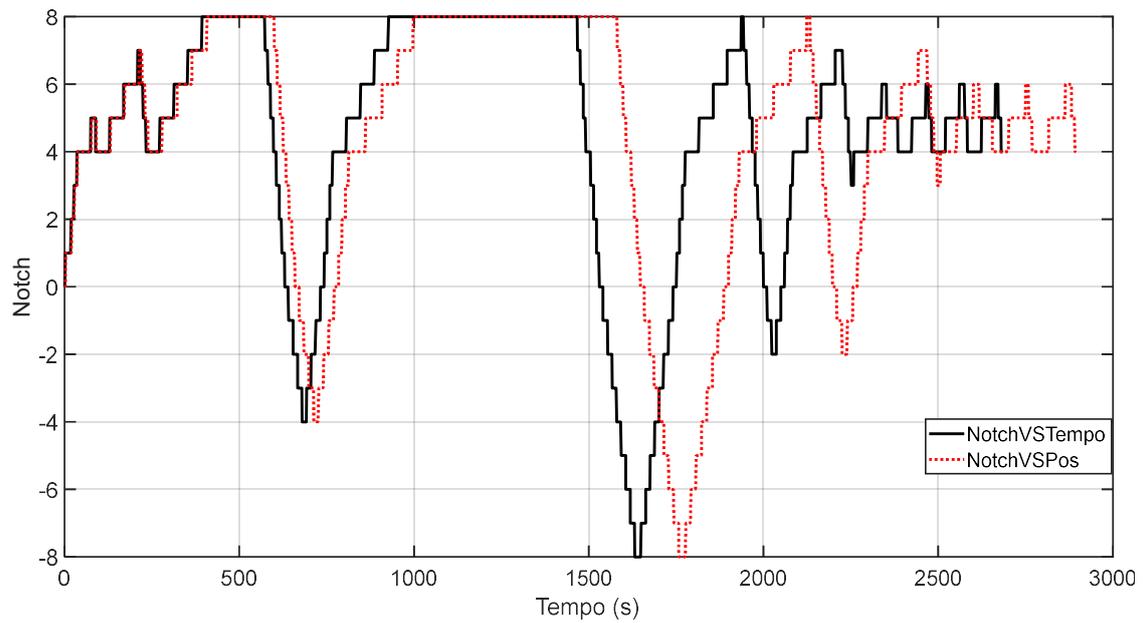


Figura 6.11: Livello del Notch della locomotiva di testa in funzione del tempo per la terza simulazione.

6. Simulazioni

I risultati principali, ottenuti con il codice modificato, sono riportati in Tabella 6.5.

Tabella 6.5: Risultati principali (confronto resistenze ordinarie con codice modificato).

Numero sim.	Vel. Max (km/h)	Vel. media (km/h)	Max. forza traz. (kN)	Max. forza compr. (kN)	Media forze max. traz. (kN)	Media forze max. compr. (kN)	Pos. (10)	Defl. max. traz (mm)	Defl. max. compr. (mm)
Simulazione 1	87.31	65.43	563@2	338@2	-336	194	10	-64.56	45.07
Simulazione 2	87.31	65.34	563@2	338@2	-334	195	10	-64.77	45.03
Simulazione 3	81.67	58.48	570@2	397@2	-340	214	10	-78.57	50.15
Simulazione 4	87.17	65.3	564@2	340@2	-335	195	10	-64.53	45.3

L'effettiva influenza delle forze resistenti sulla velocità e sulle forze in gioco è di fatto nulla se si considerano la seconda e la quarta simulazione, a dimostrazione del fatto che le differenze registrate precedentemente fossero dovute in gran parte alle distorsioni prodotte dal livello del notch. Il terzo caso continua comunque a discostarsi in maniera significativa dagli altri, seppure in misura inferiore a quanto succedeva fornendo il livello del notch in funzione del tempo, con una diminuzione del 6% sulla velocità massima e del 10% sulla velocità media e con incrementi evidenti delle forze tra veicoli e delle deflessioni degli accoppiatori. In particolare, la massima forza di compressione mostra in questo caso un incremento del 15%, mentre era del 36% con il codice originario.

In Figura 6.12, Figura 6.14 e Figura 6.15, sono riportati gli andamenti della velocità della prima locomotiva, della forza resistente ordinaria e della forza tra decimo ed undicesimo veicolo quando il livello del notch è funzione della posizione della locomotiva di testa; conviene in questo caso rappresentare le grandezze considerate in funzione della posizione, in modo da osservare la sola influenza delle forze resistenti. L'andamento della velocità è in pratica analogo per la simulazione 1,2 e 4, con delle variazioni impercettibili, mentre risulta traslato verso valori minori di velocità per la terza simulazione in cui si utilizza la legge Cinese che fornisce forze di maggiori entità; in questo caso, infatti, la forza resistente sul decimo veicolo è traslata verso l'alto. Anche la forza scambiata tra i due veicoli analizzati è traslata verso l'alto, ma l'andamento segue in modo molto preciso quello del caso di riferimento, a dimostrazione che una variazione delle forze resistenti genera solo un incremento delle forze "statiche", mentre le componenti impulsive non

6. Simulazioni

vengono in alcun modo modificate. In Figura 6.13 viene riportata la velocità della prima locomotiva per la seconda e la terza simulazione sia nel caso in cui il livello del notch è funzione del tempo, sia nel caso in cui invece è funzione della posizione, così da osservare la differenza netta nei risultati, in particolare per la terza simulazione.

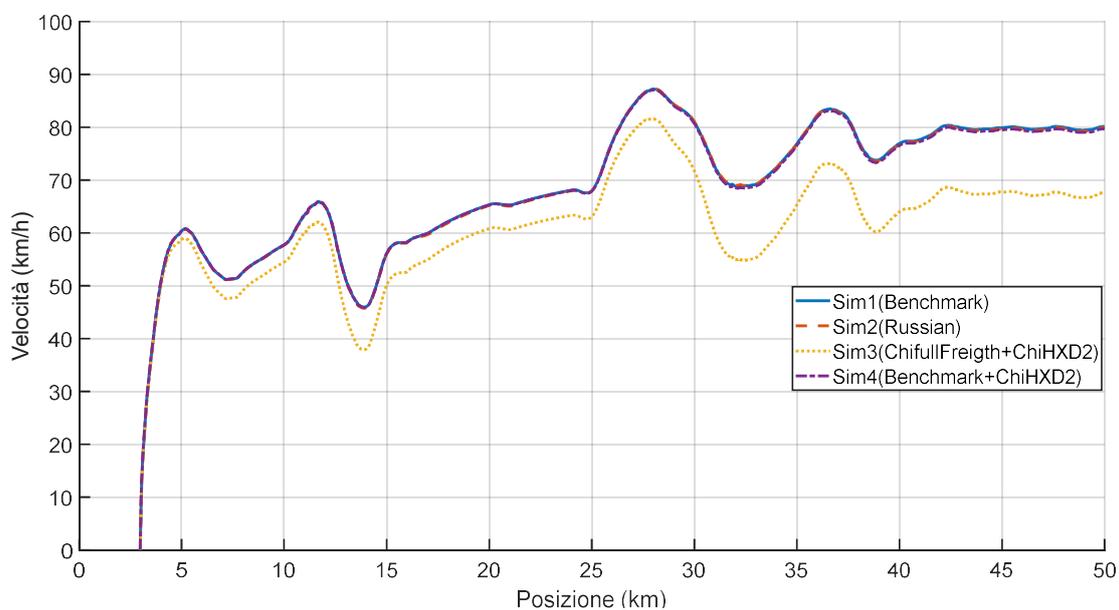


Figura 6.12: Andamento della velocità della prima locomotiva in funzione della posizione (confronto resistenze ordinarie con codice modificato).

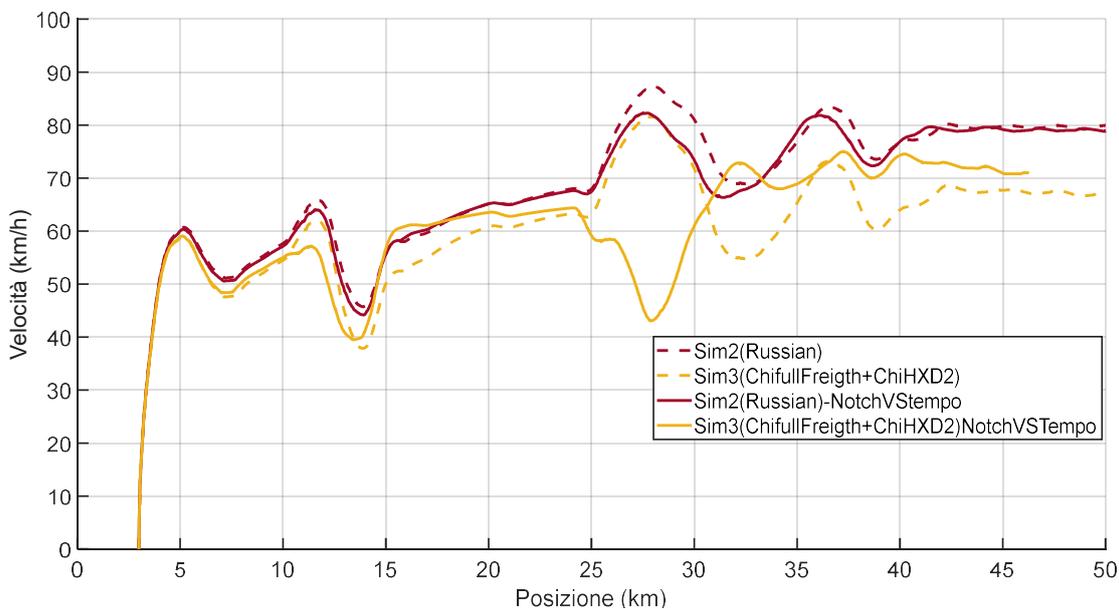


Figura 6.13: Andamento della velocità della prima locomotiva in funzione della posizione per la seconda e terza simulazione (confronto tra caratteristica notch in funzione del tempo e in funzione della posizione)

6. Simulazioni

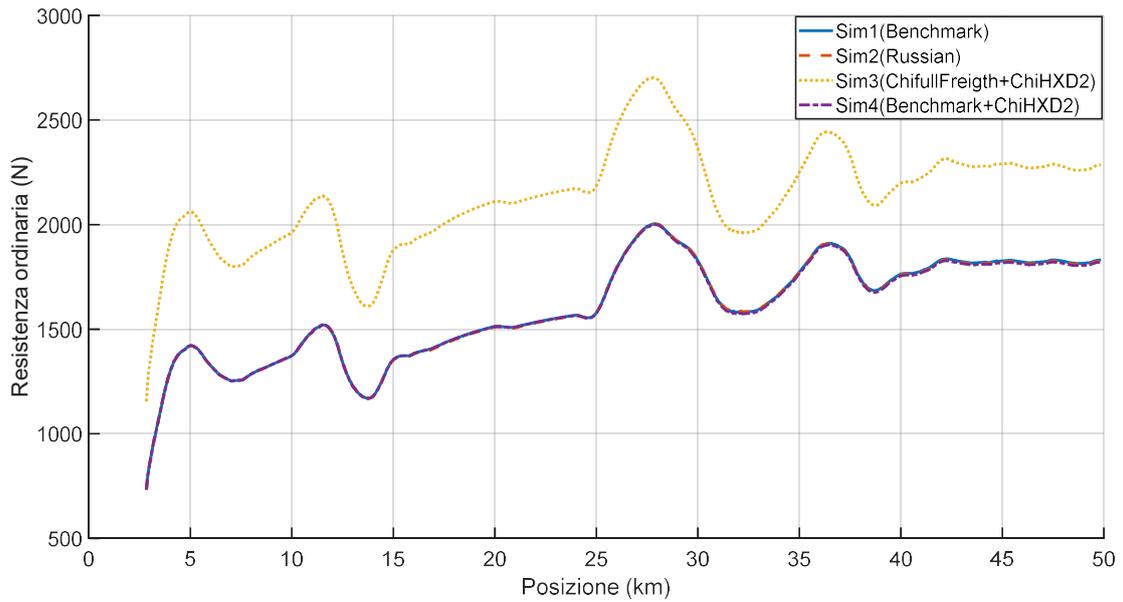


Figura 6.14: Resistenza ordinaria del decimo veicolo in funzione del tempo nei 4 casi analizzati (confronto resistenze ordinarie con codice modificato).

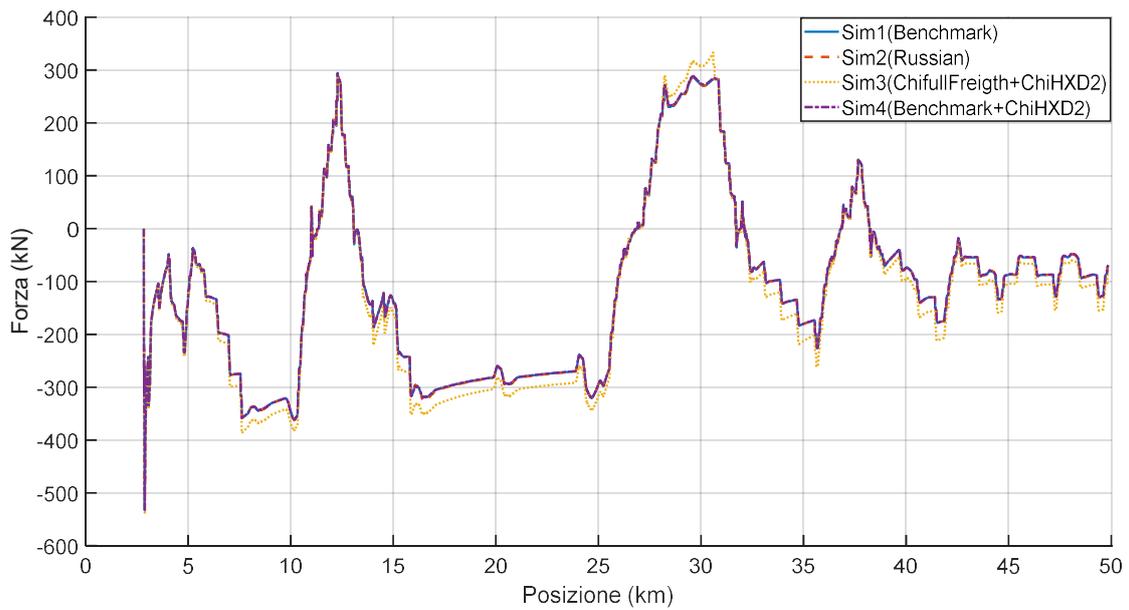


Figura 6.15: Forza scambiata tra veicolo 10 e veicolo 11 in funzione della posizione del veicolo 10 (confronto resistenze ordinarie con codice modificato).

6. Simulazioni

6.2 Resistenze in curva

6.2.1 Caso di studio e analisi svolte

In questo paragrafo, si è svolta un'analisi molto simile alla precedente in cui però si è analizzata l'influenza delle diverse leggi di resistenza in curva sulla velocità e sulle forze del convoglio, utilizzando per le resistenze ordinarie la legge suggerita dal Benchmark. Come visto precedentemente, infatti, anche per la resistenza in curva esistono diverse leggi empiriche rappresentate in Figura 3.5. In Tabella 6.6 si mostrano le formule utilizzate per il confronto. Da notare come la formula di Roeckl sia stata modificata leggermente nell'intervallo che va da 250 metri a 350 metri per eliminare la discontinuità, che non ha alcun significato fisico, sostituendo alla funzione originaria una retta passante per i due punti corrispondenti ai valori delle altre due leggi agli estremi, in modo da avere comunque una funzione continua e monotona decrescente (ossia la forza resistente diminuisce all'aumentare del raggio di curva).

Tabella 6.6: Leggi di resistenza in curva utilizzate nelle simulazioni.

Numero simulazione	Legge utilizzata
Simulazione 1 (Benchmark)	$r_c = \frac{6116}{R}$
Simulazione 2 (Roeckl modificata)	$r_c = \frac{6500}{R_c - 55} \quad R > 350m$ $r_c = \frac{5000}{220} + \frac{\frac{6500}{295} - \frac{5000}{220}}{100} * (R - 250) \quad 250 < R_c < 350$ $r_c = \frac{5000}{R_c - 30} \quad R_c < 250$
Simulazione 3 (Formula interasse)	$r_c = \frac{1600a + 1620}{R_c}$

Nella terza legge, che considera come parametro l'interasse "a", si è scelto un valore di 2.032 metri per le locomotive e di 1.95 metri per i carri, valori tipici per i veicoli considerati nel Benchmark. Si mostra in Figura 6.16 l'andamento delle tre leggi in funzione del raggio della curva R_c .

6. Simulazioni

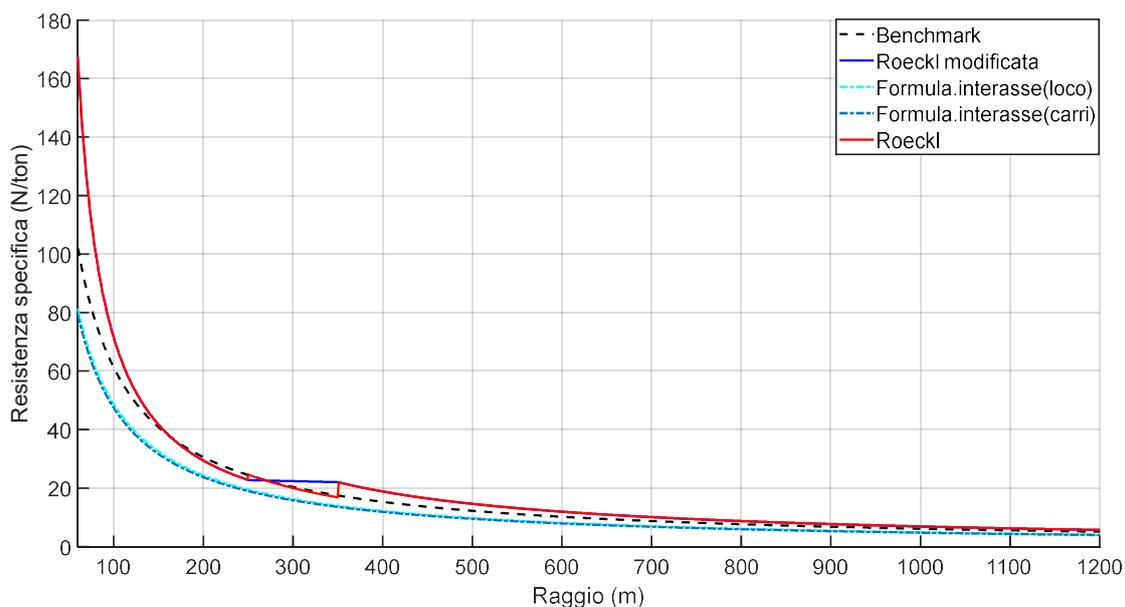


Figura 6.16: Confronto delle leggi di resistenza in curva.

6.2.2 Risultati

In Tabella 6.7 vengono mostrati i principali risultati ottenuti nelle tre simulazioni. Valgono anche in questo caso tutte le considerazioni riguardanti le distorsioni dovute al non aver espresso il livello del regolatore in funzione della posizione del tracciato ma in funzione del tempo di simulazione. In questo caso tuttavia, questo effetto è meno rilevante in quanto la resistenza in curva non agisce per tutto il tracciato, di conseguenza lo sfasamento temporale del veicolo da una simulazione all'altra è di minore entità.

Tabella 6.7: Risultati principali (confronto resistenze in curva).

Numero sim.	Vel. Max (km/h)	Vel. media (km/h)	Max. forza traz. (kN)	Max. forza compr. (kN)	Media forze max. traz. (kN)	Media forze max. compr. (kN)	Pos. (10)	Defl. max. traz (mm)	Defl. max. compr. (mm)
Simulazione 1	87.3	65.97	565@2	338@2	-336	194	10	-64.56	45.07
Simulazione 2	86.8	65.82	565@2	340@2	-336	195	10	-64.71	45.18
Simulazione 3	88.69	66.47	565@2	339@2	-336	189	10	-64.27	44.55

Le differenze sono inferiori rispetto a quelle dell'analisi precedente. Le maggiori differenze con il caso di riferimento sono rappresentate dalla terza simulazione, in cui si utilizza la formula che tiene conto dell'interasse. Come visibile in Figura 6.16, infatti, la

6. Simulazioni

curva di resistenza si discosta sensibilmente dalle curve utilizzate negli altri due casi. Si ottiene un aumento del 1,6% nel valore della velocità massima e dello 0,75% nel valore della velocità media. Il secondo caso produce invece dei risultati molto simili a quelli del primo. I valori della forza invece non risentono molto della variazione della legge di resistenza in curva come vediamo in particolare dalla massima forza di trazione e dalla media delle massime forze di trazione, analoghe in tutti e tre i casi. Anche le forze di compressione sono molto simili.

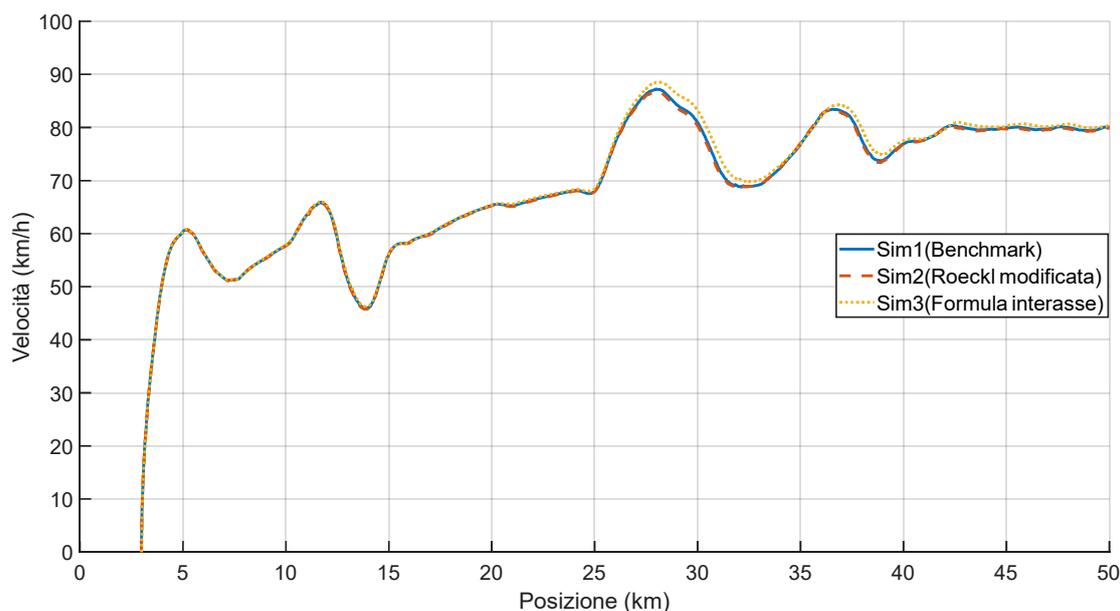


Figura 6.17: Andamento della velocità della prima locomotiva in funzione della posizione (confronto resistenze in curva).

L'andamento della velocità della prima locomotiva in funzione della posizione, riportato in Figura 6.17, conferma come il terzo caso sia quello visibilmente differente dagli altri. La curva è infatti traslata verso l'alto, conseguenza della minore forza resistente, ed è traslata verso destra rispetto alle altre due curve per le ragioni discusse in precedenza.

In Figura 6.18 è riportata la sola forza resistente dovuta alla curvatura del tracciato per il decimo veicolo, in funzione della posizione. La formula contenente il passo fornisce dei valori di resistenza più bassi delle altre due durante tutto il percorso, la formula di Roeckl stima invece valori di forza superiori rispetto a quelli del Benchmark per quasi tutto il tracciato, fatta eccezione per il ventiquattresimo e per il ventottesimo chilometro in cui è presente una curva con raggio di 200 metri.

6. Simulazioni

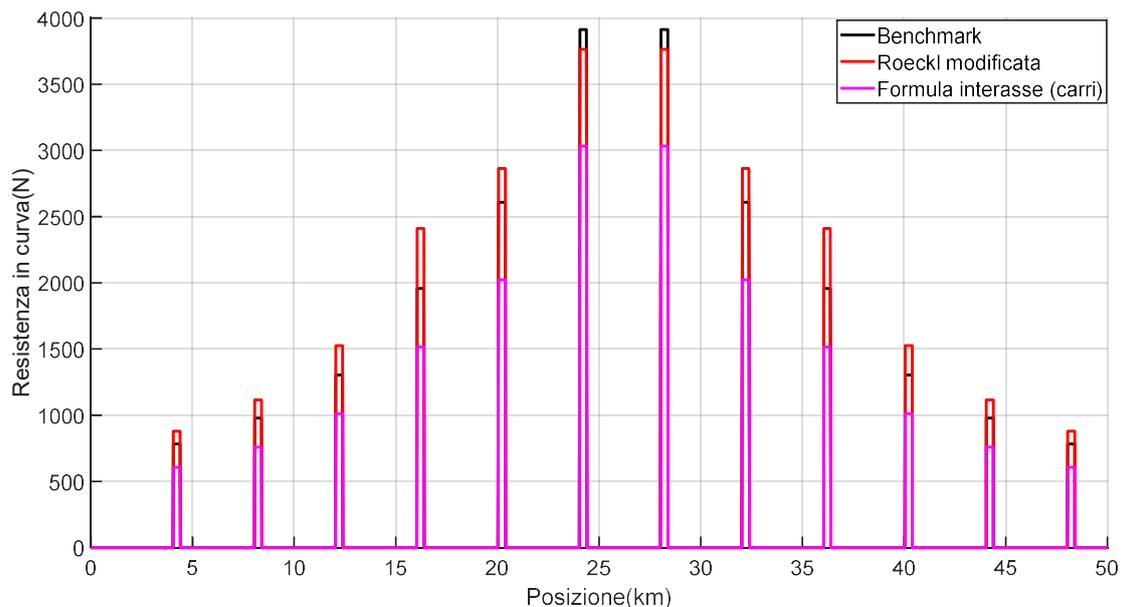


Figura 6.18: Resistenza in curva in funzione della posizione sul tracciato.

Si riportano infine le forze scambiate tra veicolo 10 e veicolo 11 in Figura 6.19 e in Figura 6.20, rispettivamente in funzione del tempo ed in funzione della posizione del decimo veicolo. Valgono anche in questo caso le considerazioni fatte per gli analoghi grafici nell'analisi precedente riferita alle resistenze ordinarie, con la differenza che gli effetti discussi sono in questo caso meno evidenti.

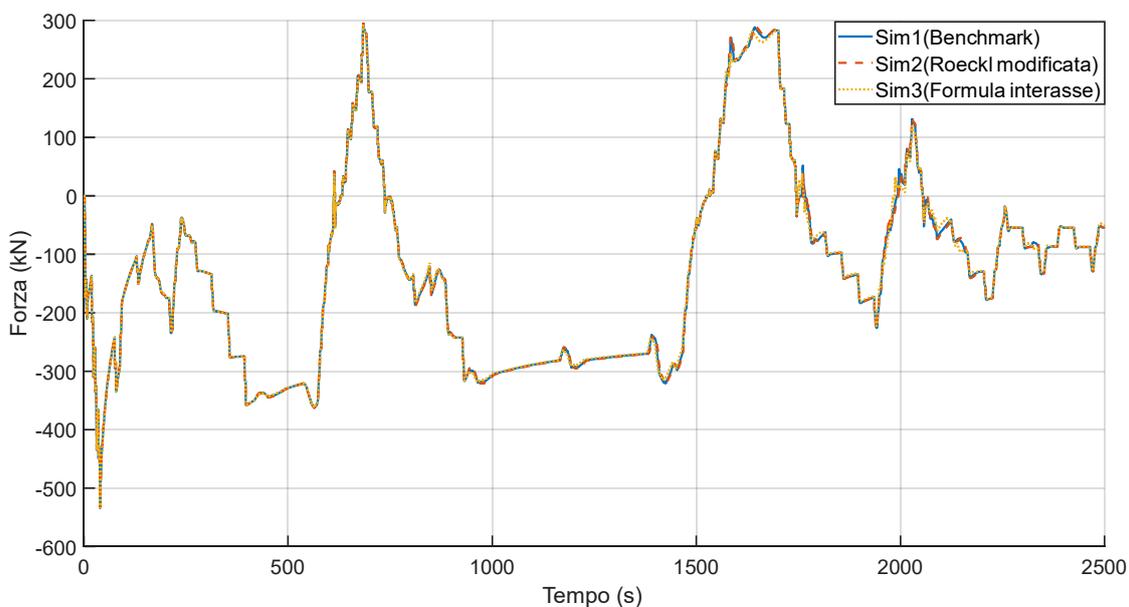


Figura 6.19: Forza scambiata tra veicolo 10 e veicolo 11 (confronto resistenze in curva).

6. Simulazioni

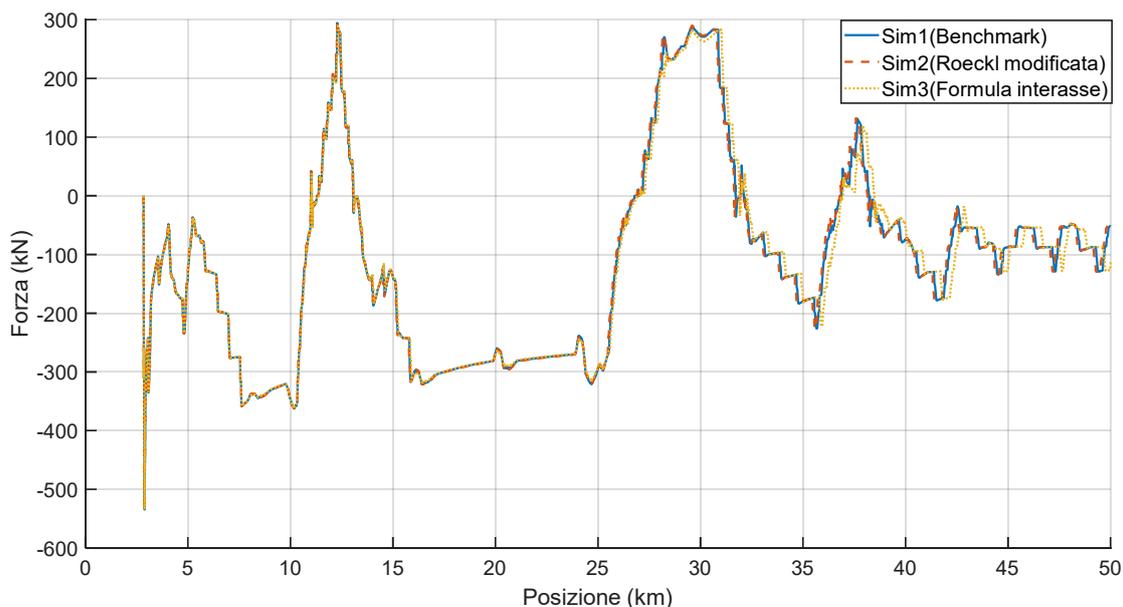


Figura 6.20: Forza scambiata tra veicolo 10 e veicolo 11 in funzione della posizione del veicolo 10 (confronto resistenze in curva).

Come per le resistenze ordinarie, si sono effettuate ulteriori simulazioni fornendo il livello del notch in funzione della posizione anziché del tempo per misurare l'effettiva variazione sui risultati dovuta alle diverse leggi di resistenza in curva. I principali risultati sono riportati di seguito.

Tabella 6.8: Risultati principali (confronto resistenze in curva con codice modificato).

Numero sim.	Vel. Max (km/h)	Vel. media (km/h)	Max. forza traz. (kN)	Max. forza compr. (kN)	Media forze max. traz. (kN)	Media forze max. compr. (kN)	Pos. (10)	Defl. max. traz. (mm)	Defl. max. compr. (mm)
Simulazione 1	87.31	65.43	563@2	338@2	-334	194	10	-64.57	45.07
Simulazione 2	87,31	65.34	563@2	338@2	-334	195	10	-64.77	45.03
Simulazione 3	87.7	65.86	563@2	339@2	-334	193	10	-64.19	44,74

La terza simulazione mostra un aumento della velocità massima e della velocità media inferiore all'1% mentre la seconda simulazione fornisce dei risultati sostanzialmente equivalenti alla prima.

Gli andamenti della velocità della locomotiva e della forza di collegamento del decimo veicolo sono mostrati in Figura 6.21 ed in Figura 6.22 e confermano che i risultati delle

6. Simulazioni

tre simulazioni sono pressoché equivalenti per quanto riguarda la forza di collegamento, per quanto riguarda la velocità, la curva riferita alla seconda simulazione è leggermente traslata verso l'alto, ma non presenta alcuno sfasamento, presente invece nel caso in cui si esprime il livello del notch in funzione del tempo.

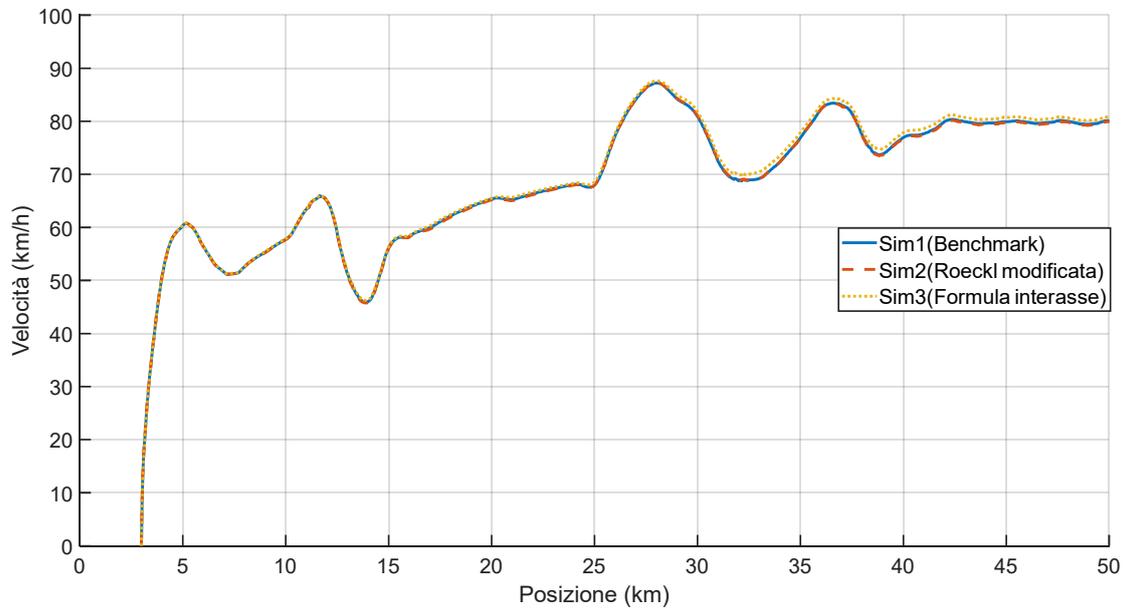


Figura 6.21: Andamento della velocità della prima locomotiva in funzione della posizione (confronto resistenze in curva con codice modificato).

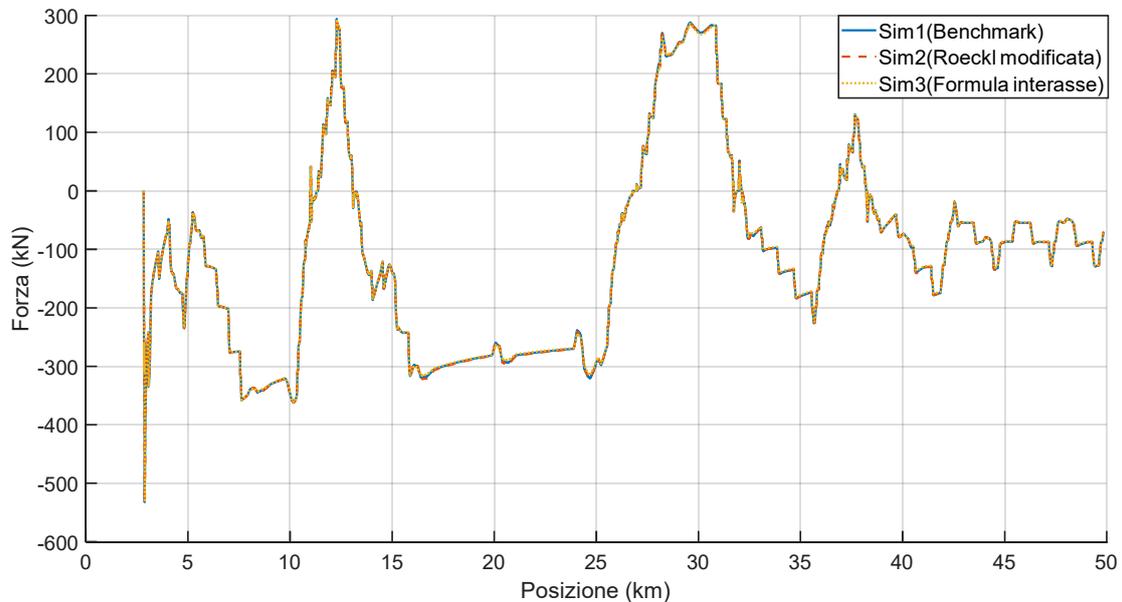


Figura 6.22: Forza scambiata tra veicolo 10 e veicolo 11 in funzione della posizione del veicolo 10 (confronto resistenze in curva con codice modificato).

6.3 Confronto organi di collegamento

6.3.1 Caso di studio e analisi svolte

In questo capitolo si vogliono mettere a confronto i due sistemi ampiamente descritti nei capitoli precedenti: il sistema gancio-respingenti utilizzato in Europa ed il sistema accoppiatore utilizzato al di fuori dell'Europa. Si prende in analisi di nuovo il primo treno, l'obiettivo è analizzare le differenze, soprattutto in termini di forze e deflessioni, scaturite dall'adozione dei due diversi sistemi. Per quanto riguarda le leggi resistenti, sia ordinarie che accidentali, si utilizzano quelle fornite dal Benchmark. La caratteristica completa dell'accoppiatore è riportata in Figura 5.2., mentre quella del sistema gancio-respingenti in Figura 6.24. La caratteristica completa dell'accoppiatore è stata ottenuta da quella fornita dal Benchmark in Figura 4.2, riferita ad una sola metà del sistema, sfruttando la simmetria in trazione e compressione e considerando che le due metà lavorano in serie; di conseguenza, la deflessione complessiva è pari alla somma delle singole deflessioni, quindi raddoppia, mentre la forza agente su ciascuna metà dell'accoppiatore è analoga, di conseguenza la rigidità del sistema dimezza. Riguardo invece la caratteristica del sistema gancio-respingenti, si è ottenuta, anche in questo caso, la caratteristica completa dei respingenti e dell'insieme dei due ganci, partendo dalla quella di un singolo respingente e di uno dei due ganci. In questo caso si deve considerare che la coppia di respingenti che viene a contatto lavora in serie, mentre le due coppie lavorano tra loro in parallelo come schematizzato in Figura 6.23 in cui si indica con k la rigidità di ciascun respingente.

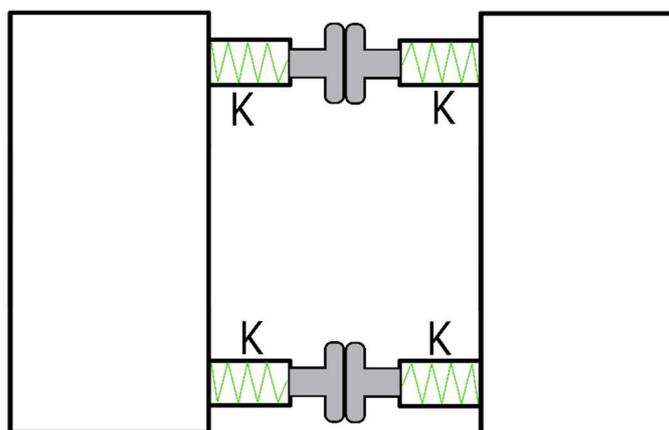


Figura 6.23: Schematizzazione del parallelo di due serie di respingenti.

6. Simulazioni

Ricordando le espressioni delle rigidezze equivalenti nel caso di serie e parallelo di due molle aventi rigidezze k_1 e k_2 (nel caso in esame le quattro rigidezze sono analoghe)

$$k_{eq,serie} = \left(\frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} \right)^{-1} \quad (6.1)$$

$$k_{eq,parallelo} = k_1 + k_2 \quad (6.2)$$

si ricava facilmente che la rigidezza complessiva dei respingenti è pari a quella del singolo respingente mentre la deflessione totale raddoppia.

I ganci lavorano invece in serie, quindi la rigidezza complessiva è dimezzata e la deformazione raddoppia a parità di forza. È interessante notare come la caratteristica del sistema gancio-respingenti, a differenza di quella dell'accoppiatore, non sia simmetrica, essendo diversi gli organi deputati alla trazione e alla compressione.

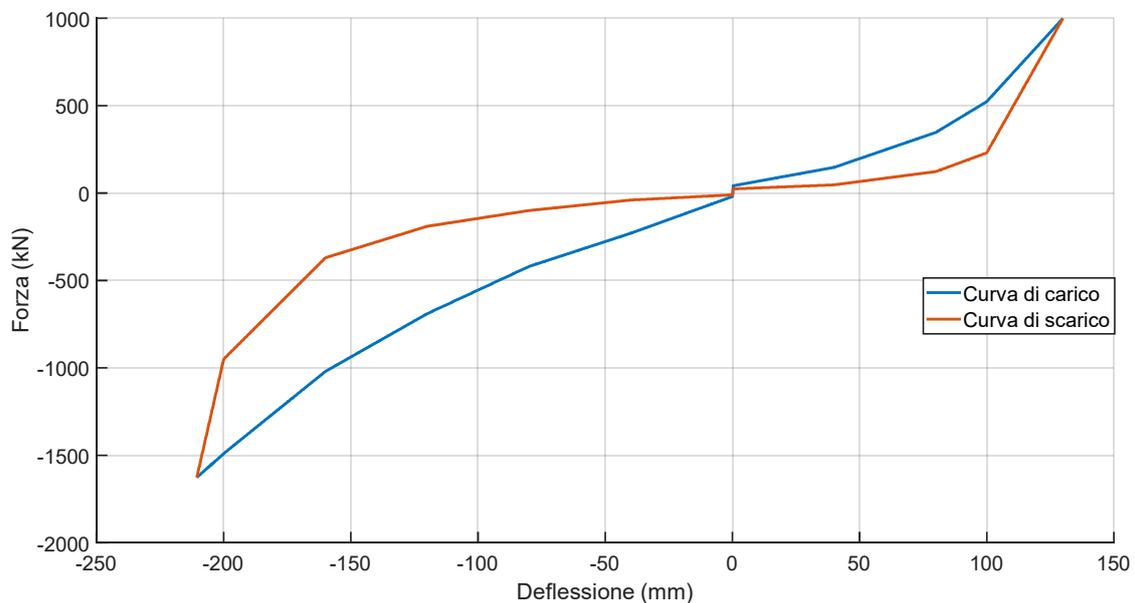


Figura 6.24: Caratteristica completa del sistema gancio-respingenti.

I due casi analizzati sono riportati in Tabella 6.9.

6. Simulazioni

Tabella 6.9: Simulazioni svolte.

Numero simulazione	Sistema di collegamento utilizzato
Simulazione 1	Accoppiatori e barre
Simulazione 2	Sistemi gancio-respingenti

6.3.2 Risultati

I risultati principali delle due simulazioni sono riassunti in Tabella 6.10.

Tabella 6.10: Risultati principali (confronto organi di collegamento).

Numero sim.	Vel. Max (km/h)	Vel. media (km/h)	Max. forza traz. (kN)	Max. forza compr. (kN)	Media forze max. traz. (kN)	Media forze max. compr. (kN)	Pos. (10)	Defl. max. traz. (mm)	Defl. max. compr. (mm)
Simulazione 1	87.3	65.44	565@2	338@2	-336	194	10	-64.56	45.07
Simulazione 2	90.98	66.43	563@2	333@2	-332	186	10	-102.7	77.53

Con l'adozione del sistema gancio-respingenti, la velocità massima raggiunta dal convoglio è leggermente superiore come si vede anche in Figura 6.25, dove si nota anche che la curva di velocità riferita al gancio-respingenti è traslata a destra rispetto a quella dell'accoppiatore; i valori delle forze massime di trazione e compressione, come anche i loro valori medi diminuiscono leggermente, mentre i valori di deflessione sono molto superiori; si ha infatti un incremento del 37% per la massima deflessione in trazione e del 41,9% per la massima deflessione in compressione. Questo risultato si spiega con il fatto che la caratteristica del sistema gancio-respingenti è molto più cedevole di quella dell'accoppiatore, sia nella fase di carico che in quella di scarico.

6. Simulazioni

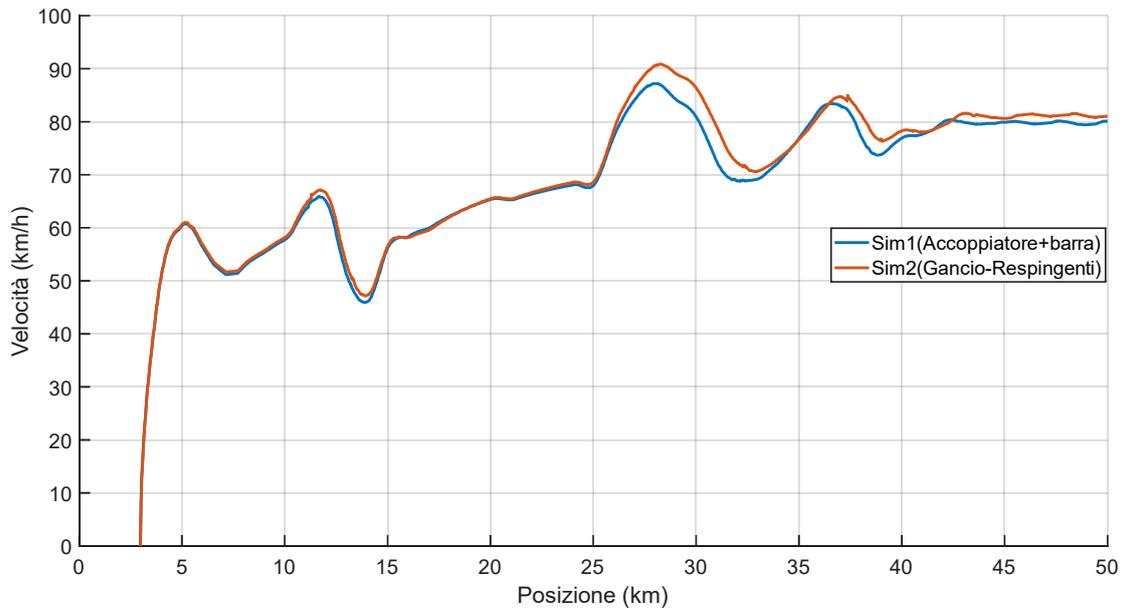


Figura 6.25: Andamento della velocità della prima locomotiva in funzione della posizione (confronto organi di collegamento).

Per quanto riguarda invece le forze interne al convoglio, si osserva come sia i valori sia gli andamenti sono simili nei due casi, anche se sfasate se espresse in funzione della posizione; questo si spiega con il fatto che le forze di trazione e di frenatura dinamica sono le stesse, così come le forze resistenti, di conseguenza per l'equilibrio di ciascun veicolo anche le forze scambiate tra veicoli adiacenti devono rimanere circa costanti. Lo sfasamento delle curve è dovuto in questo caso alle diverse forze smorzanti fornite dai due sistemi di collegamento che influiscono sulle velocità dei veicoli; il convoglio fornito del sistema gancio-respingenti infatti si trova in anticipo rispetto al convoglio dotato del sistema americano, e fornire il livello di notch in funzione del tempo genera di conseguenza lo sfasamento osservato. Nel caso del sistema gancio-respingenti, inoltre, si verificano in alcune zone delle evidenti instabilità numeriche, assenti nelle simulazioni con l'accoppiatore, che possono essere dovute alla minore rigidità del sistema di collegamento. Una possibile soluzione per eliminare questo problema potrebbe essere modificare la velocità di soglia v_ε per la transizione tra la fase di carico e quella di scarico, che in tutte le simulazioni viste fin ora è stata mantenuta costante e pari a $1 * 10^{-3}$ m/s. Effettuando tuttavia diverse simulazioni con differenti valori di v_ε , si è visto che non si ottengono in nessun caso dei miglioramenti, si ritiene quindi che le instabilità siano una conseguenza naturale delle maggiori velocità di deflessione del sistema di collegamento Europeo.

6. Simulazioni

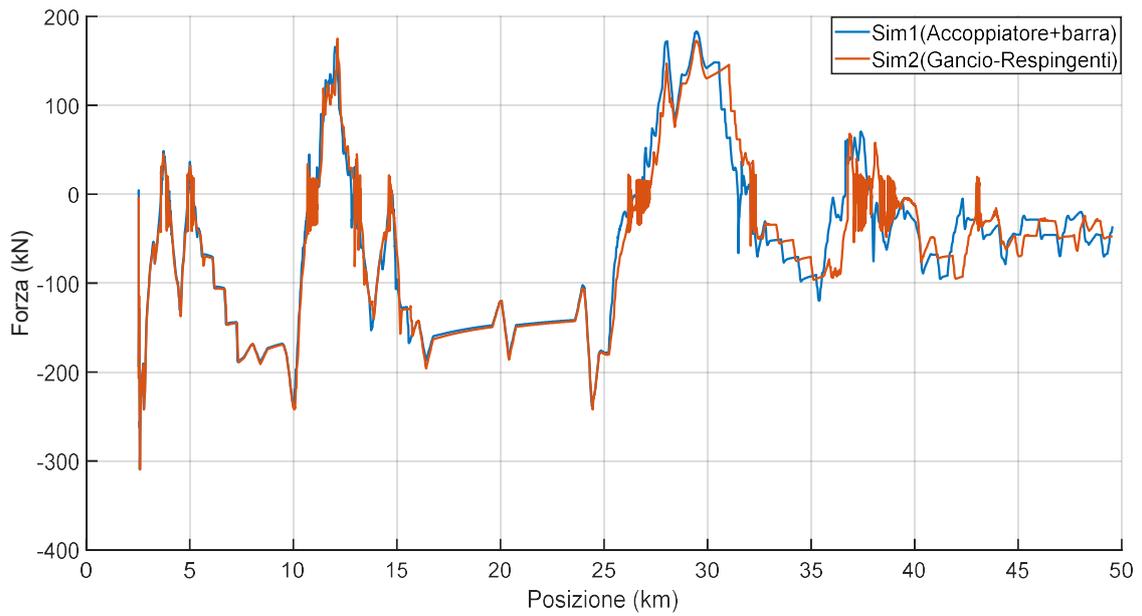


Figura 6.26: Forza scambiata tra veicolo 30 e veicolo 31 (confronto organi di collegamento).

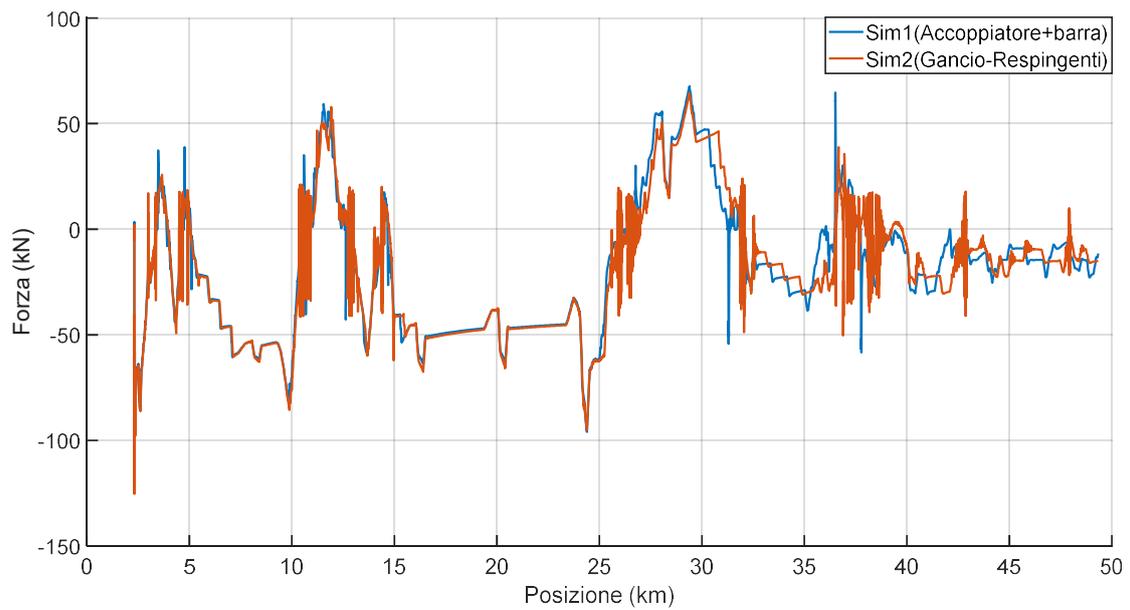


Figura 6.27: Forza scambiata tra veicolo 45 e veicolo 46 (confronto organi di collegamento).

6. Simulazioni

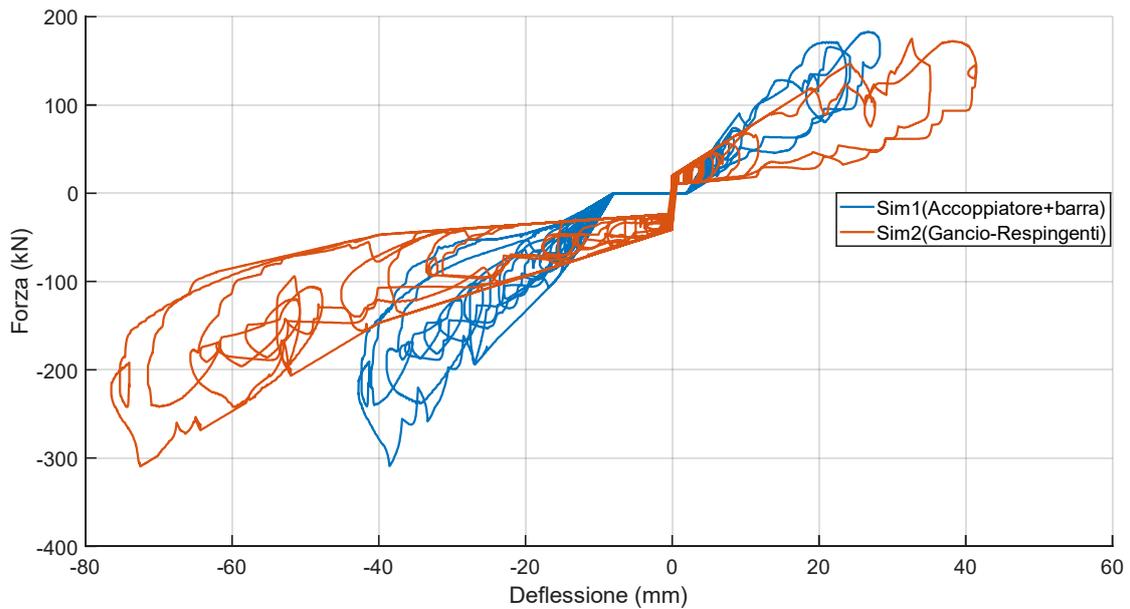


Figura 6.28: Caratteristica forza-deflessione per veicoli 30-31 (confronto organi di collegamento).

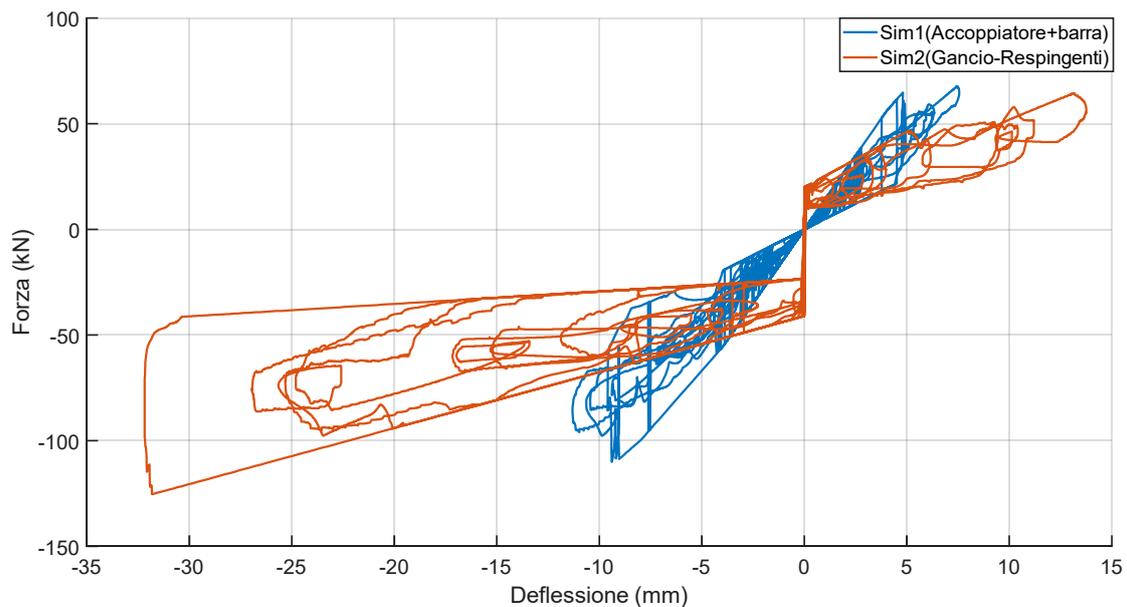


Figura 6.29: Caratteristica forza-deflessione per veicoli 45-46 (confronto organi di collegamento).

Le caratteristiche forza-deflessione mostrate in Figura 6.28 e Figura 6.29 sono riferite al trentesimo e al quarantacinquesimo sistema di collegamento, che, nel caso delle simulazioni con il sistema Americano, sono rispettivamente un accoppiatore classico e una barra rigida, come si osserva dal gioco, presente solo nel primo caso. Si vede inoltre in modo chiaro il precarico nel caso del gancio Europeo.

6. Simulazioni

Analogamente a quanto fatto per le resistenze, si è voluto osservare se anche in questo caso fornire il notch in funzione della posizione anziché del tempo influisca in modo rilevante sui risultati. Si mostrano di seguito i risultati ottenuti con la caratteristica del notch modificata, che confermano come esprimere il livello del notch in funzione della posizione, riduca significativamente le differenze tra le varie simulazioni.

Tabella 6.11: Risultati principali (confronto organi di collegamento con codice modificato).

Numero sim.	Vel. Max (km/h)	Vel. media (km/h)	Max. forza traz. (kN)	Max. forza compr. (kN)	Media forze max. traz. (kN)	Media forze max. compr. (kN)	Pos. (10)	Defl. max. traz. (mm)	Defl. max. compr. (mm)
Simulazione 1	87.3	65.44	565@2	338@2	-336	194	10	-64.56	45.07
Simulazione 2	88.21	66.52	567@2	334@2	-333	191	10	-102.93	79.1

Con il sistema di collegamento Europeo, la velocità massima incrementa di circa l'1%, quella media del 1,6%, le forze medie scendono leggermente, mentre le deflessioni, come già osservato, mostrano un incremento notevole.

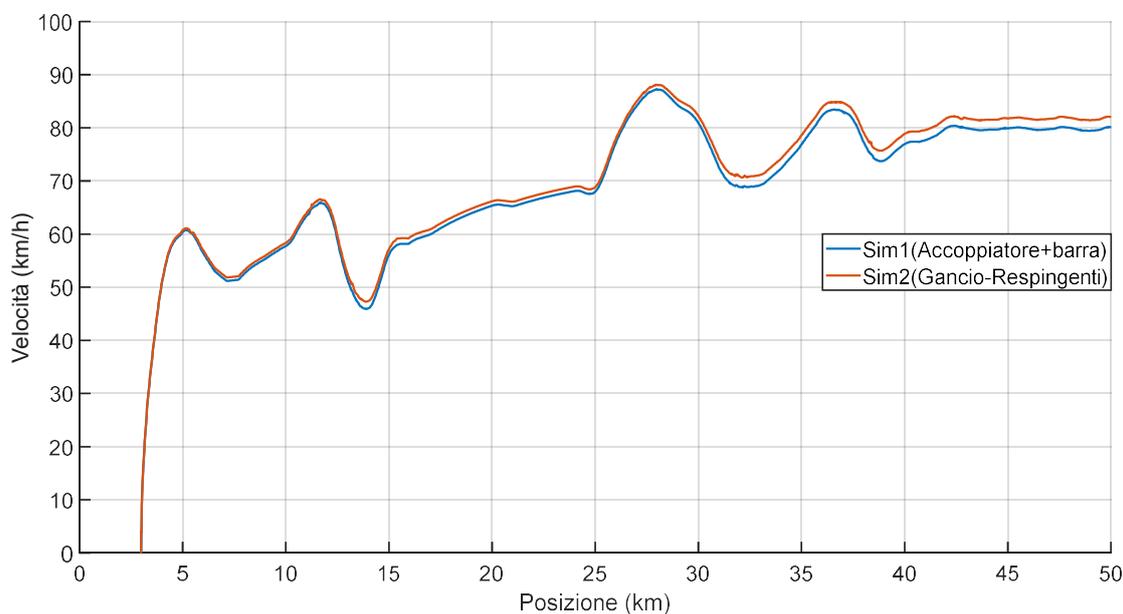


Figura 6.30: Andamento della velocità della prima locomotiva in funzione della posizione (confronto organi di collegamento con codice modificato).

6. Simulazioni

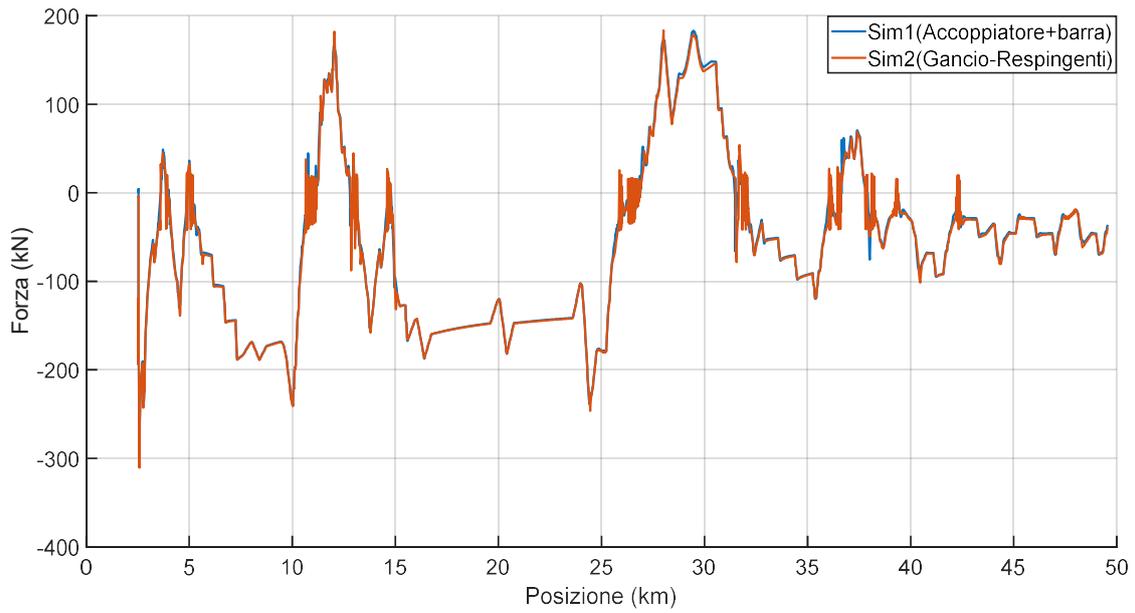


Figura 6.31: Forza scambiata tra veicolo 30 e veicolo 31 (confronto organi di collegamento con codice modificato).

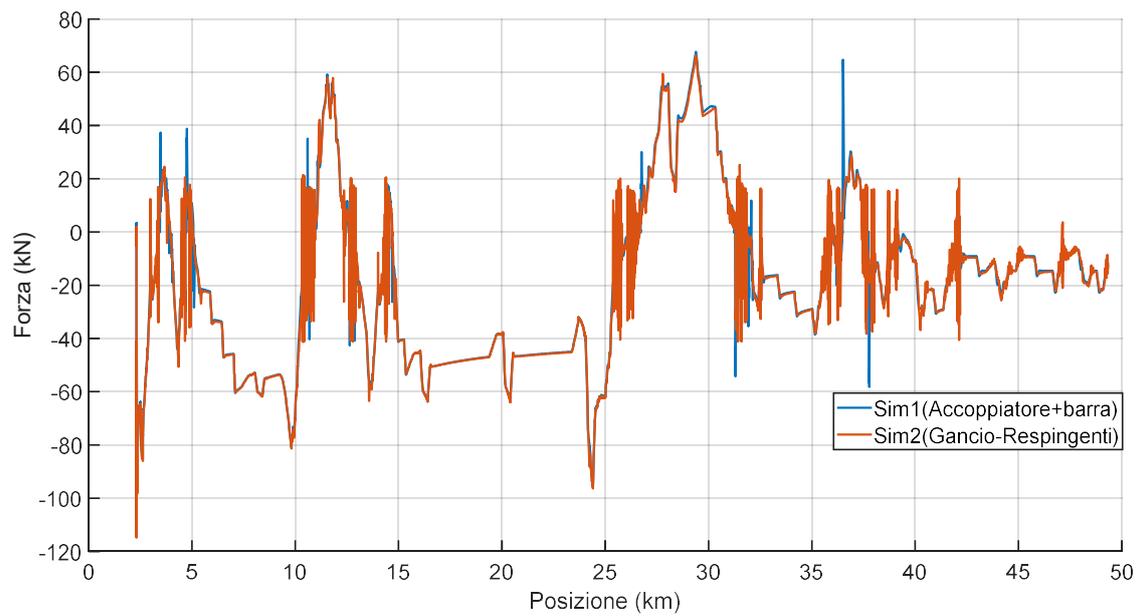


Figura 6.32: Forza scambiata tra veicolo 45 e veicolo 46 (confronto organi di collegamento con codice modificato).

7 CONCLUSIONI

In questa tesi, si sono analizzati nel dettaglio due dei temi più importanti per quanto riguarda la simulazione di lunghi convogli ferroviari: l'organo di collegamento e le forze resistenti. Dopo aver svolto un approfondito stato dell'arte sui due argomenti, incentrato non solo sugli aspetti teorici ma soprattutto su quelli di natura modellistica, si sono svolte delle simulazioni con il codice "*LTDPoliTO*" del Politecnico di Torino per analizzare come si modificano i risultati di velocità, forze resistenti e forze di collegamento al variare della legge di resistenza ordinaria, della legge di resistenza in curva ed infine dell'organo di collegamento. Si è considerato per l'analisi il primo treno presentato nel Benchmark, avente due locomotive di testa e 50 vagoni. La scelta è ricaduta su questo treno in quanto è l'unico che per conformazione si può considerare paragonabile ai treni merci circolanti in Europa, permettendo quindi di svolgere il confronto tra i sistemi di collegamento in maniera più realistica. Per ciascuno dei tre aspetti considerati, si sono svolte le simulazioni sia con il codice originale, sia con lo stesso codice leggermente modificato nel quale la caratteristica del livello del notch è stata espressa non più in funzione del tempo, ma in funzione della posizione della locomotiva di testa. Questa modifica si è resa necessaria per eliminare le distorsioni dovute al livello del notch che rendono impossibile il confronto tra le diverse simulazioni, essendo i risultati affetti non solo dalla variazione della legge di resistenza piuttosto che dalla caratteristica meccanica dell'organo di collegamento, ma anche del livello di notch, variabile da una simulazione all'altra a parità di posizione, in quanto espresso in funzione del tempo e non della posizione.

Mentre il codice originario ha prodotto dei risultati comprensivi di entrambi gli effetti e sfasati da una simulazione all'altra a causa di quanto appena detto, il codice modificato ha attenuato le differenze riscontrate tra le diverse simulazioni, fornendo dei risultati privi di ogni sfasamento ed associati esclusivamente alle modifiche apportate tra una simulazione e l'altra. Il veicolo di riferimento per l'analisi delle velocità è la locomotiva di testa, mentre per le forze resistenti si è scelto di considerare il decimo veicolo, per analizzare invece la forza tra veicoli, si sono scelti il decimo e l'undicesimo veicolo, così come suggerito dal Benchmark.

Riguardo alla legge di resistenza ordinaria, si è visto come variare la legge di resistenza esclusivamente alle locomotive non produce delle differenze apprezzabili, essendo le

6. Conclusioni

locomotive in numero molto ridotto rispetto ai vagoni. La seconda simulazione, in cui si è considerata una legge Russa per tutti i veicoli avente come parametro esplicito il carico per asse, ha prodotto invece delle variazioni contenute rispetto al caso di riferimento, variazioni invece molto marcate se si considera la terza simulazione in cui si sono utilizzate due leggi Cinesi, per le locomotive e per i vagoni, per cui è osservato una decisa diminuzione di velocità della locomotiva di testa e un incremento significativo delle forze di collegamento tra il decimo ed undicesimo veicolo. Le leggi Cinesi tuttavia non hanno una dipendenza esplicita dal carico per asse, ciò vuol dire che i coefficienti trovati sono validi esclusivamente per il carico asse e per il numero di assi del veicolo per cui è stata ricavata la legge. Da ricerche, è però emerso che i veicoli Cinesi possono raggiungere i carichi indicati nel Benchmark, quindi si ritiene il confronto omogeneo.

Riguardo invece le leggi di resistenza in curva, sono state analizzate tre leggi usate in letteratura piuttosto differenti tra loro. Nella prima, suggerita dal Benchmark, si approssima la resistenza specifica con una funzione iperbolica, la seconda (formula di Roeckl) è una funzione definita a tratti, mentre la terza è sempre una funzione iperbolica ma che ha come parametro l'interasse. Si è osservato che i risultati delle tre simulazioni sono molto simili, le maggiori variazioni sono state rilevate nella terza simulazione, ma l'incremento della velocità massima e della velocità media è inferiore all'1%, mentre le forze interne sono pressoché equivalenti. È possibile quindi affermare che l'utilizzo di una legge di resistenza in curva piuttosto che un'altra non ha un impatto rilevante sui risultati.

È interessante sottolineare come sia per la resistenza ordinaria che per la resistenza in curva, l'andamento delle forze interne non subisce alcuna modifica di forma, ma solo una traslazione, a dimostrazione del fatto che le forze resistenti modificano la sola componente "statica" della forza, e non la componente "impulsiva", che dipende invece dal sistema di collegamento utilizzato, in particolare dall'entità del gioco e dalle caratteristiche di trazione e frenatura.

Per quanto riguarda invece il confronto tra i sistemi di collegamento, si è visto che il sistema gancio-respingenti è molto più cedevole dell'accoppiatore, sia in trazione che in compressione, e fornisce dei valori di deflessione massima superiori di circa il 40% a quelli ottenuti con l'accoppiatore. Si sono osservate inoltre delle instabilità numeriche

6. Conclusioni

nella simulazione con il sistema gancio-respingenti, non presenti con l'altro sistema. Le instabilità sono probabilmente connesse alla maggiore cedevolezza del sistema e alle conseguenti maggiori velocità di deflessione. Molto probabilmente, queste instabilità numeriche sparirebbero o sarebbero meno evidenti se si simulasse un convoglio Europeo, in cui di norma le forze trasmesse dagli organi di collegamento sono più basse. In questa tesi invece, si è considerato un convoglio extra UE andando semplicemente a sostituire il sistema di collegamento, ottenendo quindi delle forze e conseguentemente velocità di deflessioni piuttosto elevate.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Cole C. Longitudinal train dynamics. In: Iwnicki S, editor. Handbook of railway vehicle dynamics. Chapter 9. London: Taylor & Francis; 2006, p. 239–278.
- [2] Cole C, Spiryagin M, Wu Q & Sun Y Q (2017) Modelling, simulation and applications of longitudinal train dynamics, *Vehicle System Dynamics*, 55:10, 1498-1571 DOI: 10.1080/00423114.2017.1330484
- [3] Wu Q, Spiryagin M, Cole C. Longitudinal train dynamics: an overview. *Veh Syst Dyn*. 2016;54(12):1688–1714 DOI: 10.1080/00423114.2016.1228988
- [4] Grag VK, Dukkipati RV. Dynamics of railway vehicle systems. New York: Academic Press; 1984.
- [5] Cheli F, Di Gialleonardo E & Melzi S (2017) Freight trains dynamics: effect of payload and braking power distribution on coupling forces, *Vehicle System Dynamics*, 55:4, 464-479 DOI: 10.1080/00423114.2016.1246743
- [6] Auciello J (2008) Modellazione multibody di convogli ferroviari per lo studio della dinamica longitudinale [Tesi di dottorato].
- [7] Bosso N. Progettazione di veicoli ferroviari, metropolitani e ad alta velocità. Slides (lezione 3: Vincoli di progettazione), 2018/2019.
- [8] Crescentini (2008) Sviluppo di un codice di simulazione dinamica per lo studio di treni merci di futura generazione [Tesi di dottorato].
- [9] Cheli F, Melzi S. Experimental characterization and modelling of a side buffer for freight trains. *Proc Inst Mech F J Rail Rapid Transit*. 2010;224(6):535–546.
- [10] Pugi L, Fioravanti D, Rindi A. Modelling the longitudinal dynamics of long freight trains during the braking phase. Paper presented at: The 12th IFToMM world congress; 2007 Jun 17–20; Besancon, France.
- [11] Cruceanu C, Oprea R, Spiroiu M, Craciun C, Arsene S. Computer aided study regarding the influence of filling characteristics on the longitudinal reactions within the body of a braked train. Proceedings of the WSEAES13th international conference on computers (ICCOMP'09); Stevens Point (WI): World Scientific and Engineering Academy and Society. 2009. p. 531–536.
- [12] Craciun C, Mitu A-M, Cruceanu C, Sireteanu T. Modeling the buffers hysteretic behaviour for evaluation of longitudinal dynamic in-train forces. Paper presented at: SISOM 2012 and session of the commission of acoustics; 2012 May 30–31; Bucharest, Romania.
- [13] Wu Q, Luo S, Qu T & Yang X (2017) Comparisons of draft gear damping mechanisms, *Vehicle System Dynamics*, 55:4, 501-516. DOI: 10.1080/00423114.2016.1252049
- [14] Lei C, Liu J, Dong L and Ma W (2019) Influence of Draft Gear Modeling on Dynamics Simulation for Heavy-Haul Train.
- [15] Cole C. Improvements to wagon connection modelling for longitudinal train simulation. Conference on railway engineering proceedings: engineering innovation for a competitive edge, Rockhampton; (Rockhampton) Australia: Central Queensland University. 1998. p. 187–194.
- [16] Spiryagin M, Cole C, Sun Y Q, McClanachan M, Spiryagin V & McSweeney T. Design and Simulation of Rail Vehicles. Taylor & Francis Group, LLC, 2014
- [17] Wu Q, Cole C, Luo S, et al. A review of dynamics modelling of friction draft gear. *Veh Syst Dyn*. 2014;52(6):733–758 DOI:10.1080/00423114.2014.894199

6. Bibliografia

- [18] Qi Z, Huang Z, Kong X. Simulation of longitudinal dynamics of long freight trains in positioning operations. *Veh Syst Dyn.* 2012;50(9):1049–1433, DOI: 10.1080/00423114.2014.894199
- [19] Nguyen B.Do. Modeling of frictional contact conditions in structures [Tesi], 2005.
- [20] Low EM, Garg VK. Programming manual detailed longitudinal train action model. Chicago (IL): Association of American Railroads (AAR); 1978. (Technical Report No. R-296).
- [21] Low EM, Garg VK. Validation of train operations simulator computer program. Chicago (IL): Association of American Railroads (AAR); 1978. (Technical Report No. R-335).
- [22] Train operation and energy simulator (TOES) validation. *Railway age*, 1991 Sep 1; p. 99–100.
- [23] Prabhakaran A, Trent R, Sharma V. Impact performance of draft gears in 263,000 pound gross rail load and 286,000 pound gross rail load tank car service. Countryside (IL): Sharma & Associates; 2006. (Technical Report No.DOT/FRA/ORD-06/16).
- [24] Witt T, Muller L. Methods for the validation of algorithms for the simulation of longitudinal dynamics. *Veh Syst Dyn.* 1999;33(S):386–393.
- [25] Cantone L, Karbstein R, Müller L, Negretti D, Tione R, Geißler H-J. Train dynamic simulation – a new approach. Paper presented at: The 8th world congress on railway research; 2008 May 18–22; Seoul, South Korea
- [26] Wu Q, Spiryagin M, Cole C. A dynamic model of friction draft gear. In Proceedings of the ASME International Design Engineering Technical Conference & Computers and Infor-mation in Engineering Conference (IDETC/CIE 2014) 2014 Aug 17, pp. 17–20.
- [27] Wu Q, Spiryagin M, Cole C. Advanced dynamic modelling for friction draft gears. *Veh Syst Dyn.* 2015;53(4):475–492.
- [28] B P Rochard and F Schmid. A review of methods to measure and calculate train resistances, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 2000,214:185-199.
- [29] The Application of the Davis Formula to set Default Train Resistance in Open Rails, Coals to Newcastle, 2017. Ultima visita: 01/10/2020
- [30] Szanto F (2016) Rolling Resistance Revisited, Conference on railway excellence, Australia.
- [31] Rail Resistance equations, CEE 3604 Rail Transportation: Addendum. (http://128.173.204.63/courses/cee3604/cee3604_pub/rail_resistance.pdf) [Ultima visita: 01/10/2020]
- [32] Locomotive and Train Resistance (<https://5at.co.uk/index.php/definitions/terms-and-definitions/resistance.html>) [Ultima visita 01/10/2020]
- [33] railML2.4 RS Documentation, Rolling stock functional description for the Norwegian sector, 31.07.2019
- [34] Besutti D, (2017) Criteri di progettazione di una metropolitana con relativo servizio [Tesi magistrale].
- [35] Brown, Boveri & Co. The Brown Boveri Review, Svizzera 1923.
- [36] Spiryagin M, Wu Q & Cole L (2017) International benchmarking of longitudinal train dynamics simulators: benchmarking questions, *Vehicle System Dynamics*, 55:4, 450-463 DOI: 10.1080/00423114.2016.1270457
- [37] Wu Q, Spiryagin M, Cole C, Chang C et al. (2017): International benchmarking of longitudinal train dynamics simulators: results, *Vehicle System Dynamics* DOI: 10.1080/00423114.2017.1377840
- [38] Bosso N & Zampieri N (2017) Long train simulation using a multibody code, *Vehicle System Dynamics*, 55:4, 552-570, DOI: 10.1080/00423114.2016.1267373

6.

- [39] Bosso N, Gugliotta A, Zampieri N (2018) A mixed Numerical Approach to Evaluate the Dynamic Behaviour of Long Trains, *Procedia Structural Integrity* 12, 330-343
- [40] Bosso N, Magelli M, Zampieri N, Development and Validation of a New Code for Longitudinal Train Dynamics Simulation
- [41] Bosso N, Magelli M, Zampieri N, Long train dynamic simulation by means of a new in-house code