



# Politecnico di Torino

Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Aerospaziale

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

A.A. 2024/2025

## SVILUPPO DI UNA METODOLOGIA PER IL DIMENSIONAMENTO E LA VERIFICA DI SOSPENSIONI FERROVIARIE A BRACCIO E CONFRONTO MODELLI MULTIBODY

Relatori:

Prof. Nicola Bosso

Ing. Marco Borlo

Candidato:

Gianluca Grossi

## INDICE CAPITOLI

|                                                                                              |           |
|----------------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| <b>ABSTRACT .....</b>                                                                        | <b>7</b>  |
| <b>INTRODUZIONE AL TRASPORTO FERROVIARIO.....</b>                                            | <b>8</b>  |
| <b>1.1 CENNI STORICI .....</b>                                                               | <b>8</b>  |
| <b>1.2 INFRASTRUTTURA.....</b>                                                               | <b>12</b> |
| 1.2.1 ROTAIE.....                                                                            | 13        |
| 1.2.2 TRAVERSE.....                                                                          | 14        |
| 1.2.3 FISSAGGIO ROTAIE .....                                                                 | 14        |
| 1.2.4 ARMAMENTO .....                                                                        | 15        |
| 1.2.5 DEVIATOI.....                                                                          | 15        |
| 1.2.6 MASSICCIAIA.....                                                                       | 16        |
| 1.2.7 CARATTERISTICHE GEOMETRICHE LINEA.....                                                 | 17        |
| <b>1.3 MATERIALE ROTABILE.....</b>                                                           | <b>18</b> |
| 1.3.1 MATERIALE MOTORE.....                                                                  | 18        |
| 1.3.2 MATERIALE RIMORCHIATO.....                                                             | 20        |
| 1.3.3 ELETTRORRENI .....                                                                     | 22        |
| <b>1.4 CARRELLI.....</b>                                                                     | <b>23</b> |
| 1.4.1 CLASSIFICAZIONE.....                                                                   | 23        |
| 1.4.2 COMPONENTISTICA PRIMARIA.....                                                          | 25        |
| 1.4.3 GUIDA BOCCOLA A BRACCIO.....                                                           | 27        |
| <b>STUDIO DEL MODELLO FISICO DI UNA BOCCOLA A BRACCIO .....</b>                              | <b>28</b> |
| 2.1 CORPI E VINCOLI.....                                                                     | 28        |
| 2.2 FORZE E COPPIE .....                                                                     | 29        |
| 2.3 MODELLO DI KRETTEK-SOBCZAK.....                                                          | 31        |
| 2.4 CARICHI DI ESERCIZIO.....                                                                | 32        |
| <b>CALCOLO MATLAB DELLA SOSPENSIONE.....</b>                                                 | <b>36</b> |
| <b>3.1 ALGORITMO DI PROGETTAZIONE MOLLA.....</b>                                             | <b>37</b> |
| 3.1.1 INPUT.....                                                                             | 38        |
| 3.1.2 CALCOLO ANGOLO ROTAZIONE BOCCOLA .....                                                 | 39        |
| 3.1.3 CALCOLO FUNCTION HANDLE NECESSARIE AL CALCOLO DI RIGIDENZE<br>CONICHE E RADIALI .....  | 41        |
| 3.1.4 RISOLUZIONE EQUILIBRIO DEL SISTEMA BOCCOLA E CALCOLO DELLE<br>RIGIDENZE NOMINALI ..... | 42        |
| 3.1.5 SCELTA DIAMETRO FILO E CALCOLO NUMERO SPIRE ATTIVE .....                               | 44        |
| <b>3.2 ALGORITMO DI VERIFICA .....</b>                                                       | <b>46</b> |
| 3.2.1 INPUT.....                                                                             | 47        |
| 3.2.2 CALCOLO DEFLESSIONI DI PRIMO TENTATIVO .....                                           | 47        |
| 3.2.3 INIZIALIZZAZIONE CICLO FOR E .....                                                     | 48        |

|                                                                                                     |    |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| CALCOLO RIGIDEZZE RADIALI E CONICHE .....                                                           | 48 |
| 3.2.4 RISOLUZIONE EQUILIBRIO DEL SISTEMA BOCCOLA E CALCOLO DEFLESSIONI E RIGIDEZZA DI SISTEMA ..... | 49 |
| 3.2.5 VERIFICA ALTEZZA MINIMA .....                                                                 | 51 |
| 3.3 VERIFICA A SNERVAMENTO .....                                                                    | 53 |
| 3.4 VERIFICA A FATICA .....                                                                         | 54 |
| 3.4.1 GRAFICO GOODMAN-SMITH .....                                                                   | 56 |
| RISULTATI TOOL MATLAB .....                                                                         | 57 |
| 4.1 PROGETTAZIONE .....                                                                             | 58 |
| 4.2 VERIFICA .....                                                                                  | 59 |
| SIMULAZIONE MULTIBODY SU SIMPACK .....                                                              | 62 |
| 5.1 MANCHESTER BENCHMARK .....                                                                      | 62 |
| 5.1.1 MASSE E MOMENTI DI INERZIA .....                                                              | 63 |
| 5.1.2 PARAMETRI SOSPENSIONI .....                                                                   | 64 |
| 5.1.3 DIMENSIONI VEICOLO .....                                                                      | 66 |
| 5.1.4 GEOMETRIA SOSPENSIONI .....                                                                   | 66 |
| 5.2 FLEXYCOIL .....                                                                                 | 69 |
| 5.2.1 PARAMETRI SOSPENSIONE PRIMARIA .....                                                          | 70 |
| 5.3 TRACCIATI .....                                                                                 | 72 |
| 5.3.1 TRACCIATO 1 .....                                                                             | 73 |
| 5.3.2 TRACCIATO 2 .....                                                                             | 74 |
| RISULTATI SIMULAZIONE .....                                                                         | 75 |
| 6.1 TRACCIATO 1 .....                                                                               | 77 |
| 6.1.1 INTRODUZIONE .....                                                                            | 77 |
| 6.1.2 $\Delta Q/Q_0$ .....                                                                          | 78 |
| 6.1.3 FORZE DI CONTATTO LATERALI .....                                                              | 79 |
| 6.1.4 $Y/Q$ .....                                                                                   | 80 |
| 6.1.5 ROLLIO SALE .....                                                                             | 81 |
| 6.1.6 SPOSTAMENTO LATERALE SALE .....                                                               | 82 |
| 6.1.7 IMBARDATA SALE .....                                                                          | 83 |
| 6.2 TRACCIATO 2 .....                                                                               | 84 |
| 6.2.1 INTRODUZIONE .....                                                                            | 84 |
| 6.2.1 $\Delta Q/Q_0$ .....                                                                          | 85 |
| 6.2.3 FORZE DI CONTATTO LATERALI .....                                                              | 86 |
| 6.2.4 $Y/Q$ .....                                                                                   | 87 |
| 6.2.5 ROLLIO SALE .....                                                                             | 88 |
| 6.2.6 SPOSTAMENTO LATERALE SALE .....                                                               | 89 |
| 6.2.7 IMBARDATA SALE .....                                                                          | 90 |

**CONCLUSIONI..... 91**  
**BIBLIOGRAFIA..... 94**

**INDICE FIGURE**

Figura 1 solchi carrai a Pompei ..... 8

|                                                                                                                                                   |    |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figura 2 evoluzione del carrello ferroviario.....                                                                                                 | 9  |
| Figura 3 Inaugurazione tratta Stockton e Darlington.....                                                                                          | 10 |
| Figura 4 Sviluppo ferrovie italiane dall'unificazione al primo dopoguerra .....                                                                   | 11 |
| Figura 5 sezione rotaia .....                                                                                                                     | 13 |
| Figura 6 esempio di Traverse.....                                                                                                                 | 14 |
| Figura 7 tipologie di fissaggi.....                                                                                                               | 14 |
| Figura 8 esempio di armamento .....                                                                                                               | 15 |
| Figura 9 esempio di deviatoio semplice.....                                                                                                       | 15 |
| Figura 10 sezione di sede ferroviaria .....                                                                                                       | 16 |
| Figura 11 sezione di tracciato in viadotto.....                                                                                                   | 16 |
| Figura 12 Caratteristica Meccanica di una locomotiva elettrica .....                                                                              | 19 |
| Figura 13 Locomotiva FS E464 adibita a trasporto passeggeri.....                                                                                  | 19 |
| Figura 14 Automotrice FS ALN 668.....                                                                                                             | 20 |
| Figura 15 Carrozza con pianale centrale ribassato per favorire l'incarozzamento .....                                                             | 21 |
| Figura 16 Carro di tipo Z adibito al trasporto di gasolio.....                                                                                    | 21 |
| Figura 17 ETR 500.....                                                                                                                            | 22 |
| Figura 18 Shinkansen serie E5 .....                                                                                                               | 22 |
| Figura 19 Carrello portante (sx) e motorizzato (dx) ETR 500 .....                                                                                 | 23 |
| Figura 20 carrelli a guida rigida (sx) e elastica (dx) .....                                                                                      | 24 |
| Figura 21 telaio carrello .....                                                                                                                   | 25 |
| Figura 22 Carrello SF1 Siemens con sospensioni primarie evidenziate in rosso e sospensioni<br>secondarie evidenziate in giallo .....              | 25 |
| Figura 23 sala.....                                                                                                                               | 26 |
| Figura 24 da sinistra verso destra: guida prismatica, cilindrica, quadrilatero di watt e a braccio .....                                          | 26 |
| Figura 25 boccola a braccio con quote significative evidenziate in arancione .....                                                                | 28 |
| Figura 26 equilibrio alla traslazione longitudinale .....                                                                                         | 30 |
| Figura 27 parametri utilizzati dal modello .....                                                                                                  | 31 |
| Figura 28 rappresentazione grafica della condizione di montaggio .....                                                                            | 33 |
| Figura 29 rappresentazione grafica del comportamento per carichi > carico di montaggio .....                                                      | 33 |
| Figura 30 rappresentazione grafica del comportamento per carichi < carico di montaggio .....                                                      | 34 |
| Figura 31 in nero condizione di montaggio, in blu carico>carico montaggio, in rosso carico<carico<br>montaggio .....                              | 35 |
| Figura 32 molla di tara in arancione e pieno carico in grigio.....                                                                                | 36 |
| Figura 33 input.....                                                                                                                              | 38 |
| Figura 34 sezione di codice dedicata al calcolo dell'angolo di rotazione del braccio .....                                                        | 40 |
| Figura 35 plot equazione di equilibrio .....                                                                                                      | 40 |
| Figura 36 sezione di codice dedicata al calcolo delle funzioni ausiliarie .....                                                                   | 41 |
| Figura 37 risoluzione equilibrio per carico > carico montaggio .....                                                                              | 43 |
| Figura 38 risoluzione equilibrio per carico < carico montaggio .....                                                                              | 43 |
| Figura 39 calcolo numero spire attive in funzione del diametro filo della prima molla .....                                                       | 45 |
| Figura 40 calcolo numero spire attive in funzione del diametro filo della seconda molla .....                                                     | 45 |
| Figura 41 calcolo deflessioni di prima iterazione<br>(si noti che questa volta le deflessioni verticali delle due molle sono differenziate) ..... | 47 |
| Figura 42 inizializzazione ciclo for e calcolo rigidzze radiali e coniche .....                                                                   | 48 |
| Figura 43 risoluzione equilibrio con carico > carico montaggio .....                                                                              | 50 |
| Figura 44 risoluzione equilibrio con carico < carico montaggio (notare criterio di stop iterazione) .                                             | 51 |
| Figura 45 verifica altezza minima .....                                                                                                           | 52 |
| Figura 46 verifica a snervamento.....                                                                                                             | 53 |

|                                                                                             |    |
|---------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figura 47 calcolo spring index e fattore correttivo stress .....                            | 54 |
| Figura 48 tabelle da completare prima dell'esecuzione del file verifica a fatica .....      | 55 |
| Figura 49 codice per la rappresentazione grafica di GOODMAN-SMITH .....                     | 56 |
| Figura 50 grafico di GOODMAN-SMITH .....                                                    | 56 |
| Figura 51 Rigidezza di sistema in funzione del carico .....                                 | 61 |
| Figura 52 Rigidezza di sistema in funzione della deflessione .....                          | 61 |
| Figura 53 Deflessione in funzione del carico .....                                          | 61 |
| Figura 54 rappresentazione grafica del Manchester Benchmark .....                           | 62 |
| Figura 55 Flexicoil su sospensione secondaria .....                                         | 69 |
| Figura 56 Vista in pianta del tracciato 1 .....                                             | 73 |
| Figura 57 Vista in pianta del tracciato 2 .....                                             | 74 |
| Figura 58 andamento $\Delta Q/Q_0$ con Flexicoil .....                                      | 78 |
| Figura 59 andamento $\Delta Q/Q_0$ con Manchester benchmark .....                           | 78 |
| Figura 60 andamento ripage con Flexicoil .....                                              | 79 |
| Figura 61 andamento ripage con Manchester Benchmark .....                                   | 79 |
| Figura 62 andamento Y/Q con Flexicoil .....                                                 | 80 |
| Figura 63 andamento Y/Q con Manchester Benchmark .....                                      | 80 |
| Figura 64 andamento angolo di rollio sale carrello anteriore con Flexicoil .....            | 81 |
| Figura 65 andamento angolo di rollio sale carrello anteriore con Manchester Benchmark ..... | 81 |
| Figura 66 andamento spostamento laterale sale carrello 1 con Flexicoil .....                | 82 |
| Figura 67 andamento spostamento laterale sale carrello 1 con Manchester Benchmark .....     | 82 |
| Figura 68 angolo di imbardata sale carrello anteriore con Flexicoil .....                   | 83 |
| Figura 69 angolo di imbardata sale carrello anteriore con Manchester Benchmark .....        | 83 |
| Figura 70 andamento $\Delta Q/Q_0$ con Flexicoil .....                                      | 85 |
| Figura 71 andamento $\Delta Q/Q_0$ con Manchester benchmark .....                           | 85 |
| Figura 72 andamento Ripage con Flexicoil .....                                              | 86 |
| Figura 73 andamento Ripage con Manchester Benchmark .....                                   | 86 |
| Figura 74 andamento Y/Q con Manchester Benchmark .....                                      | 87 |
| Figura 75 andamento Y/Q con Flexicoil .....                                                 | 87 |
| Figura 76 andamento angolo di rollio sale carrello anteriore con Flexicoil .....            | 88 |
| Figura 77 andamento angolo di rollio sale carrello anteriore con Manchester Benchmark ..... | 88 |
| Figura 78 andamento spostamento laterale sale carrello 1 con Flexicoil .....                | 89 |
| Figura 79 andamento spostamento laterale sale carrello 1 con Manchester Benchmark .....     | 90 |
| Figura 80 angolo di imbardata sale carrello anteriore con Flexicoil .....                   | 90 |
| Figura 81 angolo di imbardata sale carrello anteriore con Manchester Benchmark .....        | 90 |

# ABSTRACT

L'obiettivo principale del presente elaborato è, come indicato dal titolo, lo sviluppo di un tool Matlab per la progettazione e la verifica di sospensioni ferroviarie a braccio.

Il lavoro è stato svolto in collaborazione con la Blue Engeneering con sede a Rivoli (TO) e si è reso necessario per sostituire il precedente tool aziendale sviluppato su Excel. In seguito, si è anche deciso di svolgere un'analisi dinamica tramite il software di simulazione multibody "Simpack" per confrontare la manovra in curva di due veicoli ferroviari aventi modelli di sospensioni primarie differenti

L'elaborato è strutturato come segue:

- Panoramica generale sulla storia, infrastrutture, tecnologie, e veicoli propri del settore ferroviario
- Studio della fisica del sistema in analisi
- Descrizione del tool Matlab
- Confronto dei risultati ottenuti da Matlab con risultati ottenuti da un modello di molla sviluppato su Simpack e conclusioni
- Descrizione dei modelli Simpack usati per la successiva analisi dinamica
- Confronto dei risultati dei due modelli e conclusioni

# CAPITOLO 1

## INTRODUZIONE AL TRASPORTO FERROVIARIO

### 1.1 CENNI STORICI

Le origini della strada ferrata sono da ricercare nel cosiddetto “solco carraio”, ideato dai Romani a Pompei intorno al 50 d.C. per assicurare il traffico sulla Via Magna. Tale solco, mantenendo le ruote dei veicoli entro apposite guide o scanalature realizzate sulla pavimentazione stradale in lastre di pietra, permetteva di migliorare lo scorrimento dei carri e di ridurre lo sforzo dei cavalli. Oltre alla infrastruttura rappresentata dai solchi, si possono attribuire a questo periodo storico anche alcune idee embrionali di mezzi ferroviari. In alcune miniere sono stati infatti rinvenuti dei piccoli convogli costituiti da più carrelli concatenati tra loro, questi tuttavia, non venivano trainati su delle piste scavate nella pietra, ma su delle semplici guide di legno (infrastruttura che viene tuttavia utilizzata tutt’ora, in chiave moderna, per tecnologie di derivazione ferroviaria come la metropolitana automatica di Torino).

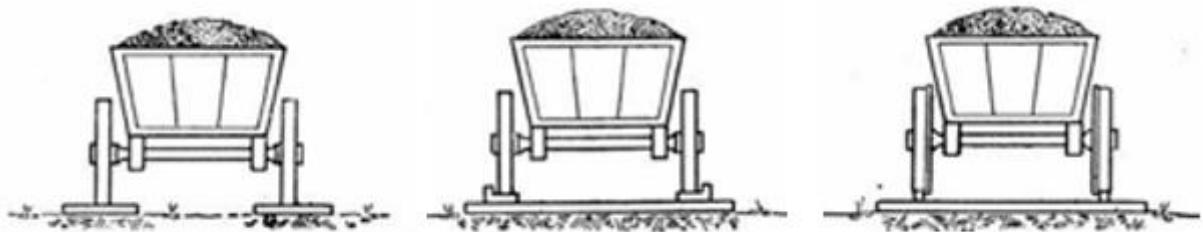


*Figura 1 solchi carrai a Pompei*

Nei secoli successivi le infrastrutture continuarono a svilupparsi e si passò dai solchi sulla pietra ai primi binari in legno con trazione affidata ancora al mondo animale. Nel 1515 ad esempio, fu costruita a Salisburgo la funicolare Reiszug pensata per raggiungere in facilità il castello di Hohensalzburg tramite un carro trainato da cavalli su appositi binari in legno. I binari in legno furono introdotti per facilitare la realizzazione dei percorsi per i carrelli da traino rispetto ai solchi nella pietra, inoltre un ulteriore vantaggio era quello di rendere possibili eventuali modifiche



dei tracciati, operazione molto più complicata con la pietra. Ben presto però si riscontrarono alcuni problemi. In primo luogo, il legno subiva una rapida usura al passaggio dei carri, che si cercò di limitare utilizzando dei rivestimenti metallici sui binari. In secondo luogo, invece, non essendoci più dei veri e propri solchi per le ruote queste non venivano più guidate lateralmente e c'era il rischio che potessero deragliare dal piano di scorrimento, a tal proposito si pensò di aggiungere delle tavole laterali come guide esterne. Quest'ultima soluzione però, introduceva una nuova problematica, ovvero l'accumulo di detriti nell'angolo interno della guida. Per semplificare lo scorrimento delle ruote, i binari dovevano essere delle superfici lisce e regolari, ma l'accumulo di materiale su di questi finiva per compromettere il corretto funzionamento del sistema. Fu così che nel 1738, nelle miniere di carbone di New Castle in Inghilterra, nacquero le prime ruote con il "bordino", molto simili a quelle che vengono utilizzate ancora oggi in ambito ferroviario eliminando quindi il problema dell'accumulo di detriti fra ruota e tavole laterali.



*Figura 2 evoluzione del carrello ferroviario.*

È solo intorno al 1760 che si cominciano a realizzare i primi binari interamente in ferro a causa della crisi dell'industria siderurgica inglese che provocò un crollo dei prezzi della materia prima. L'adozione della rotaia in ferro consentì di risolvere il problema degli elevati pesi per asse del veicolo, inoltre, ciò consentì anche di ridurre sensibilmente le resistenze di rotolamento, permettendo il raggiungimento di velocità maggiori a parità di potenza erogata dalla macchina o dagli animali che in questo periodo erano ancora utilizzati come fonte di trazione.

Sempre a cavallo fra XVIII e XIX secolo, nel pieno della rivoluzione industriale, si hanno i primi tentativi di sostituire la forza animale con quella meccanica esercitata da nuove tecnologie come la macchina a vapore. Tutto questo non fece altro che incentivare la costruzione di nuove ferrovie utilizzate proprio per il trasporto del carbone utilizzato come combustibile. Il primo tentativo di successo lo si ha infatti nel 1804 con Richard Trevithick, riconosciuto come padre delle locomotive a vapore, che realizzò la Coalbrookdale, utilizzata negli anni seguenti nelle miniere di carbone del Galles e che poteva raggiungere "l'impressionante" velocità di 4 km/h.

La prima linea commerciale invece, venne inaugurata nel 1825 fra Stockton e Darlington, percorsa dalla “Locomotion n.1” realizzata da George Stephenson che poteva sfiorare i 25 km/h.



*Figura 3 Inaugurazione tratta Stockton e Darlington*

Grazie al gran successo della Locomotion n.1 e della carrozza passeggeri, iniziò a diffondersi il concetto di treno come mezzo di trasporto. Da lì in poi, le ferrovie si espansero a macchia d’olio: gli Stati Uniti completarono la loro prima linea transcontinentale nel 1869, le potenze europee cominciarono a tessere intricate reti nazionali, e con l’arrivo del treno elettrico nel 1879 e del diesel nel secolo successivo, la tecnologia ferroviaria continuò a evolversi senza sosta.

In Italia, invece, la prima tratta ferroviaria, la Napoli-Portici, fu costruita nel 1839 dal Regno delle Due Sicilie, questa rete era lunga 7 km, aveva un doppio binario e le velocità raggiunte dalle locomotive erano di circa 60 km/h. Dalla costruzione della Napoli-Portici fino al 1885 furono svariate le società ferroviarie che ottennero la concessione per la realizzazione di una strada ferrata, situazione che comportava notevoli disagi per i passeggeri e le merci a causa delle complicazioni tariffarie, degli orari e delle coincidenze. Sin dai primi anni dall’Unità d’Italia nacque così l’esigenza di ridurre il numero delle concessioni e di accorpare la gestione delle linee sotto un unico ente nazionale. La nazionalizzazione delle ferrovie avvenne però solo il 1 Luglio 1905, data in cui lo Stato abbandonava le convenzioni con le società private che gestivano le reti Mediterranea, Adriatica e Sicula ed assumeva la titolarità delle ferrovie.

L’aspetto di gran lunga più rilevante del periodo, però, fu il vasto piano di elettrificazione della rete, che pose l’Italia all’avanguardia europea in questo campo. I numerosi problemi determinati dalla trazione a vapore indussero a ricercare un tipo diverso di energia. Si svilupparono ricerche sull’elettrificazione delle linee già nel 1899, realizzando esperimenti con i sistemi ad accumulatori e a terza rotaia in corrente continua. Sulla linea della Valtellina venne realizzato un intervento che si

dimostrò subito molto vantaggioso: la linea venne elettrificata usando corrente alternata trifase a 3000 V.

Con il programma di elettrificazione, inoltre, si passò dai 450 chilometri elettrificati della fine della Prima Guerra Mondiale ai 1200 km del 1928, fino a rag giungere, nel 1940, un totale di 5170 km.

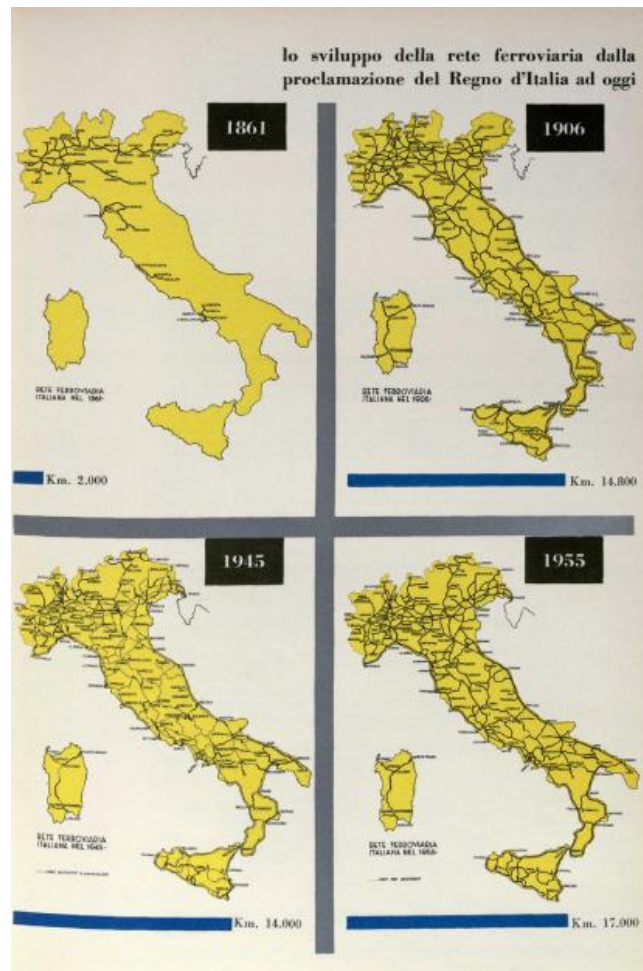


Figura 4 Sviluppo ferrovie italiane dall'unificazione al primo dopoguerra

## 1.2 INFRASTRUTTURA

Il trasporto ferroviario è detto a guida vincolata in quanto il macchinista non ha la possibilità di decidere in che direzione guidare il convoglio. La guida in curva non avviene infatti come per un autoveicolo, ovvero attraverso la rotazione dello sterzo, ma attraverso il contatto fra rotaia e bordino interno della ruota, fenomeno che avviene senza un controllo attivo da parte del macchinista.

Un altro aspetto fondamentale di questo tipo di trasporto è che il contatto ruota-rotaia è di tipo acciaio-acciaio con conseguente diminuzione del coefficiente di attrito sul piano di rotolamento rispetto ad un contatto gomma-asfalto. Ne consegue quindi:

- Resistenza al rotolamento fino a 5 volte minore rispetto ad un contatto gomma-asfalto con conseguente dispendio energetico minore a parità di carico
- Sforzo di Trazione (e Frenatura), nel limite dell'aderenza, fino a 10 volte minore rispetto ad un contatto gomma-asfalto.

La bassa aderenza del contatto ruota-rotaia rende quindi impossibile la marcia a vista, considerando che la distanza di frenatura è stimata nell'ordine dei chilometri, e rende necessario l'utilizzo di un sistema di segnalamento che permetta un distanziamento sicuro e efficiente fra i convogli.

Di controparte però, consente un'efficienza energetica migliore riducendo gli sforzi di trazione.

| MATERIALI                | MUs  | MUd  |
|--------------------------|------|------|
| Acciaio-acciaio asciutto | 0.78 | 0.42 |
| Acciaio-acciaio bagnato  | 0.11 | 0.05 |
| Gomma-asfalto asciutto   | 1    | 0.8  |
| Gomma-asfalto bagnato    | 0.7  | 0.6  |

### 1.2.1 ROTAIE

Sono gli elementi che costituiscono il supporto e la guida dei veicoli. La superficie dove avviene il contatto con la ruota è chiamata superficie di rotolamento, mentre la parte che va a contatto con il bordino della ruota è chiamata bordo interno.

Quelle più tipicamente utilizzate sono le Vignole che hanno la caratteristica forma a fungo e sono ottenute per colatura continua con successiva laminazione a caldo. Sono tipicamente utilizzati acciai ad alto tenore di Carbonio (0,6-0,8) con Manganese (0,8-1,2), Silicio (0,15-1) e Cromo (1-1,2).

Sono designate in funzione del peso lineare in Kg/m e le più utilizzate sono la UIC-50 e la UIC-60.

Sono tipicamente installate con una inclinazione di  $1/20$  o  $1/40$  di radiante in modo da favorire l'autocentrimento del treno in uscita dalla curva e ridurre l'usura sui bordini.

L'insieme di due rotaie è chiamato binario.

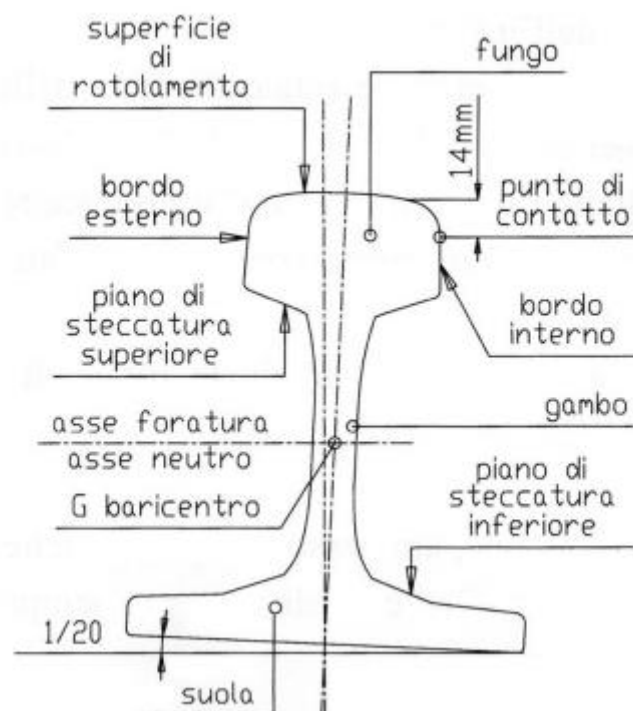


Figura 5 sezione rotaia

## 1.2.2 TRAVERSE

Fanno da supporto alle rotaie e possono essere in legno o in cemento. Quest'ultime permettono maggiore capacità di carico ma minor smorzamento delle vibrazioni. Un'altro parametro che influenza la capacità di carico della linea è il loro distanziamento.

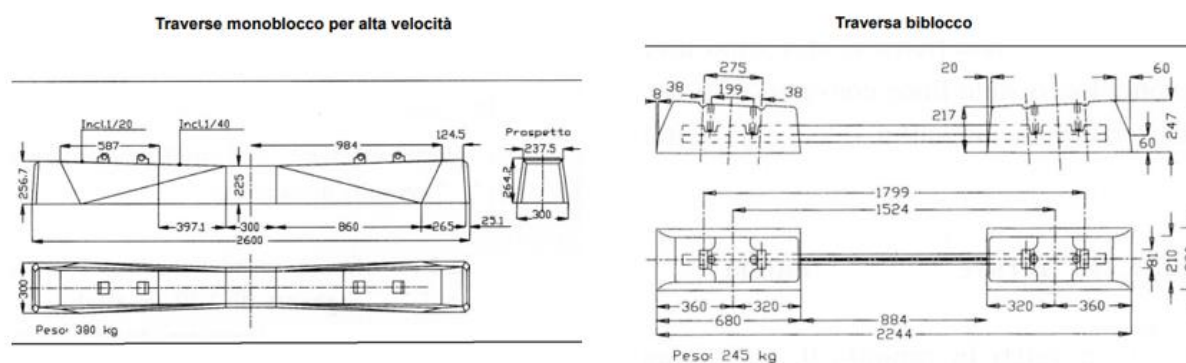


Figura 6 esempio di Traverse

## 1.2.3 FISSAGGIO ROTAIE

Si fa riferimento a quegli organi che permettono di collegare rotaie e traverse, può classificarsi in:

- Diretto: senza interposizione di piastra intermedia
- Indiretto: fra rotaie e traverse ci sono delle piastre intermedie
- Elastico: per evitare rotture dovute a carichi impulsivi sono stati sviluppati degli attacchi più flessibili che compensano la rigidità delle traverse
- Rigidi: non compensano la rigidità delle traverse

| Colleg. rotaia/trav. | Posa      | Deformabilità | Traversa       | Esempio |
|----------------------|-----------|---------------|----------------|---------|
| Diretto              | Diretta   | Rigido        | Legno          |         |
|                      |           | Elastico      | Legno          |         |
|                      | Indiretta | Rigido        | Legno          |         |
|                      |           | Elastico      | Legno          |         |
| Indiretto            | Diretta   | Rigido        | .....          |         |
|                      |           | Elastico      | c.a.p.         |         |
|                      | Indiretta | Rigido        | Legno / c.a.p. |         |
|                      |           | Elastico      | c.a.p.         |         |

Figura 7 tipologie di fissaggi

### 1.2.4 ARMAMENTO

È l'insieme di rotaie, traverse e organi di attacco

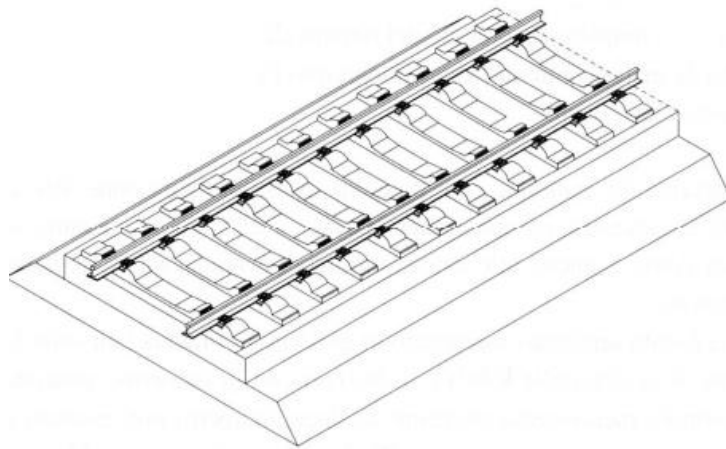


Figura 8 esempio di armamento

### 1.2.5 DEVIATOI

Chiamati più comunemente scambi, sono quei dispositivi che congiungono due o più binari permettendo al rotabile di passare da uno all'altro deviandone o meno la corsa. Sono composti da:

- Cuore: è l'intersezione fra due rotaie e comporta un'interruzione di continuità della guida
- Controrotaie: compensano l'interruzione di continuità della guida quando le ruote attraversano il cuore
- Telaio degli aghi: parte mobile che consente l'instradamento sul binario scelto
- Azionamento: attiva il movimento del telaio degli aghi

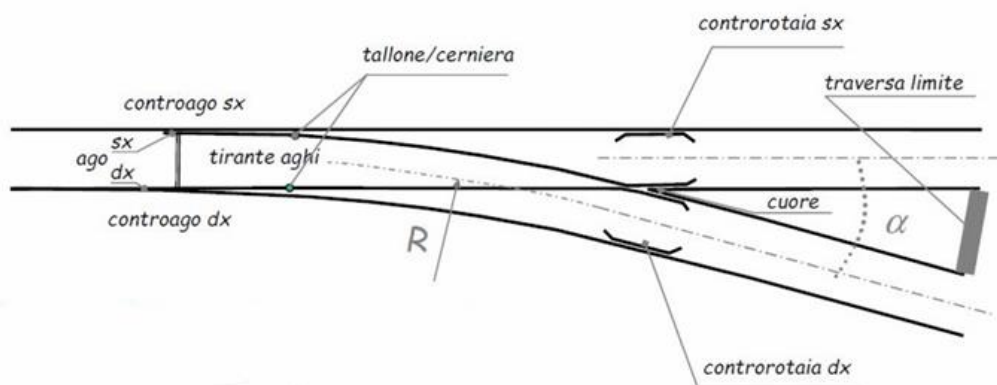


Figura 9 esempio di deviatoio semplice



### 1.2.6 MASSICCIAIA

È lo strato di pietrisco di pezzatura variabile sul quale sono poste le traverse ed è composto da:

- Cassonetto: parte in cui sono annegate le traverse
- Unghiatura: parte triangolare agli estremi

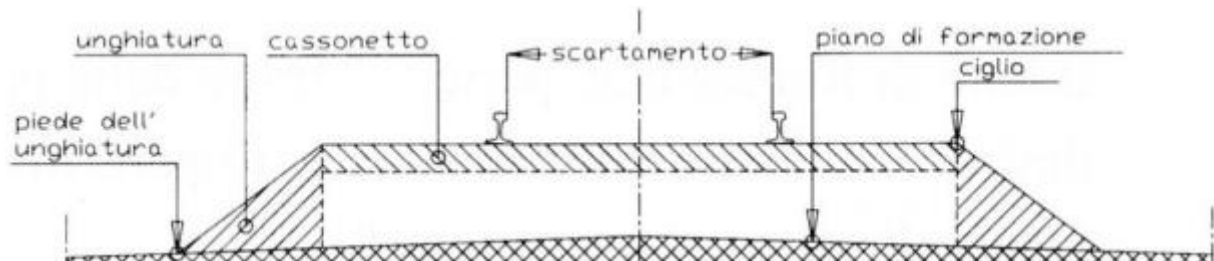


Figura 10 sezione di sede ferroviaria

Svolge diversi compiti, fra i quali:

- Distribuzione dei carichi dovuti al passaggio dei veicoli
- Assorbimento vibrazioni
- Drenaggio acqua
- Assorbimento sforzi dovuti a gradienti termici

La massicciata viene utilizzata sulle linee tradizionali.

In alternativa si possono costruire tracciati su viadotto senza utilizzare pietrisco, ma realizzando due strutture cementizie isolate da elementi elastici. Questo permette di ottenere maggiore rigidezza, stabilità e capacità di carico a scapito di un minore assorbimento delle vibrazioni.

I costi di realizzazione sono inoltre maggiori

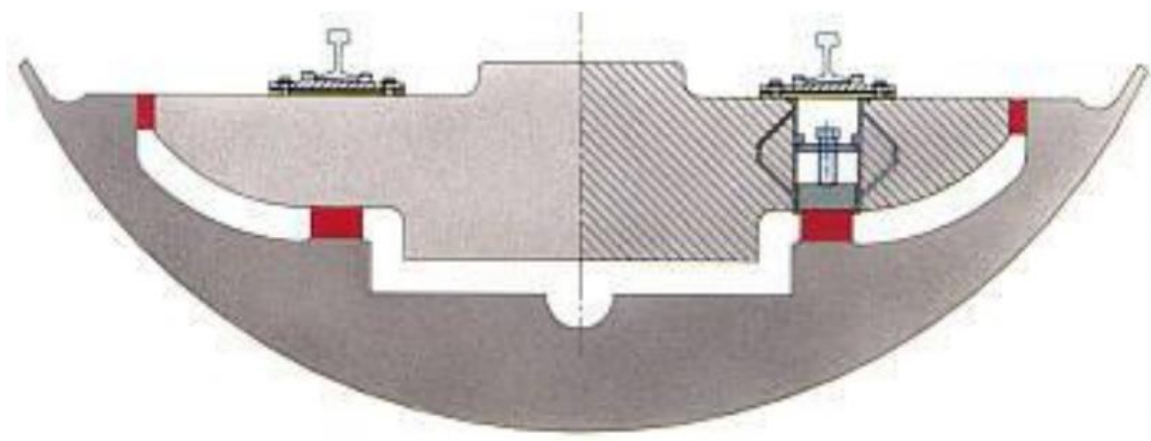


Figura 11 sezione di tracciato in viadotto



### 1.2.7 CARATTERISTICHE GEOMETRICHE LINEA

- **SCARTAMENTO:** distanza tra i bordini interni dei funghi delle due rotaie costituenti il binario, misurata normalmente all'asse del binario, alla quota di 14 mm al di sotto del piano del ferro. In Italia il valore nominale è di 1435 mm ed è prevista una maggiorazione, in funzione del raggio di curvatura, per le curve con raggio di curvatura minore di 300 m.
- **SOPRAELEVAZIONE:** Differenza di quota fra le rotaie esterna e quella interna di una curva.
- **PENDENZA TRASVERSALE:** differenza di quote fra le due rotaie, misurata normalmente al binario.
- **SGHEMBO DI BINARIO:** Variazione della pendenza trasversale lungo l'asse del binario. Si esprime come differenza di livello trasversale misurata su una distanza prefissata.

Per linee a doppio binario si definiscono anche:

- **INTERASSE:** distanza, misurata normalmente all'asse del binario, fra gli assi dei due binari adiacenti.
- **INTERVIA:** distanza, misurata normalmente all'asse del binario, fra i bordi interni delle due rotaie interne.

## 1.3 MATERIALE ROTABILE

I veicoli ferroviari sono generalmente classificabili in:

- Materiale Motore
- Materiale Rimorchiato
- Elettrotreni (ETR)

### 1.3.1 MATERIALE MOTORE

In questa categoria rientrano:

**Locomotive:** veicoli dotati di power unit adibiti al rimorchio di altri veicoli ma non al trasporto di passeggeri. A loro volta possono essere classificate in funzione di:

- Alimentazione
  - ❖ Vapore
  - ❖ Diesel
  - ❖ Elettriche
  - ❖ Idrogeno
  - ❖ Dual: sia elettrica che diesel o sia elettrica che idrogeno
- Funzione
  - ❖ Di linea: per trasporto passeggeri o per trasporto merci
  - ❖ Di manovra: per movimentare veicoli all'interno di stazioni e scali merce

La locomotiva ideale deve poter fornire, in entrambi i sensi di marcia, dall'arresto alla velocità massima consentita, uno sforzo di trazione non inferiore rispetto a quello consentito dall'aderenza.

Ciascuna locomotiva è caratterizzata da una specifica Caratteristica Meccanica che non è altro che una mappa dello sforzo di trazione erogato in funzione della velocità di percorrenza:

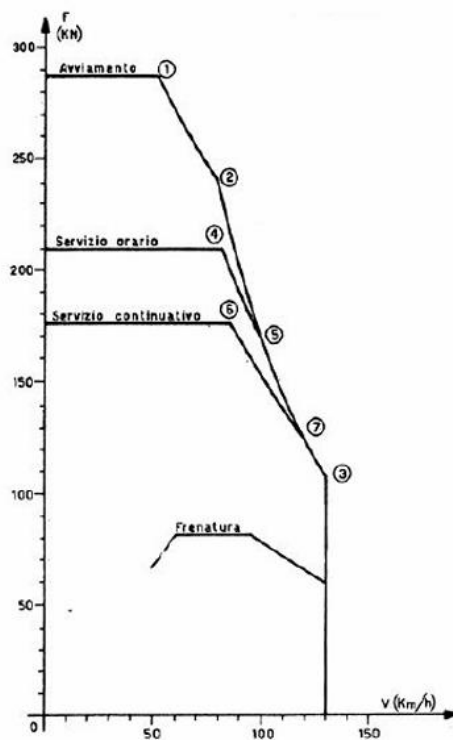


Figura 12 Caratteristica Meccanica di una locomotiva elettrica

È interessante notare che:

- All'avviamento lo sforzo è massimo, questo è dovuto al fatto che bisogna vincere l'attrito statico, maggiore di quello dinamico. Lo sforzo rimane comunque limitato dall'aderenza tra ruota e rotaia.
- Si hanno curve differenti per tipologie di servizi differenti, in funzione della temperatura massima raggiungibile dal motore per ciascun determinato servizio. Va da se che per un servizio continuativo, piuttosto che per un servizio intermittente, la potenza vada limitata in modo tale che il calore prodotto venga dissipato in maniera ottimale.
- È presente una curva di frenatura. Questa è presente solo per locomotive elettriche che possono praticare la frenatura elettrica invertendo il funzionamento del motore che diventa generatore di corrente (riutilizzabile o dissipabile).



Figura 13 Locomotiva FS E464 adibita a trasporto passeggeri

**Automotrici:** veicoli dotati di power unit adibiti sia al rimorchio che al trasporto di passeggeri.

Sono adibiti al trasporto locale in quanto spesso non rispettano i vincoli richiesti dalle reti internazionali. Sono infatti ampiamente utilizzate per i servizi ad alta frequentazione (regionali o suburbani) che richiedono spesso veicoli a due piani, per far fronte all'alta domanda, che violerebbero condizioni quali la sagoma limite.

Sono spesso usate in convogli di dimensioni ridotte di massimo sei veicoli.



*Figura 14 Automotrice FS ALN 668*

### 1.3.2 MATERIALE RIMORCHIATO

In questa categoria rientrano:

**Carrozze:** veicoli non motorizzati adibiti al trasporto di passeggeri. In Italia le normative prevedono l'esistenza di sole due classi. Presentano ambienti destinati alla presenza dei passeggeri ma anche toilette e aree bagagli. Oltre alle classiche dotate di sedute, ne esistono di altre tipologie, per esempio:

- Carrozze con letti
- Carrozze ristorante
- Carrozze pilota: consentono di remotare i comandi della locomotiva o automotrice mediante cavo, senza essere però provviste di motorizzazione. Particolarmente comode nelle inversioni di marcia



*Figura 15 Carrozza con pianale centrale ribassato per favorire*

**Carri:** veicoli non motorizzati adibiti al trasporto di merci. Sono standardizzati in base al loro utilizzo e sono definiti secondo lettere. Sono di seguito elencate alcune fra le tipologie più diffuse:

- E: carro ad alte sponde di tipo corrente
- G: carro coperto di tipo corrente
- I: carro frigorifero
- K: carro pianale a due assi di tipo corrente
- R: carro pianale a carrelli di tipo corrente
- Z: carro serbatoio per liquidi o gas.



*Figura 16 Carro di tipo Z adibito al trasporto di gasolio*

### 1.3.3 ELETTROTRENI

Gli ETR sono convogli ferroviari adibiti al trasporto passeggeri, a trazione elettrica. La loro particolarità è che non dispongono di una locomotiva, la trazione è infatti affidata ad una serie di carrelli motorizzati sparsi lungo tutto il convoglio. Si parla infatti di trazione distribuita.

La ripartizione della trazione lungo il convoglio permette prestazioni maggiori rispetto a convogli tradizionali, motivo per il quale tutti i treni AV sono ETR.

Generalmente si tratta di convogli a composizione bloccata in quanto se si andasse a rimuovere una cassa si perderebbe parte della trazione.

Fanno parte di questa classificazione anche i convogli che utilizzano due locomotive elettriche, una in testa e una in coda, che forniscono trazione contemporaneamente. Un esempio è l'ETR 500 in forza a Trenitalia per il servizio Frecciarossa



*Figura 17 ETR 500*



*Figura 18 Shinkansen serie E5*



## 1.4 CARRELLI

I carrelli sono strutture meccaniche fondamentali dei veicoli ferroviari su cui sono montate le ruote e le sospensioni, che permettono al convoglio di muoversi sui binari. Sono collocati sotto le carrozze o i locomotori. Le principali funzioni sono:

- **Supporto del veicolo:** sorreggono il peso della carrozza o del locomotore.
- **Assorbimento delle sollecitazioni:** grazie alle sospensioni, migliorano il comfort di marcia.
- **Distribuzione dei carichi:** riducono l'usura dei binari distribuendo meglio i pesi.
- **Frenatura e trazione:** trasmettono gli sforzi di trazione e frenatura rigidamente attraverso gli organi di trascinamento.
- **Percorrenza in curva migliorata:** possono infatti ruotare rispetto la cassa, permettendo ai veicoli di affrontare meglio le curve e indurre sforzi laterali minori rispetto a veicoli non equipaggiati
- **Possibilità di utilizzare casse più lunghe:** se ci fossero assi fissi e troppo distanziati si creerebbero problemi come illustrato nel punto precedente.

### 1.4.1 CLASSIFICAZIONE

Ne esistono di svariate tipologie, ma possono essere classificati a seconda di:

#### FUNZIONE

- **Motorizzati:** sostengono il peso del veicolo e forniscono trazione, ospitando infatti motori e organi di trasmissione. Spesso gli ingombri non consentono la presenza di organi frenanti.
- **Portanti:** sostengono il peso ma gli assili sono folli. Presenza di organi frenanti.

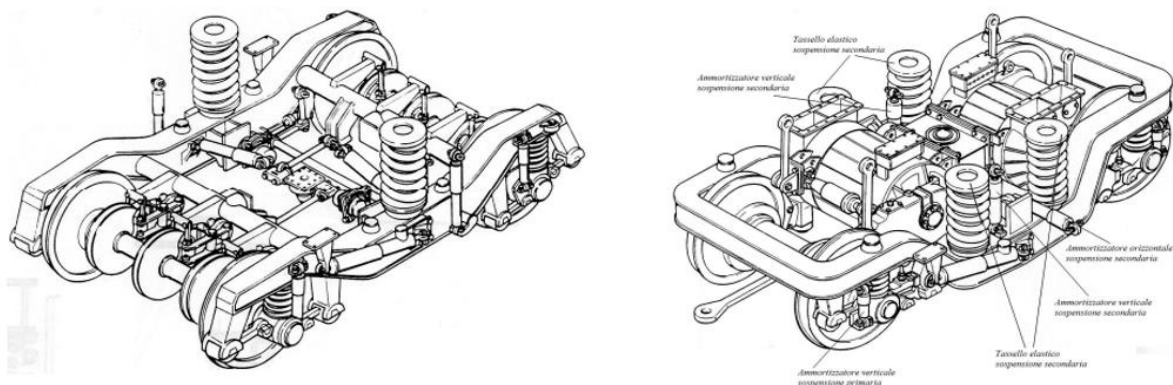


Figura 19 Carrello portante (sx) e motorizzato (dx) ETR 500

## UTILIZZO

- **TRASPORTO MERCI:** Di norma è presente solo lo stadio primario di sospensione, non essendoci persone trasportate il comfort non è dunque un requisito. L'evoluzione tecnologica ha portato a privilegiare capacità di carico e semplicità a scapito della velocità.
- **TRASPORTO PASSEGGERI:** Sono a doppio stadio di sospensione e presentano smorzatori oleodinamici dovendo tenere in considerazione il comfort dei passeggeri.

## NUMERO DI ASSI

- **A DUE ASSI:** i più utilizzati
- **A TRE ASSI:** utilizzati per carichi eccezionali per diminuire il carico su singolo asse o su alcuni locomotori per trasmettere meglio gli sforzi di tiro. L'asse centrale è provvisto di cuscinetti speciali che permettono un certo gioco in direzione laterale per avere una percorrenza in curva migliorata.

## CAPACITA' DI STERZATA

Le forze laterali vengono trasmesse dalle ruote al carrello attraverso le "Guide Boccola". In funzione del tipo di guida utilizzata si possono ottenere carrelli a:

- **GUIDA RIGIDA:** le sale non si orientano perfettamente secondo la tangente della curva che stanno percorrendo. In questo caso la prima sala risulta ben inserita in curva generando quasi tutta la forza laterale, la sala posteriore risulta più scarica.
- **GUIDA ELASTICA:** le sale si orientano secondo la tangente della curva che stanno percorrendo.

È necessario, come sempre, trovare un compromesso fra le due soluzioni. La guida rigida, infatti, è richiesta per treni ad alta velocità, ma l'assenza completa di elasticità comporterebbe un'usura troppo elevata di binario e ruote.

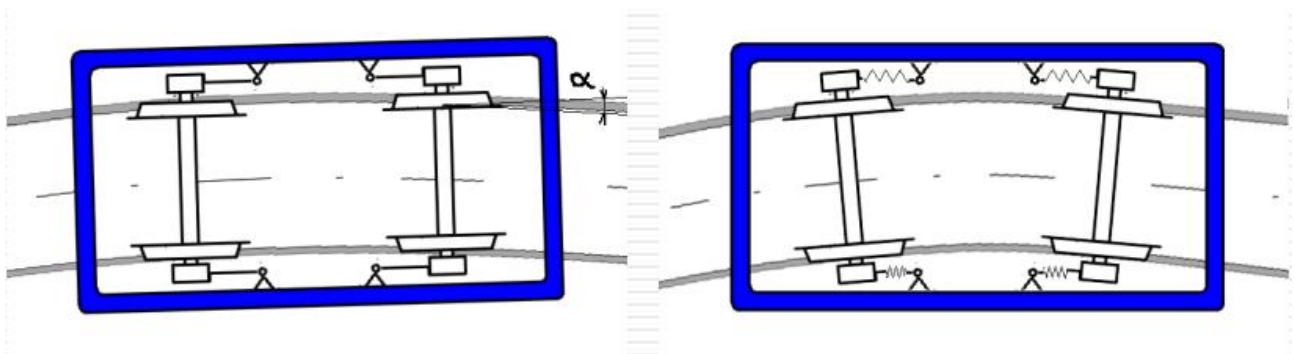
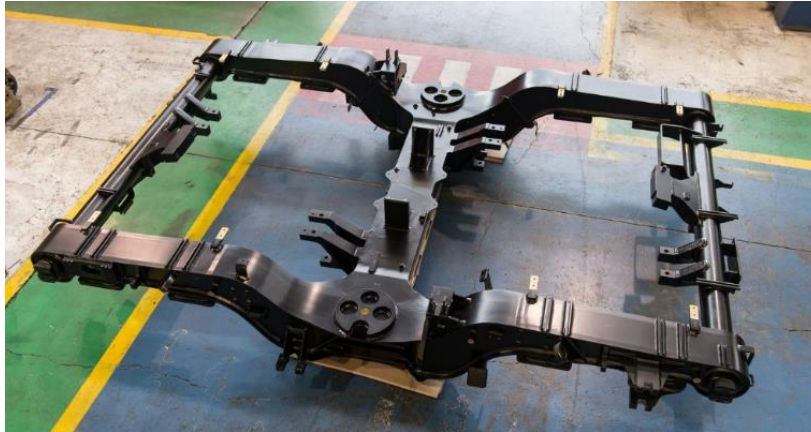


Figura 20 carrelli a guida rigida (sx) e elastica (dx)



## 1.4.2 COMPONENTISTICA PRIMARIA

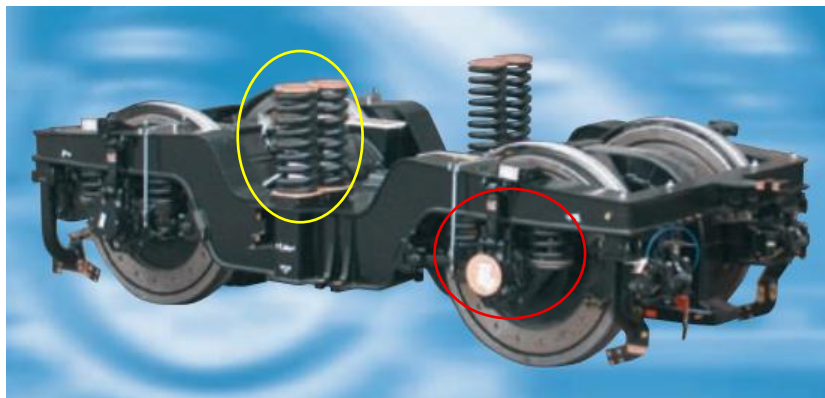
**TELAIO:** è la struttura portante. Normalmente composto da due longheroni longitudinali collegati ad un numero variabile di traverse (1-2). Ha il compito di sorreggere cassa, organi ausiliari, motoriduttori nella maggior parte dei casi, di attenuare le vibrazioni grazie alle sospensioni e di trasmettere gli sforzi di tiro e frenatura.



*Figura 21 telaio carrello*

**SOSPENSIONI:** hanno il compito di disaccoppiare le irregolarità del tracciato dal moto della cassa e garantire sicurezza e stabilità di marcia. Si possono distinguere due stadi:

- **PRIMARIO:** fra sale e carrello. Su di esse è scaricato tutto il peso del veicolo ad eccezione delle masse non sospese
- **SECONDARIO:** fra carrello e cassa. Su di esse grava solo il peso della cassa e sono usate per migliorare il comfort, per questo è utilizzato solo per treni passeggeri. Questo stadio ha normalmente rigidità inferiore rispetto al primo



*Figura 22 Carrello SF1 Siemens con sospensioni primarie evidenziate in rosso e sospensioni secondarie evidenziate in giallo*

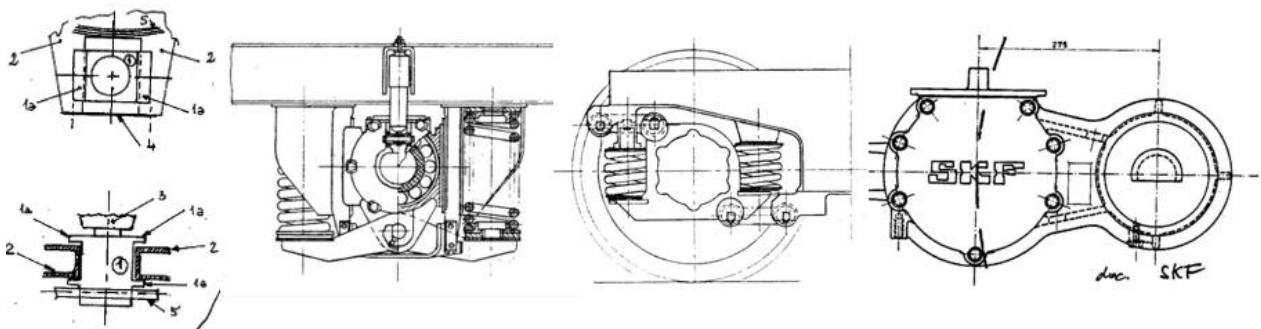
**SALA:** insieme di ruote e assile.



*Figura 23 sala*

**BOCCOLE:** sono gli elementi di supporto e collegamento delle sospensioni primarie sulle sale montate permettendone la rotazione relativa tramite cuscinetti. Sono collegate poi al carrello attraverso le guide boccola che possono essere di forme diverse, ad esempio:

- **GUIDA PRISMATICA:** a parasale rigido o elastico
- **GUIDA CILINDRICA:** rigida o elastica
- **QUADRILATERO DI WATT:** la boccola è collegata al telaio mediante delle bielle incernierate che lavorano sempre in compressione. Usata spesso su locomotive.
- **A BRACCIO:** un braccio integrato sulla boccola si estende fino al telaio del carrello dove è collegato tramite una cerniera in gomma



*Figura 24 da sinistra verso destra: guida prismatica, cilindrica, quadrilatero di watt e a braccio*

### **1.4.3 GUIDA BOCCOLA A BRACCIO**

L'oggetto della presente trattazione, che verrà meglio discusso nei capitoli a seguire, è una guida boccola a braccio.

È costituito da un braccio che si estende dalla boccola sino al telaio del carrello dove si collega tramite una cerniera nella quale è presente un inserto in gomma.

La particolarità di questo sistema è che una variazione di carico verticale comporta non solo la compressione della sospensione primaria, ma anche la sua flessione in quanto essendo la boccola vincolata al carrello per mezzo di un braccio e di una cerniera, inibisce un movimento puramente verticale.

Il braccio e la cerniera, infatti, in caso di variazione di carico, obbligano la boccola a ruotare, flettendo quindi la sospensione e andandone a modificare le caratteristiche di rigidità.

Si ricorda inoltre che nella cerniera è presente un inserto in gomma, il quale a sua volta, fornisce una rigidità torsionale aggiuntiva ogni qualvolta il braccio non è orientato in direzione orizzontale.

L'apporto delle rigidità flessionali e coniche della molla e della rigidità torsionale dell'inserto in gomma è stato analizzato nel modello presentato al capitolo successivo.

## CAPITOLO 2

# STUDIO DEL MODELLO FISICO DI UNA BOCCOLA A BRACCIO

Lo scopo di questo capitolo è la definizione delle forze e delle coppie in gioco che partecipano nella dinamica di una boccola a braccio.

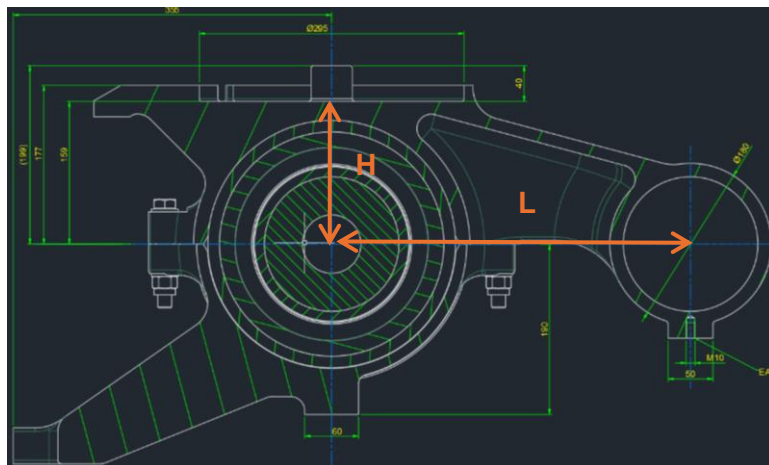
### 2.1 CORPI E VINCOLI

Il modello utilizzato presenta i seguenti corpi e i seguenti vincoli:

- **Una cerniera bidimensionale** che rappresenta l'attacco del braccio boccola sul telaio
- **Asta 1** di lunghezza  $L$ , che rappresenta il braccio virtuale che collega l'asse della boccola all'asse della cerniera, altresì chiamata braccio boccola
- **Asta 2** di lunghezza  $H$ , che rappresenta la distanza reale fra l'asse boccola e il piattello di appoggio inferiore del pacco molla

Il punto in cui le due aste si uniscono è il centro della boccola nonché l'assile

Di seguito invece, una boccola a braccio reale progettata dalla Blue Engineering.



*Figura 25 boccola a braccio con quote significative evidenziate in arancione*

## 2.2 FORZE E COPPIE

Le forze e le coppie in gioco sono invece:

- **F<sub>v</sub>** forza dovuta alla rigidità verticale delle molle calcolata come segue:

$$F_v = K_v \times \Delta Z$$

Dove:

$\Delta Z$  = deflessione della molla in direzione verticale

$K_v$  = rigidità verticale della molla calcolata secondo la EN13906 come segue:

$$K_v = \frac{Gd^4}{8nD^3}$$

Dove:

G = modulo di taglio del materiale

D = diametro medio molla

d = diametro filo

n = numero spire attive

- **F<sub>L</sub>** forza dovuta alla rigidità radiale delle molle calcolata come segue:

$$F_L = K_L \times \Delta X$$

Dove:

$\Delta X$  = deflessione in direzione orizzontale della molla

$K_L$  = rigidità della molla in direzione radiale calcolata secondo il modello di Krettek-Sobczak:

- **M<sub>c</sub>** coppia dovuta alla rigidità conica delle molle di verso opposto alla rotazione del braccio calcolata come segue:

$$M_c = K_c \times \theta$$

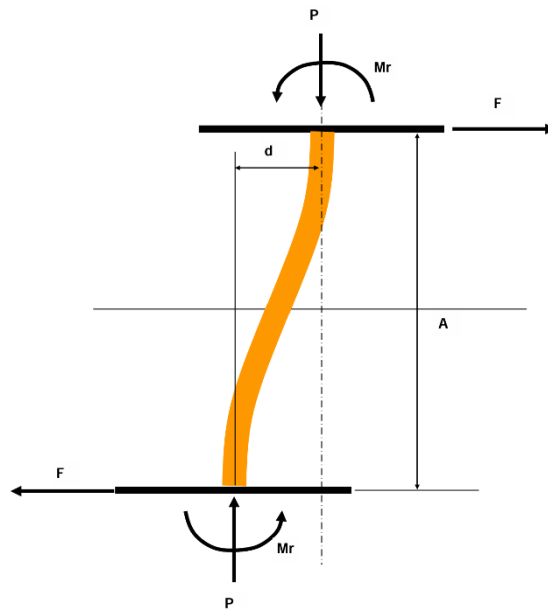
Dove:

$\theta$  = rotazione del braccio boccola

$K_c$  = rigidità conica della molla calcolata secondo il modello di Krettek-Sobczak:

- **Mr** coppia di reazione alla traslazione longitudinale calcolata come segue:  
facendo riferimento alla figura seguente, una molla sottoposta ai carichi verticale P e ai carichi laterale F, per l'equilibrio alla rotazione si genera un momento Mr pari a

$$2M_r = P \times d + F \times A$$



*Figura 26 equilibrio alla traslazione longitudinale*

Chiaramente, ai fini della risoluzione dell'equilibrio, si considererà un momento di verso opposto agente sul sistema boccola.

- **Ms** coppia dovuta alla rigidezza torsionale del tassello in gomma nella cerniera di verso opposto alla rotazione del braccio, calcolata come segue:

$$M_s = K_s \times \theta$$

Dove:

$\theta$  = rotazione del braccio boccola

$K_s$  = rigidezza torsionale del tassello in gomma data dal fornitore

- **Q**: forza peso agente sul centro boccola

Si è deciso di risolvere un equilibrio alla rotazione con polo nella cerniera. Le reazioni vincolari nella cerniera non sono state dunque calcolate perché di nessun interesse per la trattazione.

## 2.3 MODELLO DI KRETTEK-SOBCZAK

Nel paragrafo precedente si è parlato di rigidzze radiali e coniche facendo riferimento al modello di Krettek-Sobczak di seguito riportato:

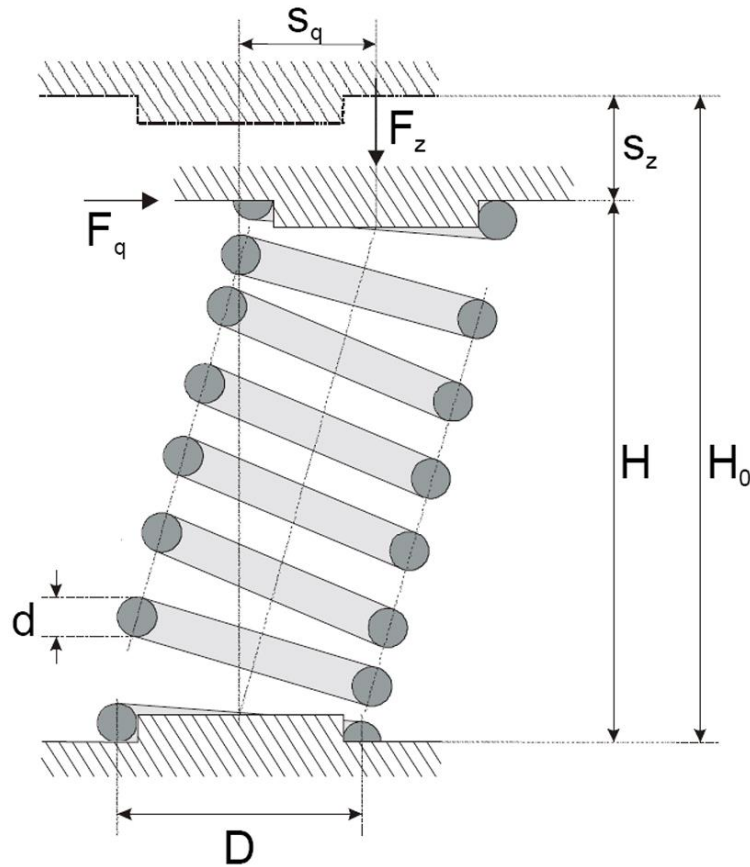


Figura 27 parametri utilizzati dal modello

Dati:

$D$  = diametro medio molla;

$K_V$  = rigidezza verticale molla;

$\Delta Z$  = deflessione in direzione verticale della molla;

$F_z$  = forza verticale esercitata dalla molla sotto la deflessione  $\Delta Z$ ;

$H_0$  = lunghezza a riposo della molla;

$H$  = lunghezza della molla sotto la deflessione  $\Delta Z$ ;

$\nu$  = modulo di poisson;

si possono calcolare le funzioni ausiliare necessarie al calcolo delle rigidzze radiali e coniche:

$$B = \frac{(1 + \nu) \times D^2 \times K_V \times H}{4 + 2\nu}$$

$$S = 2 \times (1 + \nu) \times K_V \times H$$

$$K_H = \sqrt{\frac{F_Z}{B} \times \left(1 + \frac{F_Z}{S}\right)}$$

$$C_{qh} = \frac{F_Z}{\left[\frac{2}{K_H} \times \left(1 + \frac{F_Z}{S}\right) \times \tan\left(\frac{H}{2} \times K_H\right) - H\right]}$$

$$C_{rh} = C_{qh} \times \frac{B}{F_Z} \times \left(1 + \frac{F_Z}{S} - \frac{H \times K_H}{\tan(H \times K_H)}\right)$$

$$a1 = 1.9619 \times \frac{\Delta Z}{H_0} + 0.674$$

$$a3 = 0.8945 \times \frac{\Delta Z}{H_0} + 0.669$$

Dalle quali si possono infine ricavare:

$$K_L = a1 \times C_{qh}$$

$$K_C = a3 \times C_{rh}$$

## 2.4 CARICHI DI ESERCIZIO

Prima di procedere, è necessario descrivere la condizione nominale di riferimento, rappresentata dal carico di montaggio. La suddetta condizione, fa riferimento al carico agente sulla singola ruota che pone il braccio boccola in direzione perfettamente orizzontale.

In questo caso la sospensione è compressa in maniera perfettamente assiale e non subentrano nell'equilibrio  $F_L$ ,  $M_c$ ,  $M_r$ . Anche  $M_s$  va a zero in quanto il tassello di gomma viene appositamente montato quando il carico è uguale al carico di montaggio in maniera tale da offrire resistenza alla torsione solo per carichi diversi dalla condizione nominale.

In questa condizione, inoltre, la reazione verticale del pacco molla è proprio uguale al carico, questo perché le due forze sono uguali, opposte e agenti sulla stessa retta.



Di seguito si rappresentano le tre condizioni di esercizio:

- **CARICO SU RUOTA = CARICO DI MONTAGGIO**

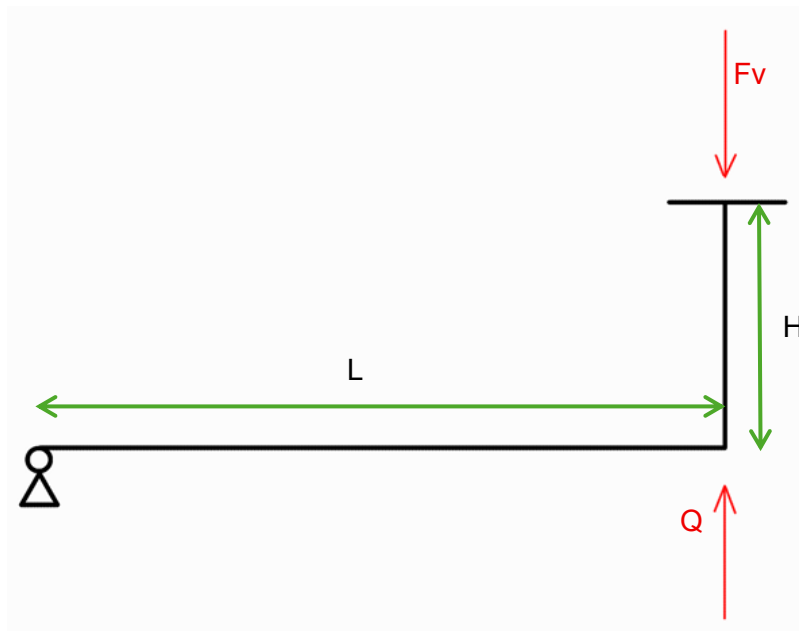


Figura 28 rappresentazione grafica della condizione di montaggio

- **CARICO SU RUOTA > CARICO DI MONTAGGIO**

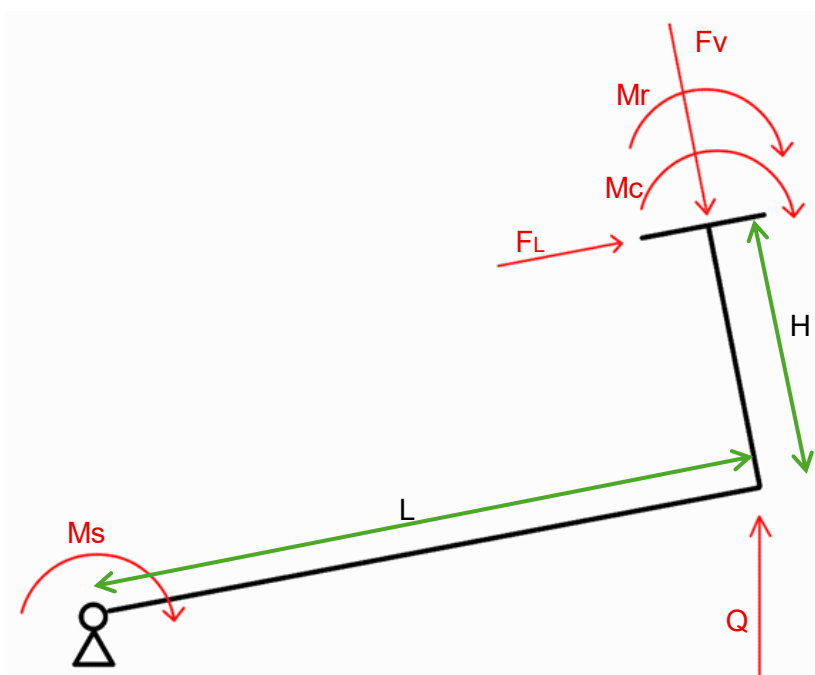
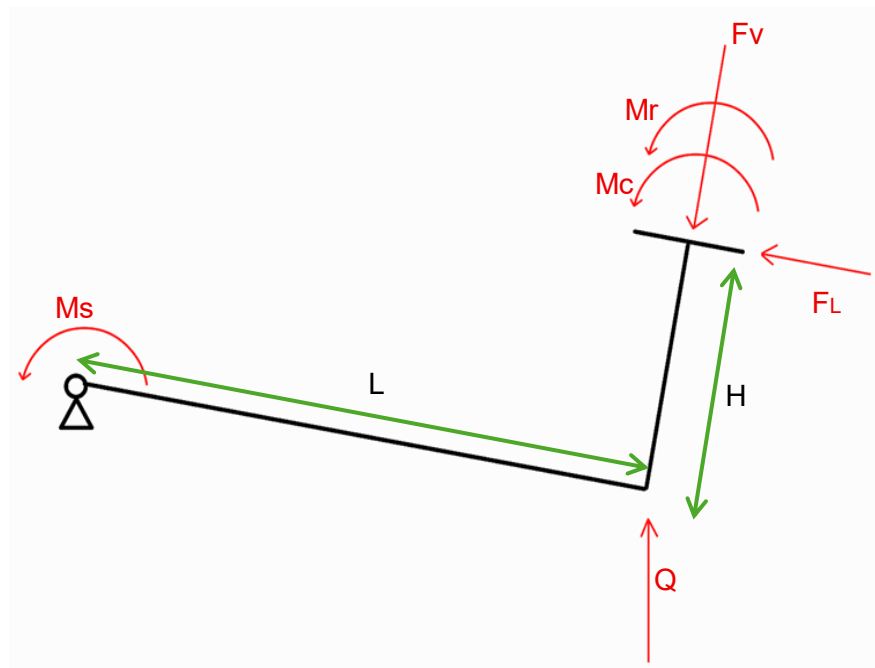


Figura 29 rappresentazione grafica del comportamento per carichi > carico di montaggio

- **CARICO SU RUOTA < CARICO DI MONTAGGIO**



*Figura 30 rappresentazione grafica del comportamento per carichi < carico di montaggio*

È opportuno fare però una delucidazione.

Considerando il modo in cui le varie condizioni di carico sono state rappresentate graficamente, si potrebbe pensare che la cerniera rimanga fissa, e faccia solo da snodo, e che il centro della boccola trovandosi all'estremità opposta dell'asta sia costretto a ruotare. Questo chiaramente non è possibile.

La boccola è una massa non sospesa, poggiando direttamente sull'assile, e quindi la sua quota rimane costante rispetto al piano del ferro. Il componente che cambia quota, in funzione del carico che schiaccia la sospensione, è il telaio del carrello sui cui si trova proprio la cerniera.

Nonostante ciò, si è convenuto di rappresentare il modello tenendo fissa la cerniera, in quanto come già sopracitato, si è deciso di risolvere l'equilibrio alla rotazione prendendo la cerniera come polo.

Di seguito uno schema più accurato della cinematica del sistema:

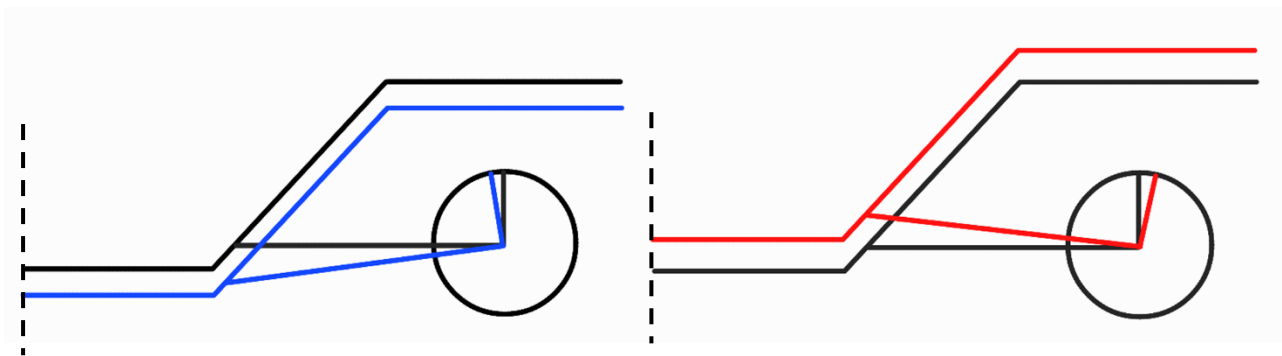


Figura 31 in nero condizione di montaggio, in blu carico > carico montaggio, in rosso carico < carico montaggio

Si noti infatti che per:

- **carichi > carico montaggio** (figura di sx) il telaio si schiaccia facendo abbassare la cerniera che provocherà una rotazione in senso antiorario del braccio.
- **carichi < carico montaggio** (figura di dx) il telaio si alza facendo sollevare la cerniera che provocherà una rotazione in senso orario del braccio.

## CAPITOLO 3

### CALCOLO MATLAB DELLA SOSPENSIONE

Il tool sviluppato, sulla base del modello descritto nel capitolo precedente, è articolato nei sei algoritmi che sono descritti qui di seguito.

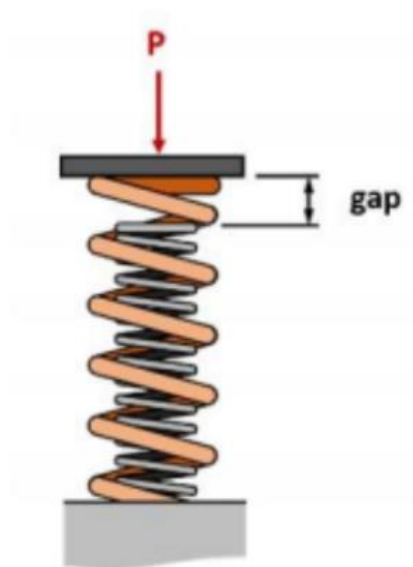
Si tenga presente che il codice permette di risolvere sistemi dotati di un pacco sospensione composto da due molle concentriche, agenti quindi in parallelo.

La lunghezza delle due molle, inoltre, può essere differente. Occorre però fare una delucidazione.

Le due molle, se di altezza diversa, entrano comunque in azione nello stesso momento.

La molla di altezza minore, infatti, viene considerata poggiante su un piedistallo di misura pari alla differenza di altezza con la molla di altezza maggiore.

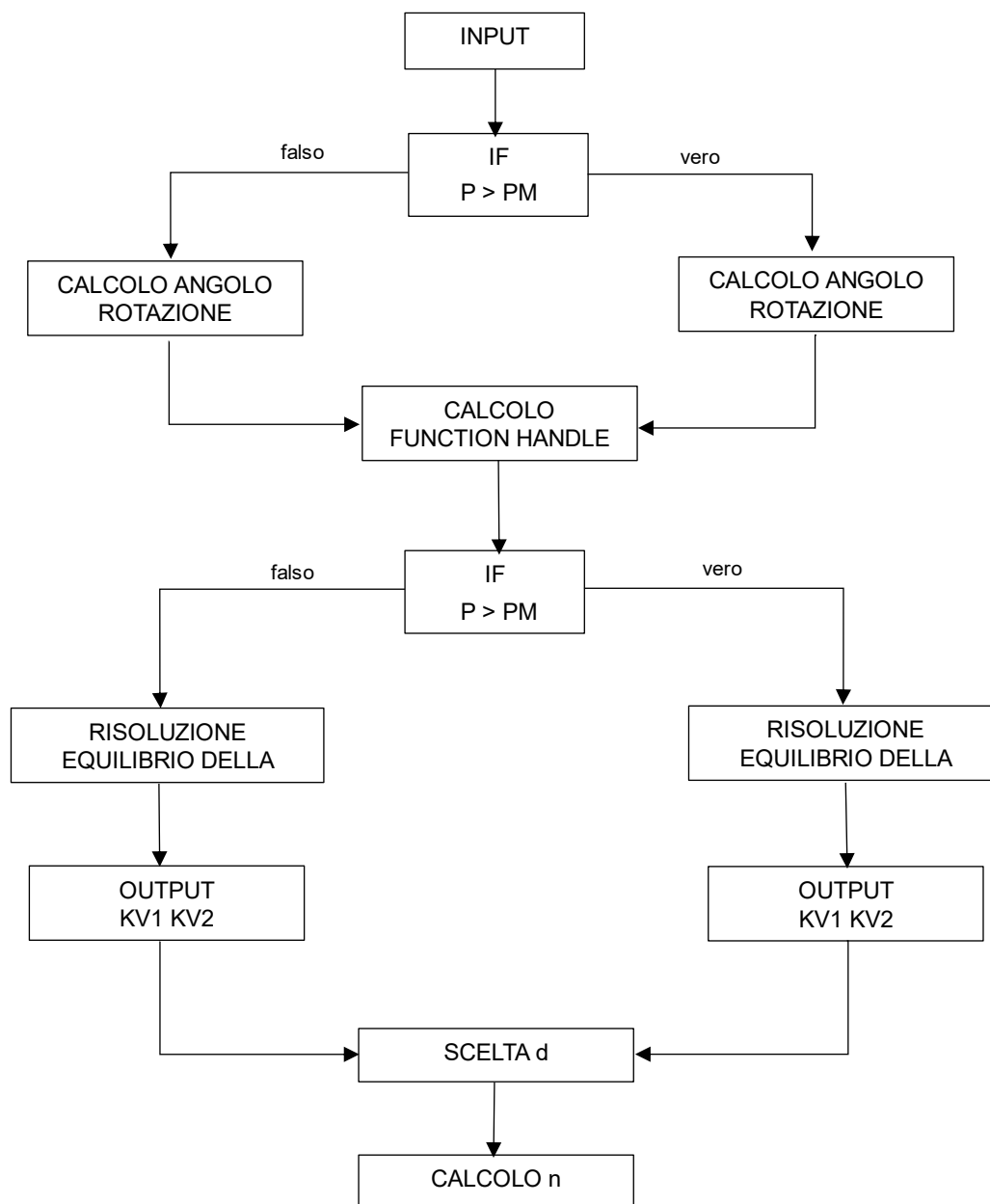
Non si considerano quindi molle di pieno carico e tara. In quest'ultimo caso la molla di altezza minore sarebbe stata poggiata sullo stesso supporto, quindi allo stesso livello della molla di altezza maggiore. Ciò implicherebbe un comportamento completamente differente del sistema in quanto, per il primo tratto di compressione (di corsa pari alla differenza fra le altezze) si otterrebbe una rigidezza di sistema pari alla rigidezza della sola molla più lunga, e per il secondo tratto di compressione (di corsa maggiore della differenza fra le altezze) si otterrebbe una rigidezza di sistema pari alla somma delle rigidezze delle due molle.



*Figura 32 molla di tara in arancione e pieno carico in grigio*

### 3.1 ALGORITMO DI PROGETTAZIONE MOLLA

L'obiettivo del presente file è quello di stabilire la rigidezza verticale nominale di ciascuna delle due molle, necessaria a garantire una particolare condizione di carico. Il codice è schematizzabile con la seguente struttura a blocchi:



Ciascuna sezione del codice è descritta nei paragrafi successivi.

### 3.1.1 INPUT

| % INPUT                     |           |                                                                     |
|-----------------------------|-----------|---------------------------------------------------------------------|
| $K_s = 5.815e5;$            | %kgmm/rad | RIGIDEZZA TORSIONALE SUTUCO(dato costruttore)                       |
| $G = 8000;$                 | %kg/mm^2  | MODULO DI TAGLIO                                                    |
| $E = 21000;$                | %kg/mm^2  | MODULO DI YOUNG                                                     |
| $\nu = E/(2*G) - 1;$        |           | %MODULO DI POISSON                                                  |
| $D1 = 230;$                 | %mm       | DIAMETRO MEDIO DELL'AVVOLGIMENTO 1                                  |
| $H01 = 338;$                | %mm       | ALTEZZA LIBERA MOLLA 1                                              |
| $D2 = 142;$                 | %mm       | DIAMETRO MEDIO DELL'AVVOLGIMENTO 2                                  |
| $H02 = 338;$                | %mm       | ALTEZZA LIBERA MOLLA 2                                              |
| $L = 400;$                  | %mm       | LUNGHEZZA BRACCIO BOCCOLA                                           |
| $H = 159;$                  | %mm       | DISTANZA FRA CENTRO BOCCOLA E PIATTELLO DI APPOGGIO INFERIORE MOLLE |
| $h = H01 - H02$             | %mm       | DISTANZA FRA I PIATTELLI INFERIORI DELLE MOLLE                      |
| $P_m = 7012.5;$             | %Kg       | CARICO DI MONTAGGIO                                                 |
| $\Delta Z_m = 73.47$        | %mm       | DEFLESSIONE CON CARICO DI MONTAGGIO                                 |
| $P = 7729.5$                | %Kg       | CONDIZIONE DI CARICO                                                |
| $\Delta Z = 78.39;$         | %mm       | DEFLESSIONE CON CARICO P                                            |
| $KV_{tot} = P_m/\Delta Z_m$ | %Kg/mm    | RIGIDEZZA VERTICALE NOMINALE PACCO MOLLE                            |

Figura 33 input

Si può quindi notare che, oltre alla definizione dei dati relativi al materiale e alla geometria della sospensione, sono stati inseriti come input il carico di montaggio con la relativa deflessione desiderata e un altro carico di esercizio (in questo caso a tamponamento inferiore) con la relativa deflessione desiderata.

I dati numerici sopra riportati fanno riferimento a una sospensione già progettata dalla Blue Engeneering della quale si voleva ristudiare il comportamento.

È inoltre presente una dicitura che reca  $KV_{tot}$ , questa non è altro che la rigidezza verticale nominale totale del pacco molle ottenuta come somma delle due singole rigidezze verticali.

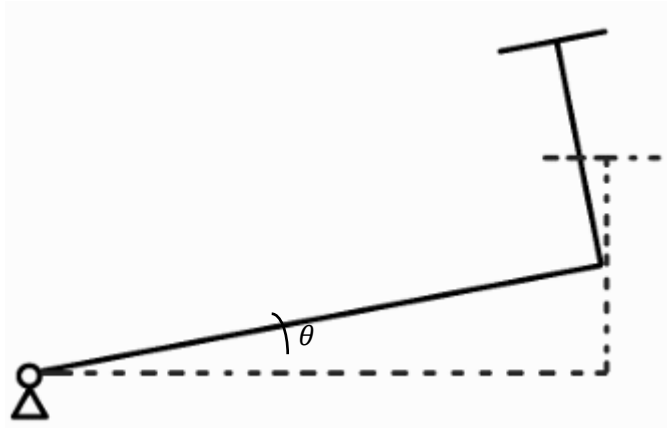
Viene calcolata come rapporto fra carico di montaggio e deflessione al carico di montaggio in quanto questa è l'unica condizione in cui tutte le altre rigidezze non sono chiamate in causa, essendo le molle compresse in maniera perfettamente assiale.

Si tenga ben presente che in questo momento non si conosce ancora l'entità delle singole rigidezze verticali, ma solo la loro somma che è appunto  $KV_{tot}$ .

### 3.1.2 CALCOLO ANGOLO ROTAZIONE BOCCOLA

Le considerazioni che seguono sono tutte di natura puramente geometrica:

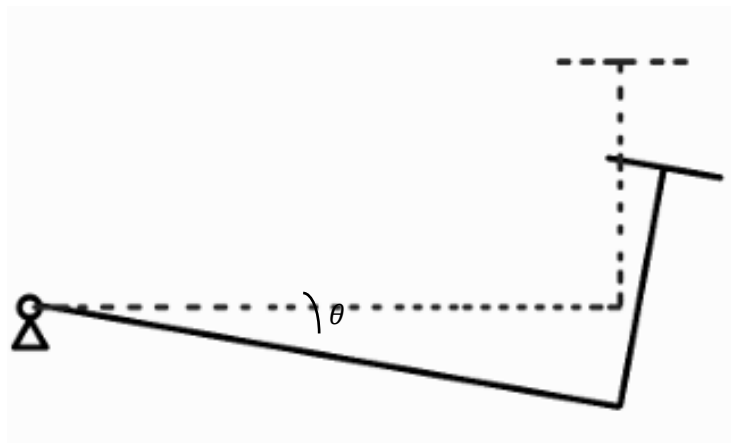
**Carico > Carico Montaggio**



Se la deflessione al montaggio vale  $\Delta Z_M$  allora, la deflessione ad un qualsiasi altro carico sarà in funzione di  $\theta$ , angolo di rotazione del braccio boccola, e varrà:

$$\Delta Z = \Delta Z_M + L \sin \theta + H \cos \theta - H$$

**Carico < Carico Montaggio**



Valgono le stesse considerazioni sopracitate ma la deflessione varrà:

$$\Delta Z = \Delta Z_M - L \sin \theta + H \cos \theta - H$$

Per quanto riguarda il codice Matlab, un ciclo If sceglie la funzione da adottare tenendo conto del carico scelto come input e successivamente viene calcolato il valore di  $\theta$  in quanto tutti gli altri membri della funzione sono noti.

Per calcolare il valore di  $\theta$ , Matlab ha però bisogno che la funzione venga riscritta in forma implicita portando tutti i membri dallo stesso lato del segno uguale.

Dopo aver appunto riscritto la funzione, è necessario:

- plottarla graficamente scegliendo un intervallo di visualizzazione in ascisse “int2”
- impostare un intervallo di ricerca della soluzione in ascisse, “int3”, i cui estremi restituiscono valori in ordinata di segno opposto
- utilizzare la funzione Matlab “fzero” richiamando fra parentesi il nome della funzione di equilibrio e l’intervallo di ricerca in ascisse. Questa funzione permette infatti di trovare il valore di ascissa ( $\theta$ ) che rende la funzione uguale a zero, ovvero la soluzione dell’equilibrio, motivo per il quale è necessaria la scrittura in forma implicita.

```
% CALCOLO ANGOLO ROTAZIONE BOCCOLA
if P>Pm
EQLtheta = @(theta) L*sin(theta)+H*cos(theta)-H+deltaZm-deltaZ
else
EQLtheta = @(theta) deltaZm-deltaZ-(H-(-L*sin(theta)+H*cos(theta)))
end

int2 = [-1 2*pi]; % intervallo di visualizzazione grafico in radianti
figure(1) % plot funzione di equilibrio
fplot(EQLtheta,int2)
title('ricerca THETA')
grid on
int3 = [-0.5 0.5]; %intervallo di ricerca soluzione
X = fzero(EQLtheta,int3); %rad X = THETA angolo di equilibrio
Xgradi = X*180/pi
```

Figura 34 sezione di codice dedicata al calcolo dell'angolo di rotazione del braccio

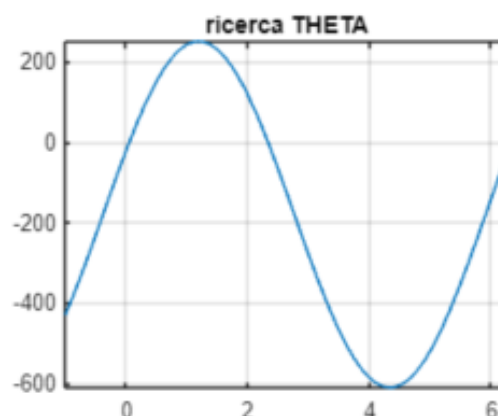


Figura 35 plot equazione di equilibrio

Notare che “int3” ha come estremi due valori che restituiscono in ordinata valori di segno opposto:

- $y(-0.5) \sim -250$
- $y(+0.5) \sim +150$



### 3.1.3 CALCOLO FUNCTION HANDLE NECESSARIE AL CALCOLO DI RIGIDENZE CONICHE E RADIALI

In questa sezione di codice non si fa altro che calcolare le funzioni ausiliarie necessarie al calcolo delle rigidzze coniche e radiali delle, singole molle, già descritte nel paragrafo 3 del capitolo 2.

Si ricorda inoltre che questi termini sono funzione delle rispettive rigidzze verticali nominali KV1 (scritta come KVtot-KV2 per questioni di calcolo) e KV2.

```
% FUNCTION HANDLE NECESSARIE AL CALCOLO DELLE RIGIDENZE CONICHE E RADIALI
H1 = H01 - deltaZ;           %mm          ALTEZZA MOLLA1 SOTTO SCHIACCIAMENTO
H2 = H02 - deltaZ;           %mm          ALTEZZA MOLLA2 SOTTO SCHIACCIAMENTO

B1 = @(KV2) (1+nu)/(4+2*nu)*(D1^2)*H1.*(KVtot-KV2);
B2 = @(KV2) (1+nu)/(4+2*nu)*(D2^2)*H2.*KV2;

S1 = @(KV2) (2+2*nu)*H1.*(KVtot-KV2);
S2 = @(KV2) (2+2*nu)*H2.*KV2;

Fz1 = @(KV2) (KVtot-KV2).*deltaZ;
Fz2 = @(KV2) KV2.*deltaZ;

Kh1 = @(KV2) sqrt(Fz1(KV2)./B1(KV2).*(1+Fz1(KV2)./S1(KV2)));
Kh2 = @(KV2) sqrt(Fz2(KV2)./B2(KV2).*(1+Fz2(KV2)./S2(KV2)));

Cqh1 = @(KV2) Fz1(KV2)./(2./Kh1(KV2).*(1+Fz1(KV2)./S1(KV2)).*tan(H1/2.*Kh1(KV2))-H1);
Cqh2 = @(KV2) Fz2(KV2)./(2./Kh2(KV2).*(1+Fz2(KV2)./S2(KV2)).*tan(H2/2.*Kh2(KV2))-H2);

Crh1 = @(KV2) Cqh1(KV2).*B1(KV2)./Fz1(KV2).*(1+Fz1(KV2)./S1(KV2)-(H1.*Kh1(KV2))./tan(H1.*Kh1(KV2)));
Crh2 = @(KV2) Cqh2(KV2).*B2(KV2)./Fz2(KV2).*(1+Fz2(KV2)./S2(KV2)-(H2.*Kh2(KV2))./tan(H2.*Kh2(KV2)));

a1 = 1.9619*deltaZ/H01 + 0.674;      % coefficiente adimensionale usato per il calcolo di KL1
a3 = 0.8945*deltaZ/H01 + 0.669;      % coefficiente adimensionale usato per il calcolo di KC1
aa1 = 1.9619*deltaZ/H02 + 0.674;     % coefficiente adimensionale usato per il calcolo di KL2
aa3 = 0.8945*deltaZ/H02 + 0.669;     % coefficiente adimensionale usato per il calcolo di KC2

% KL1 = a1 * Cqh1      e      KL2 = aa1 * Cqh2
% KC1 = a3 * Crh1      e      KC2 = aa3 * Crh2
```

Figura 36 sezione di codice dedicata al calcolo delle funzioni ausiliarie

### 3.1.4 RISOLUZIONE EQUILIBRIO DEL SISTEMA BOCCOLA E CALCOLO DELLE RIGIDEZZE NOMINALI

Anche in questa sezione è presente un ciclo if che decide l'equilibrio da risolvere in funzione del carico scelto, di conseguenza, se:

#### CARICO > CARICO MONTAGGIO

La funzione di equilibrio, con particolare riferimento alla figura 29, scritta in forma implicita sarà:

$$KV1 \times \Delta Z1 \times L + KV2 \times \Delta Z2 \times L + KL1 \times \Delta X1 \times H + KL2 \times \Delta X2 \times (H + h) + \\ + (KC1 + KC2) \times \theta + KS \times \theta + MR1 + MR2 - P \times L \cos(\theta) = 0$$

Si noti la presenza di due diverse deflessioni verticali e due diverse deflessione orizzontali.

La differenza è presente solo in caso di pacco molle con molle di altezze differenti in quanto, la molla di altezza minore poggia su un piedistallo che aumenta la sua distanza dall'asse boccola, facendo variare alcuni termini nell'equazione dell'equilibrio geometrico:

$$\begin{aligned}\Delta Z1 &= \Delta Z_M + L \sin \theta + H \cos \theta - H \\ \Delta Z2 &= \Delta Z_M + L \sin \theta + (H + h) \cos \theta - (H + h) \\ \Delta X1 &= L - L \cos \theta + H \sin \theta \\ \Delta X2 &= L - L \cos \theta + (H + h) \sin \theta\end{aligned}$$

Ad ogni modo, ai fini del codice, si è deciso di adottare la stessa deflessione verticale ma di differenziare la deflessione in direzione radiale.

La risoluzione dell'equilibrio poi avviene come già spiegato due sottoparagrafi prima, ovvero plottando graficamente la funzione di equilibrio e utilizzando la funzione Matlab "fzero" che restituisce questa volta come risultato KV2, dopo aver specificato un intervallo di ricerca della soluzione in ascissa "int1".

La restante rigidezza KV1 viene poi calcolata come differenza a partire da KVtot.

Di seguito la sezione di codice in questione:

```
if P>Pm
deltax = L - L*cos(X) + H*sin(X); %mm DEFLESSIONE LATERALE ESTREMO INFERIORE MOLLA 1
deltax2 = L - L*cos(X) + (H+h)*sin(X); %mm DEFLESSIONE LATERALE ESTREMO INFERIORE MOLLA 2
Mr1 = @(KV2) 0.5*deltax*(deltax2.*(KVtot-KV2) +a1.*Cqh1(KV2).*H1);
Mr2 = @(KV2) 0.5*deltax2*(deltax2.*KV2 +aa1.*Cqh2(KV2).*H2);
eq1 = @(KV2) (KVtot-KV2).*(deltax2.*L+KV2.*deltax2.*L+a1.*Cqh1(KV2).*(deltax2.*H+aa1.*Cqh2(KV2).*(deltax2.*(H+h)+(a3.*Crh1(KV2)+aa3.*Crh2(KV2)).*X+Ks.*X-P*L.*cos(X)+Mr1(KV2)+Mr2(KV2)
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
int = [0 1000]; % intervallo di visualizzazione equilibrio
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
figure(2)
fplot(eq1,int); % plot funzione di equilibrio
title('ricerca Kv2')
grid on
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
int1 = [1 1000]; % intervallo di ricerca soluzione
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
Kv2 = fzero(eq1,int1)
y0 = eq1(Kv2);
Kv1=KVtot - Kv2
```

Figura 37 risoluzione equilibrio per carico > carico montaggio

## CARICO < CARICO MONTAGGIO

La funzione di equilibrio, con particolare riferimento alla figura 30, scritta in forma implicita sarà:

$$-KV1 \times \Delta Z1 \times L - KV2 \times \Delta Z2 \times L + KL1 \times \Delta X1 \times H + KL2 \times \Delta X2 \times (H + h) + \\ + (KC1 + KC2) \times \theta + KS \times \theta + MR1 + MR2 + P \times L \cos(\theta) = 0$$

Valgono poi le stesse considerazioni effettuate poco sopra ma in questo caso le deflessioni valgono:

$$\Delta Z1 = \Delta Z_M - L \sin \theta + H \cos \theta - H \\ \Delta Z2 = \Delta Z_M - L \sin \theta + (H + h) \cos \theta - (H + h) \\ \Delta X1 = L \cos \theta - L + H \sin \theta \\ \Delta X2 = L \cos \theta - L + (H + h) \sin \theta$$

Di seguito la sezione di codice in questione:

```
else
deltax = L*cos(X) + H*sin(X) - L; %mm DEFLESSIONE LATERALE ESTREMO INFERIORE MOLLA 1
deltax2 = L*cos(X) + (H+h)*sin(X) - L; %mm DEFLESSIONE LATERALE ESTREMO INFERIORE MOLLA 2
Mr1 = @(KV2) 0.5*deltax*(P.*(KVtot-KV2)./(KVtot +a1.*Cqh1(KV2).*H1);
Mr2 = @(KV2) 0.5*deltax2*(P.*(KVtot-KV2)./(KVtot +aa1.*Cqh2(KV2).*H2);
eq1 = @(KV2) -(KVtot-KV2).*(deltax2.*L -KV2.*deltax2.*L + a1.*Cqh1(KV2).*(deltax2.*H + aa1.*Cqh2(KV2).*(deltax2.*(H+h)+ Ks.*X + (a3.*Crh1(KV2)+aa3.*Crh2(KV2)).*X + P.*L.*cos(X) + Mr1(KV2) + Mr2(KV2)
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
int = [0 1000]; % intervallo di visualizzazione equilibrio
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
figure(2)
fplot(eq1,int); % plot funzione di equilibrio
title('ricerca Kv2')
grid on
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
int1 = [1 1000]; % intervallo di ricerca soluzione (il file darà errore se i limiti non racchiudono lo zero)
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
Kv2 = fzero(eq1,int1)
y0 = eq1(Kv2);
Kv1=KVtot - Kv2
end
```

Figura 38 risoluzione equilibrio per carico < carico montaggio

È opportuno però fare alcune delucidazioni.

Il codice ragiona in modo puramente matematico senza considerare la validità fisica delle soluzioni. In funzione degli input immessi potrebbe succedere di ottenere delle rigidezze negative, questo chiaramente non può essere accettabile e in tal caso, bisognerebbe cambiare i dati di ingresso per ottenere, appunto, dei valori di rigidezza positivi in output

### 3.1.5 SCELTA DIAMETRO FILO E CALCOLO NUMERO SPIRE ATTIVE

Giunti a questo punto, il file ha calcolato la rigidezza delle molle utilizzando in input diametro medio, altezza libera, parametri resistenziali e condizioni di carico, rimangono quindi da definire il diametro dei fili e il numero di spire attive.

Come già precedentemente illustrato, la EN13906 fornisce la formula per il calcolo della rigidezza:

$$K_V = \frac{Gd^4}{8nD^3}$$

Riorganizzando i termini con semplici passaggi algebrici è infine possibile isolare le due nostre variabili di interesse:

$$\frac{n}{d^4} = \frac{G}{8K_V D^3} = cost$$

Avendo dunque definito tutti i membri del secondo termine in precedenza, il rapporto fra numero di spire attive e la potenza quarta del diametro del filo non è altro che una costante.

Il file permette quindi di impostare manualmente il valore del diametro del filo e restituire poi il numero di spire attive secondo la funzione:

$$n = cost \times d^4$$

Sono inoltre presenti alcune righe di codice che permettono la rappresentazione grafica della funzione in modo da visualizzare più facilmente la dipendenza fra numero di spire e diametro del filo.

Di seguito la sezione di codice in questione dedicata alla prima molla

```
Cost1 = G/(8*Kv1*D1^3);          % = na1/(d1^4)
int = [0 100];

na1 = @(d1) Cost1*d1.^4;
fplot(na1,int)                   %plotta l'andamento di na1 in funzione di d1
grid on
hold on
ylim([0 20])
title('na1 vs d1')
xlabel('d1')
ylabel('na1')
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
d1 = 41;                          % SCEGLIERE VALORE diametro filo 1 (influisce su analisi a fatica)
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
na1 = na1(d1)                     % RESTITUISCE NUMERO SPIRE ATTIVE in funzione del diametro del filo scelto
plot(d1,na1,'ro')
text(d1+1,na1+1,sprintf('(%f, %f)', d1, na1))
```

*Figura 39 calcolo numero spire attive in funzione del diametro filo della prima molla*

Di seguito la sezione di codice in questione dedicata alla seconda molla

```
hold off
Cost2 = G/(8*Kv2*D2^3);          % = na2/(d2^4)
na2 = @(d2) Cost2*d2.^4;
fplot(na2,int)                   %plotta l'andamento di na1 in funzione di d1
grid on
hold on
title('na2 vs d2')
xlabel('d2')
ylabel('na2')
ylim([0 20])
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
d2 = 27;                          % SCEGLIERE VALORE diametro filo 2 (influisce su analisi a fatica)
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
na2 = na2(d2)                     % RESTITUISCE NUMERO DI SPIRE ATTIVE in funzione del diametro del filo scelto
plot(d2,na2,'ro')
text(d2+1,na2+1,sprintf('(%f, %f)', d2, na2))
```

*Figura 40 calcolo numero spire attive in funzione del diametro filo della seconda molla*

L'ultima riga di codice permette di salvare in automatico i parametri necessari alle verifiche successive in un MAT-file chiamato "PARAMETRI\_MOLLA.mat".

```
save('PARAMETRI_MOLLA','G','E','L','H','D1','d1','H01','D2','H02','d2','Ks','Pm','na1','na2','nu','Kv1','Kv2','h','Kvtot');
```

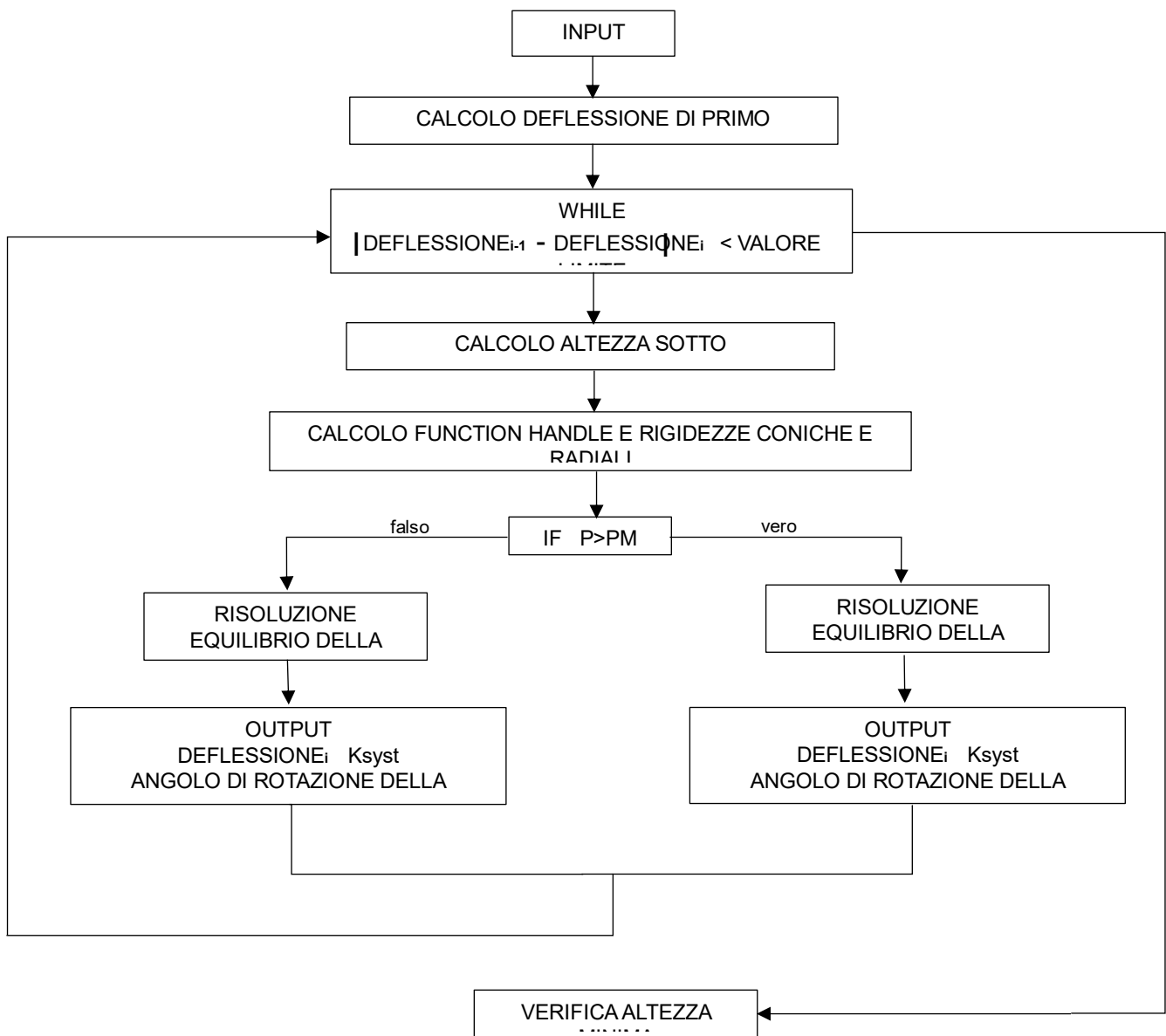
## 3.2 ALGORITMO DI VERIFICA

L'obiettivo di questo file è di restituire in output il comportamento della molla scelta nel file di progettazione.

Il file in questione prevede la risoluzione di un equilibrio in funzione della rotazione del braccio boccia. Una volta calcolato l'angolo il codice trova anche la deflessione del sistema che tiene conto della rotazione e la conseguente rigidità di sistema.

Prima di far questo è necessario conoscere le rigidità laterali e coniche delle molle che però dipendono a loro volta dalla deflessione che verrà calcolata in seguito.

Per poter compiere un calcolo di questo tipo è stato quindi necessario un approccio di tipo iterativo con un ciclo for. Il codice è schematizzabile con la seguente struttura a blocchi:



Ciascuna sezione del codice è descritta nei paragrafi successivi.

### 3.2.1 INPUT

Questo file richiama in automatico all'inizio i parametri salvati nel file progettazione, ad ogni modo se si volesse eseguire la computazione con valori diversi basta eliminare il simbolo “%” dal parametro di input di interesse, inoltre, essendo tutti i parametri molla definiti, le rigidezze nominali possono essere calcolate direttamente come da normativa EN13906.

### 3.2.2 CALCOLO DEFLESSIONI DI PRIMO TENTATIVO

Vanno specificati:

-Carico di Montaggio

-Carico in esercizio di cui si vuole verificare il comportamento

Viene calcolata una deflessione di primo tentativo pari al rapporto fra il carico di esercizio e la sola rigidezza nominale senza considerare la rotazione del braccio e quindi anche le rigidezze coniche, radiali e torsionali:

$$sz = \frac{P}{Kv}$$

|                 |     |                                                                                   |
|-----------------|-----|-----------------------------------------------------------------------------------|
| Pm = 7012.5;    | %kg | CARICO DI MONTAGGIO                                                               |
| P = 7729.5;     | %kg | CARICO AGENTE SU PACCO MOLLA                                                      |
| sz = P/KVtot ;  | %mm | DEFLESSIONE MOLLA 1 SENZA CONSIDERARE ROTAZIONE(valore per cominciare iterazione) |
| sz2 = P/KVtot ; | %mm | DEFLESSIONE MOLLA 2 SENZA CONSIDERARE ROTAZIONE(valore per cominciare iterazione) |

*Figura 41 calcolo deflessioni di prima iterazione  
(si noti che questa volta le deflessioni verticali delle due molle sono differenziate)*



### 3.2.3 INIZIALIZZAZIONE CICLO FOR E CALCOLO RIGIDEZZE RADIALI E CONICHE

Viene inizializzato un ciclo for da 10 iterazioni e vengono calcolate le rigidezze laterali KL e coniche KC utilizzando le deflessioni sopra citate sfruttando le funzioni ausiliarie del modello di KRETTEK-SOBCZAK già descritto.

```

for i = 1:10

H1 = H01 - sz;           %mm          LUNGHEZZA PACCO MOLLE SOTTO CARICO
H2 = H02 - sz2;          %mm          LUNGHEZZA PACCO MOLLE SOTTO CARICO

%MOLLA ESTERNA
B1 = (1+nu)*D1^2*Kv1*H1/(4+2*nu);      %COEFFICIENTE
S1 = (2+2*nu)*Kv1*H1;                  %COEFFICIENTE
Fz1 = Kv1*sz;                           %CARICO SU MOLLA ESTERNA
Kh1 = sqrt((Fz1/B1)*(1+Fz1/S1));        %COEFFICIENTE
Cqh1 = Fz1/(2/Kh1*(1+Fz1/S1)*tan(H1/2*Kh1)-H1); %RIG.RADIALE TEORICA
Crh1 = Cqh1*B1/Fz1*(1+Fz1/S1-H1*Kh1/tan(H1*Kh1)); %RIG.FLESSIONALE TEORICA
a1 = 1.9619*sz/H01+0.674;                %COEFFICIENTE
a3 = 0.8945*sz/H01+0.669;                %COEFFICIENTE
KL1 = a1*Cqh1;                           %RIGIDEZZA LATERALE EFFETTIVA
KC1 = a3*Crh1;                           %RIGIDEZZA CONICA EFFETTIVA

%MOLLA INTERNA
B2 = (1+nu)*D2^2*Kv2*H2/(4+2*nu);      %COEFFICIENTE
S2 = (2+2*nu)*Kv2*H2;                  %COEFFICIENTE
Fz2 = Kv2*sz2;                          %CARICO SU MOLLA ESTERNA
Kh2 = sqrt((Fz2/B2)*(1+Fz2/S2));        %COEFFICIENTE
Cqh2 = Fz2/(2/Kh2*(1+Fz2/S2)*tan(H2/2*Kh2)-H2); %RIG.RADIALE TEORICA
Crh2 = Cqh2*B2/Fz2*(1+Fz2/S2-H2*Kh2/tan(H2*Kh2)); %RIG.FLESSIONALE TEORICA
aa1 = 1.9619*sz2/H02+0.674;              %COEFFICIENTE
aa3 = 0.8945*sz2/H02+0.669;              %COEFFICIENTE
KL2 = aa1*Cqh2;                          %RIGIDEZZA LATERALE EFFETTIVA
KC2 = aa3*Crh2;                          %RIGIDEZZA CONICA EFFETTIVA

KL = KL1+KL2;   %kg/mm          RIGIDEZZA RADIALE TOTALE
Kc = KC1+KC2;   %kgmm/rad       RIGIDEZZA CONICA TOTALE

```

Figura 42 inizializzazione ciclo for e calcolo rigidezze radiali e coniche



### 3.2.4 RISOLUZIONE EQUILIBRIO DEL SISTEMA BOCCOLA E CALCOLO DEFLESSIONI E RIGIDEZZA DI SISTEMA

Anche in questa sezione è presente un ciclo if che decide l'equilibrio da risolvere in funzione del carico scelto, di conseguenza, se:

#### CARICO > CARICO MONTAGGIO

La funzione di equilibrio scritta in forma implicita sarà come quella del file di progettazione:

$$KV1 \times \Delta Z1 \times L + KV2 \times \Delta Z2 \times L + KL1 \times \Delta X1 \times H + KL2 \times \Delta X2 \times (H + h) + \\ + (KC1 + KC2) \times \theta + KS \times \theta + MR1 + MR2 - P \times L \cos(\theta) = 0$$

La differenza in questo caso, è che la funzione non viene più risolta in funzione delle rigidezze nominali, ma in funzione dell'angolo di rotazione del braccio, variabile contenuta all'interno delle funzioni di deflessione verticale e orizzontale.

Si ricorda però, che le rigidezze coniche e radiali sono state ottenute a partire dalla deflessione di primo tentativo.

Anche in questo caso l'equilibrio viene risolto utilizzando la funzione Matlab “fzero” che restituisce quindi l'angolo di rotazione del braccio  $\theta$ .

Una volta ottenuto l'angolo, il codice calcola le vere deflessioni verticali e orizzontali come nel sottoparagrafo 3.1.4, le lunghezze delle molle sotto deflessione “LP” e la rigidezza di sistema intesa come rapporto fra carico di esercizio e deflessione effettiva.

$$K_{sys} = \frac{P}{\Delta Z}$$

Il secondo step di iterazione userà le deflessioni appena ottenute per ricalcolare le rigidezze coniche e radiali e quindi ricalcolare l'equilibrio proprio per ottenere nuovamente le deflessioni.

Di seguito la sezione di codice in questione:

```
% CALCOLO EQUILIBRIO
% x corrisponde a theta (angolo di rotazione braccio boccola rispetto l'orizzontale)
% eql è l'equazione che descrive l'equilibrio alla rotazione nei due casi
% l'if permette di scegliere il giusto equilibrio in base al carico.
if P >= Pm
dz1 = @(x) Pm/KVtot + L*sin(x) + H*(cos(x)-1);
dz2 = @(x) Pm/KVtot + L*sin(x) + (H+h)*(cos(x)-1);
dx1 = @(x) L*(1-cos(x)) + H*sin(x);
dx2 = @(x) L*(1-cos(x)) + (H+h)*sin(x);
Mr1 = @(x) 0.5*dx1(x).*(dz1(x).*Kv1 + KL1.*(H01-dz1(x)));
Mr2 = @(x) 0.5*dx2(x).*(dz2(x).*Kv2 + KL2.*(H02-dz2(x)));

eql = @(x) Kv1*dz1(x).*L+Kv2*dz2(x).*L+KL1*dx1(x).*H+KL2*dx2(x).*(H+h)+(Kc+Ks)*x-P*L*cos(x)+Mr1(x)+Mr2(x);
int = [-1 2*pi];
fplot(eql,int);
grid on
int1 = [-0.5 0.5];
x0 = fzero(eql,int1);
y0 = eql(x0);
X0gradi = x0*180/3.14

DeltaZ = dz1(x0);
DeltaZ2 = dz2(x0);
DeltaX = dx1(x0);
DeltaX2 = dx2(x0);
Ksys = P/DeltaZ
Lp1 = H01 - DeltaZ
Lp2 = H02 - DeltaZ2
```

Figura 43 risoluzione equilibrio con carico > carico montaggio

## CARICO < CARICO MONTAGGIO

La funzione di equilibrio scritta in forma implicita sarà:

$$-KV1 \times \Delta Z1 \times L - KV2 \times \Delta Z2 \times L + KL1 \times \Delta X1 \times H + KL2 \times \Delta X2 \times (H + h) + \\ + (KC1 + KC2) \times \theta + KS \times \theta + MR1 + MR2 + P \times L \cos(\theta) = 0$$

Valgono poi le stesse considerazioni effettuate poco sopra ricordando però, che in questo caso le deflessioni valgono:

$$\begin{aligned}\Delta Z1 &= \Delta Z_M - L \sin \theta + H \cos \theta - H \\ \Delta Z2 &= \Delta Z_M - L \sin \theta + (H + h) \cos \theta - (H + h) \\ \Delta X1 &= L \cos \theta - L + H \sin \theta \\ \Delta X2 &= L \cos \theta - L + (H + h) \sin \theta\end{aligned}$$

Di seguito la sezione di codice in questione:

```
else
dz1 = @(x) Pm/KVtot - L*sin(x) + H*(cos(x)-1);
dz2 = @(x) Pm/KVtot - L*sin(x) + (H+h)*(cos(x)-1);
dx1 = @(x) L*(cos(x)-1) + H*sin(x);
dx2 = @(x) L*(cos(x)-1) + (H+h)*sin(x);
Mr1 = @(x) 0.5*dx1(x).*(dz1(x).*Kv1 + KL1.*(H01-dz1(x)));
Mr2 = @(x) 0.5*dx2(x).*(dz2(x).*Kv2 + KL2.*(H02-dz2(x)));

eq1 = @(x) -Kv1*dz1(x).*L -Kv2*dz2(x).*L + KL1*dx1(x).*H + KL2*dx2(x).*(H+h) + (Kc+Ks)*x + P*L*cos(x) + Mr1(x) + Mr2(x);
int = [-1 2*pi]; %intervallo di visualizzazione in radianti
fplot(eq1,int);
grid on
int1 = [-0.5 0.5]; %intervallo di ricerca radici in radianti
x0 = fzero(eq1,int1);
y0 = eq1(x0);
X0gradi = x0*180/pi

DeltaZ = dz1(x0);
DeltaZ2 = dz2(x0);
DeltaX = dx1(x0);
DeltaX2 = dx2(x0);
Ksys = P/DeltaZ
Lp1 = H01 - DeltaZ
Lp2 = H02 - DeltaZ2
end
if abs(sz-DeltaZ)<0.1 && abs(sz2-DeltaZ2)<0.1
    break
end
sz = DeltaZ
sz2 = DeltaZ2
end
```

Figura 44 risoluzione equilibrio con carico < carico montaggio (notare criterio di stop iterazione)

Come già specificato, il ciclo for è stato programmato per effettuare dieci iterazioni, ma al raggiungimento di una differenza fra valore di deflessione verticale di inizio step-iterazione e valore di deflessione verticale di fine step-iterazione minore di 0.1 mm, il ciclo si interrompe.

### 3.2.5 VERIFICA ALTEZZA MINIMA

In questa sezione si vuole verificare che le molle non vengano compresse oltre un valore limite nel momento in cui vengono sollecitate dalla condizione di carico più gravosa, altresì chiamata “Tamponamento Inferiore”

Per fare ciò è necessario calcolare l'altezza a pacco delle molle “Lc”, ovvero l'altezza che determina uno schiacciamento tale che le spire entrino in contatto, questa è chiaramente una condizione che si vuole evitare, in quanto uno schiacciamento ulteriore comporterebbe una deformazione permanente che modificherebbe il comportamento delle stesse.

La formula adottata nel codice è riportata nella EN 13906 per le molle formate a caldo con estremità chiuse e rettificate.

Sempre per questioni di sicurezza, infine, la EN 13906 prevede che l'altezza minima raggiungibile “Ln” debba essere quella a pacco, maggiorata di un franco di sicurezza.

La verifica si ritiene soddisfatta nel momento in cui l'altezza delle molle sotto carico a tamponamento inferiore sia maggiore dell'altezza minima.

Come nel file di progettazione, anche qui, una riga finale permette il salvataggio automatico dei parametri di interesse, in un MAT-file di nome “parametri\_verifica”, in modo da poter essere riutilizzati nei file successivi.

Di seguito la sezione di codice in questione:

```
%% VERIFICA ALTEZZA MINIMA
% per verificare che l'altezza minima non venga superata, eseguire il file
% impostando il carico a Tamponamento Inferiore (riga 32) e verificare che:
%  $L_{p1} > L_{n1}$  e  $L_{p2} > L_{n2}$ 

nm = 0.2; %numero di spire morte
ne = 1.5; %numero di spire di estremità
ntot1 = na1 + nm + ne; %numero di spire totali molla 1
ntot2 = na2 + nm + ne; %numero di spire totali molla 2

Lc1 = (ntot1-0.3)*d1; %altezza a pacco molla1
Lc2 = (ntot2-0.3)*d2; %altezza a pacco molla 2

Ln1 = Lc1 + 0.002*na1*(D1+d1) %altezza minima ammissibile molla 1
Ln2 = Lc2 + 0.002*na2*(D2+d2) %altezza minima ammissibile molla 2

save('parametri_verifica','H01','H02','Kv1','Kv2','D1','D2','d1','d2','na1','na2');
```

Figura 45 verifica altezza minima

### 3.3 VERIFICA A SNERVAMENTO

Sono presenti due file di questo tipo, uno per ciascuna molla ma di struttura identica.

L'obiettivo è quello di stabilire se la tensione generata all'interno della molla caricata a pacco, sia inferiore rispetto ad una tensione ammissibile che dipende dal tipo di materiale e dal diametro del filo.

La EN 13906-1 prevede la seguente formula per il calcolo della tensione massima:

$$\tau_c = \frac{8 \times D \times F_c}{\pi \times d^3}$$

dove  $F_c$  è la forza esercitata dalla molla a pacco, calcolata a partire dalla lunghezza della molla a pacco riportata nella figura 42.

I dati di input vengono richiamati automaticamente dal file "verifica".

Di seguito, la sezione di codice in questione riferita alla prima molla:

```
load("parametri_verifica.mat")

nm = 0.2;           %numero spire morte
ne = 1.5;           %numero spire di estremità
ntot1 = na1 + nm + ne %numero spire totali

Lc1 = (ntot1 - 0.3) * d1; %mm      altezza molla 1 a pacco
sc1 = H01 - Lc1;      %mm      deflessione molla 1 a pacco
Fc1 = Kv1 * sc1 * 9.81; %N        carico molla 1 a pacco
TAUc1 = 8*D1*Fc1/(pi*d1^3) %N/mm^2 tensione a pacco molla 1
```

Figura 46 verifica a snervamento

Calcolata la tensione a pacco, è poi necessario confrontarla con la tensione ammissibile, reperibile dai grafici presenti nella normativa EN 10089, in funzione del materiale e del diametro del filo.

### 3.4 VERIFICA A FATICA

Sono presenti due file di questo tipo, uno per ciascuna molla ma di struttura identica che richiamano automaticamente i parametri di interesse dal file “verifica”.

Di seguito è stato analizzato il file relativo alla prima molla.

Le prime righe di codice permettono il calcolo di due parametri necessari per le verifiche a fatica ovvero lo spring index “w” e il fattore correttivo degli stress per carichi dinamici “k”.

```
w = D1/d1;           %spring index molla 1
k = (w+0.5)/(w-0.75); %fattore correttivo stress per carichi dinamici
```

*Figura 47 calcolo spring index e fattore correttivo stress*

È opportuno ricordare che per svolgere un’analisi a fatica bisogna calcolare le tensioni riferite al carico massimo e al carico minimo e che il file “Verifica” permette il calcolo di una singola condizione di carico per esecuzione, perciò, affinché venga svolta una corretta computazione, è necessario seguire le seguenti istruzioni:

- Eseguire il file “Verifica” con  $P = F_{\max} = ODM + 20\%$  (carico dinamico massimo)
- Riportare manualmente i dati di interesse nella “Tabella 1” del file “Fatica”
- Eseguire il file “Verifica” con  $P = F_{\min} = ODM - 35\%$  (carico dinamico minimo)
- Riportare manualmente i dati di interesse nella “Tabella 2” del file “Fatica”
- Eseguire file “Fatica”

Come si può notare, i carichi dinamici massimi e minimi sono ottenuti maggiorando di una certa percentuale il carico in Ordine Di Marcia, ma questa è semplicemente una stima basata sull’esperienza del progettista, che potrebbe non essere ottimale per tutti i contesti.

Di conseguenza, se ce ne dovesse essere la necessità, i valori dovranno essere aggiornati.

Il file calcolerà quindi le tensioni massime e minime secondo la formula fornita dalla EN 13906-1:

$$\tau_i = k \frac{8}{\pi d^3} [FZ_i(D + \Delta X_i) + FL_i(L_i - d)]$$

Dove:

$d$  = diametro del filo

$FZ_i$  = forza elastica esercitata dalla singola molla in direzione verticale, nella  $i$ -esima condizione di carico, calcolata come segue:

$$FZ_i = \Delta Z_i * KV * 9.81$$

in cui:

$\Delta Z_i$  = deflessione della singola molla in direzione verticale nella  $i$ -esima condizione di carico

$KV$  = rigidezza verticale della singola molla;

$D$  = diametro medio della molla

$\Delta X_i$  = deflessione della singola molla in direzione laterale, nella  $i$ -esima condizione di carico

$FL_i$  = forza elastica esercitata dalla singola molla in direzione orizzontale, nella  $i$ -esima condizione di carico calcolata come segue:

$$FL_i = \Delta X_i * KL * 9.81;$$

in cui:

$KL$  = rigidezza laterale della singola molla;

$L_i$  = lunghezza della singola molla, nella  $i$ -esima condizione di carico

Di seguito, la sezione di codice in questione:

```
% TABELLA 1
%calcolo TENSIONE MASSIMA
%prendere i valori dal Workspace del file 'verifica' dopo aver impostato P = Fmax
deltaZmax = 76.0059; %mm inserire valore DeltaZ
Lmax = H01 - deltaZmax; %mm
FZmax = deltaZmax * Kv1 * 9.81; %N
deltaXmax = 1.019; %mm inserire valore DeltaX
KLmax = 77.3736; %kg/mm inserire valore KL1
FLmax = deltaXmax * KLmax * 9.81; %N
TAUmax = k*8/(pi*d1^3)*(FZmax*(D1+deltaXmax)+FLmax*(Lmax-d1)); %N/mm^2

% TABELLA 2
%calcolo TENSIONE MINIMA
%prendere i valori dal Workspace del file 'verifica' dopo aver impostato P = Fmin
deltaZmin = 47.8403; %mm inserire valore DeltaZ
Lmin = H01 - deltaZmin; %mm
FZmin = deltaZmin * Kv1 * 9.81; %N
deltaXmin = 9.2582; %mm inserire valore DeltaX
KLmin = 63.6890; %kg/mm inserire valore KL1
FLmin = deltaXmin * KLmin * 9.81; %N
TAUmin = k*8/(pi*d1^3)*(FZmin*(D1+deltaXmin)+FLmin*(Lmin-d1)); %N/mm^2
```

Figura 48 tabelle da completare prima dell'esecuzione del file verifica a fatica



### 3.4.1 GRAFICO GOODMAN-SMITH

Il file è stato inoltre programmato per restituire un grafico di GOODMAN-SMITH che è però rappresentativo di un materiale e diametro di filo specifici. Se si volesse cambiarlo bisognerebbe aggiornare manualmente i vettori  $x1$  e  $y1$  prendendo i valori dai grafici presenti nella normativa 13906-1:2013.

Ad ogni modo, alla luce delle evidenze raccolte, sembrerebbe più veloce e intuitivo segnarsi  $TAU_{min}$  e  $TAU_{max}$  e controllare direttamente dai grafici presenti nella normativa, senza modificare costantemente i vettori che compongono il grafico su Matlab ogni qualvolta cambiano materiale e diametro filo.

Di seguito la sezione di codice in questione e il rispettivo output grafico.

```
% BISETTRICE
x = [0 1000];
y = [0 1000];
line(x,y)
grid on
% LIMITI INTERVALLO DI TENSIONE
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
x1 = [0 390 690]'; % AGGIORNARE I VALORI IN FUNZIONE DEL MATERIALE SCELTO (pagina 25-30 BS EN 13906-1:2013)
y1 = [430 690 690]'; % AGGIORNARE I VALORI IN FUNZIONE DEL MATERIALE SCELTO (pagina 25-30 BS EN 13906-1:2013)
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
line(x1,y1)
hold on
x2 = [TAUmin TAUmin]';
y2 = [TAUmin TAUmax]';
line(x2,y2)
hold off
```

Figura 49 codice per la rappresentazione grafica di GOODMAN-SMITH

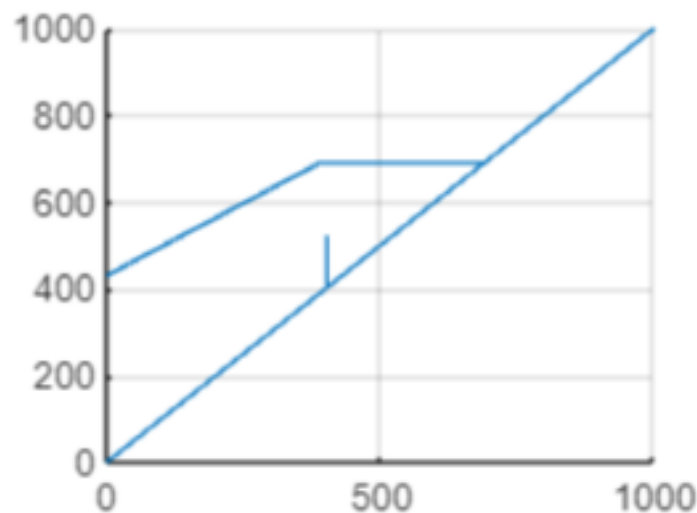


Figura 50 grafico di GOODMAN-SMITH



# CAPITOLO 4

## RISULTATI TOOL MATLAB

Per verificare la validità del tool si è deciso di progettare e verificare il comportamento di un pacco molla già esistente ed utilizzato dalla Blue Engineering, in un convoglio sviluppato per l'operatore ferroviario turco TURASAS e di confrontarne i risultati con il software Simpack.

Le due molle in questione presentano i seguenti parametri:

|                         | MOLLA 1 | MOLLA 2 |
|-------------------------|---------|---------|
| d (mm)                  | 41      | 27      |
| D (mm)                  | 230     | 142     |
| na                      | 3,6     | 6       |
| H0 (mm)                 | 338     | 338     |
| G (kg/mm <sup>2</sup> ) | 8000    | 8000    |

Secondo quindi la EN13906, le rigidezze verticali valgono:

| KV1 (kg/mm) | KV2 (kg/mm) |
|-------------|-------------|
| 64,51       | 30,93       |

## 4.1 PROGETTAZIONE

Si ricorda che lo scopo del file “Progettazione” è di individuare le rigidzze necessarie a garantire l’equilibrio del sistema boccola-sospensione usando come input seguenti dati.

- $K_s$  = rigidzza torsionale del tassello in gomma presente nella cerniera
- $G$  = modulo di taglio del materiale scelto
- $E$  = modulo di Young del materiale scelto
- $D$  = diametro medio dell’avvolgimento di entrambe le molle
- $H_0$  = altezza libera di entrambe le molle
- $L$  = lunghezza braccio boccola
- $H$  = distanza fra centro boccola e piattello di appoggio inferiore molle
- $P_m$  = carico di montaggio
- $\Delta Z_m$  = deflessione desiderata al carico di montaggio
- $P$  = condizione di carico qualsiasi
- $\Delta Z$  = deflessione desiderata nella condizione di carico sopracitata

A tal proposito, usando i valori numerici riportati nella figura 30 si ottengono i seguenti risultati:

- $KV_1 = 64,6987 \text{ kg/mm}$
- $KV_2 = 30,7484 \text{ kg/mm}$

Si noti che i valori ottenuti siano del tutto paragonabili con quelli ottenuti secondo il calcolo da normativa, decretando la correttezza della computazione.

Per quanto riguarda l’ultima sezione, ovvero quella dedicata al calcolo del numero di spire attive in funzione del diametro del filo utilizzando:

- $d_1 = 41 \text{ mm}$
- $d_2 = 27 \text{ mm}$

Si ottengono rispettivamente:

- $n_{a1} = 3,5897$
- $n_{a2} = 6,0363$

Anche in questo caso i valori ottenuti sono del tutto paragonabili con quelli delle molle già esistenti.

## 4.2 VERIFICA

Si ricorda che l'obiettivo di questo file è di restituire in output il comportamento della molla scelta nel file di progettazione.

Si è quindi deciso di analizzare il comportamento delle sospensioni primarie del primo carrello utilizzando le seguenti cinque condizioni di carico:

- ODM: condizione in ordine di marcia. Fa riferimento al carico nelle condizioni operative standard
- MONTAGGIO: è una condizione di carico indicativa del precarico a cui la sospensione deve essere sottoposta per garantirne il corretto montaggio, ovvero quando il braccio boccola è orizzontale. È superiore ad ODM
- CUM: condizione di utilizzazione massima. Fa riferimento ai limiti operativi del veicolo in relazione alla infrastruttura su cui circola
- T.I: condizione al tamponamento inferiore. Per evitare che le molle raggiungano lo schiacciamento a pacco, vengono inseriti dei tamponi che raggiunta questa condizione di carico, intervengono arrestando la corsa della sospensione. Si stima come  $ODM + 40\%$ .
- A.S: condizione di arresto superiore. È la condizione di carico per la quale la sospensione raggiunge il suo fine corsa superiore non potendo estendersi ulteriormente decretando quindi lo scaricamento massimo rispetto ODM. Si stima come  $ODM - 40\%$ .

Nella seguente tabella sono riportati i valori in Kg per ciascuna sospensione primaria:

|           |        |
|-----------|--------|
| ODM       | 6102.5 |
| MONTAGGIO | 7012.5 |
| CUM       | 7729.5 |
| T.I.      | 8544   |
| A.S.      | 3661.5 |

Di seguito si elencano i risultati della computazione di Matlab e della simulazione tramite un modello di Simpack sviluppato dal Professore Bosso:

## T.I

| $\theta$ Matlab | $\theta$ Simpack | Differenza $\theta$ | $\Delta z$ Matlab | $\Delta z$ Simpack | Differenza $\Delta z$ | Ksyst       |
|-----------------|------------------|---------------------|-------------------|--------------------|-----------------------|-------------|
| 1,4967 °        | 1,3267 °         | 0,17 °              | 83,7895 mm        | 82,8362 mm         | 0,9533 mm             | 101,8869 mm |

## C.U.M

| $\theta$ Matlab | $\theta$ Simpack | Differenza $\theta$ | $\Delta z$ Matlab | $\Delta z$ Simpack | Differenza $\Delta z$ | Ksyst      |
|-----------------|------------------|---------------------|-------------------|--------------------|-----------------------|------------|
| 0,7072 °        | 0,627 °          | 0,0802 °            | 78,3771 mm        | 77,875 mm          | 0,5021 mm             | 98,6009 mm |

## MONTAGGIO

| $\theta$ Matlab | $\theta$ Simpack | Differenza $\theta$ | $\Delta z$ Matlab | $\Delta z$ Simpack | Differenza $\Delta z$ | Ksyst      |
|-----------------|------------------|---------------------|-------------------|--------------------|-----------------------|------------|
| 0 °             | 0 °              | 0 °                 | 73,4697 mm        | 73,4697 mm         | 0 mm                  | 95,4475 mm |

## O.D.M

| $\theta$ Matlab | $\theta$ Simpack | Differenza $\theta$ | $\Delta z$ Matlab | $\Delta z$ Simpack | Differenza $\Delta z$ | Ksyst      |
|-----------------|------------------|---------------------|-------------------|--------------------|-----------------------|------------|
| 0,9138 °        | 0,8178 °         | 0,0960 °            | 67,0471 mm        | 67,8 mm            | 0,7529 mm             | 90,9868 mm |

## A.S

| $\theta$ Matlab | $\theta$ Simpack | Differenza $\theta$ | $\Delta z$ Matlab | $\Delta z$ Simpack | Differenza $\Delta z$ | Ksyst      |
|-----------------|------------------|---------------------|-------------------|--------------------|-----------------------|------------|
| 3,4598 °        | 3,1326 °         | 0,3272 °            | 49,0324 mm        | 52,2505 mm         | 3,2181 mm             | 74,6622 mm |

Di seguito, alcuni grafici di interesse:

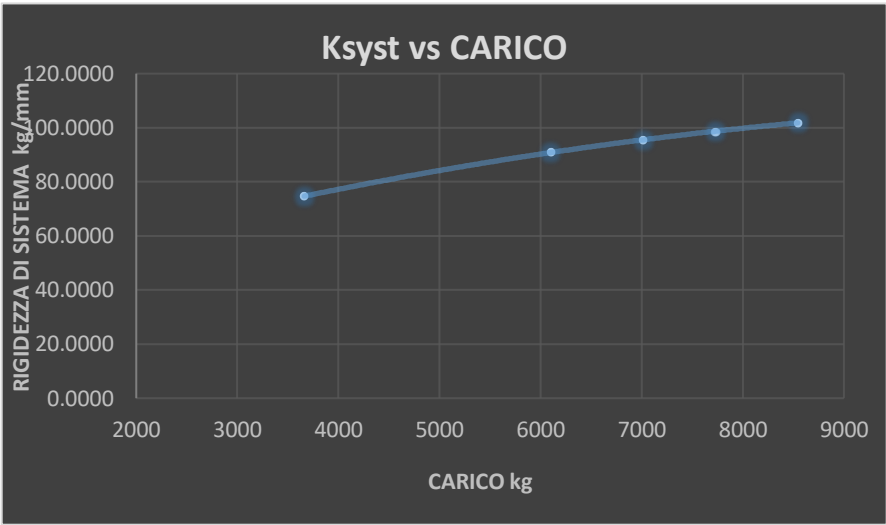


Figura 51 Rigidezza di sistema in funzione del carico

Notare che alla condizione di montaggio, la rigidezza di sistema equivale alla rigidezza nominale verticale del pacco molle ( 95.4475 kg/mm)

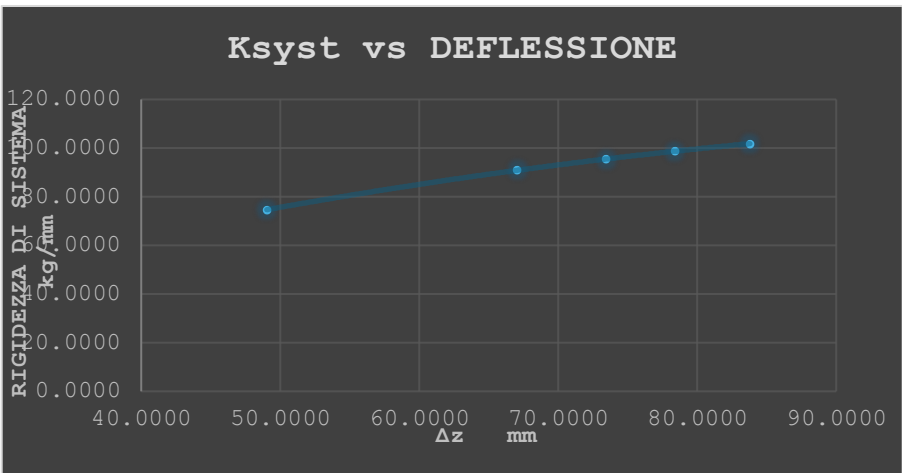


Figura 52 Rigidezza di sistema in funzione della deflessione

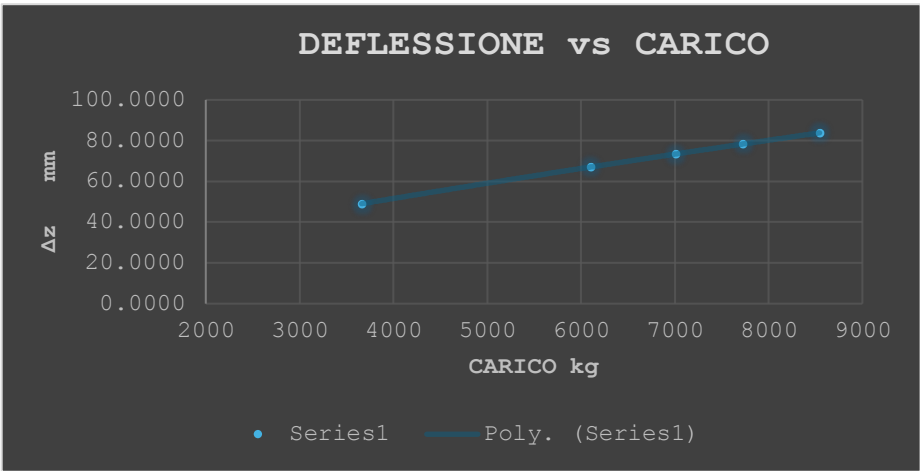


Figura 53 Deflessione in funzione del carico

# CAPITOLO 5

## SIMULAZIONE MULTIBODY SU SIMPACK

L'ultima attività svolta in questo elaborato è una simulazione multibody, su software Simpack, in particolare si è deciso di confrontare due diversi modelli per valutare le differenze di comportamento su due diversi tracciati ferroviari, alla velocità di 20 m/s

È opportuno specificare che i modelli differiscono solo per la sospensione primaria.

Di seguito sono descritti i due modelli usati come confronto:

### 5.1 MANCHESTER BENCHMARK

Il primo modello analizzato è un benchmark riconosciuto dall' "International Workshop of Computer Simulation of Rail Vehicle Dynamics" nel 1997.

Lo scopo di questo benchmark è di permettere ai progettisti di sospensioni di valutare l'idoneità dei vari software presenti sul mercato.

Non è altro che un riferimento comune il cui intento non è quello di fornire risultati accurati, bensì di valutare come le differenze con altri modelli influiscano sui risultati delle simulazioni.

Il modello in questione rappresenta una carrozza passeggeri, provvista di due carrelli a due assi con sospensioni primarie composte da tre molle allineate ciascuna lungo le tre direzioni, con le seguenti caratteristiche:

- **Sospensione primaria semplice:** molle e smorzatori sono lineari
- **Assenza di smorzatori anti-serpeggio**
- **Smorzatori non inclinati:** i coefficienti di smorzamento si riferiscono ad una sola direzione
- **Veicolo simmetrico**

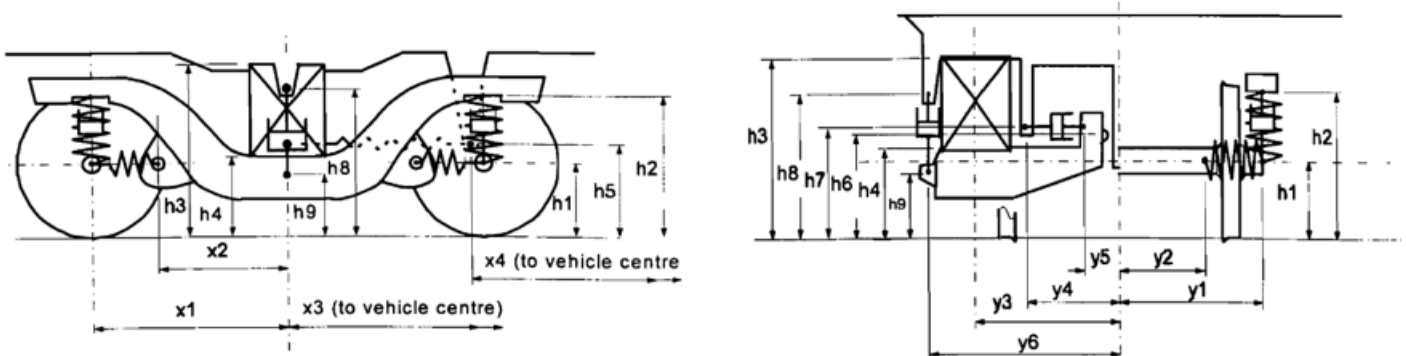


Figura 54 rappresentazione grafica del Manchester Benchmark

È molto importante specificare che la presenza delle tre molle non è una rappresentazione veritiera del sistema reale, questo infatti, è solo un espediente per rendere il carico computazionale più leggero. In questa maniera, infatti, si evita che la molla verticale risponda anche a flessione e taglio, sostituendo quindi queste reazioni con quelle di due molle orientate in maniera longitudinale e laterale che si comprimeranno ed estenderanno in direzione puramente assiale.

Si deduce quindi che i risultati della simulazione non potranno essere totalmente accurati, ma come già enunciato nell'introduzione di questo capitolo, l'intento di questo modello è di fornire un riferimento di partenza per valutare le differenze con altri modelli.

### 5.1.1 MASSE E MOMENTI DI INERZIA

Sono di seguito elencate le masse e i momenti di inerzia dei componenti del modello:

#### SALA MONTATA

|                                  |                          |
|----------------------------------|--------------------------|
| Massa                            | 1813 Kg                  |
| Momento di inerzia al rollio     | 1120 Kg · m <sup>2</sup> |
| Momento di inerzia al beccheggio | 112 Kg · m <sup>2</sup>  |
| Momento di inerzia all'imbardata | 1120 Kg · m <sup>2</sup> |

#### CARRELLI

|                                  |                          |
|----------------------------------|--------------------------|
| Massa                            | 2615 Kg                  |
| Momento di inerzia al rollio     | 1722 Kg · m <sup>2</sup> |
| Momento di inerzia al beccheggio | 1476 Kg · m <sup>2</sup> |
| Momento di inerzia all'imbardata | 3067 Kg · m <sup>2</sup> |

#### CASSA

|                                  |                             |
|----------------------------------|-----------------------------|
| Massa                            | 43628 Kg                    |
| Momento di inerzia al rollio     | 56800 Kg · m <sup>2</sup>   |
| Momento di inerzia al beccheggio | 1970000 Kg · m <sup>2</sup> |
| Momento di inerzia all'imbardata | 1970000 Kg · m <sup>2</sup> |

Il benchmark prevedrebbe una massa della cassa pari a 32000 Kg ma si è deciso di utilizzare il valore maggiorato presente nella tabella soprastante in modo tale da ottenere come carico unitario per sospensione primaria, un valore di 6107 Kg circa pari al valore di carico nella condizione ODM.

### 5.1.2 PARAMETRI SOSPENSIONI

Sono di seguito elencate le rigidezze e gli smorzamenti dei componenti del modello:

#### SOSPENSIONE PRIMARIA

Ne sono presenti quattro per carrello

|                                    |              |
|------------------------------------|--------------|
| Rigidezza longitudinale            | 31391000 N/m |
| Smorzamento longitudinale          | 15000 Ns/m   |
| Rigidezza smorzatore longitudinale | 60000000 N/m |
| Rigidezza laterale                 | 884665 N/m   |
| Smorzamento laterale               | 2000 Ns/m    |
| Rigidezza smorzatore laterale      | 7500000 N/m  |
| Rigidezza verticale                | 936340 N/m   |

Il benchmark prevedrebbe un valore di rigidezza verticale pari a 1220000 N ma si è deciso di utilizzare il valore presente nella tabella soprastante pari al valore di rigidezza verticale del modello successivo, in modo da rendere i risultati confrontabili.

#### SOSPENSIONE SECONDARIA

Ne sono presenti due per carrello

|                                  |              |
|----------------------------------|--------------|
| Rigidezza a taglio longitudinale | 160000 N/m   |
| Rigidezza a taglio laterale      | 160000 N/m   |
| Rigidezza verticale              | 430000 N/m   |
| Rigidezza a flessione            | 10500 Nm/rad |

#### TRASCINAMENTO LONGITUDINALE

Ne è presente uno per carrello

|                      |              |
|----------------------|--------------|
| Rigidezza            | 5000000 N/m  |
| Smorzamento          | 25000 Ns/m   |
| Rigidezza smorzatore | 10000000 N/m |



## **BARRA ANTIROLLIO**

Ne è presente una per carrello

|                      |               |
|----------------------|---------------|
| Rigidezza torsionale | 940000 Nm/rad |
|----------------------|---------------|

## **SMORZATORE PRIMARIO VERTICALE**

Ne sono presenti quattro per carrello

|                      |             |
|----------------------|-------------|
| Smorzamento          | 4000 Ns/m   |
| Rigidezza smorzatore | 1000000 N/m |

## **SMORZATORE SECONDARIO LATERALE**

Ne sono presenti due per carrello

|                      |             |
|----------------------|-------------|
| Smorzamento          | 32000 Ns/m  |
| Rigidezza smorzatore | 6000000 N/m |

## **SMORZATORE SECONDARIO LATERALE**

Ne sono presenti due per carrello

|                      |             |
|----------------------|-------------|
| Smorzamento          | 20000 Ns/m  |
| Rigidezza smorzatore | 6000000 N/m |

### 5.1.3 DIMENSIONI VEICOLO

Sono di seguito elencate le quote fondamentali che descrivono la carrozza analizzata

|                                                                                               |          |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------|----------|
| Interperno                                                                                    | 19000 mm |
| Semi-passo del carrello                                                                       | 1280 mm  |
| Raggio ruote                                                                                  | 460 mm   |
| Altezza rispetto PDF del CDM del carrello                                                     | 600 mm   |
| Altezza rispetto PDF del CDM della cassa                                                      | 1800 mm  |
| Offset laterale e longitudinale del CDM della cassa rispetto il centro geometrico della cassa | 0 mm     |

### 5.1.4 GEOMETRIA SOSPENSIONI

Con riferimento alla figura 53 si definiscono le seguenti quote riguardanti:

#### SOSPENSIONE PRIMARIA

Con riferimento al sistema rappresentato dalle tre molle

|                                                                            |         |
|----------------------------------------------------------------------------|---------|
| Semi-passo longitudinale del carrello (x1)                                 | 1280 mm |
| Distanza longitudinale fra CDM carrello e attacco molla longitudinale (x2) | 830 mm  |
| Semi-passo laterale del carrello (y1)                                      | 1000 mm |
| Distanza laterale fra CDM carrello e attacco molla laterale (y2)           | 600 mm  |
| Raggio ruota (h1)                                                          | 460 mm  |
| Altezza attacco molla sul carrello (h2)                                    | 880 mm  |

## SOSPENSIONE SECONDARIA

È stata rappresentata come una shear spring che equivale a un elemento elastico il cui materiale o geometria è progettato in modo che la deformazione principale sia un taglio (cioè scorrimento relativo tra due superfici o strati), non solo compressione o estensione lungo l'asse.

|                                                          |         |
|----------------------------------------------------------|---------|
| Distanza longitudinale dal CDM della carrozza<br>(x3)    | 9500 mm |
| Distanza laterale dal CDM della carrozza (y3)            | 1000 mm |
| Altezza dell'estremità superiore rispetto al PDF<br>(h3) | 1130 mm |
| Altezza dell'estremità inferiore rispetto al PDF<br>(h4) | 525 mm  |

## TRASCINAMENTO SECONDARIO

Non è altro che un'asta rigida posizionata fra carrello e cassa orientata in direzione longitudinale. Il suo scopo è quello di trasmettere gli sforzi longitudinali (frenata, trazione) tra carrello e cassa, vincolandoli rigidamente. Senza la sua presenza, la trasmissione sarebbe ad opera della sospensione secondaria, che non potrebbe garantire la suddetta rigidità e che consentirebbe movimenti relativi troppo ampi.

|                                                                              |         |
|------------------------------------------------------------------------------|---------|
| Altezza rispetto PDF (h5)                                                    | 600 mm  |
| Distanza longitudinale attacco centrale rispetto<br>CDM della cassa (x3)     | 9500 mm |
| Distanza longitudinale attacco di estremità<br>rispetto CDM della cassa (x4) | 8500 mm |

## TAMPONE LATERALE SECONDARIO

Il suo scopo è quello di limitare gli spostamenti relativi laterali tra la cassa e il carrello proteggendo la cassa da spostamenti indebiti in curva. Oltre un certo spostamento laterale funziona da fine corsa.

|                           |        |
|---------------------------|--------|
| Altezza rispetto PDF (h6) | 650 mm |
|---------------------------|--------|

## SMORZATORI LATERALI SECONDARI

Sono posti fra carrello e cassa, in direzione laterale, e la loro funzione è quella di controllare e mitigare i movimenti laterali relativi e il comportamento dinamico del sistema garantendo maggiore sicurezza e confort ai passeggeri.

|                                                                      |        |
|----------------------------------------------------------------------|--------|
| Distanza laterale fra estremo esterno smorzatore e CDM carrello (y4) | 665 mm |
| Distanza laterale fra estremo interno smorzatore e CDM carrello (y5) | 230 mm |
| Altezza rispetto PDF (h7)                                            | 700 mm |

## SMORZATORI VERTICALI PRIMARI

Sono posti verticalmente fra sale e carrello. Servono a smorzare le vibrazioni e le sollecitazioni sviluppate dal contatto ruota-rotaia

|                                                                   |         |
|-------------------------------------------------------------------|---------|
| Distanza longitudinale fra attacco smorzatore e CDM carrello (x1) | 1280 mm |
| Distanza laterale fra attacco smorzatore e CDM carrello (y1)      | 1000 mm |
| Altezza attacco inferiore rispetto PDF (h1)                       | 460 mm  |
| Altezza attacco superiore rispetto PDF (h2)                       | 880 mm  |

## SMORZATORI VERTICALI SECONDARI

Sono posti verticalmente fra carrello e cassa e il loro scopo è quello di smorzare i movimenti a frequenza più bassa caratteristici della cassa, migliorando il comfort dei passeggeri.

|                                                              |         |
|--------------------------------------------------------------|---------|
| Distanza laterale fra attacco smorzatore e CDM carrello (y6) | 1300 mm |
| Altezza attacco inferiore rispetto PDF (h9)                  | 925 mm  |
| Altezza attacco superiore rispetto PDF (h8)                  | 400 mm  |

## 5.2 FLEXYCOIL

Il secondo modello analizzato è più fedele ad una sospensione reale rispetto al primo.

Ciascuna sospensione primaria è infatti costituita da un pacco molle composto di due molle verticali concentriche.

Le molle longitudinali e laterali presenti nel primo modello non sono più necessarie, in quanto, le molle verticali possono ora rispondere a sollecitazioni di flessione e taglio conferendo rigidità anche in direzione longitudinale e laterale.

Si è deciso di adottare questo tipo di modellazione in quanto è corrispondente esattamente alla tipologia di sospensione studiata attraverso l'algoritmo in Matlab descritto ai capitoli precedenti.



*Figura 55 Flexicoil su sospensione secondaria*

Inoltre, in questo modello si è utilizzata una geometria della guida boccola a braccio, esattamente come quella descritta al capitolo due, con la presenza quindi dell'inserto in gomma nella cerniera che vincola la guida boccola al carrello.

Si considera perciò l'aggiunta delle rigidità caratterizzanti l'inserto in gomma.

È opportuno ricordare che i due modelli analizzati differiscono solo per la sospensione primaria, tutte le restanti componenti sono state lasciate inalterate.

Le differenze di risultato fra le due simulazioni saranno quindi dovute solo alle sospensioni primarie.

### 5.2.1 PARAMETRI SOSPENSIONE PRIMARIA

Di seguito si elencano i dati riguardanti solo la sospensione primaria e l'inserto in gomma, gli altri, come osservato in precedenza, restano invariati.

#### INSERTO IN GOMMA

Ne è presente uno per ogni sospensione primaria, quindi quattro per ogni carrello.

|                                                         |              |
|---------------------------------------------------------|--------------|
| Rigidezza longitudinale                                 | 22890000 N/m |
| Rigidezza verticale                                     | 22890000 N/m |
| Rigidezza laterale                                      | 2949000 N/m  |
| Rigidezza a flessione                                   | 9000 Nm/rad  |
| Rigidezza torsionale                                    | 5699 Nm/rad  |
| Smorzamento in direzione longitudinale                  | 22890 Ns/m   |
| Smorzamento in direzione verticale                      | 22890 Ns/m   |
| Smorzamento in direzione laterale                       | 2949 Ns/m    |
| Smorzamento rotazionale attorno<br>l'asse longitudinale | 9 Ns/m       |
| Smorzamento rotazionale attorno<br>l'asse verticale     | 9 Ns/m       |
| Smorzamento rotazionale attorno<br>l'asse laterale      | 5,699 Ns/m   |

## FLEXICOIL

Per quanto riguarda il molleggio primario, non sono richiesti in input dei valori di rigidezza.

Il software, infatti, dispone di una funzione dedicata al calcolo delle molle flexicoil che richiede come parametri in ingresso le caratteristiche geometriche della molla.

Si ricorda, in aggiunta, che si è implementato un sistema a due molle concentriche.

| MOLLA ESTERNA                  |                               | MOLLA INTERNA                  |                               |
|--------------------------------|-------------------------------|--------------------------------|-------------------------------|
| Modulo di Young                | 206000000000 N/m <sup>2</sup> | Modulo di Young                | 206000000000 N/m <sup>2</sup> |
| Modulo di Poisson              | 0,3125                        | Modulo di Poisson              | 0,3125                        |
| Diametro del filo              | 41 mm                         | Diametro del filo              | 27 mm                         |
| Diametro medio di avvolgimento | 230 mm                        | Diametro medio di avvolgimento | 142 mm                        |
| Numero di spire attive         | 3,6                           | Numero di spire attive         | 6                             |
| Lunghezza libera               | 338 mm                        | Lunghezza libera               | 338 mm                        |

La risultante rigidezza verticale è pari a 936340 N/m, lo stesso valore che è stato scelto per la rigidezza verticale della sospensione primaria nel modello del Manchester Benchmark.

## 5.3 TRACCIATI

Ciascuno dei due modelli è stato analizzato facendo percorrere ai veicoli due tracciati differenti composti da:

- **Rettilineo iniziale**
- **Curva a destra**
- **Rettilineo finale**

Ciascun tracciato è definito da parametri che descrivono il percorso sia nel piano orizzontale che in sopraelevazione.

Per quanto riguarda il piano orizzontale, i tratti di tracciato saranno indicati da diciture recanti:

- **STR**: fa riferimento a un tratto rettilineo
- **CLO**: fa riferimento a una curva con raggio variabile, richiede perciò il raggio di curvatura in ingresso e quello in uscita
- **CIR**: fa riferimento a una curva con raggio costante, richiede perciò un unico raggio di curvatura

Per quanto riguarda la sopraelevazione, i tratti di tracciato saranno indicati da diciture recanti:

- **CST**: fa riferimento a un tratto con sopraelevazione costante
- **LIR**: fa riferimento a un tratto con sopraelevazione variabile linearmente, richiede perciò la sopraelevazione in ingresso e quella in uscita

I due tracciati differiscono per i raggi di curvatura e di conseguenza anche per le altezze di sopraelevazione.

Le differenze sono riassunte nelle tabelle ai paragrafi successivi



### 5.3.1 TRACCIATO 1

#### PIANO ORIZZONTALE

| TIPO | DESCRIZIONE      | VALORE | DESCRIZIONE | VALORE | DESCRIZIONE | VALORE |
|------|------------------|--------|-------------|--------|-------------|--------|
| STR  | Lunghezza tratto | 300 m  |             |        |             |        |
| CLO  | Lunghezza tratto | 60 m   | Raggio 1    | 0 m    | Raggio 2    | 250 m  |
| CIR  | Lunghezza tratto | 60 m   | Raggio      | 250 m  |             |        |
| CLO  | Lunghezza tratto | 60 m   | Raggio 1    | 250 m  | Raggio 2    | 0 m    |
| STR  | Lunghezza tratto | 500 m  |             |        |             |        |

#### SOPRAELEVAZIONE

| TIPO | DESCRIZIONE      | VALORE | DESCRIZIONE | VALORE | DESCRIZIONE | VALORE |
|------|------------------|--------|-------------|--------|-------------|--------|
| CST  | Lunghezza tratto | 300 m  | Altezza     | 0 m    |             |        |
| LIR  | Lunghezza tratto | 60 m   | Altezza 1   | 0 m    | Altezza 2   | 0,15 m |
| CST  | Lunghezza tratto | 60 m   | Altezza     | 0,15 m |             |        |
| LIR  | Lunghezza tratto | 60 m   | Altezza 1   | 0,15 m | Altezza 2   | 0 m    |
| CST  | Lunghezza tratto | 300 m  | Altezza     | 0 m    |             |        |

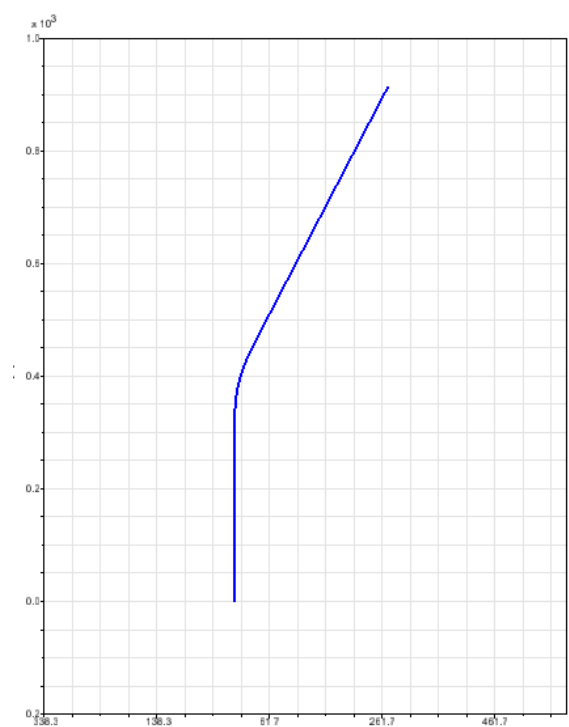


Figura 56 Vista in pianta del tracciato 1

### 5.3.2 TRACCIATO 2

#### PIANO ORIZZONTALE

| TIPO | DESCRIZIONE      | VALORE | DESCRIZIONE | VALORE | DESCRIZIONE | VALORE |
|------|------------------|--------|-------------|--------|-------------|--------|
| STR  | Lunghezza tratto | 300 m  |             |        |             |        |
| CLO  | Lunghezza tratto | 60 m   | Raggio 1    | 0 m    | Raggio 2    | 500 m  |
| CIR  | Lunghezza tratto | 60 m   | Raggio      | 500 m  |             |        |
| CLO  | Lunghezza tratto | 60 m   | Raggio 1    | 500 m  | Raggio 2    | 0 m    |
| STR  | Lunghezza tratto | 500 m  |             |        |             |        |

#### SOPRAELEVAZIONE

| TIPO | DESCRIZIONE      | VALORE | DESCRIZIONE | VALORE | DESCRIZIONE | VALORE |
|------|------------------|--------|-------------|--------|-------------|--------|
| CST  | Lunghezza tratto | 300 m  | Altezza     | 0 m    |             |        |
| LIR  | Lunghezza tratto | 60 m   | Altezza 1   | 0 m    | Altezza 2   | 0,1 m  |
| CST  | Lunghezza tratto | 60 m   | Altezza     | 0,1 m  |             |        |
| LIR  | Lunghezza tratto | 60 m   | Altezza 1   | 0,1 m  | Altezza 2   | 0 m    |
| CST  | Lunghezza tratto | 300 m  | Altezza     | 0 m    |             |        |

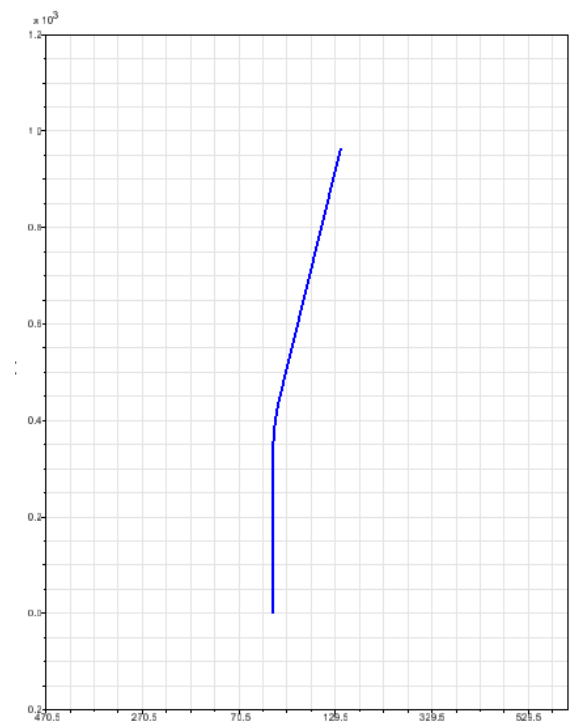


Figura 57 Vista in pianta del tracciato 2

# CAPITOLO 6

## RISULTATI SIMULAZIONE

L'analisi del comportamento del veicolo si sviluppa attraverso il confronto di diversi parametri, di seguito elencati:

- **Fattore di scaricamento delle ruote  $\Delta Q/Q_0$**   
rappresenta la variazione del carico verticale sulla ruota rispetto al carico nominale statico (condizione in ODM in questo caso), il cui valore limite è pari al 60% secondo la EN 14363:2005.
- **Forze di contatto laterali esercitate da ogni sala**  
non sono altro che i carichi esercitati in direzione laterale sulle rotaie
- **Fattore di deragliamento delle ruote  $Y/Q$**   
rappresenta il rapporto fra la forza laterale e la forza verticale agente su una ruota. È calcolabile in funzione del coefficiente d'attrito fra ruota e rotaia e l'angolo di flangia della ruota, tuttavia, è stato utilizzato un valore limite di 0,8 derivato da analisi statistiche di prove sul campo

Inoltre, si è deciso di valutare l'assetto delle sale in maniera tale da poter meglio spiegare i parametri soprastanti. Le grandezze di seguito analizzate sono infatti strettamente legate alle prime:

- **Spostamento laterale**  
più la sala è spostata lateralmente, maggiore è l'angolo di rollio e maggiore sarà lo scaricamento delle ruote che andrà ad incidere sulla sicurezza al deragliamento.  
Una ruota più scarica, in termini di carico verticale, è infatti più probabile che deragli in quanto non riuscirà a bilanciare la forza laterale che comporterà la risalita del bordino sulla rotaia.
- **Rollio**  
Funzione dello spostamento laterale della sala e della conicità delle ruote.
- **Imbardata**  
la sala con profili conici è soggetta, anche in rettilineo, ad un moto parassita formato da uno spostamento laterale ed una rotazione di imbardata che prende il nome di serpeggio.  
Un valore maggiore implica maggiore usura della ruota e della rotaia in quanto il punto di contatto tende a scorrere sulle rotaie piuttosto che rotolare perfettamente.

È importante, inoltre, prima di mostrare i risultati, anticipare alcuni comportamenti, di cui ci si aspetta il riscontro, in modo tale da poter decretare la validità dei modelli.

- Forze laterali maggiori nelle sale anteriori dei carrelli in quanto quest'ultime sono le prime ad inserirsi in curva e a subire il contatto fra bordino e rotaia. Questo implica anche uno spostamento laterale maggiore nelle suddette
- Scaricamento maggiore nelle sale anteriori dovuto ad uno spostamento laterale maggiore.
- Fattore di deragliamento maggiore su sale anteriori in quanto quest'ultime sono soggette a forze in direzione laterale maggiori rispetto alle sale posteriori.

Si ricorda che lo scopo della simulazione è quello di valutare le differenze di risultato fra i due modelli analizzati.

A tal fine, si farà ricorso a grafici e tabelle.

È poi essenziale specificare che i grafici seguiranno l'andamento dei parametri, in maniera continua, nel dominio del tempo, ma le tabelle riporteranno i parametri in funzione di tre soli istanti temporali:

- Ingresso curva
- Centro curva
- Uscita curva

# 6.1 TRACCIATO 1

R = 250 M

## 6.1.1 INTRODUZIONE

Nel seguente capitolo sono illustrati i valori di picco dei vari parametri indagati, nei tre istanti temporali sopra specificati, relativi alla simulazione condotta nel primo tracciato

È doveroso mettere in rilievo che i due modelli restituiscono i valori di picco sulle stesse ruote, o stesse sale, e all'incirca allo stesso istante temporale, sinonimo del fatto che la dinamica degli eventi è coerente per entrambi i modelli ma che le diverse condizioni di rigidezza scalano l'ampiezza delle risposte.

| PARAMETRO                  | VALORE CON FLEXICOIL | VALORE CON MANCHESTER BENCHMARK | DIFFERENZA RELATIVA | ISTANTE TEMPORALE     | POSIZIONE                                        |
|----------------------------|----------------------|---------------------------------|---------------------|-----------------------|--------------------------------------------------|
| DQ/Q0                      | 43,96%               | 37,92%                          | 13,55%              | Ingresso curva 16,8 s | Ruota sinistra sala anteriore carrello anteriore |
| FORZE DI CONTATTO LATERALI | 55,6 kN              | 53,5 kN                         | 3,5%                | Centro curva 19,8 s   | Sala anteriore carrello anteriore                |
| Y/Q                        | 0,421                | 0,39                            | 6,2%                | Centro curva 19,8 s   | Ruota destra sala anteriore carrello anteriore   |
| ROLLIO SALE                | 0,000736 rad         | 0,000729 rad                    | 0,897%              | Centro curva 19,8 s   | Sala anteriore carrello anteriore                |
| IMBARDATA SALE             | 0,0089 rad           | 0,0096 ad                       | 6,98%               | Centro curva 19,8 s   | Sala anteriore carrello anteriore                |
| SPOSTAMENTO LATERALE SALE  | 6,24 mm              | 6,23 mm                         | 0,11%               | Centro curva 19,8 s   | Sala anteriore carrello anteriore                |

### 6.1.2 $\Delta Q/Q_0$

Il primo parametro analizzato è il fattore di scaricamento delle ruote, i valori di picco si ottengono per la ruota sinistra della sala anteriore del carrello anteriore in ingresso curva a circa 16,8 secondi dall'inizio della simulazione.

Gli andamenti, come è ben evincibile dai grafici, sono del tutto confrontabili.

I valori positivi indicano un caricamento rispetto alla condizione nominale e sono infatti riferiti alle ruote sinistre, ovvero quelle esterne alla curva.

Questo chiaramente vale fino a che il veicolo non si appresta ad uscire dalla curva.

Una volta uscito infatti, comincia un transitorio, in cui il segno della funzione si inverte per poi annullarsi, questo è dovuto alla conicità delle ruote unita alla cessazione della forza centrifuga e alle inerzie che portano il veicolo a ricentrarsi prima e poi a spostarsi lateralmente dal lato opposto seguendo un andamento armonico smorzato.

Le ruote sinistre sono tratteggiate in rosso, le destre sono in nero

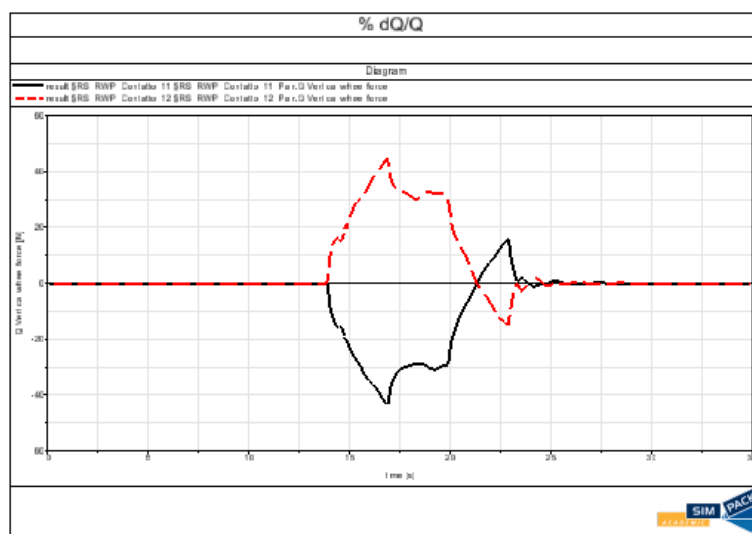
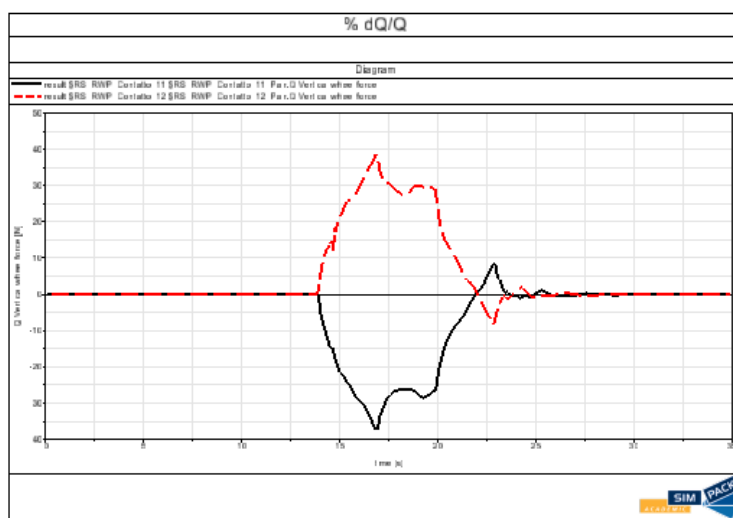


Figura 58 andamento  $\Delta Q/Q_0$  con Flexicoil



### 6.1.3 FORZE DI CONTATTO LATERALI

Il secondo parametro analizzato è la forza laterale totale generata dalle singole sale, altresì chiamata Ripage, i valori di picco si ottengono per la sala anteriore del carrello anteriore nel centro curva a circa 19,8 secondi dall'inizio della simulazione.

Gli andamenti, come è ben evincibile dai grafici, sono del tutto confrontabili anche in questo caso.

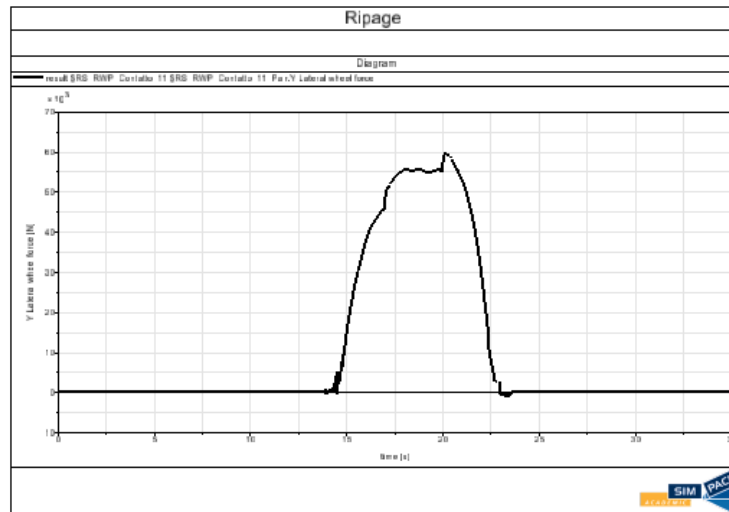


Figura 60 andamento ripage con Flexicoil



Figura 61 andamento ripage con Manchester Benchmark

### 6.1.4 Y/Q

Il terzo parametro analizzato è il fattore di deragliamento delle ruote Y/Q, i valori di picco si ottengono per la ruota destra della sala anteriore del carrello anteriore nel centro curva a circa 19,8 secondi dall'inizio della simulazione.

Come nei casi precedenti, l'andamento del fattore è confrontabile nei due casi

Il valore di picco fa riferimento alla ruota sinistra che, essendo quella che si trova esternamente rispetto alla curva, entra in contatto con la rotaia attraverso il bordino rischiando di sviare.

Le ruote destre sono in nero, le sinistre sono tratteggiate in rosso

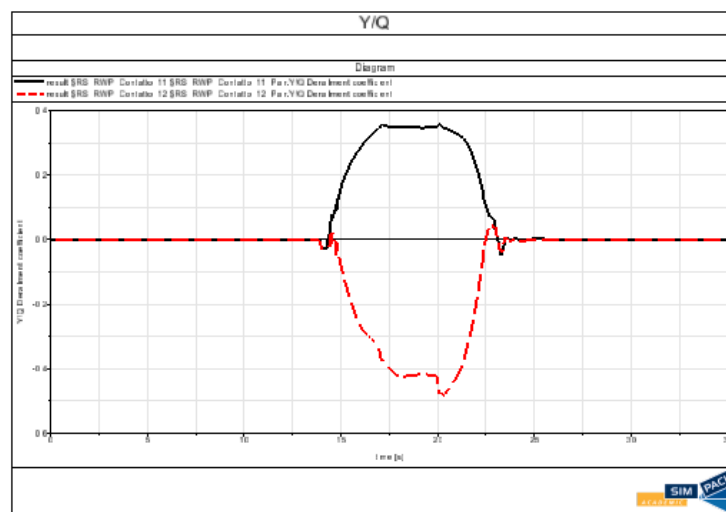


Figura 62 andamento Y/Q con Flexicoil

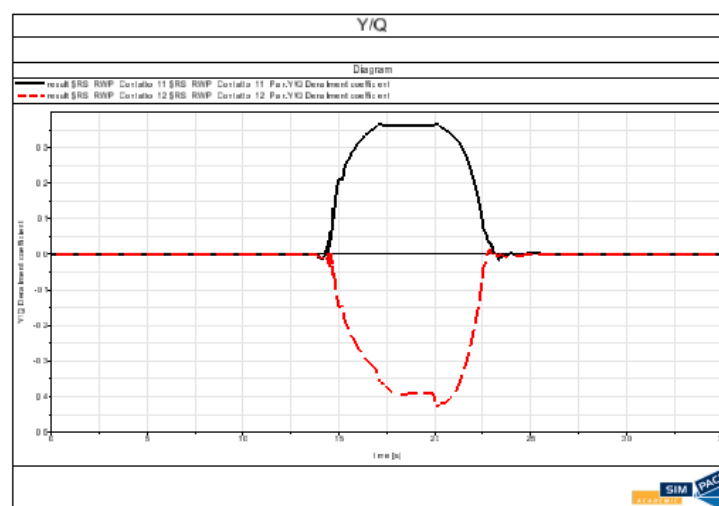


Figura 63 andamento Y/Q con Manchester Benchmark



### 6.1.5 ROLLIO SALE

Il quarto parametro analizzato è il rollio delle sale, i valori di picco si ottengono per la sala anteriore del carrello anteriore nel centro curva a circa 19,8 secondi dall'inizio della simulazione.

In questo caso gli andamenti sono paragonabili solo per quanto riguarda la sala anteriore del primo carrello, la sala posteriore presenta un'inversione di tendenza in centro curva.

Ad ogni modo, la sala posteriore di un carrello riveste un'importanza limitata nel presente elaborato. Essendo la meno caricata fra le due, non riveste un ruolo primario per quanto riguarda le analisi sulla sicurezza al deragliamento e sull'usura di ruota e rotaia

Il segno positivo della funzione indica una rotazione di rollio in senso orario rispetto all'asse longitudinale del veicolo con verso concorde alla direzione di marcia.

Le sale anteriori sono in nero, quelle posteriori sono tratteggiate in rosso.

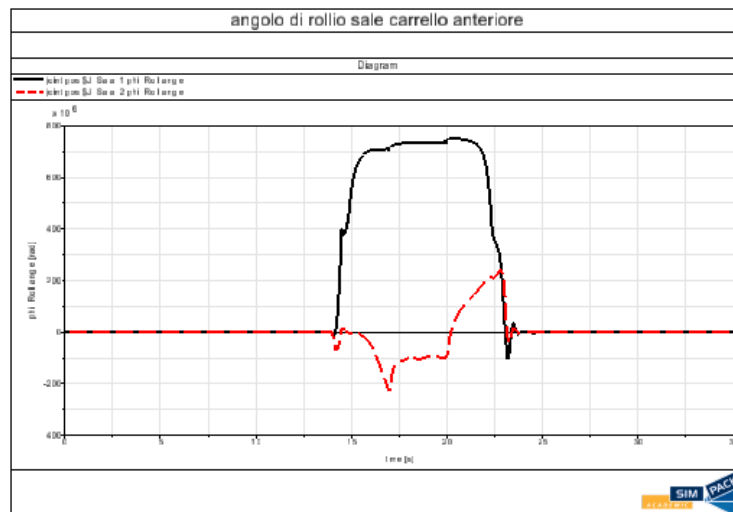


Figura 64 andamento angolo di rollio sale carrello anteriore con Flexicoil

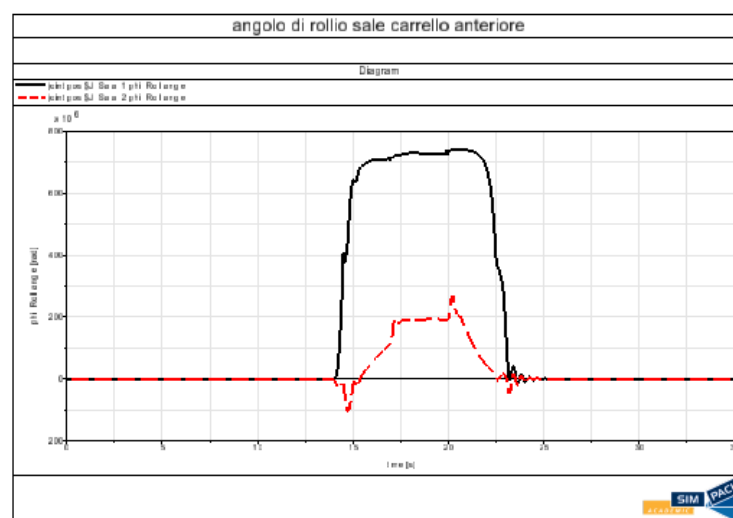


Figura 65 andamento angolo di rollio sale carrello anteriore con Manchester Benchmark

### 6.1.6 SPOSTAMENTO LATERALE SALE

Il quinto parametro analizzato è lo spostamento laterale delle sale, i valori di picco si ottengono per la sala anteriore del carrello anteriore in ingresso curva a circa 16,8 secondi dall'inizio della simulazione. È importante specificare che spostamento laterale e angolo di rollio sono legate dalla seguente equazione:

$$y = -\frac{s\theta}{\lambda}$$

Dove:

$y$  = spostamento laterale sala

$\theta$  = angolo di rollio sala

$s$  = scartamento

$\lambda$  = conicità ruote

Di fatti, dai grafici si evince, che gli andamenti di spostamento laterale e angolo di rollio delle sale sono i medesimi ma con verso opposto e magnitudo differenti

Le sale anteriori sono in nero, quelle posteriori sono tratteggiate in rosso.

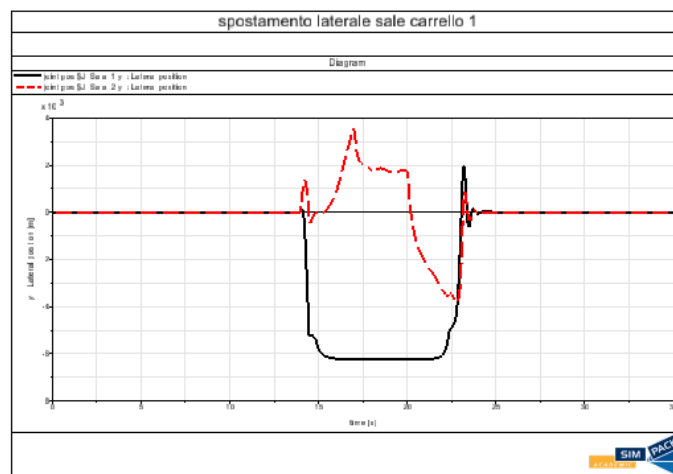


Figura 66 andamento spostamento laterale sale carrello 1 con Flexicoil

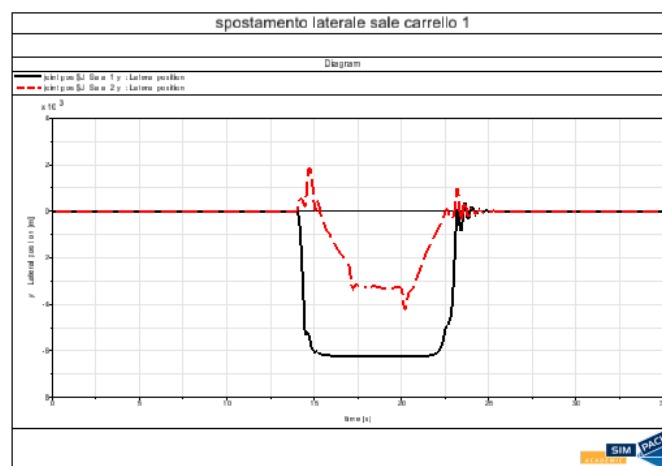


Figura 67 andamento spostamento laterale sale carrello 1 con Manchester Benchmark

### 6.1.7 IMBARDATA SALE

L'ultimo parametro analizzato è l'angolo di imbardata delle sale, i valori di picco si ottengono per la sala anteriore del primo carrello in ingresso curva a circa 16,8 secondi dall'inizio della simulazione.

Gli andamenti in questo caso sono del tutto confrontabili e si può evincere che le sale posteriori tendono a non imbardare

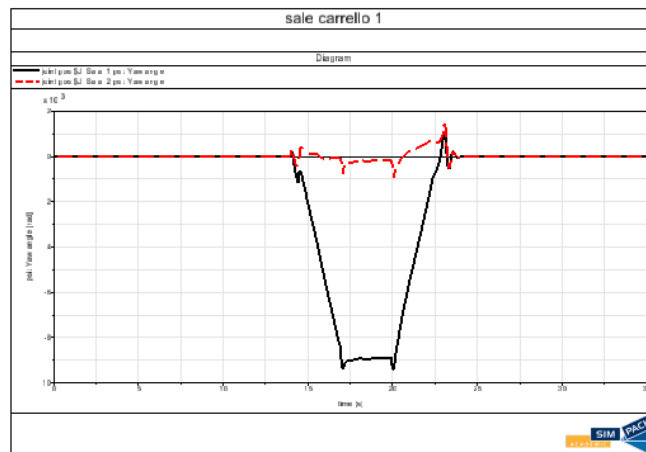


Figura 68 angolo di imbardata sale carrello anteriore con Flexicoil

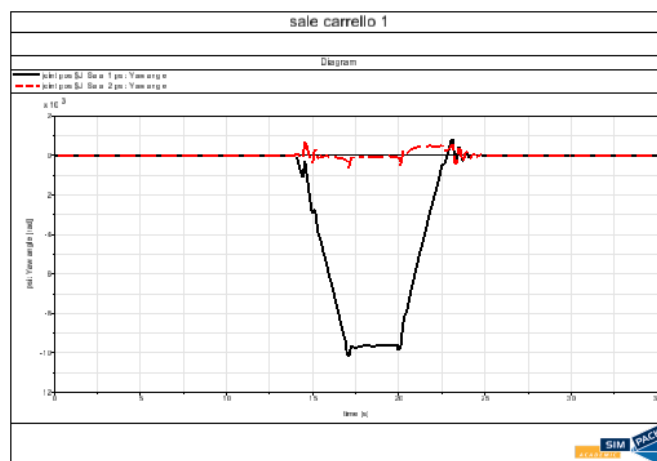


Figura 69 angolo di imbardata sale carrello anteriore con Manchester Benchmark

# 6.2 TRACCIATO 2

R = 500 M

## 6.2.1 INTRODUZIONE

Nel seguente capitolo sono illustrati i valori di picco dei vari parametri indagati, nei tre istanti temporali già specificati, relativi alla simulazione condotta nel secondo tracciato

Come nel primo caso, anche qui, è importante evidenziare che i due modelli restituiscono i valori di picco sulle stesse ruote, o stesse sale, e all'incirca allo stesso istante temporale, ad ulteriore conferma che la dinamica degli eventi è coerente per entrambi i modelli ma che le diverse condizioni di rigidezza scalano l'ampiezza delle risposte.

| PARAMETRO                  | VALORE CON FLEXICOIL | VALORE CON MANCHESTER BENCHMARK | DIFFERENZA RELATIVA | ISTANTE TEMPORALE     | POSIZIONE                                        |
|----------------------------|----------------------|---------------------------------|---------------------|-----------------------|--------------------------------------------------|
| DQ/Q0                      | 19,088%              | 16,408%                         | 14,041%             | Ingresso curva 16,8 s | Ruota sinistra sala anteriore carrello anteriore |
| FORZE DI CONTATTO LATERALI | 37,6 kN              | 39,1 kN                         | 3,597%              | Centro curva 19,8 s   | Sala anteriore carrello anteriore                |
| Y/Q                        | 0,283                | 0,292                           | 2,967%              | Centro curva 19,8 s   | Ruota destra sala anteriore carrello anteriore   |
| ROLLIO SALE                | 0,000707 rad         | 0,0007125 rad                   | 0,713%              | Centro curva 19,8 s   | Sala anteriore carrello anteriore                |
| IMBARDATA SALE             | 0,0039 rad           | 0,00424 ad                      | 7,53%               | Centro curva 19,8 s   | Sala anteriore carrello anteriore                |
| SPOSTAMENTO LATERALE SALE  | 6,17 mm              | 6,18 mm                         | 0,18%               | Centro curva 19,8 s   | Sala anteriore carrello anteriore                |

### 6.2.1 $\Delta Q/Q_0$

Il primo parametro analizzato è il fattore di scaricamento delle ruote, i valori di picco si ottengono per la ruota sinistra della sala anteriore del carrello anteriore in ingresso curva a circa 16,8 secondi dall'inizio della simulazione.

Gli andamenti sono pressoché confrontabili come nel primo tracciato ad eccezione del tratto in uscita dalla curva dove il modello con flexicoil restituisce una risposta maggiore, tutte le altre considerazioni sono da intendersi analoghe al primo tracciato.

Le ruote sinistre sono tratteggiate in rosso, le destre sono in nero.

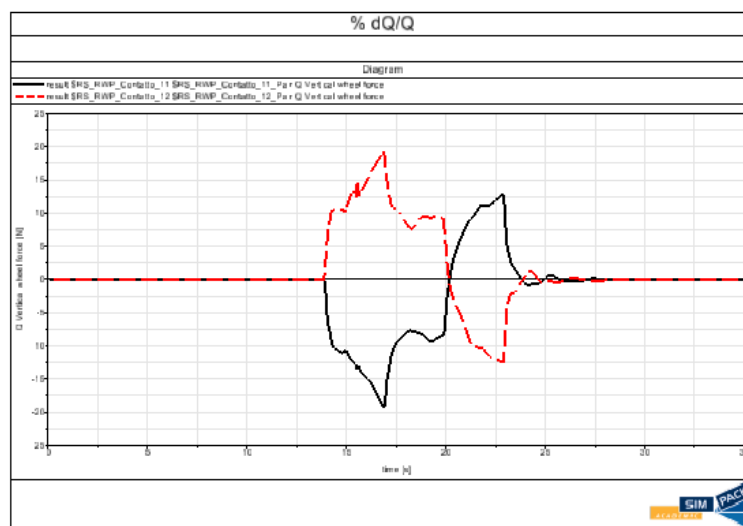


Figura 70 andamento  $\Delta Q/Q_0$  con Flexicoil

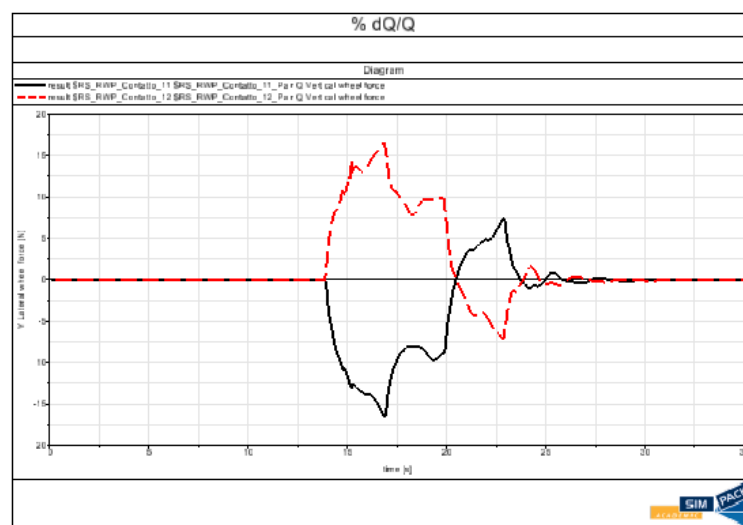


Figura 71 andamento  $\Delta Q/Q_0$  con Manchester benchmark

### 6.2.3 FORZE DI CONTATTO LATERALI

Il secondo parametro analizzato è la forza laterale totale generata dalle singole sale, altresì chiamata Ripage, i valori di picco si ottengono per la sala anteriore del carrello anteriore nel centro curva a circa 19,8 secondi dall'inizio della simulazione.

Analogamente al primo tracciato, gli andamenti sono del tutto confrontabili.

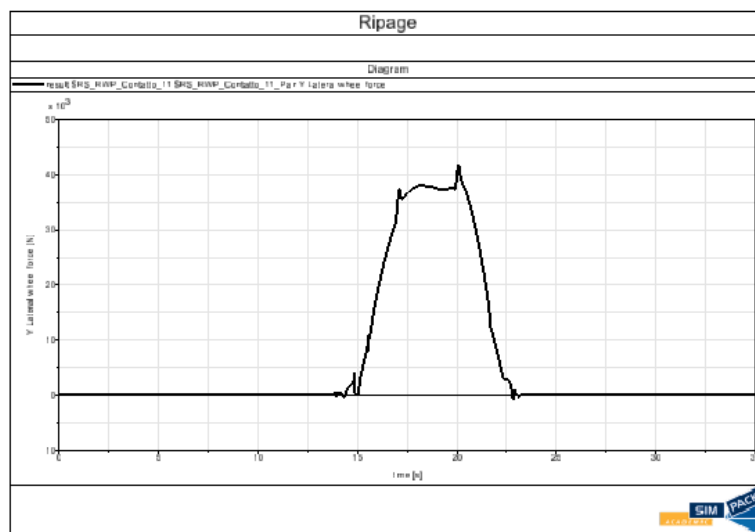


Figura 72 andamento Ripage con Flexicoil

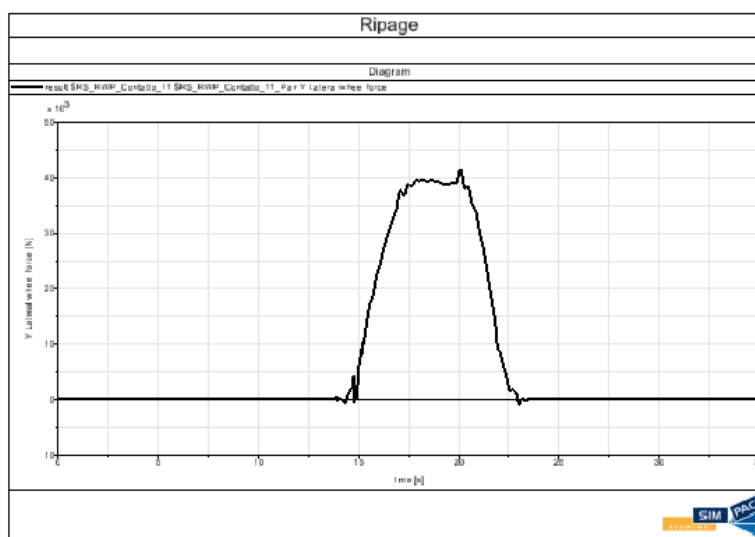


Figura 73 andamento Ripage con Manchester Benchmark

## 6.2.4 Y/Q

Il terzo parametro analizzato è il fattore di deragliamento delle ruote Y/Q, i valori di picco si ottengono per la ruota destra della sala anteriore del carrello anteriore nel centro curva a circa 19,8 secondi dall'inizio della simulazione.

Come nei casi precedenti, l'andamento del fattore è confrontabile nei due modelli.

Si può notare però che in questo tracciato, le due ruote, raggiungono valori di Y/Q più simili, **dovuto a...**

Le ruote destre sono in nero, le sinistre sono tratteggiate in rosso.

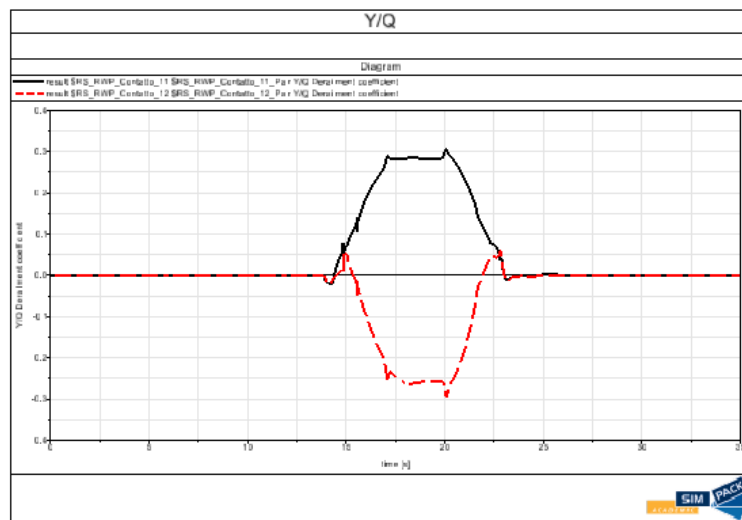


Figura 75 andamento Y/Q con Flexicoil

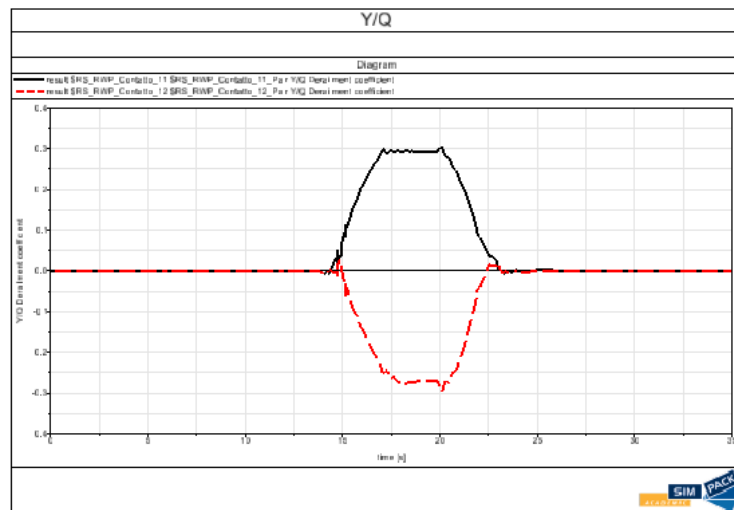


Figura 74 andamento Y/Q con Manchester Benchmark

## 6.2.5 ROLLIO SALE

Il quarto parametro analizzato è il rollio delle sale, i valori di picco si ottengono per la sala anteriore del carrello anteriore nel centro curva a circa 19,8 secondi dall'inizio della simulazione.

Si può notare che a differenza della simulazione condotta sul primo tracciato, in questo caso il comportamento delle sale posteriori è più confrontabile, non risultando inversioni di tendenza eccessive. Il comportamento delle sale anteriori, come nel caso precedente, è invece del tutto paragonabile per entrambi i modelli.

Tutte le altre considerazioni sono da intendersi analoghe al primo tracciato.

Le sale anteriori sono in nero, quelle posteriori sono tratteggiate in rosso.

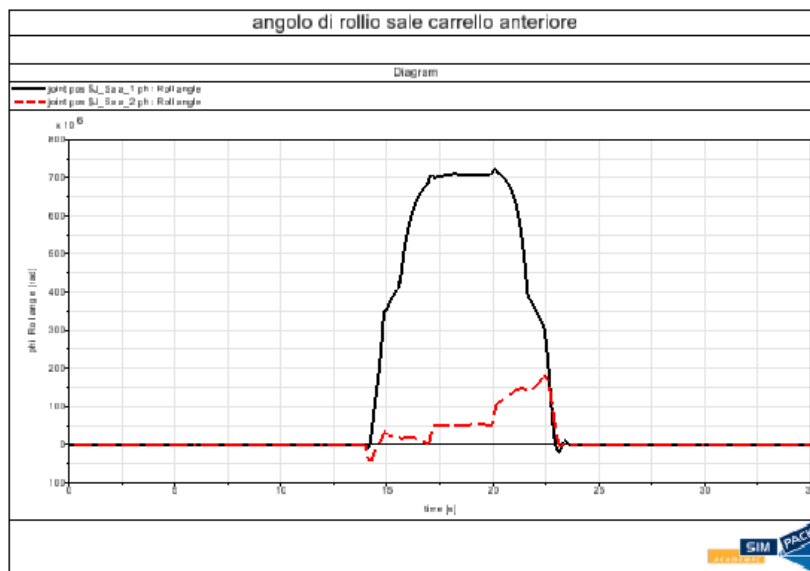


Figura 76 andamento angolo di rollio sale carrello anteriore con Flexicoil

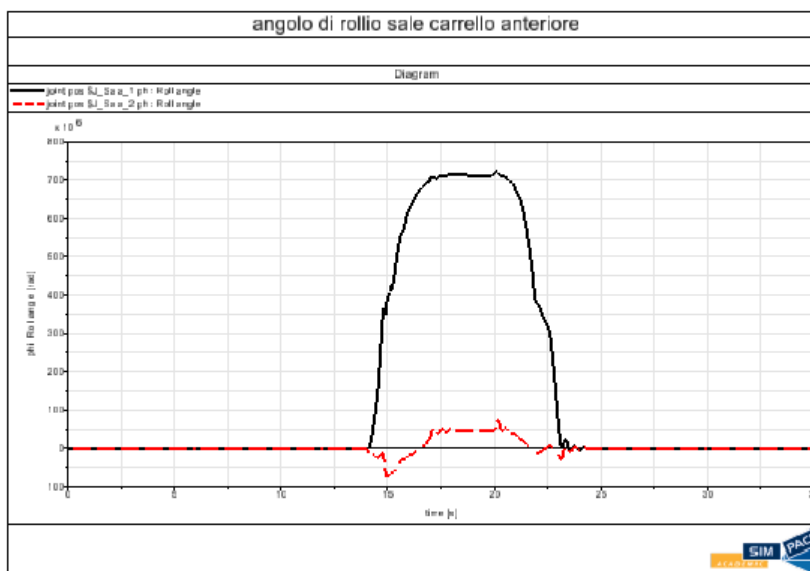


Figura 77 andamento angolo di rollio sale carrello anteriore con Manchester Benchmark



## 6.2.6 SPOSTAMENTO LATERALE SALE

Il quinto parametro analizzato è lo spostamento laterale delle sale, i valori di picco si ottengono per la sala anteriore del carrello anteriore nel centro curva a circa 19,8 secondi dall'inizio della simulazione. Le considerazioni effettuate nel capitolo precedente, circa il legame fra angolo di rollio e spostamento laterale delle sale, sono chiaramente ancora valide.

Di conseguenza, il comportamento delle sale anteriori è sostanzialmente lo stesso, mentre quello delle sale posteriori pur non essendo del tutto simile, è più paragonabile rispetto al caso del primo tracciato. Le sale anteriori sono in nero, quelle posteriori sono tratteggiate in rosso.

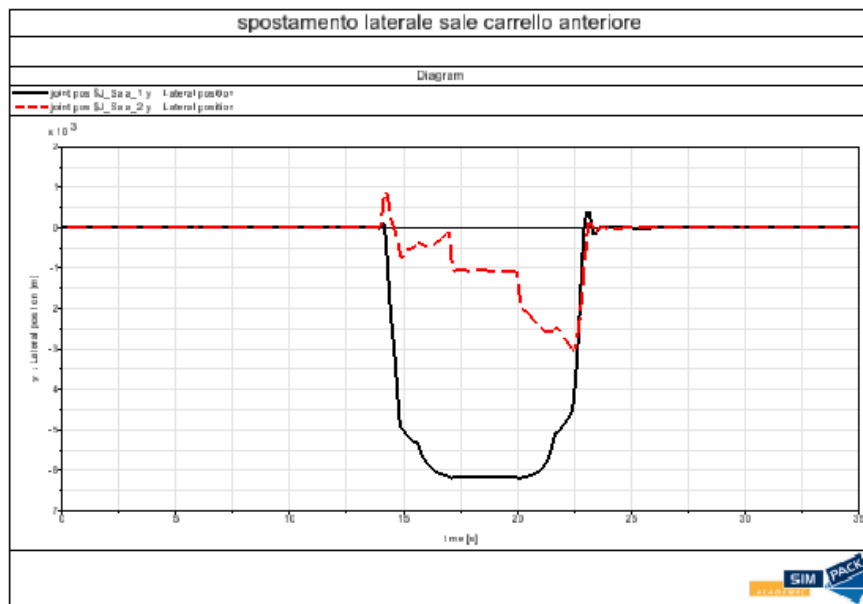


Figura 78 andamento spostamento laterale sale carrello 1 con Flexicoil

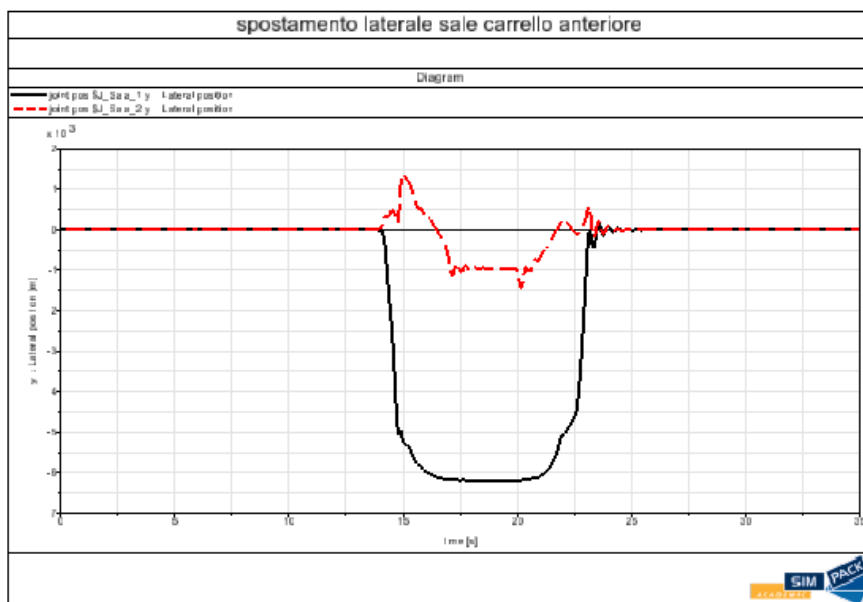


Figura 79 andamento spostamento laterale sale carrello 1 con Manchester Benchmark

## 6.2.7 IMBAR

L'ultimo parametro analizzato è l'angolo di imbardata delle sale, i valori di picco si ottengono per la sala anteriore del primo carrello nel centro curva a circa 19,8 secondi dall'inizio della simulazione.

Anche in questo caso, gli andamenti sono del tutto confrontabili e si può evincere che le sale posteriori tendono a non imbardare.

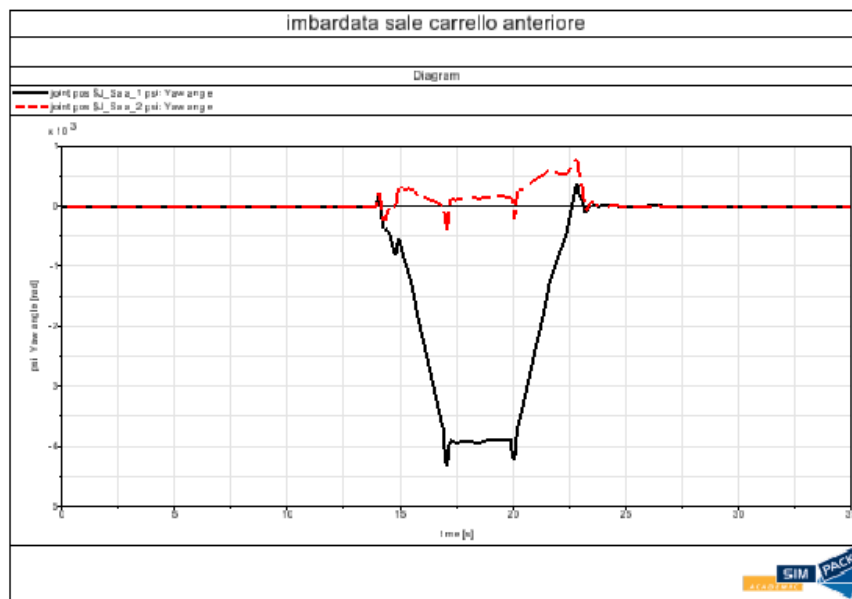


Figura 80 angolo di imbardata sale carrello anteriore con Flexicoil

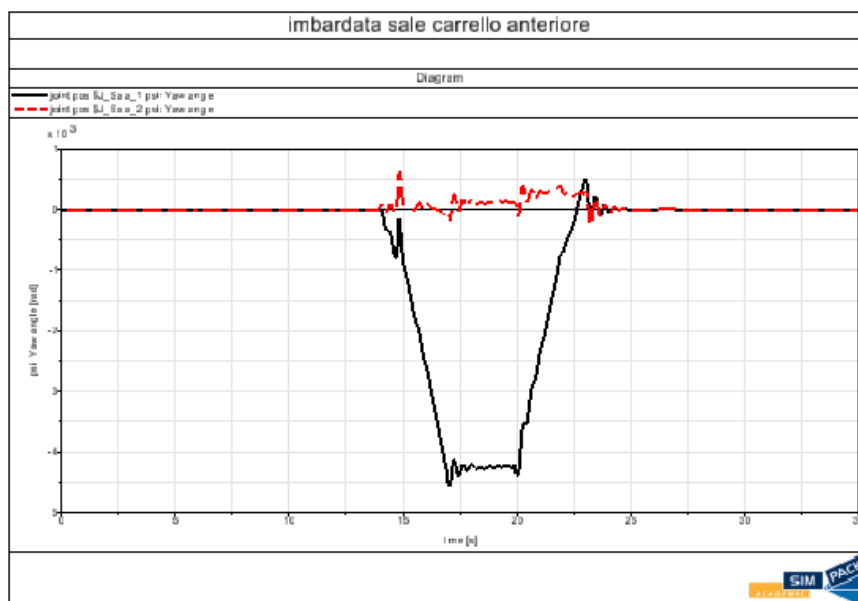


Figura 81 angolo di imbardata sale carrello anteriore con Manchester Benchmark

# CONCLUSIONI

## ALGORITMO MATLAB

L'attività svolta e discussa nei capitoli 2, 3 e 4 aveva come obiettivo ultimo, la definizione di una metodologia per il dimensionamento e la verifica di sospensioni ferroviarie a braccio.

Lo studio è stato reso necessario dalle verifiche effettuate dai tecnici della Blue Engineering SRL su veicoli da loro progettati in quanto durante i controlli manutentivi si era notato che le casse dei veicoli risultavano sollevate di circa 20 mm in più rispetto a quanto preventivato inizialmente, sinonimo di un errato dimensionamento delle sospensioni.

Si è deciso quindi di sostituire la precedente metodologia di calcolo utilizzata dall'azienda, ovvero Excel, con un algoritmo sviluppato su un software con potenza di calcolo maggiore, ovvero Matlab, e di indagare la validità dei risultati attraverso un confronto con un modello multibody, sviluppato dal Prof. Bosso su Simpack.

Gli obiettivi attesi, infine, possono considerarsi rispettati in quanto, come riportato dai risultati al paragrafo 4.2, la differenza fra i valori ottenuti con il codice Matlab e quelli ottenuti attraverso simulazione su Simpack, risulta minore di 3,2 mm, valore ampiamente al di sotto dell'errore riscontrato in fase di manutenzione pari a 20 mm.

Si evince quindi dai dati che:

- L'errore fra il modello Matlab e il modello Simpack è di piccola entità, non è costante al variare del carico ed aumenta allontanandosi dalla condizione di montaggio
- L'errore fra il modello Matlab e il modello Simpack assume valori maggiori per carichi minori rispetto al carico di montaggio
- L'errore fra modello Matlab e il modello Simpack è nullo alla condizione di montaggio

Per quanto riguarda i primi tre punti, ciò, è probabilmente dovuto alla semplicità del modello Matlab, che considera la rigidità torsionale dell'inserto in gomma costante al variare della torsione, al processo computazionale di tipo iterativo e ad altre approssimazioni di tipo geometrico.

In conclusione, quello che si evince da questo studio è come la rigidità "del sistema" vari al variare del carico. La ragione è da imputare alla variazione di verso delle coppie e delle forze generati dalle rigidità coniche e laterali della molla e torsionale dell'inserto in gomma.

In particolare, si noti come la rigidezza aumenti rispetto a quella nominale per carichi maggiori rispetto al carico di montaggio e diminuisca nel caso contrario, in condizione di montaggio la rigidezza di sistema è invece equivalente a quella nominale in quanto la molla è compressa in maniera perfettamente assiale senza quindi chiamare in causa le altre rigidezze.

## **SIMULAZIONE SIMPACK**

L'attività svolta nei capitoli 5 e 6 aveva invece come obiettivo ultimo il paragone fra due diversi modelli di sospensione primaria attraverso un software di simulazione multibody.

Nello studio in questione, è stato adoperato “Simpack”, software per la simulazione dinamica di sistemi meccanici multicorpo in 3D, nella sua estensione RAIL, particolarmente indicata per simulare il comportamento dei veicoli ferroviari in marcia.

Si ricorda che si è deciso di confrontare il “Manchester benchmark” modello di base, utilizzato come standard di riferimento”, con il “Flexicoil” modello più avanzato, più laborioso da implementare oltretutto utilizzato per validare i risultati Matlab già approfonditi.

Dopo aver effettuato le simulazioni si è potuto infine constatare che i due modelli si comportino, in buona sostanza, in maniera equivalente.

Le differenze fra i valori dei parametri analizzati nel paragrafo precedente, fra i due modelli, superano infatti il 10 % soltanto per quanto riguarda il fattore di scaricamento delle ruote  $\Delta Q/Q_0$ .

In linea generale, inoltre, le differenze registrate fra i due modelli, restano costanti al variare del tracciato di prova, sinonimo della bontà della simulazione.

Per quanto riguarda la valutazione dell'usura si può concludere che non ci sono differenze sostanziali fra i due modelli, in quanto i parametri da cui dipende non presentano differenze sostanziali nei valori di output. Ricordiamo perciò:

- **Imbardata sale:** è presente una differenza del 6,98 % fra i valori dei due modelli nel caso del tracciato 1 e del 7,53 % nel caso del tracciato 2. In entrambi i casi il Manchester benchmark è il modello che restituisce valori maggiori, denominando quindi una tendenza ad accentuare l'usura.
- **Spostamento laterale sale:** è presente una differenza del 0,11 % fra i valori dei due modelli nel caso del tracciato 1 e del 0,18 % nel caso del tracciato 2 denotando quindi una certa stabilità del parametro al variare del modello.

Per quanto riguarda la valutazione della sicurezza al deragliamento si può invece concludere che la differenza fra i due modelli vari al variare del raggio di curvatura del tracciato, difatti analizzando il parametro in questione risulta che:

- **Fattore di deragliamento delle ruote  $Y/Q$ :** è presente una differenza del 6,2 % fra i valori dei due modelli nel caso del tracciato 1 e del 2,967 %. È inoltre importante notare che nel primo caso è il modello con Flexicoil a restituire i valori più alti mentre nel secondo il Manchester benchmark sintomo della non completa stabilità del parametro.

In conclusione, si può quindi affermare che, nonostante il Manchester benchmark sia a tutti gli effetti un modello standard e molto meno dettagliato, restituisce risultati sufficientemente accettabili e non eccessivamente lontani rispetto ad un modello più accurato e fedele alle tecnologie reali.

# BIBLIOGRAFIA

- [1] F. Erminio, «Breve storia dei treni e delle ferrovie. Chi ha inventato rotaie e locomotive,» 2022. [Online]. Available: <https://www.geopop.it/breve-storia-dei-treni-e-delle-ferrovie-chi-ha-inventato-rotaie-e-locomotive/>.
- [2] «The Evolution & History of Steam Locomotives,» [Online]. Available: <https://mechanical.strasburgtrainroad.com/blog/history-steam-locomotive/>.
- [3] F. Sbranchella, «Coefficiente di attrito statico e dinamico: Valori e Formule,» 2024. [Online]. Available: <https://www.youmath.it/domande-a-risposte/view/3391-coefficiente-di-attrito-statico-dinamico.html>.
- [4] B. Dalla Chiara, «Slides del corso di Sistemi di trasporto ferroviari, metropolitani e a fune».
- [5] N. Bosso, «Slides del corso di Progettazione Meccanica e Trazione Elettrica di Veicoli su Rotaia,» 2024.
- [6] BSI, «Cylindrical helical springs made from round wire and bar-Calculation and design. BS EN 13906-1:2013,» 2013.
- [7] S. Iwnick, «Manchester Benchmarks for Rail Vehicle Simulation,» *Vehicle System Dynamics*, 1998.
- [8] CEN, «Railway applications — Testing for the acceptance of running characteristics of railway vehicles — Testing of running behaviour and stationary tests. EN 14363:2005,» 2005.