

POLITECNICO DI TORINO

Dipartimento di Ingegneria Meccanica ed Aerospaziale



Tesi di laurea Magistrale in
INGEGNERIA MECCANICA

STUDIO E SIMULAZIONE NUMERICA DEL COMPORTAMENTO STRUTTURALE DI RUOTE PER CARRIPONTE

Relatore:
Prof. Aurelio Somà
Ing. Nicolò Zampieri

Candidato:
Claudia Casale
Matr. 231575

ANNO ACCADEMICO 2017/2018

Sommario

<i>Elenco delle figure</i>	5
<i>Elenco delle tabelle</i>	8
<i>Introduzione</i>	10
Capitolo 1 Specifiche generali di un carroponte	12
1.1 La Cerrato s.r.l.	12
1.2 Struttura principale del carroponte	13
1.3 Forze da considerare nel calcolo dei carriponte.....	15
Capitolo 2 Dimensionamento di gruppi-ruota per testate di carriponte	18
2.1 Parametri indicativi dello studio	18
2.1.1 Diametri delle ruote e le rotaie ad esse associate	19
2.1.2 Le velocità di rotolamento e le gole	21
2.1.3 Classificazione degli apparecchi di sollevamento	22
2.2 Le ruote	24
2.2.1 Sforzi trasmessi dalle ruote di testata	26
2.2.2 Caratteristiche costruttive della ruota	27
2.2.3 Verifica hertziana.....	30
2.3 La scelta dei cuscinetti	33
2.3.1 Verifica della capacità di carico dinamico.....	35
2.3.2 Definizione delle forze scambiate dal cuscinetto	36
2.3.3 Alberi	39
2.3.4 Definizione dei carichi e tensioni agenti sull'albero	41
2.3.5 Verifica dei carichi statici e dinamici dell'albero	43
2.3.6 Alberi motorizzati.....	54
2.4 Supporti e coperchi	57
2.5 Bulloneria ed altri accessori meccanici	59
2.6 Ottimizzazione dei singoli gruppi ruota.....	60

Capitolo 3	<i>Analisi dell'usura nel contatto ruota-rotaia.....</i>	62
3.1	Definizione del fenomeno di usura	63
3.2	Identificazione del problema.....	65
3.2.1	Meccanica dei contatti	68
3.2.2	L'area di contatto	69
3.2.3	Calcolo delle forze nel contatto ruota-rotaia	70
3.2.4	Valutazione della distribuzione delle tensioni tangenziali	71
3.3	I modelli di usura	74
3.3.1	Il modello di usura di Archard.....	77
3.3.2	Il modello di usura proporzionale al lavoro di attrito	79
3.3.3	Il modello basato sull'indice di usura.....	80
Capitolo 4	<i>Il software di simulazione multi-body Simpack... </i>	82
4.1	Analisi di simulazione Multi-body	82
4.2	Caratteristiche del modello Multi-body	84
4.3	Analisi del software Simpack	86
4.3.1	Simpack Pre	87
4.3.2	Dalla realtà al modello simulato	88
4.3.3	Simpack post.....	89
Capitolo 5	<i>Implementazione del carroponete di riferimento in Simpack</i>	90
5.1	Ponte	93
5.1.1	Carrello	95
5.2	Testate	96
5.3	Traverse di collegamento.....	98
5.4	Gruppo ruota.....	99
5.4.1	Albero	100
5.4.2	Ruote.....	100
5.5	Caratteristiche del tracciato.....	102
5.5.1	Irregolarità del tracciato.....	103
5.6	Modellazione della rotaia	106

5.7	Informazioni sul controllo del carroponete	107
5.7.1	Funzioni di coppia	108
5.8	Usura	111
5.9	I modelli di usura in Simpack	111
5.9.1	Legge di Archard	112
5.9.2	L'usura della rotaia	115
5.9.3	La sostituzione dei profili in Simpack	116
Capitolo 6 Analisi dei risultati conseguiti.....		117
6.1	Valutazione dei parametri significativi.....	118
6.2	Andamento della pressione massima.....	122
6.3	Confronto tra il modello hertziano e il modello non hertziano	125
6.4	L'incidenza della curvatura trasversale delle ruota sulla pressione di contatto	131
6.5	Un esempio applicativo per la ruota 250-85	132
6.6	Coefficienti di sicurezze nella verifica strutturale.....	134
6.7	Usura	136
Conclusioni		139
Bibliografia		141
Ringraziamenti.....		143

Elenco delle figure

Figura 1.1: cerrado s.r.l.	12
Figura 1.2: struttura di un carroponte.....	14
Figura 1.3: disegno in pianta di un carroponte.....	14
Figura 2.1: schema delle due rotaie: burback (sinistra) e quadrello (destra).	19
Figura 2.2: condizioni di impiego e regimi di carico degli apparecchi e dei meccanismi.....	23
Figura 2.3: rappresentazione grafica dei diversi regimi di carico.	24
Figura 2.4: sforzi trasmessi dalle ruote di una testata e la rispettiva rotaia.	26
Figura 2.5: schematizzazione ruote carroponte.....	28
Figura 2.6: lavorazione di lamatura su ruota.....	30
Figura 2.7: reazioni medie ammissibili a contatto hertziano in funzione della velocità e della classe FEM, per la ruota di diametro 250 mm.	33
Figura 2.8: cuscinetti orientabili a rulli.	34
Figura 2.9: schematizzazione di un cuscinetto e delle forze che vi agiscono.	36
Figura 2.10: reazioni ammissibili in funzione della velocità e della classe FEM.....	38
Figura 2.11: schematizzazione dell'albero, dei cuscinetti e delle forze agenti nel piano X-Y.	41
Figura 2.12: momento flettente dovuto al carico 'R' nel piano X-Y.	42
Figura 2.13: momento flettente dovuto al carico 'H' nel piano X-Y.....	42
Figura 2.14: momento flettente dovuto ai due contributi.....	43
Figura 2.15: schema dei carichi agenti nel piano X-Z (destra) e rappresentazione dell'andamento del momento flettente nel piano X-Z dato dal contributo della forza frenante (sinistra).	43
Figura 2.16: rappresentazione delle sezioni critiche.	44
Figura 2.17: rappresentazione della sezione di un generico albero.	55
Figura 2.18: rappresentazione di un generico albero scanalato.	56
Figura 2.19: schema giunto dentato a manicotto.....	56
Figura 2.20: supporti a squadra.	58

Figura 2.21: gruppo ruota folle (sopra) e gruppo ruota motorizzato (sotto).	61
Figura 3.1: fenomeno di usura su superficie di rotolamento della ruota.	62
Figura 3.2: campi di applicazione della tribologia.	63
Figura 3.3: problematiche originate dal fenomeno dell'usura.	66
Figura 3.4: curva dello scorrimento in funzione della forza di trazione.	73
Figura 3.5: valori della coefficiente Archard per alcuni materiali.	78
Figura 3.6: coefficiente di Archard in funzione della velocità di scorrimento e della pressione normale.	78
Figura 3.7: grafico che mette in relazione l'indice di usura e il tasso di usura.	80
Figura 4.1: organizzazione di modello multi-body.	84
Figura 4.2: esempi di marker.	85
Figura 4.3: elementi forza.	85
Figura 5.1: struttura reale del carro ponte realizzato dalla Cerrato s.r.l.	90
Figura 5.2: topologia del modello da implementare su Simpack.	91
Figura 5.3: modello implementato su Simpack.	92
Figura 5.4: raffigurazione del ponte.	93
Figura 5.5: testata.	97
Figura 5.6: traverse di collegamento.	99
Figura 5.7: gruppo ruota.	99
Figura 5.8: profilo della ruota in contatto con la rotaia.	101
Figura 5.9: irregolarità nel piano verticale.	105
Figura 5.10: irregolarità nel piano orizzontale.	105
Figura 5.11: irregolarità sullo scartamento.	105
Figura 5.12: profilo della rotaia.	106
Figura 5.13: andamento della velocità di riferimento ' V_{ref} '.	109
Figura 5.14: andamento della coppia erogabile.	110
Figura 5.15: settaggio modello usura Archard.	113
Figura 5.16: evoluzione del volume asportato utilizzando il moltiplicatore.	114
Figura 5.17: evoluzione dell'usura con aggiornamento profilo.	114
Figura 5.18: settaggio usura rotaia.	115
Figura 5.19: file Launcher.	116

Figura 6.1: andamento della pressione massima in corrispondenza del tempo.....	119
Figura 6.2: andamento dell'area di contatto in funzione del tempo.....	120
Figura 6.3: andamento del carico in funzione del tempo.....	120
Figura 6.4: andamento del rapporto dei semi assi in funzione del tempo.....	120
Figura 6.5: andamento della pressione massima in funzione delle ruote, con carico spostato.....	123
Figura 6.6: andamento della pressione massima in funzione delle ruote, con carico centrale.....	123
Figura 6.7: andamento della pressione massima in funzione dei profili delle rotaie.....	124
Figura 6.8: andamento della pressione massima in funzione di profili ruota e profili rotaia.....	125
Figura 6.9: andamento dell'area di contatto nel caso hertziano e non hertziano con rotaia A65.....	127
Figura 6.10: andamento dell'area di contatto nel caso hertziano e non hertziano con rotaia A75 e A100.....	127
Figura 6.11: forze tangenziali agenti sull'area di contatto.....	128
Figura 6.12: andamento del rapporto a/b in funzione del diametro delle ruote con rotaia A65.....	129
Figura 6.13: andamento del rapporto a/b in funzione del diametro delle ruote con rotaia A75 e A100.....	129
Figura 6.14: picco della pressione massima in corrispondenza del secondo punto di contatto.....	132
Figura 6.15: picco dell'area di contatto in caso di contatto tra la flangia della ruota e la rotaia.....	133
Figura 6.16: andamento del rapporto a/b durante il contatto tra flangia della ruota e rotaia.....	133
Figura 6.17: andamento della forza normale durante il contatto tra flangia della ruota e la rotaia.....	133
Figura 6.18: volume di materiale asportato per ciascuna ruota in condizione di carico spostato.....	137
Figura 6.19: volume di materiale asportato per ciascuna rotaia in condizione di carico spostato.....	137

Figura 6.20: wear number per ciascuna ruota in corrispondenza di un carico spostato.....	138
---	-----

Elenco delle tabelle

Tabella 1.1: valori del coefficiente di maggiorazione γ_c	17
Tabella 2.1: dimensioni principali della rotaia burback.	20
Tabella 2.2: soluzioni previste per le singole ruote.	21
Tabella 2.3: gole previste per ogni ruota.	22
Tabella 2.4: range di velocità analizzato.	22
Tabella 2.5: classe del meccanismo in funzione del tipo di carico e della condizione di impiego.	24
Tabella 2.6: caratteristiche del materiale.	25
Tabella 2.7: larghezze ruote e bordini stabiliti.	29
Tabella 2.8: valori del coefficiente di velocità C_1 , presi da normativa.....	32
Tabella 2.9: valori del coefficiente C_2 , presi da normativa.	32
Tabella 2.10: sigla dei cuscinetti stabiliti.	39
Tabella 2.11: caratteristiche materiale albero.....	40
Tabella 2.12: motoriduttori utilizzati e alcuni dei parametri di dimensionamento.	55
Tabella 2.13: valori dei parametri principali per il dimensionamento dei giunti.....	57
Tabella 5.1: proprietà inerziali del ponte.....	93
Tabella 5.2: caratteristiche di rigidità dell'elemento di congiunzione tra 'T' e 'Te'.	95
Tabella 5.3: elementi forza che simulano il carrello.	96
Tabella 5.4: proprietà inerziali delle testate.	97
Tabella 5.5: caratteristiche di rigidità dell'elemento di congiunzione tra 'Te' e 'Tp'.	98
Tabella 5.6: proprietà inerziali delle traverse di collegamento	99
Tabella 5.7: proprietà inerziali degli alberi.	100
Tabella 5.8: parametri del motoriduttore Siemens.	108
Tabella 6.1: tutte le possibili combinazioni simulate.	118

Tabella 6.2: parametri significativi per ruota 250-85 con rotaia A65 e carico centrale.	121
Tabella 6.3: parametri significativi per ruota 250-85 con rotaia A65 e carico spostato.	121
Tabella 6.4: risultati dell'area calcolata con modello hertziano.	126
Tabella 6.5: risultati dell'area calcolata con modello non hertziano.	126
Tabella 6.6: risultati del rapporto a/b con il metodo hertziano.	128
Tabella 6.7: risultati del rapporto a/b con il metodo non hertziano.	128
Tabella 6.8: differenza percentuale dell'area e del rapporto a /b tra il modello hertziano e non hertziano.	130
Tabella 6.9: risultati per ruota da 250-85 tramite Simpack (sinistra) e con le curvature modificate (destra).	131
Tabella 6.10: valori dei carichi agenti sulle ruote più pericolose di tutte le combinazioni.	135
Tabella 6.11: indici per la verifica strutturale.	136

Introduzione

Il lavoro di tesi che è stato affrontato nei prossimi capitoli si concentra particolarmente su due aspetti. La prima attività concerne lo studio per la progettazione di gruppi ruota con supporti a squadra per testate di carriponte.

Dimensionare in maniera ottimale tutte le casistiche affrontate rappresenta l'obiettivo principale di questa parte. Le applicazioni riguardano gruppi ruota da impiegare per un ampio intervallo di diametro delle ruote; ponendo una particolare attenzione sul rispetto delle norme vigenti. La seconda parte si concentra sulla realizzazione del modello di un carro ponte reale attraverso il software di simulazione Simpack. Il modello conseguito risulta idoneo per lo studio tensionale delle pressioni che si esercitano nel contatto ruota-rotaia, verificando che siano uniformi o meno a quelle determinate nella prima parte della tesi. Inoltre, lo stesso può essere impiegato per lo studio dell'usura che interessa le ruote e le rotaie e per la definizione delle cause principali di profili più o meno usurati. Tuttavia l'usura è stata vista solamente dal punto di vista qualitativo.

Nel primo capitolo vi è una breve descrizione dell'azienda, dei prodotti e dei servizi che offre e vi è una introduzione generale sul carro ponte, sulla sua struttura e sui principali componenti che lo costituiscono.

Nel secondo capitolo è stato invece descritto, in maniera dettagliata, il dimensionamento di tutti i componenti dei gruppi ruota con supporto a squadre, illustrando i passaggi completi e le considerazioni che hanno condotto alla scelta finale.

Il terzo capitolo riguarda l'analisi dell'usura e delle forze che si esercitano nel contatto ruota-rotaia. Inizialmente si fa una breve introduzione sul concetto di usura e sulle varie tipologie che si riscontrano, si delineano i metodi maggiormente utilizzati in letteratura e si procede con lo studio delle tensioni che si determinano nel contatto.

Il quarto capitolo è dedicato alla descrizione dei software multi-body, spiegando i motivi per i quali sono frequentemente utilizzati per migliorare e prevedere il comportamento di sistemi meccanici in tutti i vari campi di applicazione.

L'implementazione di un modello semplificato di un carro ponte di riferimento è ciò che interessa il quinto capitolo. Sono illustrati nel dettaglio i vari costituenti e come sono stati semplificati e quindi importati nel software Simpack.

Il sesto capitolo riguarderà la descrizione dei risultati sulle tensioni ricavati dalle varie simulazioni affrontate su Simpack. Sono state studiate diverse combinazioni di ruote e rotaia e per ognuna di queste sono state valutate le pressioni di contatto, la forza normale che si esercita nel contatto, il rapporto tra i semiassi e il regime di usura. È stato effettuato un confronto con il modello hertziano e sono stati calcolati dei coefficienti di sicurezza per l'analisi strutturale.

Capitolo 1 Specifiche generali di un carro ponte

1.1 La Cerrato s.r.l

L'azienda in cui è stata svolta l'attività di tesi che sarà presentata di seguito è la Cerrato s.r.l. La Cerrato opera nel settore degli impianti di sollevamento e movimentazione da 50 anni, fu acquisita infatti nel 1963 e gestita fin dall'inizio da Tommaso Cerrato.



Figura 1.1: cerrato s.r.l.

Attualmente l'azienda consta di un organico di 60 dipendenti ripartiti nei vari reparti produttivi: ufficio tecnico, servizio commerciale, uffici amministrativi, assistenza post-vendita. Tutte le aree aziendali sono fornite dei più moderni ed efficienti strumenti informatici, attrezzature e macchinari, necessari per soddisfare nella maniera più opportuna ogni esigenza della clientela.

L'azienda progetta e realizza impianti di sollevamento con elevati standard qualitativi; in tutti questi anni ha infatti perseguito, in ognuna delle sue attività, l'obiettivo della qualità e della sicurezza, conseguendo le certificazioni ISO 9001, EN 1090-1 e ISO 14000. Dal 2012 è divenuta partner per il mercato italiano della Stahl CraneSystem e dal 2017 lo stesso è avvenuto per la Gorbelt. La società può vantare di offrire ai clienti una vasta scelta di prodotti in grado di movimentare carichi di diverse portate, tra cui:

- Gru a bandiera;
- Gru a portale;
- Carroponte standard;
- Carroponte speciale;
- Attrezzi di sollevamento;
- Strutture di sostegno;
- Impianti modulari;
- Componenti;
- Prodotti Stahl;
- Prodotti Gorbel.

L'azienda offre, inoltre, un servizio di manutenzione che presenta un'ampia scelta di opzioni, ovvero:

- Check-up della macchina: si ha al fine di trovare eventuali difformità impiantistiche e meccaniche nel rispetto delle normative vigenti;
- Servizio di manutenzione preventiva: controlli periodici e programmati definiti a seconda del lavoro svolto dalle macchine;
- Servizio di pronto intervento: si ha in presenza di fermo macchina;
- Manutenzione straordinaria: per l'adeguamento alle norme vigenti, per prove non distruttive e interventi non ricorrenti.

Con l'intenzione di perfezionare continuamente i prodotti e di offrire sistemi sempre più prestanti, nell'azienda è presente un ufficio di Ricerca & Sviluppo in cui si cerca di trovare le soluzioni migliori per il cliente. È proprio in questo contesto che si è svolto il lavoro di tesi che andrà ad essere discusso.

1.2 Struttura principale del carroponte

La movimentazione e il sollevamento di oggetti è un'esigenza che da sempre è appartenuta all'uomo, questo bisogno nel tempo è risultato sempre più necessario in molti ambienti, quello industriale, portuario, edile, automotive ecc. Il carroponte è uno dei dispositivi in grado di soddisfare questa esigenza; è un apparecchio destinato al sollevamento di oggetti di ogni tipo, in ambienti che possono essere sia aperti che al chiuso. In generale, però, trovano la maggiore occupazione all'interno di fabbriche e magazzini. Ne esistono svariati modelli, in relazione al tipo di carico (il quale varia da centinaia di chili a diverse tonnellate) e alla esigenze costruttive. Tuttavia qualsiasi modello si ricerchi, il

carro ponte consente la movimentazione dei carichi lungo tutte e tre le coordinate spaziali (x,y,z); è costituito da 3 g.d.l.

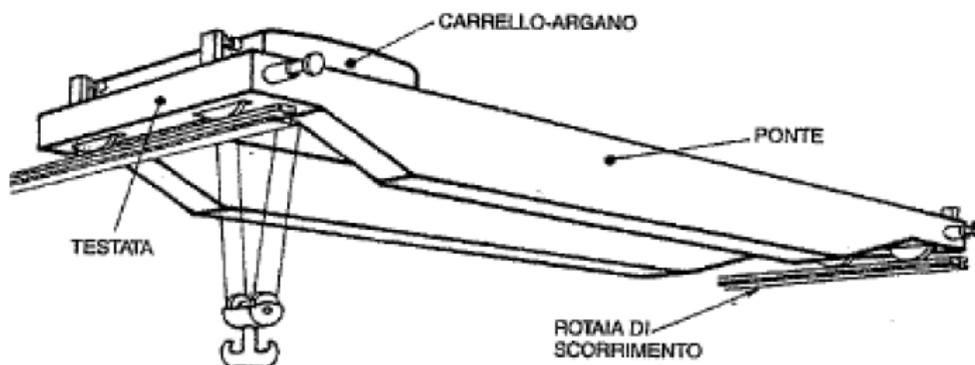


Figura 1.2: struttura di un carro ponte.

La figura sovrastante rappresenta lo schema di un carro ponte, in cui sono indicati i costituenti principali, quali [1]:

1. Paranco o carrello-argano;
2. Ponte;
3. Testata del ponte.

Il paranco o argano mobile si muove su di una struttura metallica, la quale percorre, a sua volta, rotaie di scorrimento sopraelevate (sempre indicate in Figura 1.2). Dallo schema sono intuibili tutti e tre i movimenti del carro ponte: Il carrello si muove lungo la direzione 'y', le testate percorrono la distanza in direzione 'x' ed il carico è movimentato lungo 'z'. La vista dall'alto dell'intera struttura permette di visualizzare l'area di lavoro dell'impianto, di forma rettangolare (figura 1.3).

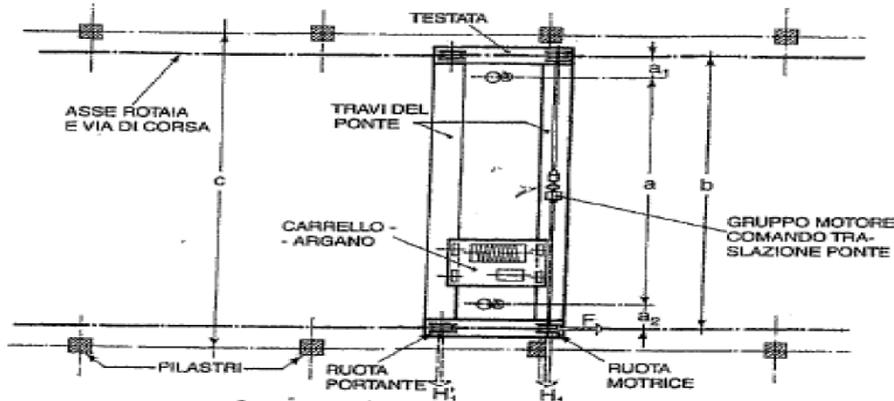


Figura 1.3: disegno in pianta di un carro ponte.

Nella figura sovrastante sono riportate alcune delle quote necessarie alla realizzazione della struttura [1]:

- a : massima corsa orizzontale del gancio;
- $a_1 a_2$: accostamenti laterali del gancio;
- b : interasse rotaie di scorrimento;
- c : interasse pilastri del fabbricato;
- F : azione frenante;
- H_1 : azioni trasversali normali alla via di corsa.

Nella stessa figura è possibile visualizzare altri membri dell'impianto.

Per differenziare le varie soluzioni costruttive, occorre individuare il tipo di:

- Impianto: monotrave o bitrave;
- Carrello: appoggiato o sospeso;
- Paranco: a fune o a catena;
- Sollevamento: manuale o motorizzato;
- Profilato del ponte: tipo *HEA, HEB, IPN, IPE* ecc;
- Rotaie di scorrimento: burback o quadrello;
- Gruppo-ruota per carrello e ponte ed il rispettivo numero.

All'interno di ognuna di queste scelte esistono altre infinite variabili da stabilire; in sintesi si può affermare che sulla base del carico da sollevare, della lunghezza della struttura, della velocità di movimentazione, delle condizioni di esercizio, si possono progettare diverse soluzioni.

Oggi giorno i tre movimenti consentiti dal carro ponte sono quasi sempre motorizzati, solo in rari casi si ricorre a sollevamenti di tipo manuale, perlopiù con carichi modesti. Generalmente i motori sono posizionati sulla parte esterna di carrelli e testate (per il movimento traslatorio) e sul paranco (per il movimento lungo la direzione verticale); il numero totale dei motori dipende dal numero delle ruote motrici che sono state inserite. L'addetto alla manovra del carro ponte può avere la sua postazione o all'interno di una cabina posta sulla gru, oppure può azionarlo stando a terra.

1.3 Forze da considerare nel calcolo dei carriponte

Il dimensionamento della struttura è condotto in base alle tensioni sviluppate durante il funzionamento del carro ponte. Secondo la normativa *FEM 1.001* [3] saranno analizzate le sollecitazioni riportate di seguito:

1. Le sollecitazioni principali;

2. Le sollecitazioni dovute al movimento verticale;
3. Le sollecitazioni dovute al movimento orizzontale;
4. Le sollecitazioni dovute agli effetti climatici.

Analizziamo brevemente quanto menzionato.

- ***Sollecitazioni principali***

Le sollecitazioni principali comprendono:

- Le sollecitazioni dovute al peso proprio degli elementi: S_G ;
- Le sollecitazioni dovute al carico di servizio: S_L .

Si sottolinea che:

- Il carico di servizio è determinato dal peso del carico utile sommato al peso di tutti gli accessori che sono sollevati (bozzelli, ganci ecc);
- Il peso proprio è dato dalle parti fissi e mobili che agiscono sull'elemento tra cui anche le attrezzature meccaniche, elettriche ed idrauliche.

- ***Sollecitazioni dovute al movimento verticale***

Sono le tensioni provenienti dal:

- Sollevamento del carico di servizio;
- Accelerazioni o decelerazioni durante il sollevamento o dagli urti verticali dovuti al rotolamento sui binari.

Le forze d'inerzia verticali sono dovute alle accelerazioni (sia negative che positive) che si verificano durante la movimentazione verticale dei carichi.

- ***Sollecitazioni dovute al movimento orizzontale***

Duranti i movimenti orizzontali si presentano:

- Le forze di inerzia orizzontali generate dalle accelerazioni o decelerazioni dei movimenti di traslazione del carrello e del ponte (ad esempio durante l'avviamento o la frenata);
- Gli effetti della forza centrifuga;
- Le reazioni orizzontali trasversali provocate dal rotolamento del carrello o ponte sui binari.

- ***Sollecitazioni dovute agli effetti termici***

Sono quelle risultanti dall'azione del vento, da variazioni di temperatura e sovraccarichi di neve.

Esistono tre casi di sollecitazione:

1. Caso I: si hanno unicamente forze regolari. Sono i carichi che intervengono durante il normale esercizio dell'apparecchio, ovvero: carico di servizio, peso proprio, forze di inerzia verticali ed orizzontali;

2. Caso II: vi è la presenza di forze occasionali. Si manifestano saltuariamente sulla gru in esercizio: serpeggiamento, neve, vento, variazioni termiche;
3. Caso III: sono presenti forze eccezionali. Le sollecitazioni dovute al carico di prova, agli urti o effetti sismici.

Le diverse sollecitazioni devono essere calcolate tenendo conto della probabilità di riscontrare imperfezioni di calcolo o imprevisti, si applica pertanto un coefficiente di maggiorazione ' γ_c ' (tabella 1.1) dipendente dal gruppo a cui appartiene la classe dell'apparecchio.

Classe del carroponte	A ₁	A ₂	A ₃	A ₄	A ₅	A ₆	A ₇	A ₈
γ_c	1,00	1,02	1,05	1,08	1,11	1,14	1,17	1,20

Tabella 1.1: valori del coefficiente di maggiorazione γ_c .

Per il Caso I:

Si considerano sollecitazioni statiche dovute al peso proprio ' S_G ', al carico di servizio ' S_L ' moltiplicato per un coefficiente dinamico ' ψ ' e ai due effetti orizzontali più sfavorevoli tra quelli definiti prima.

In formula:

$$Y_c \cdot (S_G + \psi \cdot S_L + S_H) \quad (1.1)$$

Per il Caso II:

Si ripropone la formula del caso I a cui si aggiunge l'effetto del vento ' S_W ' e, se vi sono, sollecitazioni per variazioni di temperatura.

Si avrà pertanto:

$$Y_c \cdot (S_G + \psi \cdot S_L + S_H) + S_W \quad (1.2)$$

Per il Caso III:

La trattazione prevede una formulazione ancora più articolata.

Capitolo 2 Dimensionamento di gruppi-ruota per testate di carriponte

In questa prima parte, l'attenzione è stata rivolta alla progettazione statica di gruppi ruote per testate di carroponti. I gruppi ruota da dimensionare sono quelli che prevedono l'utilizzo di supporti a squadra, generalmente coinvolti per la movimentazione di carichi pesanti.

L'obiettivo dell'azienda, in questa fase, è quello di creare uno standard in cui poter facilmente individuare il gruppo ruota adatto al carroponte ricercato dal cliente, limitando il numero delle soluzioni a quelle strettamente necessarie, ma comprensive di quasi tutte le casistiche che l'acquirente può richiedere. Nello specifico l'azienda è interessata a raggruppare le diverse soluzioni, previste sia per il carrello che per il ponte, in un numero limitato ma in grado di soddisfare l'interesse del cliente; con il presupposto di ottimizzare al meglio le varie alternative.

I parametri principali sono:

- 1) I diametri delle ruote;
- 2) Le gole che si possono associare ad una ruota;
- 3) Le velocità di scorrimento delle ruote;
- 4) Le rotaie;
- 5) La classe del meccanismo dell'apparecchio di sollevamento.

Se non si cercasse di ottimizzare questo lavoro, è facile prevedere che il numero di soluzioni a cui si arriverebbe è eccessivo. Difatti ogni ruota, con una determinata gola, che rotola su una specifica rotaia ad una determinata velocità, necessiterebbe di un albero specifico, di determinati cuscinetti, supporti e altri accessori meccanici.

Vediamo, quindi, come si è evoluto il lavoro.

2.1 Parametri indicativi dello studio

La prima cosa da effettuare per lo studio proposto è la definizione di tutte le variabili che intervengono nel dimensionamento. Analizziamole individualmente.

2.1.1 Diametri delle ruote e le rotaie ad esse associate

Per prima cosa sono state stabiliti i diametri di tutte le ruote da studiare: per coprire un intervallo di richieste ampio, si è proceduto da un diametro minimo di 200 mm fino ad un diametro massimo di 1000 mm.

A questo punto sono state considerate le diverse rotaie sia per il carrello che per il ponte. Le rotaie esaminate nello studio sono:

- 1) I quadrelli.
- 2) Le burback: A45, A55, A65, A75, A100.

In Figura 2.1 sono mostrate le configurazioni delle stesse.

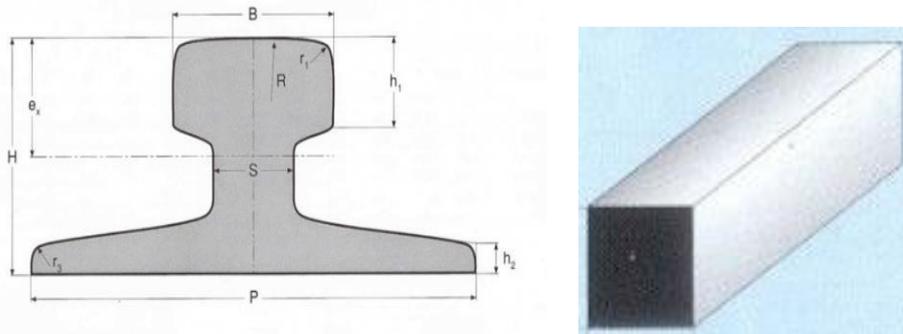


Figura 2.1: schema delle due rotaie: burback (sinistra) e quadrello (destra).

➤ Quadrello

Comunemente chiamati ‘quadrelli’, sono rotaie di scorrimento a sezione rettangolare adoperate dalla Cerrato s.r.l soprattutto per i carrelli. Inizialmente erano utilizzate barre laminate, quest’ultime però presentavano dei bordi arrotondati e una qualità bassa; al momento sono impiegate barre trafilate, le quali consentono di ottenere spigoli vivi ed una maggiore qualità.

Il materiale impiegato è Fe360 (materiale piuttosto scadente). Le due misure utilizzate negli esempi studiati sono: 50x30 mm² e 60x40 mm².

➤ Burback

Le burback sono rotaie dalla configurazione più simile a quella adoperata in ambito ferroviario. Generalmente sono utilizzate per carichi elevati, infatti il materiale che le costituiscono è più resistente.

Le quote rappresentate indicano rispettivamente:

- B : larghezza della rotaia;

$$\longrightarrow l = B - 2 \cdot r_1$$

- r_1 : raggio di raccordo;

Dalle quali è possibile ricavare la larghezza utile 'l' di rotolamento; che è rappresentativa dell'effettiva zona di contatto tra ruota e rotaia.

- H: altezza della rotaia;
- R: raggio di curvatura della zona di contatto;
- P: base della rotaia.

I valori delle grandezze sopra citate sono presi dalla normativa *DIN 536* e menzionate nella Tabella 2.1.

Rotaia	Larghezza 'B'	Raggio 'r ₁ '	Raggio di curvatura 'R'	Lunghezza utile 'l'	Altezza 'H'	Base 'P'
A45	45	4	400	37	55	125
A55	55	5	400	45	65	150
A65	65	6	400	53	75	175
A75	75	8	500	59	85	200
A100	100	10	500	80	95	200
A120	120	10	600	100	105	220

Tabella 2.1: dimensioni principali della rotaia burback.

Da tabella si riscontra che le curvature previste nella zona di contatto sono molto ampie (raggio di curvatura R).

Le combinazioni previste per le singole ruote, sia per quanto riguarda il carrello che per il ponte, sono schematizzate in Tabella 2.2.

Diametro [mm]	Gola [mm]	Carrello		Ponte	
		Quadrello	Burback	Quadrello	Burback
Φ 200	55		A45		
	65	50	A55	50	A45
	75	60	A65	60	A55
	85				A65
Φ 250	55		A45		
	65	50	A55	50	A45
	75	60	A65	60	A55
	85				A65
Φ315	55		A45		
	65	50	A55	50	A45
	75	60	A65	60	A55
	85				A65
	95				A75

Φ400	65		A55		
	75	60	A65	60	A55
	85				A65
	95				A75
	120				A100
Φ500	65		A55		
	75	60	A65	60	A55
	85				A65
	95				A75
	120				A100
Φ630	75		A65		
	85				A65
	95				A75
	120				A100
Φ710	75		A65		
	85				A65
	95				A75
	120				A100
Φ800	95				A75
	120				A100
Φ900	120				A100
Φ1000	120				A100
	140				A120

Tabella 2.2: soluzioni previste per le singole ruote.

2.1.2 Le velocità di rotolamento e le gole

Dopo aver definito il tipo di rotaia che può essere percorsa da ciascuna ruota, si è proceduto con la scelta delle gole, in numero sufficiente a considerare il 90% delle applicazioni. Il gioco da lasciare fra la flangia della ruota ed il fungo della rotaia è stabilito grazie a considerazioni riguardanti: l'interasse delle rotaie, il grado di allineamento delle vie di corsa, la rigidità delle strutture portanti. Per questi motivi, il gioco da prevedere varia, generalmente, tra i 10-15 mm complessivi per il carrello e tra i 15-25 mm per il ponte. Per le ruote di 'piccola taglia' sono state prese in considerazione gole di misura minore (da 55 fino ad 85 mm), a mano a mano che lo studio interessava ruote di misure maggiori, le gole più piccole venivano escluse a favore di gole più grandi, fino ad un massimo

di 140 mm necessarie per le burback A100. Nelle tabelle sottostanti sono mostrate le gole associate alle singole ruote.

Diametro [mm]	φ200		φ 250		φ 315		
Gola [mm]	55	75	55	75	55	75	95
	65	85	65	85	65	85	

Diametro [mm]	φ400			φ 500			φ 630	
Gola [mm]	65	85	120	65	85	120	75	95
	75	95		75	95		85	120

Diametro [mm]	φ710		φ 800	φ 900	φ1000
Gola [mm]	75	95	95	120	120
	85	120	120		140

Tabella 2.3: gole previste per ogni ruota.

Il range di velocità preso in analisi risulta essere anch'esso piuttosto vasto. È stato necessario considerare velocità di rotolamento adatte sia per la movimentazione dei carrelli che per quella delle testate. Ovviamente, si tratta di velocità dell'ordine dei m/min; consone per il sollevamento dei carichi importanti previsti dal carroponte. In Tabella 2.4 sono riportati i dati considerati.

Velocità [m/min]	31,5	40	63	80	100	125
------------------	------	----	----	----	-----	-----

Tabella 2.4: range di velocità analizzato.

2.1.3 Classificazione degli apparecchi di sollevamento

Gli apparecchi di sollevamento, in relazione alle loro caratteristiche costruttive e di destinazione d'uso, sono, generalmente, concepiti a 'vita determinata', ovvero sono progettati e fabbricati per operare, in tutta sicurezza, nell'ambito di un numero massimo di cicli operativi e di ore di funzionamento, definiti in ragione della loro classificazione e secondo i criteri d'uso e di ispezione stabiliti dal loro fabbricante (*FEM 1.001*).

La vita sicura di questi apparecchi (e la sicurezza degli operatori esposti durante il loro impiego) è garantita dalla corretta definizione di alcuni criteri, quali:

- **Utilizzo**, correlati con i parametri di progetto e la relativa classificazione, dipendente da:
 - **N° dei cicli** in relazione al tempo di ore di servizio dei singoli meccanismi;
 - **Entità dei carichi** in rapporto alla loro portata massima.
- **Valutazione della vita ‘spesa’ e/o dei cicli ‘residui’** correlati con le modalità d’uso;
- **Ispezione e metodi di verifica** della deriva dei parametri condizionanti la sicurezza.

La Cerrato s.r.l fa riferimento alle norma *ISO 4301-1* e alla regola *FEM 1.001 3° edizione* in fase di progettazione, monitoraggio e di ispezione degli apparecchi di sollevamento [3].

- **Condizione di impiego e regime di carico**

Nelle tabelle sono raffigurate in ordine:

1. La condizione di impiego: i cicli operativi e le ore di lavoro effettivo dei meccanismi, spese durante la vita dell’apparecchio. La lettera ‘U’ è identificativa della condizione di impiego degli apparecchi, mentre la lettera ‘T’ è associata ai meccanismi.
2. Il regime di carico: lo stato di sollecitazione dipendente dal tipo di carico a cui è soggetto l’apparecchio.

1) Condizione di impiego					2) Regime di carico	
Apparecchio (nel suo insieme)		Meccanismi		Frequenza d'utilizzo	Tipo di carico	Tipo di utilizzo
Condizione di impiego	N° massimo di cicli operativi	Condizione di impiego	Durata totale in ore			
U0	16.000	T0	200	Irregolare	Q1 / L1 Leggero ≈ 50%	Apparecchi che movimentano prevalentemente carichi ridotti e raramente carichi massimi
U1	32.000	T1	400		Q2 / L2 Medio ≈ 63%	Apparecchi che movimentano all'incirca nello stesso rapporto, carichi massimi, medi e ridotti
U2	63.000	T2	800		Q3 / L3 Pesante ≈ 80%	Apparecchi che movimentano frequentemente carichi massimi e normalmente carichi medi
U3	125.000	T3	1.600		Q4 / L4 Molto pesante ≈ 100%	Apparecchi che movimentano regolarmente carichi prossimi al valore del carico massimo
U4	250.000	T4	3.200	Regolare leggero		
U5	500.000	T5	6.300	Regolare intermittente		
U6	1.000.000	T6	12.500	Regolare intenso		
U7	2.000.000	T7	25.000	Intensivo		
U8	4.000.000	T8	50.000			
U9	> di 4.000.000	T9	100.000			

Figura 2.2: condizioni di impiego e regimi di carico degli apparecchi e dei meccanismi.

Nel dettaglio, il regime di carico si calcola in base alle modalità d’uso dell’apparecchio, in relazione alla ripartizione percentuale del reale sfruttamento

della sua portata nominale. In particolare con la lettera ‘Q’ si indica il regime di carico dell’apparecchio, viceversa con la lettera ‘L’ ci si riferisce ai meccanismi. In Figura 2.3 sono rappresentati gli spettri relativi ai regimi di carico.

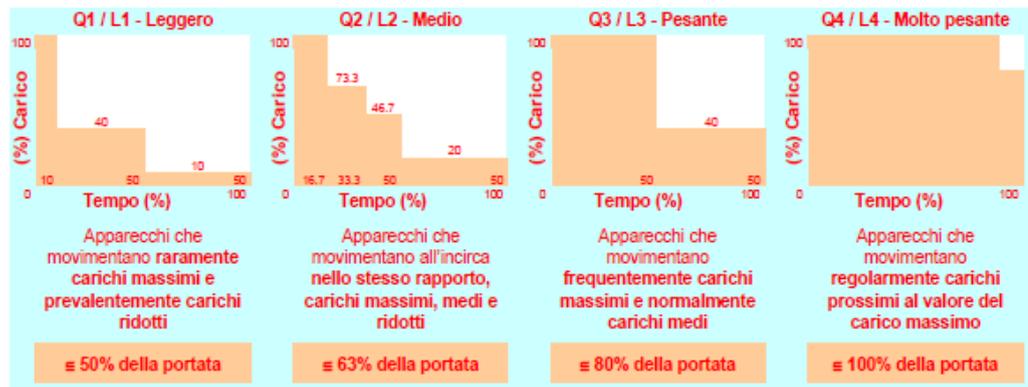


Figura 2.3: rappresentazione grafica dei diversi regimi di carico.

- **La classe dell’apparecchio e dei suoi meccanismi**

Dopo aver determinato la condizione di impiego ed il regime di carico, è stato possibile stabilire (secondo la norma ISO 4301-1) la classe dei meccanismi; questa è simboleggiata dalla lettera ‘M’. In totale è possibile avere otto classi, da M₁ ad M₈. La Tabella 2.5 raffigurata di sotto riporta la dipendenza della classe.

Classe del meccanismo dell'apparecchio di sollevamento – Gruppo di servizio												
Regime di carico			Condizioni di impiego e durata in ore									
Tipo di carico	Secondo norma / regola		T0	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9
L1 Leggero	≅ 50 %	ISO 4301/1 (= FEM 1.001)	=	=	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
L2 Medio	≅ 63 %	ISO 4301/1 (= FEM 1.001)	=	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	=
L3 Pesante	≅ 80 %	ISO 4301/1 (= FEM 1.001)	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	=	=
L4 Molto pesante	≅ 100 %	ISO 4301/1 (= FEM 1.001)	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	=	=	=

Tabella 2.5: classe del meccanismo in funzione del tipo di carico e della condizione di impiego.

2.2 Le ruote

Le ruote sono il primo elemento che andremo ad analizzare nella trattazione; quest’ultime sono ricavate da barre laminare su cui si ricavano i tondi tramite una lavorazione di tornitura, fino a raggiungere il profilo richiesto. Per dimensioni più grandi delle ruote i tondi sono invece ricavati da barre fucinate.

Il materiale scelto per la ruota è un acciaio da bonifica 42CrMo4; è piuttosto performante, in quanto, questi gruppi ruota dovranno trasportare carichi di valore elevato.

Le caratteristiche meccaniche sono riportate nella tabella seguente:

Caratteristiche materiale	
R_{p02} [MPa]	520
σ_r [MPa]	750
σ_{bu} [MPa]	375
E [GPa]	205
HB _{min}	270

Tabella 2.6: caratteristiche del materiale.

Dove:

- R_{p02} : carico di snervamento;
- σ_r : carico di rottura;
- σ_{bu} : limite di fatica;
- E: modulo di Young;
- HB: durezza Brinell.

La due modalità di montaggio comunemente utilizzate sono:

1. Ruote montate su bronzine;
2. Ruote montate su cuscinetti.

L'alternativa adottata dall'azienda è la seconda e può essere affrontata con due processi differenti. Nel primo, l'assemblaggio viene effettuato riscaldando la ruota; in questo modo il mozzo subisce una dilatazione termica permettendo un facile inserimento dell'albero, negli anni questo metodo è risultato troppo costoso. In sostituzione alla procedura appena descritta si è deciso di sfruttare la potenzialità dell'azoto liquido di raffreddare l'albero, ottenendo una riduzione leggera del diametro grazie all'intervento dell'effetto termico. Il calettamento della ruota sull'albero è effettuato a freddo con forzamento del mozzo. Tale sistema è in grado di assicurare un facile montaggio della ruota, riducendo di molto il costo essendo l'azoto un elemento economico e facilmente reperibile.

Se da un lato è difficile correggere eventuali difetti di interasse delle rotaie, dall'altro il montaggio e lo smontaggio risultano facili e rapidi.

Innanzitutto è possibile constatare che prendendo in considerazione una ruota diversa per ogni gola analizzata nel lavoro, si raggiungerebbe un numero spropositato di casi. L'intenzione è quella di trovare la larghezza della ruota che risulti comprensiva di tutte le gole, assicurando, allo stesso tempo, una misura sufficiente dei bordini laterali. Ovviamente tale scelta prevede dei vantaggi ed alcuni svantaggi. Ottenere un'unica misura di larghezza per più alternative è il beneficio principale che si riscontra; i casi di studio sono ridotti allo stretto necessario, mantenendo nel contempo la possibilità di realizzare le diverse combinazioni. Tuttavia il valore della larghezza della ruota risulta essere ottimale per uno o al massimo due valori della gola ed eccessivo per tutte le altre, questo rappresenta lo svantaggio rilevato più consistente.

2.2.1 Sforzi trasmessi dalle ruote di testata

In Figura 2.4 sono rappresentate le forze trasmesse dalle ruote di testata di un carro ponte e la rispettiva rotaia di scorrimento.

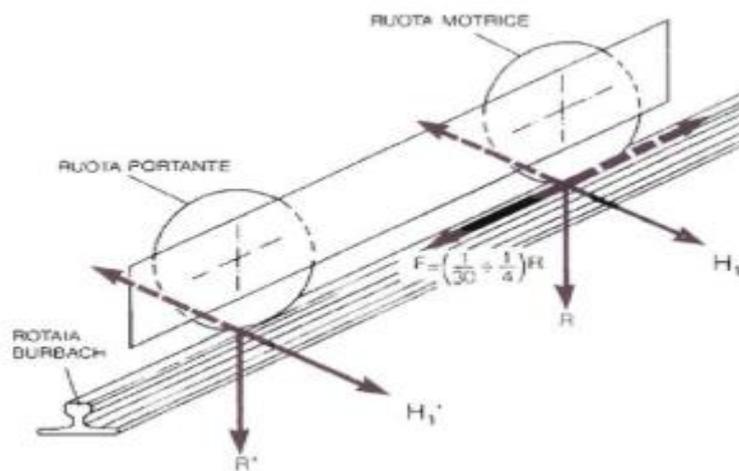


Figura 2.4: sforzi trasmessi dalle ruote di una testata e la rispettiva rotaia.

Le reazioni riportate sono:

1. R : carico verticale agente sulla ruota. La forza verticale è combinazione di più contributi: il carico da sollevare o movimentare, il peso della struttura portante del carro ponte e il peso del carrello. Il peso della massa da sollevare definisce, inoltre, la portata del carro ponte.

2. H : forza assiale agente sulla ruota generata dal contatto laterale tra ruota e rotaia. Tale forza si considera pari all'1% del carico gravante sulle ruote.
3. F : sforzo orizzontale applicato in corrispondenza del piano di contatto delle ruote motrici e frenanti, parallelamente alle rotaie di scorrimento. Tale sforzo si assume almeno uguale a 1/30 del carico verticale ma non superiore ad un 1/4 di tale carico.

A partire da quanto appena descritto, è possibile fare ulteriori differenziazioni:

- Carico massimo (R_{max}): il gruppo ruota risente del carico massimo quando il carrello o l'organo sono collocati, durante la loro corsa, sull'estremo più vicino al gruppo ruota analizzato.
- Carico minimo (R_{min}): Il gruppo ruota risente del carico minimo quando il carrello o l'organo sono situati sull'estremità più lontana al gruppo ruota considerato.
- Carico medio (R_{med}): lo sforzo ottenuto secondo norme *FEM 1.001* tramite la seguente formula:

$$R_{med} = \frac{2 R_{max} + R_{min}}{3} \quad (2.1)$$

- Carico massimo: si definisce in base a quanto segue.

Per ogni gruppo ruota si effettuano tre verifiche:

- 1) verifica hertziana sulla ruota;
- 2) verifica dei cuscinetti;
- 3) verifica statica e a fatica dell'albero.

Per ognuna delle tre verifiche si ricava il carico che è in grado di supportare ciascun gruppo ruota. Il carico massimo è assunto pari al valore minimo tra le tre verifiche.

Si è cercato di avvicinare tutte e tre le prove in modo da non averne nessuna eccessivamente sovradimensionata rispetto ad un'altra; trovando il modo di ottimizzare al meglio lo studio di ogni singolo caso.

2.2.2 Caratteristiche costruttive della ruota

In Figura 2.5 viene mostrato lo schema di una ruota, vi si identificano alcune delle parti di cui si discuterà di seguito.

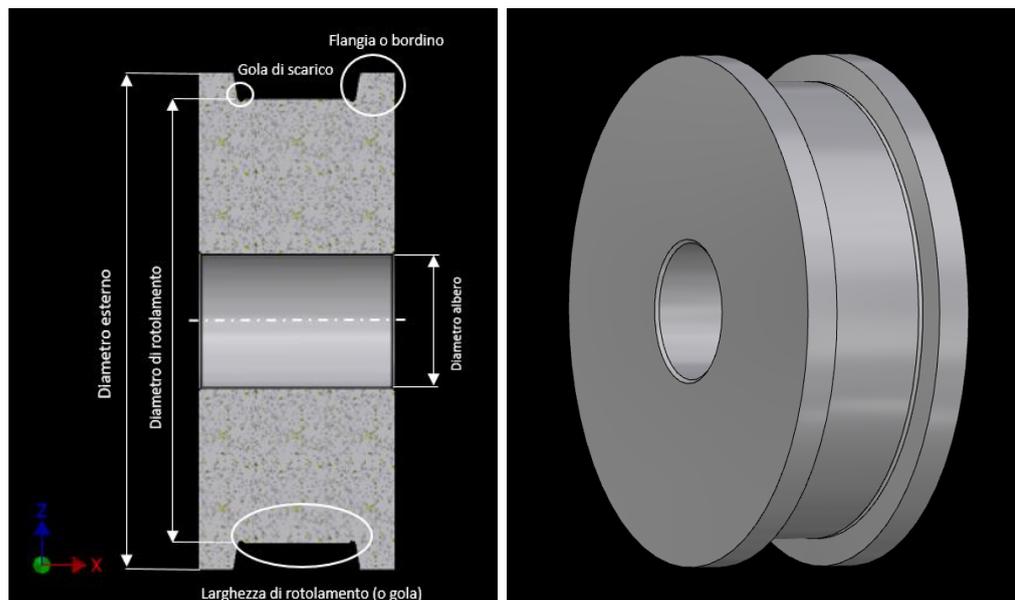


Figura 2.5: schematizzazione ruote carriponte.

È stato già appreso che la forza orizzontale applicata alla flangia della ruota è proporzionale al carico verticale che agisce sulla stessa. Pertanto, per resistere alle sollecitazioni a taglio e a flessione dovute a questa forza, lo spessore della flangia dovrebbe aumentare in proporzione al diametro e alla larghezza della gola. Il valore da rispettare è calcolato secondo la normativa *UNI EN 13135-2:2005* attraverso la formula:

$$t = 13,5 \cdot \left(\frac{B}{100}\right)^{\frac{2}{3}} + 13,5 \cdot \left(\frac{D}{100}\right)^{\frac{1}{2}} - 0,7 \cdot \left(\frac{D}{500}\right) - 6,5 \quad (2.2)$$

Dove:

t : spessore delle flange;

B : è la larghezza rotolamento della ruota (o gola);

D : è il diametro di rotolamento della ruota.

In Tabella 2.7 sono riportati i valori delle larghezze considerate e l'intervallo di valori dei rispettivi bordini.

Diametro [mm]	Larghezza Considerata	Bordini stabiliti (valori min-max)
φ200	110	17,5-27,5
	125	
φ250	110	17,5-27,5
	125	
φ315	110	17,5-27,5
	135	
φ400	140	22,5-37,5
	170	
φ500	140	22,5-37,5
	170	
φ630	150	27,5-37,5
	175	
φ710	150	27,5-37,5
	175	
φ800	185	32,5-45
φ900	195	38
φ1000	210	35-45

Tabella 2.7: larghezze ruote e bordini stabiliti.

Dalla tabella è possibile appurare che, per alcune ruote, sono associate due larghezze differenti, è infatti previsto un piccolo ‘escamotage’. Laddove i bordini risultano essere più piccoli di quelli previsti da normativa, si è deciso di ovviare al problema attraverso una lavorazione di lamatura delle superfici laterali delle ruote. La lavorazione meccanica in questione consente di realizzare fori con fondo piatto allargando un foro coassiale, ciò ha permesso di ottenere una larghezza della ruota maggiore, tale da assicurare il giusto spessore dei bordini anche per le gole più grandi, senza però modificare la misura del mozzo (risulta essere sempre la stessa). In Figura 2.6 è rappresentato quanto descritto.

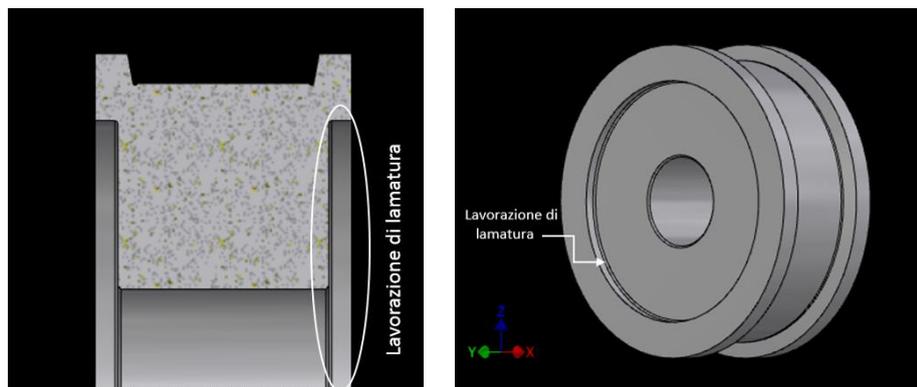


Figura 2.6: lavorazione di lamatura su ruota.

Tale scelta permette di utilizzare un unico albero per tutte le diverse configurazioni di ruota-rotai e la corrispondente scelta dei cuscinetti risulta essere anch'essa unica.

L'altezza della flangia, inoltre, deve essere tale da ridurre al minimo il rischio che questa salga sulla parte superiore della rotaia; inconveniente che si vuole sempre evitare. Il contatto tra bordino e rotaia è infatti indicativo di un funzionamento non corretto. Per normativa *UNI EN 13135-2:2005* la dimensione minima da assicurare è:

$$h = 5,5 + 13,5 \cdot \left(\frac{D}{100}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.3)$$

Risulta proporzionale al diametro della ruota.

Si osserva che sulle ruote, in prossimità dei bordini, sono previste delle gole di scarico (figura 2.5); ciò è dovuto sostanzialmente a due ragioni:

1. È più facile individuare l'usura della pista e quantificarla;
2. Il materiale del bordino che si usura si deposita in questa zona e può allontanarsi facilmente dalla zona di contatto.

Pertanto, se non si considerasse la presenza della gola, il materiale usurato si andrebbe ad accumulare sulla pista con conseguente diminuzione della larghezza utile di rotolamento ' l ' e successivo aumento della pressione di contatto hertziana.

2.2.3 Verifica hertziana

Per ordine, la prima verifica che è stata effettuata è quella sulla ruota. La teoria di Hertz permette il calcolo delle tensioni e delle deformazioni che si producono

quando due corpi elastici dotati di curvatura vengono a contatto tra loro sotto un'azione di pressione. La zona di contatto, a causa della deformazione elastica, avviene su superfici e non linee. Il contatto tra i corpi potrebbe evidenziare problemi come l'Effetto Pitting, fenomeno per il quale vi è erosione di materiale sulla superficie della ruota; cioè vi è una modifica della morfologia della stessa. Questo fenomeno è dovuto al fatto che i carichi hertziani che si generano sono più alti di quelli ammissibili. Tensioni di contatto si originano, ad esempio, tra le sfere e la ralla nei cuscinetti, tra i denti e le ruote dentate e tra ruota e rotaia. Nel caso specifico, viene trattato l'ultimo esempio.

La forza tra ruota e rotaia si distribuisce attraverso un'area di contatto la cui forma, idealmente, può essere associata a quella di un'ellisse. La distribuzione delle pressioni avrà, pertanto, un andamento a parabola con il suo massimo sull'asse dell'orna di contatto.

Tuttavia nel caso ideale si considera una forza di attrito nulla, ipotesi che non è possibile fare in questo caso, avendo una forza frenante, che seppur piccola, è presente. A tal proposito, l'area di contatto non sarà più una ellisse, ma una forma geometrica non regolare che però, per comodità, viene comunque associata a quella ellittica. Si evidenzia che il valore massimo, però, non si trova in superficie in corrispondenza dell'orna di contatto ma al di sotto di questa, cioè internamente alla ruota. Di conseguenza, il modo di rompersi della ruota a fatica è detto a 'sfoglie', cioè si ha una rottura interna che poi procede superficialmente. Quanto appena detto rappresenta il motivo per cui, generalmente, le ruote sono 'fortificate' con tempra ad induzione, la quale deve raggiungere una profondità di almeno 4 mm (dai 4-6 mm).

Studiando le varie soluzioni proposte è facile concludere che più sono piccole la gola e la rotaia, più l'area di contatto è minore e la forza si distribuisce su una superficie più piccola, raggiungendo così pressioni maggiori. Ovviamente maggiore è la pressione esercitata nel contatto tra i due elementi più è facile arrivare alla rottura della ruota; in realtà non si riscontra mai una vera e propria rottura, ma il tutto si riduce ad una maggiore usura della ruota. Considerando che le ruote di diametro più grande, hanno generalmente gole di misura più grande (come è possibile osservare nella tabella 2.3) si può constatare che la distribuzione delle pressioni, in quest'ultime, è meno pericolosa e quindi le ruote, a parità di usura, possono sopportare carichi maggiori.

Per calcolare la reazione massima che è in grado di reggere la ruota è stata utilizzata la normativa *F.E.M 1.001*. La formula usata da tale normativa risulta essere:

$$R_{medio} = (B - 2 \cdot r) \cdot \phi_{ruota} \cdot p \cdot c_1 \cdot c_2 \tag{2.4}$$

In cui:

- R_{medio} : è il carico medio ammissibile dalla ruota, affinché non ceda a contatto hertziano [N];
- $l = (B - 2 \cdot r)$: larghezza utile della rotaia [mm];
- ϕ_{ruota} : diametro di tutte le ruote per cui viene eseguito il calcolo [mm];
- p : pressione specifica ammissibile del materiale [N/mm^2].
- c_1 : coefficiente dipendente dalla velocità media di rotolamento e dal diametro della ruota ϕ_{ruota} ; come viene illustrato in Tabella 2.8.
- c_2 : coefficiente dipendente dalla classe FEM del meccanismo; come mostrato in Tabella 2.9.

Coefficiente di velocità C_1							
ϕ [mm]	v=31,5 [m/min]	v=40 [m/min]	v=50 [m/min]	v=63 [m/min]	v=80 [m/min]	v=100 [m/min]	v=125 [m/min]
200	0,9	0,91	1	0,8	0,77	0,7	0,66
250	1	0,94	1	0,9	0,82	0,8	0,72
315	1	0,97	1	0,9	0,87	0,8	0,77
400	1	1	1	0,9	0,91	0,9	0,82
500	1,1	1,03	1	1	0,94	0,9	0,87
630	1,1	1,06	1	1	0,97	0,9	0,91
710	1,1	1,07	1	1	0,99	1	0,92
800	1,1	1,09	1	1	1	1	0,94
900	1,1	1,1	1	1	1,02	1	0,96
1000	1,1	1,11	1	1,1	1,03	1	0,97

Tabella 2.8: valori del coefficiente di velocità C_1 , presi da normativa.

Coefficiente C_2	
$M_1 \div M_4$	1,12
M_5	1
M_6	0,9
$M_7 \div M_8$	0,8

Tabella 2.9: valori del coefficiente C_2 , presi da normativa.

Pertanto, vediamo che il carico che è in grado di ‘portare’ la ruota è influenzato fortemente:

- dalla velocità di rotolamento: per velocità maggiori sono supportati carichi minori, in quanto la ruota si usura maggiormente;
- dalla classe di appartenenza del meccanismo: è facile constatare che da una classe di appartenenza di M_1 , fino ad M_8 c'è una graduale diminuzione delle reazioni/forze che la ruota può sostenere;
- dal materiale con cui vengono realizzate le ruote: maggiore è la resistenza del materiale, minore è l'usura che incontra la ruota;
- dall'area di contatto ruota-rotaia; come è stato spiegato precedentemente.

Per ognuna delle ruote, i calcoli sono stati eseguiti per tutte le velocità, le classi di appartenenze e le aree di contatto dovute alle diverse gole.

Un esempio a dimostrazione di quanto descritto è rappresentato nei grafici successivi (figura 2.7).

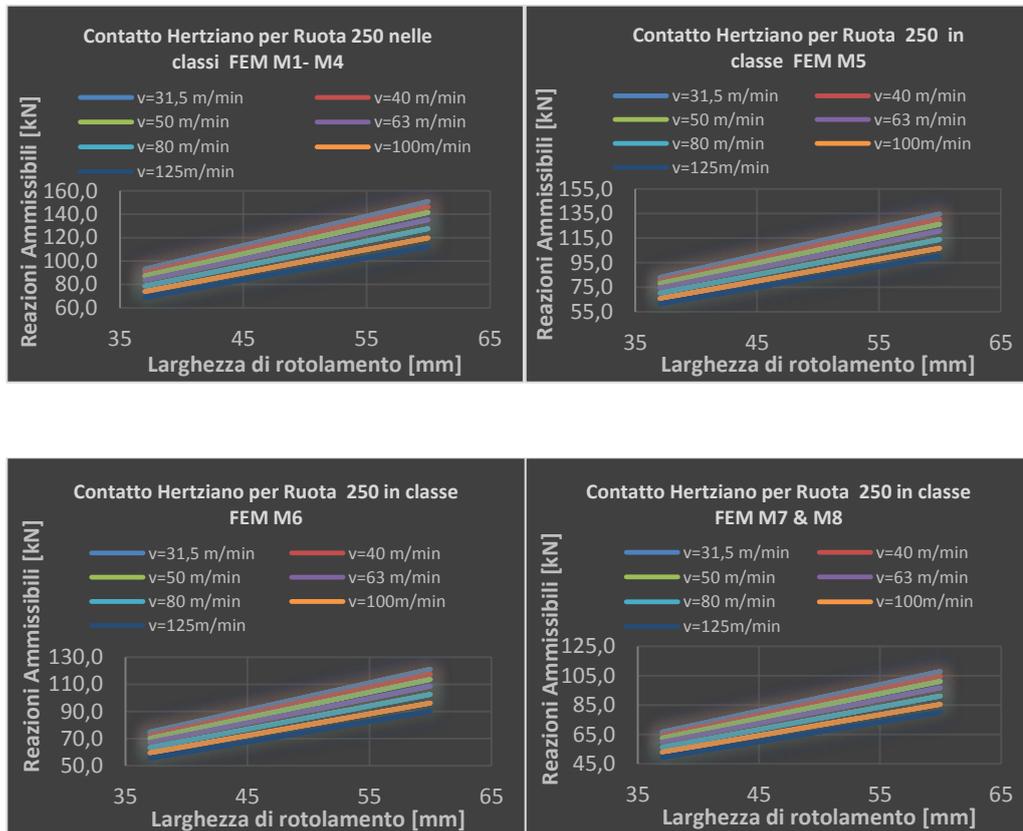


Figura 2.7: reazioni medie ammissibili a contatto hertziano in funzione della velocità e della classe FEM, per la ruota di diametro 250 mm.

2.3 La scelta dei cuscinetti

Il secondo passo nel dimensionamento dei vari gruppi ruota è dato dal calcolo dei cuscinetti. I cuscinetti sono componenti meccanici che consentono la

rotazione relativa di un organo (nel nostro caso un albero) rispetto ad un altro, evitando lo strisciamento circonferenziale grazie al rotolamento di corpi volventi (sfere, rulli); sopportano quindi le forze e i momenti scambiati tra le due parti collegate.

Per tale operazione ci si è serviti delle formule riportate dal catalogo SKF. Effettuando un dimensionamento e non una verifica la sequenza delle operazioni effettuate segue l'ordine spiegato di seguito.

Come prima cosa è stata calcolata la durata del cuscinetto. Quest'ultima si esprime mediante il numero di milioni di giri 'L₁₀' che il cuscinetto può garantire prima che si verifichi il primo segno di danneggiamento.

Da catalogo SKF, la formula di 'L₁₀' è pari a:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad (2.5)$$

In cui:

- L₁₀: durata di base (affidabilità 90%), milioni di giri;
- C : coefficiente di carico dinamico [kN]. Esprime il carico sul cuscinetto a cui corrisponde una durata di 10⁶ di giri;
- P: carico dinamico equivalente applicato sul cuscinetto [kN].
- p: esponente della formula della durata pari a:
 - 3 per cuscinetti radiali a sfere
 - 10/3 per i cuscinetti a rulli.

La scelta aziendale ricade unicamente sui cuscinetti a rulli; in particolare cuscinetti orientabili a rulli (figura 2.8). A parità di dimensioni, questo tipo di cuscinetto può sostenere una carico radiale maggiore di un cuscinetto a sfere, grazie alla maggiore area di contatto. Viceversa, necessitano di una geometria dei rulli e delle guide maggiormente precisa.

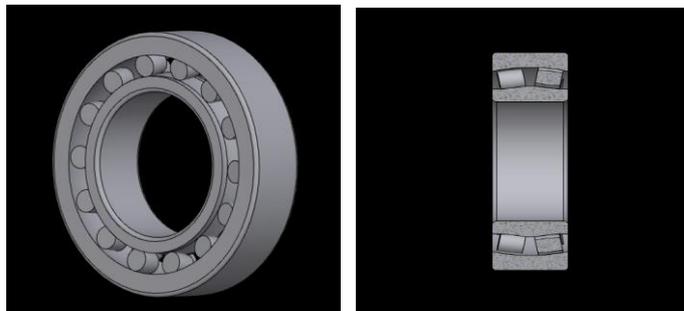


Figura 2.8: cuscinetto orientabili a rulli.

In realtà questa durata a noi è già nota; possiamo calcolare la durata in milioni di giri in relazione alle condizioni di impiego, alla velocità di rotolamento delle ruote e al diametro delle stesse.

In formula si avrà:

$$L_{10} = \left(\frac{n \cdot t \cdot 60}{10^6} \right) \quad (2.6)$$

Ove:

- n : giri al minuto che effettua la ruota $\left[\frac{\text{giri}}{\text{min}} \right]$. Si calcolano dalla formula inversa della velocità di rotolamento 'v', ovvero:

$$n = \left(\frac{v \cdot 1000}{\Phi_{ruota} \cdot \pi} \right) \quad (2.7)$$

- t : durata totale in ore del meccanismo. Come abbiamo visto nel paragrafo 1.1.3 è funzione della condizione di impiego del meccanismo.

Si avranno durate diverse in relazione a queste variabili.

Dopo aver uguagliato le due formule, dalla relazione inversa è stato ricavato il carico dinamico equivalente 'P'. Si ha:

$$P = \left(\frac{C}{L_{10}^{\frac{3}{10}}} \right) \quad (2.8)$$

2.3.1 Verifica della capacità di carico dinamico

Dalle formule ricavate dal catalogo SKF, si evince che il carico dinamico equivalente è dato dalla combinazione del carico radiale più il carico assiale moltiplicato da un coefficiente sempre tabellato. In formula:

$$P = F_r + Y_1 \cdot F_a \quad (2.9)$$

Valida quando: $F_a/F_r \leq e$. Nel caso trattato questa equazione è sempre verificata.

Spiegando:

- F_r : è il carico radiale effettivo sul cuscinetto, dato dalla reazione radiale;
- F_a : è il carico assiale effettivo sul cuscinetto.
- Y_1 : è il fattore relativo al carico assiale sul cuscinetto;
- e : fattore di calcolo.

Dalla formula inversa si trova che:

$$F_r = \frac{P}{1 + 0,2 \cdot Y_1} \quad (2.10)$$

Si specifica che il rapporto tra la forza radiale e assiale è pari a:

$$\frac{F_a}{F_r} = 0.2 \quad (2.11)$$

Essendo la forza assiale pari all' 1% della reazione verticale sulla ruota, come già specificato di sopra.

2.3.2 Definizione delle forze scambiate dal cuscinetto

A questo punto sono state individuate tutte le forze che agiscono sui cuscinetti; nella scienza delle costruzioni è abitudine associare questo elemento ad una cerniera o ad un carrello, schematizzando si avrà:

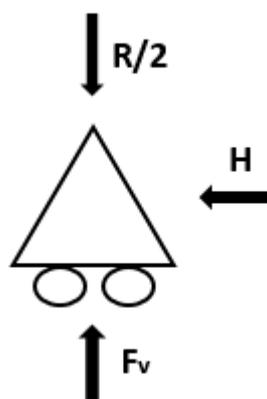


Figura 2.9: schematizzazione di un cuscinetto e delle forze che vi agiscono.

Le forze considerate sono:

- 1) $R/2$: rappresenta la ripartizione sul singolo cuscinetto del carico verticale agente sulla ruota.
- 2) H : forza assiale agente sulla ruota generata dal contatto laterale tra ruota e rotaia. Tale forza, come già detto, è pari all'1 % della reazione verticale ' R '.
- 3) F_v : è la reazione verticale che si scarica sui due cuscinetti a causa del momento flettente ' M_{oriz} ' generato dalla forza assiale ' H '. È calcolato come:

$$F_v = H \cdot R_{ruota}/i \quad (2.12)$$

Dove:

- R_{ruota} : è il raggio della ruota interessata;
- i : interasse tra i due cuscinetti.

Il ' M_{oriz} ' si calcola come:

$$M_{oriz} = H \cdot \Phi_{ruota}/2 \quad (2.13)$$

La ' F_v ' si andrà rispettivamente a sottrarre a $R/2$ su uno dei cuscinetti e ad aggiungersi sul secondo.

Chiameremo, di conseguenza, ' $F_{r,tot}$ ' la somma dei due contributi:

$$F_{r,tot} = \frac{R}{2} + 0,1 \cdot R \cdot \frac{R_{ruota}}{i} \quad (2.14)$$

È necessario che la forza $F_{r,tot}$ appena spiegata, sia sempre minore o al massimo uguale della forza F_r che si ricava dalla formula dell'SKF; ossia:

$$F_{r,tot} \leq F_r \quad (2.15)$$

Ci poniamo in una condizione iniziale di uguaglianza. Il carico massimo che il gruppo ruota è in grado di sostenere con il cuscinetto scelto, assicurando il numero di ore previsto dalla condizione di impiego specificata è dato da:

$$R = \frac{F_{r,tot}}{0,5 + \frac{R_{ruota}}{10 \cdot i}} \tag{2.16}$$

Tale valore andrà ad essere diviso nel contributo relativo a ciascun cuscinetto. Per ciascuna ruota il calcolo è ripetuto per ogni velocità e per ogni classe di appartenenza del meccanismo (a cui è legata la condizione di impiego). I grafici rappresentati ne sono un esempio.

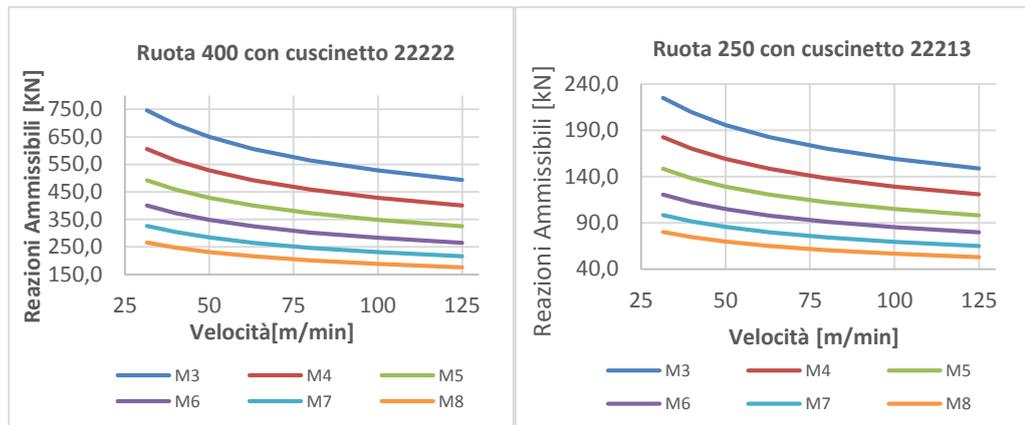


Figura 2.10: reazioni ammissibili in funzione della velocità e della classe FEM.

L'andamento delle curve è una conferma del caso reale; gli effetti su cui focalizzarsi sono:

- L'aumento della velocità fa sì che i carichi ammissibili tendano a diminuire;
- La diminuzione della classe del meccanismo fa sì che i carichi ammissibili tendano ad aumentare.

Nel primo caso il cuscinetto, ruotando ad una velocità maggiore, induce un aumento della durata in milioni di giri del cuscinetto con conseguente diminuzione del carico equivalente. Pertanto, per ottenere la stessa condizione di impiego con una velocità maggiore, i carichi saranno necessariamente più piccoli.

Nel secondo caso la condizione di impiego tende a diminuire e quindi, a parità di velocità, abbiamo che le stesse ore possono essere raggiunte con carichi più importanti.

I cuscinetti selezionati per ciascuna ruota sono riportati in Tabella 2.10.

Diametro ruota [mm]	Sigla cuscinetti
$\phi 200$	22211
$\phi 250$	22213
$\phi 315$	22218
$\phi 400$	22222
$\phi 500$	22224
$\phi 630$	22226
$\phi 710$	22230
$\phi 800$	22232
$\phi 900$	22234
$\phi 1000$	22240

Tabella 2.10: sigla dei cuscinetti stabiliti.

La scelta dei cuscinetti non è stata casuale, ma ha una logica specifica: l'intenzione è quella di mantenere i carichi calcolati dalla verifica hertziana e dalla verifica sui cuscinetti il più 'vicino' possibile. Nello specifico si è fatto in modo che i carichi massimi supportati dal gruppo ruota in questa verifica fossero leggermente superiori ai valori delle forze massime che la ruota può sostenere a contatto hertziano (mantenendo sempre la stessa grandezza d'ordine). Dai calcoli eseguiti, i cuscinetti più indicati sono riportati nella tabella sovrastante.

2.3.3 Alberi

Un altro elemento essenziale nella realizzazione dei vari gruppi ruota è rappresentato dall'albero. La scelta del materiale con cui realizzare l'albero è ricaduta su un acciaio da bonifica 39NiCrMo4; materiale scelto per via delle proprietà idonee ai carichi elevati. La presenza del nichel lo rende adatto a subire trattamenti termici come bonifica e tempra ma al contempo lo rende anche più costoso di molti altri materiali.

Le caratteristiche meccaniche sono riportate nella tabella seguente:

Caratteristiche materiale	
R_{p02} [MPa]	635
σ_r [MPa]	830
σ_{bu} [MPa]	415
E [GPa]	210
HB _{min}	290

Tabella 2.11: caratteristiche materiale albero.

Dove:

- R_{p02} : carico di snervamento;
- σ_r : carico di rottura;
- σ_{bu} : limite di fatica;
- E: modulo di Young;
- HB: durezza Brinell.

Dopo aver stabilito il materiale, si è provveduto a quantificare i carichi statici e dinamici che ogni albero può supportare. Partendo dai diametri forniti dalla scelta dei cuscinetti, attraverso un calcolo iterativo, è stata determinata la portata massima da assegnare ad ogni gruppo ruota, con il suo determinato albero.

In particolare: sono stati presi come riferimento i diametri forniti dalla tabella dell'SKF, con quei valori sono state effettuate le verifiche statiche e dinamiche nelle sezioni critiche degli alberi ed, infine, è stato individuato iterativamente il carico massimo che assicurasse le due verifiche (statica e dinamica).

Per ogni gruppo ruota tale valore rappresenta la portata massima determinata da questa verifica. Quest'ultima è poi paragonata con i carichi massimi individuati dalle altre due verifiche e se dal confronto si riscontra una eccessiva discrepanza, si ri-effettuava tutto il calcolo con diametri rispettivamente più piccoli o più grandi.

2.3.4 Definizione dei carichi e tensioni agenti sull'albero

Innanzitutto è stato necessario comprendere e definire tutte le forze e i momenti che intervengono sull'albero, per effettuare il dimensionamento in maniera corretta.

L'insieme 'albero più cuscinetti' è rappresentato nelle figure sottostanti dove si ritraggono in maniera generale la struttura, i vincoli e tutti i carichi che vi contribuiscono.

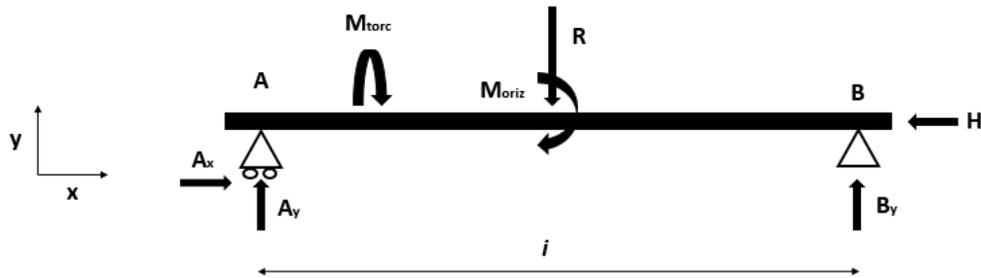


Figura 2.11: schematizzazione dell'albero, dei cuscinetti e delle forze agenti nel piano X-Y.

Sul piano X-Y sono rappresentate in ordine:

- A_y : la reazione lungo la direzione verticale del cuscinetto sinistro;
- A_x : reazione nella direzione orizzontale del cuscinetto di sinistra;
- M_{torc} : il momento torcente prodotto dalla forza frenante 'F';
- R : il carico verticale agente sulla ruota;
- B_y : la reazione lungo la direzione verticale del cuscinetto di destra;
- M_{oriz} : momento flettente agente sull'albero; è dovuto alla forza orizzontale 'H' che si stabilisce nel contatto ruota-rotoria;
- H : forza assiale che viene trasferita in corrispondenza dell'albero.

Le equazioni di equilibrio traslazionali e rotazionali sono:

$$\downarrow) R - A_y - B_y = 0; \tag{2.17}$$

$$\rightarrow) A_x = H; \tag{2.18}$$

$$\curvearrowright) M_{oriz} - B_y \cdot i + R \cdot i/2 = 0. \tag{2.19}$$

Le incognite sono rappresentate dalle reazioni vincolari; occorre calcolare quindi: A_y , B_y , B_x . Mentre 'R' viene individuato iterativamente attraverso una macro su Excel.

Risolvendo le equazioni sovrastanti si conclude che:

$$A_y = R/2 - \frac{H \cdot R_{ruota}}{i} \tag{2.20}$$

$$B_y = R/2 + \frac{H \cdot R_{ruota}}{i} \tag{2.21}$$

$$A_x = F_a \tag{2.22}$$

A questo punto si è proceduto con il ricavare i carichi assiali, i momenti torcenti e i momenti flettenti a cui sono sottoposti gli alberi.

I diagrammi del momento flettente sul piano X-Y hanno qualitativamente l'andamento in Figura 2.12 e 2.13:

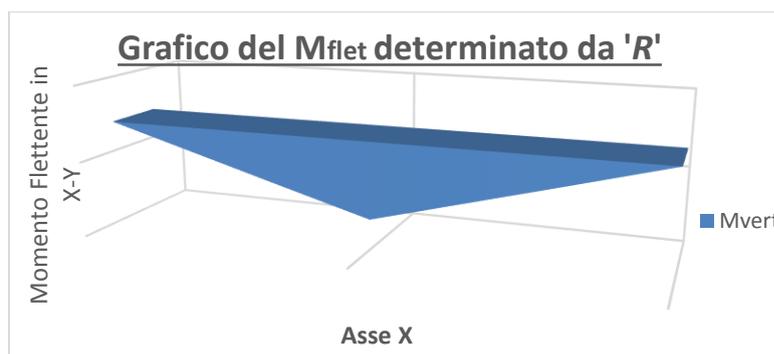


Figura 2.12: momento flettente dovuto al carico 'R' nel piano X-Y.

Il modello illustrato è dovuto al solo contributo del carico verticale.



Figura 2.13: momento flettente dovuto al carico 'H' nel piano X-Y.

Il secondo schema è rappresentativo del contributo dovuto al momento flettente generato unicamente dalla reazione orizzontale 'H'.

La somma ci genera qualitativamente il diagramma seguente.

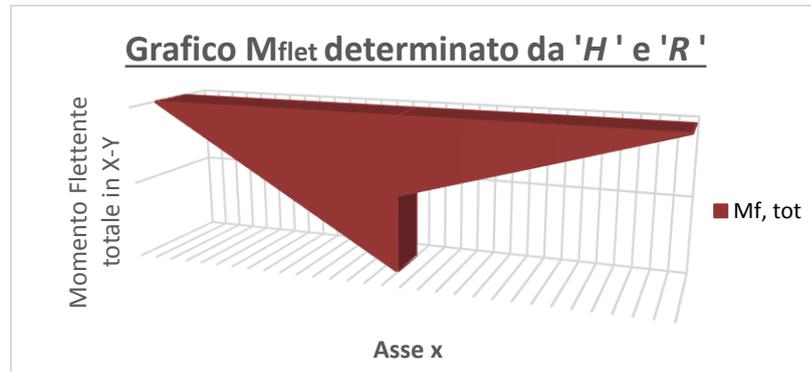


Figura 2.14: momento flettente dovuto ai due contributi.

La forza frenante dà due contributi:

1. Un momento torcente nel piano X-Y (figura 2.11).
2. Un momento flettente nel piano X-Z.

Le figure sottostanti riproducono lo schema delle forze nel piano X-Z e il diagramma del momento flettente nel piano X-Z.

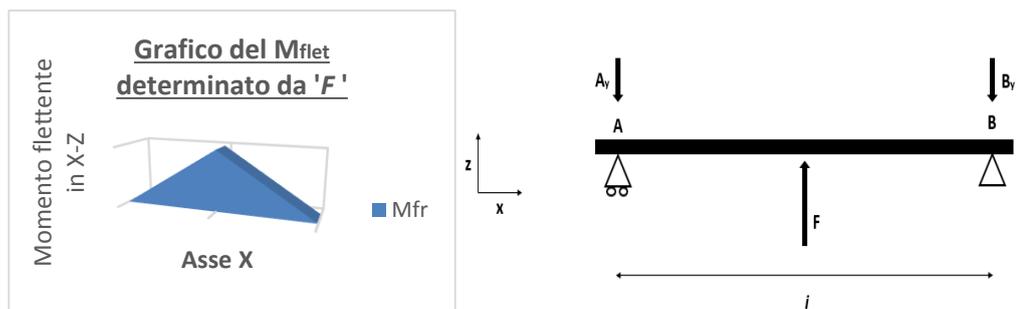


Figura 2.15: schema dei carichi agenti nel piano X-Z (destra) e rappresentazione dell'andamento del momento flettente nel piano X-Z dato dal contributo della forza frenante (sinistra).

2.3.5 Verifica dei carichi statici e dinamici dell'albero

Per prima cosa sono state scelte le sezioni critiche sulle quali effettuare le due verifiche.

Nonostante si abbia momento flettente massimo in corrispondenza della mezzeria della ruota, tale sezione non viene considerata come critica, perché la

ruota stessa conferisce rigidità alla struttura, rendendo non avvezzata a rottura questa zona.

Le due aree considerate critiche sono:

1. La sezione nella quale vi è il 'salto' tra il diametro dell'albero dove è posizionato il cuscinetto e quello dove è posizionata la ruota (lettera **A**);
2. La sezione di battuta della ruota (**B**).

Le troviamo rappresentate nello schema riportato di seguito:



Figura 2.16: rappresentazione delle sezioni critiche.

In figura, con la lettera 'C', si individua la gola di scarico per rettifica; presente anche in corrispondenza delle due sezioni critiche. Sono realizzate gole di tipo E, normate secondo la *UNI 4386*. Normalmente, in prossimità degli spallamenti, si realizzano gole di scarico per conseguire montaggi più corretti e per rendere maggiormente preciso il contatto. Inoltre raccordando le due sezioni in questo modo si ha un miglioramento della resistenza della struttura (minor effetto di intaglio).

2.3.5.1 Verifica di resistenza a rottura dell'albero

Gli elementi del gruppo ruota sono dimensionati verificando che abbiano sufficiente sicurezza, per limitare al minimo casi di guasto, di cedimento per fatica o di usura eccessiva.

La prima verifica da eseguire, per entrambe le sezioni, è la verifica statica di resistenza a rottura. Quest'ultima si effettua controllando che lo sforzo calcolato non superi lo sforzo limite dipendente dal carico a rottura del materiale utilizzato. Secondo la *FEM 1.001*, affinché la sezione risulti idonea a sostenere tutte le sollecitazioni, occorre quindi constatare che [3]:

$$\sigma_{eq} \leq \sigma_{amm} \quad (2.23)$$

$$\tau \leq \tau_{amm} \quad (2.24)$$

Dove:

- σ_{eq} : tensione normale equivalente calcolata con il metodo di Von Mises:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} \quad (2.25)$$

- σ_{amm} : tensione normale ammissibile; calcolata come:

$$\sigma_{amm} = \sigma_R / \nu_R \quad (2.26)$$

In cui, a sua volta, si ha:

- σ_R : carico a rottura del materiale che, per il materiale considerato, è pari a 750 MPa;
- ν_R : coefficiente di sicurezza che dipende dal caso delle sollecitazioni (cioè se è I, II, o III); è pari a 2.2 o 1.8 in virtù del caso considerato.

- τ : tensioni tangenziali di taglio:

$$\tau = \sqrt{\tau_{vert}^2 + \tau_{fr}^2} \quad (2.27)$$

- τ_{amm} : tensione tangenziale ammissibile; si determina nel seguente modo:

$$\tau_{amm} = \frac{\sigma_{amm}}{\sqrt{3}} \quad (2.28)$$

Vediamo tutti i contributi che intervengono nel calcolo della tensione equivalente:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_{vert} + \sigma_{oriz} + \sigma_N)^2 + \sigma_{fr}^2 + 3 \cdot \tau_{torc}^2} \quad (2.29)$$

Mentre le tensioni tangenziali da paragonare con la τ_{amm} sono:

- 1) τ_{torc} ;
- 2) τ_{vert} ;
- 3) τ_{fr} .

- Sollecitazioni e tensioni

Per prima cosa riportiamo tutti i momenti calcolati secondo la normativa *F.E.M 1.001*.

- M_{vert} : momento flettente dovuto al carico verticale, calcolato come:

$$M_{vert} = \gamma \cdot \psi \cdot V \cdot b \quad (2.30)$$

In cui:

- γ : coefficiente di maggiorazione, che secondo normativa, è pari a 1.3;
- ψ : coefficiente dinamico; l'andamento di ' ψ ' è funzione della velocità di sollevamento (in m/s). Trovandoci sempre nel caso in cui ' v_s ' è compresa tra 0 e 0.5 m/s, considereremo:

$$\psi = 1.15 \quad (2.31)$$

- V : la reazione verticale del singolo cuscinetto [N]. Come già visto è pari a:

$$R / 2 \quad (2.32)$$

- b : è la distanza della reazione dalle sezioni critiche [mm].

La flessione verticale si determina nel seguente modo:

$$\sigma_{vert} = \frac{M_{vert}}{W_f} \quad (2.33)$$

Si ha:

- W : modulo di resistenza a flessione [cm^3]. Nel caso di sezione circolare si esprime:

$$W_f = \frac{\pi \cdot D^3}{32} \quad (2.34)$$

Con ' D ' si denota il diametro dell'albero nella sezione critica considerata.

- M_{oriz} : momento flettente dovuto al carico orizzontale, espresso dall'equazione:

$$M_{oriz} = [(\gamma \cdot H \cdot R_{ruota}) / i] \cdot b \quad (2.35)$$

Illustrando:

- H : forza orizzontale dovuta al contatto ruota-rotaiia [N];
- R_{ruota} : raggio ruota esaminata;
- i : interasse;

- b : distanza dalla sezione rispetto la quale viene effettuata la verifica[mm].

La tensione flessionale si trova come:

$$\sigma_{oriz} = \frac{M_{oriz}}{W_f} \quad (2.36)$$

Dove ' W_f ' è il modulo di resistenza calcolato in precedenza.

- N : sforzo normale di trazione dovuto al carico orizzontale ' H '; è determinato come segue:

$$N = \gamma \cdot H \quad (2.37)$$

L' espressione che definisce la tensione normale è:

$$\sigma_N = 1.25 \cdot \frac{N}{A} \quad (2.38)$$

Con la lettera ' A ' si identifica l'area della sezione circolare; cioè:

$$A = (r_{albero} - t)^2 \cdot \pi \quad (2.39)$$

- t : profondità della gola di scarico, normata secondo la *UNI 4386*;
- r_{albero} : raggio della sezione dell'albero su cui si sta realizzando la verifica.

- M_{fr} : momento flettente dovuto al forza frenante, definito dalla relazione:

$$M_{fr} = \gamma \cdot F \cdot b \quad (2.40)$$

Nella quale:

- F : forza frenante scambiata tra ruota e rotaia.
- b : distanza dalla sezione rispetto alla quale viene effettuato il calcolo.

La tensione flessionale sarà pari a:

$$\sigma_{fr} = \frac{M_{fr}}{W_f} \quad (2.41)$$

- M_{torc} : momento torcente generato dalla forza frenante; in formula:

$$M_{torc} = \gamma \cdot F \cdot R_{ruota} \quad (2.42)$$

Lo sforzo tangenziale torsionale è espresso dalla relazione:

$$\tau_{torc} = \frac{M_{torc}}{W_t} \quad (2.43)$$

Con ' W_t ' si indica il modulo di resistenza a torsione [cm^3]. È valutato, in caso di sezione circolare, come segue:

$$W_t = \frac{\pi \cdot D^3}{16} \quad (2.44)$$

Banalmente si può affermare che:

$$W_t = 2 \cdot W_f. \quad (2.45)$$

In conclusione si può scrivere:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_{vert} + \sigma_{oriz} + \sigma_N)^2 + \sigma_{fr}^2 + 3 \cdot \tau_{torc}^2} \quad (2.46)$$

Ora passiamo alla definizione delle tensioni tangenziali.

- T_v : taglio verticale determinato dal carico verticale 'V'; è espresso:

$$T_v = \gamma \cdot \psi \cdot V \quad (2.47)$$

Ciò provoca uno sforzo tangenziale di:

$$\tau_{vert} = K \cdot \frac{T_v}{A} \quad (2.48)$$

'K' è un coefficiente che, per sezione circolare, è uguale a:

$$K = \frac{4}{3} \quad (2.49)$$

- T_{fr} : taglio verticale causato dalla forza frenante:

$$T_{fr} = \gamma \cdot F \quad (2.50)$$

Lo sforzo tangenziale determinato è:

$$\tau_{fr} = \frac{4}{3} \cdot \frac{T_{fr}}{A} \quad (2.51)$$

In parallelo alla verifica statica dell'albero, viene eseguita anche quella a fatica.

2.3.5.2 Verifica a fatica dell'albero

Innanzitutto si specifica che le sezioni considerate critiche sono le stesse della verifica precedente; le quali avranno la stessa nomenclatura. Anche in questo caso, si fa riferimento alla *F.E.M 1.001*.

Si può tranquillamente affermare che, spesso, i componenti meccanici subiscono sollecitazioni che variano nel tempo in modo ciclico; cioè si ha un alternarsi di valori massimi e minimi di tensione. Per questo motivo spesso accade che,

nonostante le tensioni non superino i valori del carico di rottura, si assiste ad un cedimento dell'elemento. Questo tipo di situazione prende il nome di cedimento per *fatica*.

La resistenza a fatica di un dato elemento è essenzialmente dipendente da:

- Il materiale dell'elemento;
- La forma, la finitura superficiale, lo stato di corrosione e la dimensione dell'elemento, i quali sono presi in considerazione dall'introduzione di fattori adeguati;
- Il rapporto '*k*' tra la tensione massima e minima dei vari cicli di sollecitazione, ed anche dall'entità e dal tipo di tensione.
- Il numero di cicli di stress.

Per assicurare che la sezione considerata sia capace di supportare i carichi e le sollecitazioni previste; dovrà rispettare le due equazioni:

$$\sigma \leq \sigma_{af} \tag{2.52}$$

$$\tau \leq \tau_{af} \tag{2.53}$$

$$\tau_t \leq \tau_{af} \tag{2.54}$$

In cui:

- σ_{af} : tensione ammissibile a fatica per la flessione alternata; si ha:

$$\sigma_{af} = \sigma_k / \nu_k \tag{2.55}$$

- τ_{af} : tensione ammissibile a fatica per taglio alternato.

$$\tau_{af} = \tau_k / \nu_k \tag{2.56}$$

- σ : tensione normale complessiva;

$$\sigma = \sqrt{\sigma_{vert}^2 + \sigma_{fr}^2} \tag{2.57}$$

- τ : tensione tangenziale di taglio complessiva;

$$\tau = \sqrt{\tau_{vert}^2 + \tau_{fr}^2} \tag{2.58}$$

- τ_t : tensione tangenziale di torsione.

Per gli elementi sollecitati da sforzi normali e sforzi di taglio deve essere soddisfatta anche questa seconda condizione:

$$\left(\frac{\sigma}{\sigma_{af}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_t}{\tau_{af}}\right)^2 \leq 1.1 \tag{2.59}$$

- **Sollecitazioni e tensioni**

Utilizziamo nuovamente la normativa *F.E.M 1.001* per il calcolo dei carichi, i quali risulteranno piuttosto simili a quelli utilizzati nella verifica precedente.

- M_{vert} : momento flettente dovuto al carico verticale, calcolato come:

$$M_{vert} = \gamma \cdot V \cdot b \tag{2.60}$$

I cui componenti sono spiegati nel paragrafo **2.3.5.1**. Tuttavia rispetto al caso statico non è presente il coefficiente dinamico ‘ ψ ’ questo perché il sovraccarico dovuto alla dinamica (ad esempio in accelerazione) non si verifica ad ogni ciclo di funzionamento dell’albero.

La tensione flessionale verticale è:

$$\sigma_{vert} = \frac{M_{vert}}{W_f} \tag{2.61}$$

- M_{fr} : momento flettente dovuto al forza frenante. È definita da:

$$M_{fr} = \gamma \cdot F \cdot b \tag{2.62}$$

La cui tensione flessionale frenante è:

$$\sigma_{fr} = \frac{M_{fr}}{W_f} \tag{2.63}$$

Il carico orizzontale è considerato nullo nella verifica a fatica, questo perché non è presente ad ogni ciclo; viene pertanto trascurato. A tal proposito, saranno considerati nulli anche il momento orizzontale e lo sforzo normale di trazione.

In conclusione si può scrivere:

$$\sigma = \sqrt{\sigma_{vert}^2 + \sigma_{fr}^2} \tag{2.64}$$

Si procede alla definizione delle tensioni tangenziali.

- T_v : taglio verticale determinato dal carico verticale ‘ V ’; è dato da:

$$T_v = \gamma \cdot V \tag{2.65}$$

Anche in questo caso si può notare che nella formula non è presente il coefficiente dinamico.

Lo sforzo tangenziale è:

$$\tau_{vert} = \frac{4}{3} \cdot \frac{T_v}{A} \quad (2.66)$$

- T_{fr} : taglio verticale generato dalla forza frenante:

$$T_{fr} = \gamma \cdot F \quad (2.67)$$

Lo sforzo tangenziale frenante è:

$$\tau_{fr} = \frac{4}{3} \cdot \frac{T_{fr}}{A} \quad (2.68)$$

Da ciò si ricava che:

$$\tau = \sqrt{\tau_{vert}^2 + \tau_{fr}^2} \quad (2.69)$$

- M_{torc} : momento torcente determinato dalla forza frenante; si ha:

$$M_{torc} = \gamma \cdot F \cdot r_{ruota} \quad (2.70)$$

Lo sforzo tangenziale torsionale è:

$$\tau_{torc} = \frac{M_{torc}}{W_t} \quad (2.71)$$

Dopo aver valutato ogni singolo elemento procediamo con la verifica.

La logica del procedimento è la seguente:

- 1) Definizione del limite di resistenza a flessione alternata piana di un provino 'ideale', che generalmente è quella corrispondente statisticamente a una probabilità di vita del 90 %. A partire dal carico a rottura del materiale si può affermare che:

$$\sigma_{bw} = 0.5 \cdot \sigma_r \quad (2.72)$$

Per gli acciai al carbone, in prima approssimazione, si può ammettere questa formula.

- 2) Si è proseguito con la valutazione del limite di resistenza, sotto sollecitazioni alternate, corretto:

$$\sigma_{wk} = \sigma_{bw} / K_{tot} \quad (2.73)$$

$$\tau_{wk} = \tau_w / K_{tot} \quad (2.74)$$

Con ‘ K_{tot} ’ dato dalla somma di tutti i coefficienti da considerare per la fatica.

- k_s : coefficiente di forma; è il coefficiente che precisa la concentrazione delle tensioni provocata dai cambiamenti di sezione. È valutato in presenza di raggi di raccordo, raggi di intaglio, fori ecc.

Nei grafici presenti nella normativa [3] il coefficiente ‘ k_s ’ ha un andamento in relazione al carico di rottura del materiale; si hanno più curve parametrizzate rispetto al rapporto ‘ r/d ’.

Tuttavia per altri valori del rapporto D/d ci si servirà di un ulteriore fattore di correzione ‘ q ’.

- k_u : coefficiente dipendente dalla finitura superficiale. L’esperienza dimostra come i pezzi lavorati in maniera più precisa hanno resistenza maggiore rispetto ai pezzi grezzi.

Utilizzando una lavorazione di sgrossatura, si prende il valore di k_u corrispondenza ad un $\sigma_r = 750$ MPA sulla curva II del grafico presente nella normativa [3].

- k_d : coefficiente di dimensione. All’aumentare del diametro l’effetto della concentrazione degli sforzi aumenta e se ne tiene conto considerando proprio questo coefficiente.
- k_c : coefficiente di corrosione. È sempre assunto pari ad 1.

3) Si è passati poi alla determinazione del rapporto ‘ k ’ tra tensione massima e minima; quest’ultimo può assumere vari valori in base ai diversi casi di sollecitazione. Il limite di resistenza a fatica sarà determinato da diverse formule in base alla combinazione a cui si fa riferimento.

Con $-1 \leq k < 0$ si ha:

$$- \sigma_d = \frac{5}{3-2k} \cdot \sigma_{wk} \quad (2.75)$$

$$- \tau_d = \frac{5}{3-2k} \cdot \tau_{wk} \quad (2.76)$$

Con $0 \leq k < 1$ si ha:

$$-\sigma_d = \frac{\left(\frac{5}{3}\right) \cdot \sigma_{wk}}{1 - \left(1 - \frac{\left(\frac{5}{3}\right) \cdot \sigma_{wk}}{\sigma_R}\right) \cdot k} \quad (2.77)$$

$$-\tau_d = \frac{\left(\frac{5}{3}\right) \cdot \tau_{wk}}{1 - \left(1 - \frac{\left(\frac{5}{3}\right) \cdot \sqrt{3} \cdot \tau_{wk}}{\sigma_R}\right) \cdot k} \quad (2.78)$$

- 4) Si procede, quindi, con il calcolo dei coefficienti ‘ c ’ e ‘ c' ’, i quali corrispondono alla pendenza della curva di Wöhler in un diagramma doppio-logaritmico. La curva di Wöhler è una funzione che rappresenta il numero ‘ n ’ di cicli di stress che possono essere sperimentati prima di raggiungere la rottura a fatica. Dove i cicli hanno la stessa ampiezza e lo stesso rapporto ‘ k ’ tra le tensioni estreme.

Con $8 \cdot 10^3 \leq n \leq 2 \cdot 10^6$ la pendenza della curva è data da:

$$c = tg \varphi = \frac{\log 2 \cdot 10^6 - \log 8 \cdot 10^3}{\log \sigma_R - \log \sigma_d} \quad (2.79)$$

$$c = tg \varphi = \frac{\log 2 \cdot 10^6 - \log 8 \cdot 10^3}{\log \frac{\sigma_R}{\sqrt{3}} - \log \tau_d} \quad (2.80)$$

Con $n \geq 2 \cdot 10^6$ la pendenza della curva è invece pari a:

$$c' = tg \varphi' = c + \sqrt{c^2 + 1} \quad (2.81)$$

In figura è rappresentato l’andamento della retta nei diversi intervalli.

- 5) Si ricorre a questi coefficienti per la definizione dell’effettiva resistenza a fatica dell’elemento:

$$\sigma_k = \left(\frac{2 \cdot 10^6}{n_{tot}}\right)^{\frac{1}{c}} \cdot \sigma_d \quad (2.82)$$

$$\tau_k = \left(\frac{2 \cdot 10^6}{n_{tot}}\right)^{\frac{1}{c}} \cdot \tau_d \quad (2.83)$$

In cui 'n' è il numero di giri totale dell'albero, mentre i coefficienti 'c' assumeranno i valori opportuni in base alla posizione sulla curva di Wöhler.

6) Si conclude con la stima dei carichi ammissibili e con l'esecuzione delle verifiche.

$$\sigma \leq \sigma_{af} \quad (2.84)$$

$$\tau \leq \tau_{af} \quad (2.85)$$

I carichi ammissibili a loro volta si stimano attraverso le due relazioni:

$$\sigma_{af} = \sigma_k / \nu_k \quad (2.86)$$

$$\tau_{af} = \tau_k / \nu_k \quad (2.87)$$

I coefficienti di sicurezza sono:

$$\nu_k = 3,2 \frac{1}{c} \quad (2.88)$$

$$\nu_k = 3,2 \frac{1}{c'} \quad (2.89)$$

Analogamente a prima il valore del coefficiente 'c' dipende dalla posizione sulla curva di Wöhler.

2.3.6 Alberi motorizzati

Si avranno valori diversi in base alla sezione critica a cui si fa riferimento; dai risultati si riscontra che la sezione critica è sempre quella della battuta dell'albero. Nonostante la sezione sia più grande (attribuisce maggiore resistenza) il braccio che va a moltiplicare la forza è sempre molto più grande in questo caso, conferendo un valore più alto di momento.

In Figura 2.17 vi è la sezione di un albero generico. I fori presenti alle due estremità sono ricavati per i golfari, i quali facilitano la movimentazione dell'albero.

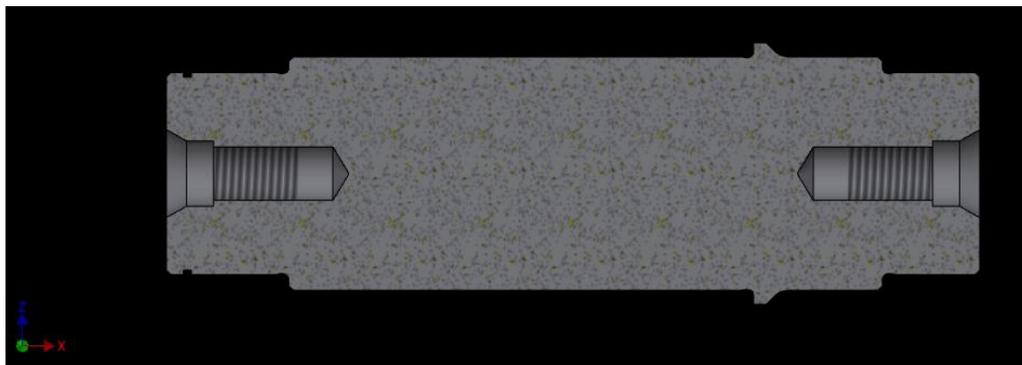


Figura 2.17: rappresentazione della sezione di un generico albero.

A questo punto occorre fare un'ulteriore precisazione: i gruppi ruota possono essere motorizzati o folli.

Qualora l'assieme fosse collegato ad un motoriduttore si fa riferimento ai primi, viceversa ai secondi; i quali vengono semplicemente condotti. Le soluzioni studiate nella Cerrato s.r.l per la trasmissione del moto tra motoriduttore e gruppo ruota sono:

- Accoppiamento scanalato;
- Accoppiamento con giunto.

A seguire non si entrerà nel dettaglio dei conti effettuati per il dimensionamento, ma verranno indicate le normative ed i cataloghi utilizzati.

Per il primo tipo di accoppiamento, sono stati considerati più 'versioni' dello stesso gruppo ruota. In Tabella 2.12 sono elencate tutte le varianti impiegate e le misure dei parametri principali forniti dal catalogo SEW.

Motoriduttori SEW	
Sigla	Parametri principali
FV 37	$D_b=30; m= 1,25; \alpha= 30^\circ; z= 22$
FV 47	$D_b=35; m= 2; \alpha= 30^\circ; z= 16$
FV 57	$D_b=35; m= 2; \alpha= 30^\circ; z= 16$
FV 67	$D_b=45; m= 2; \alpha= 30^\circ; z= 21$
FV 77	$D_b=50; m= 2; \alpha= 30^\circ; z= 24$
FV 87	$D_b=65; m= 2; \alpha= 30^\circ; z= 31$
FV 97	$D_b=70; m= 2; \alpha= 30^\circ; z= 34$
FV 107	$D_b=85; m= 3; \alpha= 30^\circ; z= 27$

Tabella 2.12: motoriduttori utilizzati e alcuni dei parametri di dimensionamento.

In ordine:

- D_b : diametro di riferimento [mm];
- m : modulo;
- α : angolo di pressione;
- z : il numero di denti;

La Figura 2.18 invece, rappresenta un generico albero scanalato.

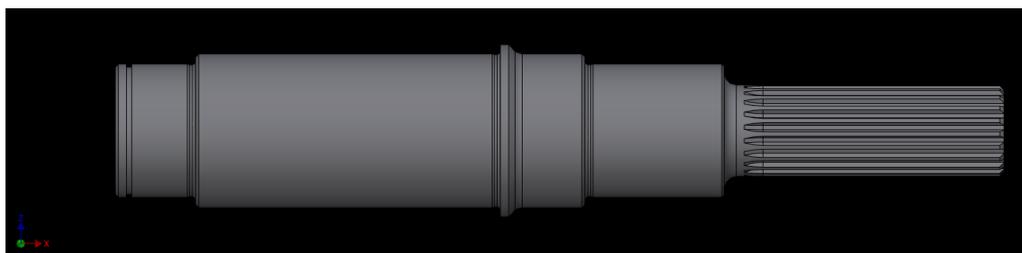


Figura 2.18: rappresentazione di un generico albero scanalato.

Il dimensionamento è stato effettuato seguendo le formule della *DIN 5480-1*. Nel secondo caso è stato scelto l'accoppiamento con giunto. Il tipo di giunto che solitamente è previsto dall'azienda è: giunto dentato a manicotto. È uno dei giunti più semplici da realizzare: è formato da due semigusci collegati tra loro tramite bulloni; il collegamento all'albero del gruppo ruota e all'albero di trasmissione è assicurato, invece, da due linguette. La dentatura è realizzata per assicurare un minimo di rotazione alla parte motorizzata del gruppo ruota, mentre non è prevista sull'albero di trasmissione, che pertanto avrà sempre una posizione fissa.

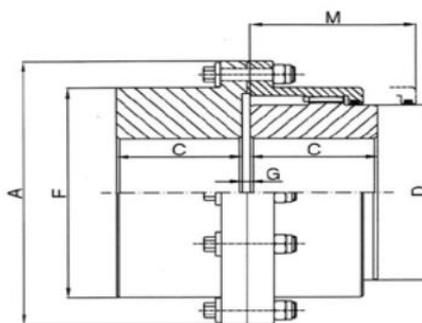


Figura 2.19: schema giunto dentato a manicotto.

I giunti acquistati sono di marca MAINA, i cui parametri utilizzati per il dimensionamento sono sintetizzati in Tabella 2.13.

Per quanto riguarda le misure delle linguette di collegamento, sono state utilizzate le dimensioni della *UNI 6604*. La lunghezza della linguetta è tale da assicurare la trasmissione del momento torcente. La verifica effettuata è, pertanto, quella a taglio.

Giunti MAINA					
Taglia	M _{torc} nominale [kNm]	M _{torc} massimo [kNm]	Velocità max [1/min]	d _{min} [mm]	d _{max} [mm]
0	1,8	4,32	6000	12	52
1	2,76	6,62	4620	18	62
2	5,55	13,3	4140	28	78
3	8,7	20,9	4000	40	98
4	14,1	33,8	3860	50	112
5	22,8	54,7	3720	60	132
6	34,8	83,5	3190	70	156
7	44	105,6	2900	85	174
8	69,8	167,5	2570	95	190
9	83,8	201,2	2330	110	210
10	152	364,8	2150	120	233
11	203,5	488,4	1800	130	280

Tabella 2.13: valori dei parametri principali per il dimensionamento dei giunti.

2.4 Supporti e coperchi

- *Supporti*

Si prosegue la trattativa approfondendo il discorso sui supporti e i coperchi impiegati.

I progettisti della Cerrato s.r.l hanno ideato un tipo di supporto, denominato supporto a squadra, in grado di sostenere ruote soggette a portate elevate, come già specificato in precedenza. Innanzitutto l'azienda ha stabilito come materiale da utilizzare il Fe 430.

I sagomati da cui si ricavano i supporti sono realizzati tramite pantografo. Il pantografo è una macchina in grado di realizzare un pezzo seguendo un determinato profilo, attraverso l'utilizzo di un laser o più comunemente di un cannello ossidrico. L'azienda ha intrapreso questa scelta (dopo diversi tentativi), in quanto risulta essere la meno costosa e la più precisa, così si determina infatti il minore effetto di intaglio.

I supporti ricoprono varie funzioni tra cui vi è quella di garantire il collegamento alle corrispettive testate e quella di fungere da sedi per i cuscinetti. Il gruppo ruota è poi salvaguardato dalla presenza finale dei coperchi, i quali, fungono da protezione allo sporco e all'entrata di corpi esterni di qualsiasi natura.

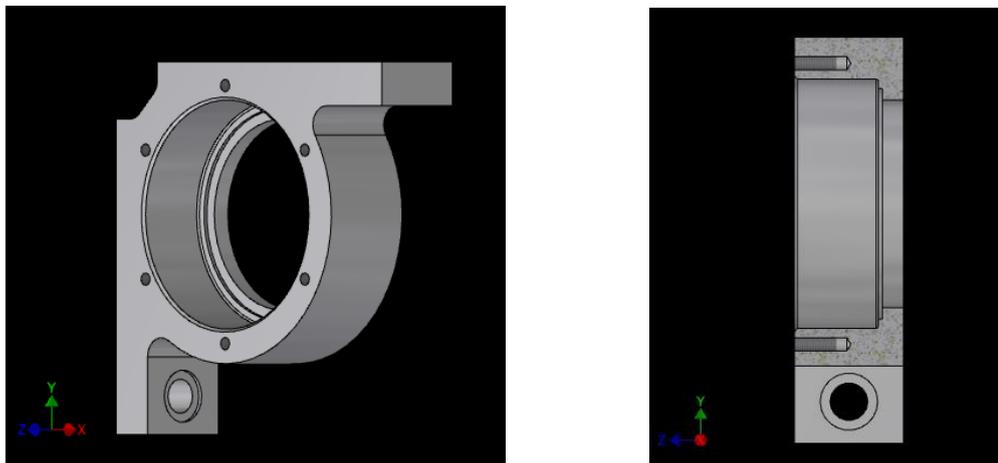


Figura 2.20: supporti a squadra.

La connessione tra coperchio e supporto è garantita tramite collegamento imbullonato, realizzato sulla faccia laterale di entrambi i componenti. La grandezza dei bulloni e il numero dei fori aumentano con il crescere della dimensione del gruppo ruota analizzato. Il supporto è inoltre congiunto frontalmente e superiormente alla piastra presente sulla testate.

A questo punto bisogna menzionare le prerogative a cui si è dato particolare peso durante la scelta dell'interasse dei supporti:

- La distanza di ciascun supporto dal centro della ruota, è la medesima; si ha simmetria nella disposizione;
- I fori di collegamento del supporto alla testata sono centrati rispetto alla larghezza del supporto stesso;
- L'interasse è scelto in modo da avere due configurazioni di tubi diversi con lo stesso gruppo ruota.

Cerchiamo di capire quanto specificato nel terzo punto.

I gruppi ruota di minore dimensione (fino ad un diametro di 500 mm) hanno la possibilità di essere montati sia su testate realizzate con travi a cassone, conseguite internamente all'azienda, sia attraverso tubi acquistati esternamente, aventi dimensioni stabilite. Si è cercato di individuare la misura di interasse che fosse adatta per una doppia configurazione, in altre parole lo stesso gruppo ruota può essere montato con due differenti dimensione dei tubi; è intercambiabile.

- *Coperchi*

I coperchi sono inseriti a protezione dell'intero assieme e per garantire la chiusura di tutto il complesso.

Sono ricavati da sagomati in Fe360 che possono avere la forma di *disco* o *anello*. Con i primi si realizzano i coperchi collocati su alberi folli, i secondi si sfruttano in presenza di gruppi motorizzati; presentano infatti un foro entro cui si assicura il passaggio della parte motorizzata dell'albero. Sulla parte esterna dei coperchi sono realizzati i fori per i bulloni con cui si assicura il bloccaggio sul supporto e un foro passante filettato in cui si inserisce l'ingrassatore, necessario per la giusta lubrifica. L'ingrassatore è previsto su entrambi i lati. La superficie interna del coperchio è lavorata in modo da impedirne lo spostamento assiale del cuscinetto.

2.5 Bulloneria ed altri accessori meccanici

Per completare la descrizione, si riportano tutti gli accessori adoperati.

- **Anello di tenuta ANGUS:** guarnizioni che fanno tenuta su alberi rotanti; sono indispensabili per un organo funzionante a lubrificazione. Più facilmente riassumibili come anelli di gomma con all'interno un inserto metallico, la loro tenuta è merito di un *labbro interno* mantenuto in compressione lungo tutta la circonferenza, da una molla circolare. Le dimensioni sono quelle previste dalla *ISO 6194/1*.
- **Vite a testa esagonale:** tutti i collegamenti bullonati sono realizzati con viti a testa esagonale, le cui quote fanno riferimento alla *UNI 5739*. Per le viti filettate ci si è assicurati che la lunghezza della filettatura fosse almeno 1.5 volte il diametro delle stesse.
- **Rondella:** organo metallico utilizzato per migliorare il bloccaggio delle viti, distribuiscono infatti il carico di serraggio su una superficie più estesa. Le rondelle impiegate nel complesso sono:
 - *Rondella dentata esterna:* la dentatura aumenta l'attrito, in questo modo è ostacolata maggiormente la rotazione. I valori assunti sono quelli della *UNI 8842 A*. Sono le rondelle inserite nel collegamento bullonato tra coperchio e supporto.
 - *Rondella nord lock:* il principio di funzionamento sfrutta la tensione anziché l'attrito, affinché sia assicurato il bloccaggio. Sono costituite da una coppia di rondelle, ciascuna delle quali sul

lato interno presenta delle camme e sul lato esterno una dentatura radiale. Si crea un sistema di bloccaggio che previene lo svitamento. Con queste rondelle si collegano i supporti e le piastre presenti sulle testate.

- **Anello seeger:** sono anelli di arresto in acciaio elastico che vengono utilizzati laddove si vuole evitare la fuoriuscita di organi meccanici. Vengono disposti all'interno di opportune sedi, ricavate sugli alberi, le cui misure sono prese dalla normativa *DIN 471*.

2.6 Ottimizzazione dei singoli gruppi ruota

Nei paragrafi precedenti è stato descritto nel dettaglio come è avvenuto il dimensionamento di ogni membro dell'assieme fino a mostrare i componenti assegnati. Non sono stati però chiariti tutti i criteri che hanno condotto a tale scelta. Vediamo, ora, di giustificare i principi con cui si è cercato di ottimizzare ogni singolo gruppo ruota.

Si è visto precedentemente che i calcoli sono stati effettuati per ogni larghezza di scorrimento ' l ', per ogni velocità ' v ' e per tutte le classi ' M ' previste dal meccanismo. Non abbiamo quindi un valore univoco di portata e velocità che caratterizza l'assieme, in questo modo risulta difficile condurre ciascun gruppo ruota a raggiungere valori ottimizzati, perché si hanno troppe variabili in gioco. Viene facile domandarsi rispetto a che larghezza di scorrimento, che velocità ed infine che classe, è opportuno procedere con l'ottimizzazione.

Grazie all'esperienza aziendale si è concluso che i valori preferibili su cui concentrare i nostri calcoli sono:

- Larghezza di scorrimento massima;
- Velocità di scorrimento di 63 m/min ;
- Classe del meccanismo M_7 .

Si è cercato di mettersi nella condizione in cui il gruppo ruota si trovi a lavorare con carichi pesanti durante tutti i cicli operativi, con una velocità di 63 m/min , che è quella comunemente richiesta dagli acquirenti e con la gola più grande che è possibile associarvi.

La portata massima che ogni gruppo è in grado di supportare è la quantità minima fra le quattro verifiche. Si è cercato quasi sempre di fare uscire come prima verifica quella hertziana, essendo la meno pericolosa. Associata a questa, infatti, non vi sarà una rottura della ruota, ma al massimo un'usura eccessiva. Caso a

parte costituiscono le ruote di diametro 200 e 250, per motivi costruttivi i cuscinetti devono essere al massimo 22211 per la ruota da 200 e 22213 per la ruota 250. Necessità richiesta dall'altezza dei supporti, che con cuscinetti più grandi supererebbero il diametro della ruota. Quest'ultima configurazione comporterebbe contatto tra supporto e rotaia, assolutamente da evitare. Nelle figure sottostanti sono presentati un gruppo ruota folle ed uno motorizzato.

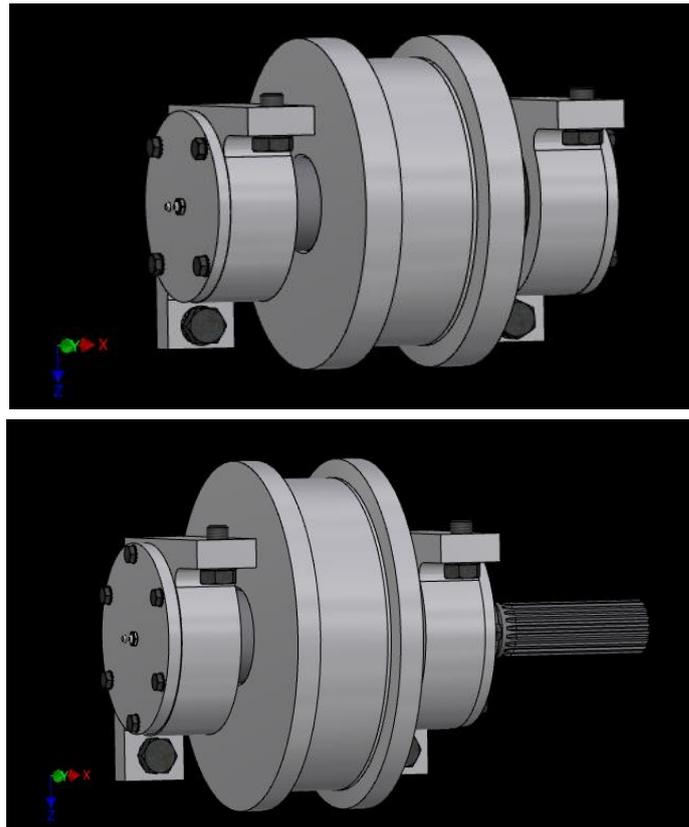


Figura 2.21: gruppo ruota folle (sopra) e gruppo ruota motorizzato (sotto).

Capitolo 3 Analisi dell'usura nel contatto ruota-rotaia

Nei carriponte uno dei principali problemi che si può riscontrare è il danneggiamento dei profili ruota-rotaia a causa dell'usura (Figura 3.1). Quest'ultima determina notevoli complicazioni; tra le problematiche più rilevanti si ha la perdita di affidabilità del sistema, della sicurezza durante le operazioni di movimentazione ed inoltre costi per gli interventi di manutenzione che devono essere affrontati. È, anche, necessario dire che il sistema, per come è in essere, presenta delle difficoltà nel ricambio di ruote con profili usurati. Normalmente questi impianti sono difficilmente accessibili, infatti sono collocati a diversi metri di altezza e constano di componenti molto pesanti e quindi difficilmente movimentabili; inoltre tutto questo comporta l'interruzione o, quantomeno, il rallentamento dei cicli di produzione a cui si associano importanti perdite di fatturato. I costi associati alla sostituzione delle ruote possono oscillare tra il 4% e il 6% del costo totale dell'intero sistema (variano a seconda dei requisiti dell'impianto stesso) [4].

Ovviamente, questo ha condotto le aziende a ricercare soluzioni che comportino un minor numero di interventi e un miglioramento del problema dell'usura di ruota e rotaia.

Le strategie con le quali si cerca di dare una migliore risposta al fenomeno sono:

- L'adozione di nuovi materiali;
- Lo sviluppo di sistemi di controllo cinematico;
- Il perfezionamento della posa dei binari.



Figura 3.1: fenomeno di usura su superficie di rotolamento della ruota.

3.1 Definizione del fenomeno di usura

Il termine *'usura'* ha origini nella parola francese *'user'* che ha il significato di usare. Infatti, il fenomeno dell'usura si presenta ogni qualvolta si hanno dei segni di danneggiamento sulle superfici (rimozione di materiale) di due corpi solidi che entrano in contatto tra loro e possiedono un moto relativo di scorrimento e/o rotolamento. Quest'ultima può presentarsi in maniera macroscopica, oppure è visibile semplicemente sotto forma di microscopiche vibrazioni.

Durante il processo di usura i due componenti costituiscono un sistema fisico-chimico posto in pressione tra loro. Il fenomeno è molto articolato e fortemente influenzato da una serie di condizioni, quali: il tipo di materiale di cui sono costituiti i corpi e il loro stato, le caratteristiche microscopiche delle superfici e il tipo di finitura superficiale, lo stato di sollecitazione presente durante l'adesione, il campo di temperature nella zona di contatto ed anche la presenza o meno di lubrificante.

Questo fenomeno determina un progressivo peggioramento dell'accoppiamento tra le superfici dei corpi a contatto, in particolare nel caso di elementi che ruotano e scrono, riducendo così le prestazioni dell'insieme. In Figura 3.2 sono mostrate gli elementi meccanici che possono essere coinvolti [5].

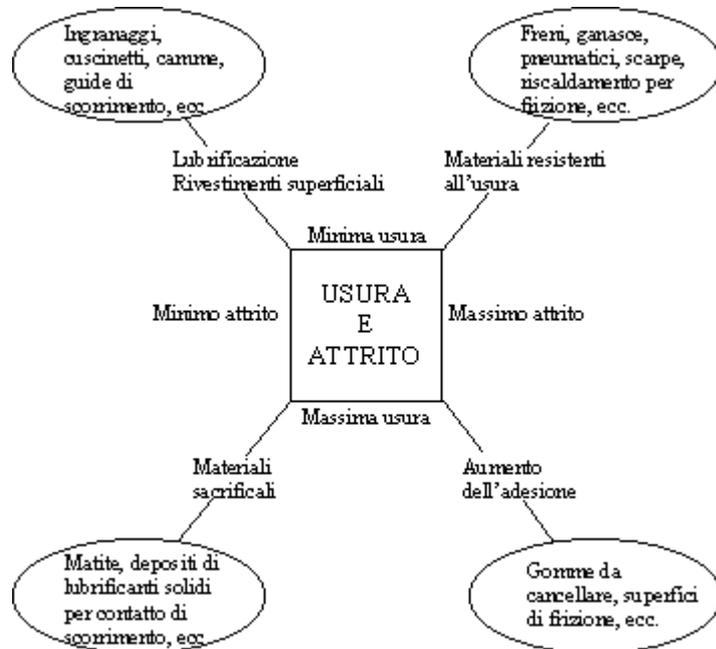


Figura 3.2: campi di applicazione della tribologia.

Nel caso in analisi ci riferiamo, ovviamente, al riquadro in alto a sinistra.

Seppur la nascita dell'usura comporti molti problemi, non costituisce mai la sola causa di rottura di uno o di entrambi i componenti. Questi, anche se danneggiati e con rendimenti bassi, continuano a garantire il funzionamento del sistema. L'usura è pertanto pericolosa soprattutto perché favorisce la nascita di nuove e diverse problematiche che determinano la rottura definitiva dell'oggetto in questione. Questo è il motivo per cui limitare il problema dell'usura costituisce sempre un grande vantaggio in termini di performance ma anche dal punto di vista economico, evitando la sostituzione dei pezzi o post-trattamenti e soprattutto l'interruzione della produzione.

Tra le problematiche che possono gravare su componenti meccanici usurati, si riscontrano:

- Riduzione della vita utile del corpo e previsione delle necessarie parti di ricambio;
- Il peggioramento delle superfici interessate;
- Aumento dei giochi;
- Incremento delle vibrazioni, della fatica e dei carichi impulsivi;
- Stato di sollecitazione disuniforme e nascita di possibili disallineamenti;
- Manifestazione di fenomeni d'urto.

Dove le prime due rappresentano sicuramente le conseguenze principali di questo fenomeno.

Spesso le parole attrito e usura sono accostati in qualità di sinonimi e sebbene siano strettamente interdipendenti, è più corretto considerarli l'uno l'inevitabile conseguenza dell'altro [6]. Tuttavia, in alcuni casi, può capitare che un basso attrito non corrisponde ad una usura moderata, come può presentarsi anche la situazione in cui vi è una crescita del tasso di usura a fronte di una diminuzione di attrito. L'attrito è un fenomeno inevitabile quando si hanno due materiali a contatto diretto; sono le forze in opposizione al moto le principali responsabili della perdita di efficienza. Inoltre, dato il tipo di fenomeno, l'energia dissipata si traduce direttamente in calore, determinando un aumento della temperatura dei materiali e, a volte, anche una modifica delle caratteristiche. L'approccio con cui attrito ed usura sono studiati, è, quindi, sostanzialmente diverso [6].

Da quanto descritto risulta evidente l'importanza di questi problemi, tanto che hanno trovato applicazione in molti studi in campo ingegneristico negli ultimi

anni. È nata infatti una scienza che si occupa di risolvere questo tipo di problematiche, è la **tribologia** (deriva dalla parola greca *tribos* che significa “strofinare o scorrere”).

Menzionando gli autori che per primi hanno affrontato uno studio di tipo tribologico vi sono Guillame Amontons (1663 - 1705) e a Charles-Augustin de Coulomb (1736 - 1806) [4]. Tuttavia il termine fu utilizzato per la prima volta dall'inglese David Tabor.

Con il termine **tribologia** si intende la scienza e lo studio interdisciplinare delle superfici interagenti in relativo movimento [8] e di tutti gli inconvenienti che possono nascere in relazione a questo movimento. I tre problemi principali che si presentano sono:

- Attrito;
- Lubrificazione;
- Usura.

Ci si pone l'obiettivo di trovare le soluzioni ottimali per questi tre inconvenienti, attraverso lo studio delle problematiche che nascono dalla presenza di attrito e usura, continuando con lo studio dei benefici del lubrificante da adottare ed infine con una stima della vita utile dell'elemento. Si provvede ad effettuare un esame di questo tipo, al variare di possibili condizioni.

3.2 Identificazione del problema

Come già specificato, a seguito dello strisciamento tra i due oggetti, lo strato di rivestimento superficiale può danneggiarsi e quindi staccarsi, comportando un consumo e un deterioramento delle superfici. Durante la progettazione della meccanica del trasporto di carriponte è fondamentale, pertanto, tenere in considerazione l'insorgenza di fenomeni di usura presenti nel rotolamento della ruota sulla rispettiva rotaia. Ridurre o quanto meno limitare l'usura risulta vantaggiosa in termini dinamici e di esercizio dei carriponte.

Profili di ruote usurate comportano, infatti, inconvenienti [9]:

- sulla dinamica longitudinale: il profilo usurato provoca una variazione poco controllabile delle resistenze al moto rispetto a una ruota con profilo non usurato;
- sulla dinamica laterale: un profilo usurato o l'interazione fra profili usurati non permette una precisa iscrizione nel binario, sfavorendo l'effetto di centraggio in rettilineo;

- sulla dinamica verticale: gli sforzi verticali che si trasmettono nel contatto ruota-rotaia in presenza di usura sono anomali.

Tra gli effetti negativi dell'usura si possono menzionare la nascita di vibrazioni, sollecitazioni non prevedibili e moti parassiti; tali ragioni conducono ad un rapido consumo di tutte le parti meccaniche dell'impianto e ciò, ovviamente, comporta una diminuzione della sicurezza del carico trasportato e degli operatori.

In sintesi si può schematizzare in Figura 3.3.

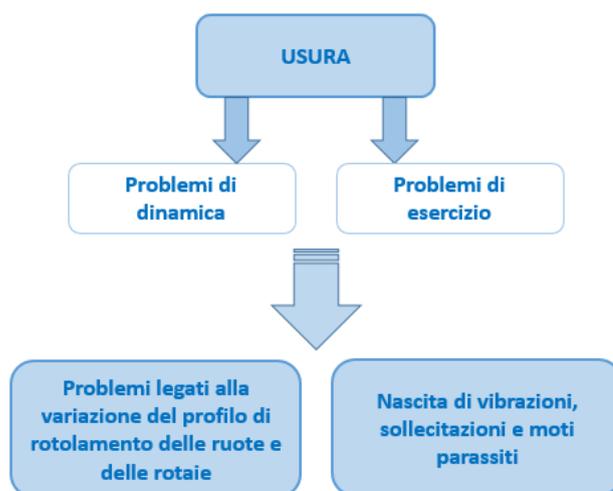


Figura 3.3: problematiche originate dal fenomeno dell'usura.

È facilmente intuibile che tale fenomeno non opera solo sulle ruote, consumandole superficialmente, ma agisce anche sulle rotaie su cui scorre tutta la struttura del carroponente. Ovviamente l'usura della rotaia non è uniforme lungo la lunghezza del tracciato ma varierà; sicuramente sarà presente un consumo peggiore in corrispondenza dei tratti di accelerazione e frenata. Il passaggio dei profili usurati comporta, inoltre, pesanti danni sui binari con una ulteriore perdita di efficienza del servizio. Tra i parametri che influenzano maggiormente l'usura ritroviamo sicuramente:

- La velocità di avanzamento della ruota sul tracciato;
- Il carico che agisce sul carroponente;
- Valore del coefficiente di attrito;
- Il tipo di controllo applicato all'impianto;
- Errori di posizionamento dei binari (errori di parallelismo e livellamento);

- Il materiale di costruzione di ruote e rotaie ed i trattamenti termici che subiscono;
- Il profilo iniziale di ruota e rotaie e la sua evoluzione nel tempo.

Ovviamente velocità e carichi maggiori comportano una accelerazione del fenomeno, nel primo caso perché si hanno dinamiche più importanti, nel secondo caso perché si ha un maggiore effetto della pressione che si esercitano nel contatto. Tra i principali problemi si ha che i carriponte sono soggetti continuamente alla inclinazione della struttura sulle rotaie. Le forze che causano l'inclinazione sono dovute a spostamenti della rotaia causati da cambi di supporto, deterioramento delle rotaie derivante dall'inadeguata regolazione delle forze di accelerazione e decelerazione dei motori e dei freni e variazioni di trazione dovute alla contaminazione della rotaia. L'inclinazione stessa aggrava il problema poiché produce sollecitazioni sulla struttura del binario e usura delle ruote [10].

È molto importante fare un'analisi metallurgica dei guasti che si riscontrano sulle ruote di carriponte; questo rappresenta un ulteriore modo per comprendere le cause che agiscono sul deterioramento delle superfici. Ad esempio nel caso di studio affrontato in [11]. I problemi osservati erano stati originariamente attribuiti ad un errato allineamento della rotaia, le analisi metallografiche e le misure di durezza invece hanno suggerito che la causa del fallimento era dovuto al trattamento termico subito dalle ruote. La durezza totale era stata raggiunta solo al centro della ruota, mentre i bordi esterni erano rimasti in uno stato quasi normalizzato. Il contatto ciclico continuo con il binario durante il servizio ha comportato deformazione plastica delle zone più morbide (bordini).

Il capitolo sarà rivolto ad illustrare gli aspetti fondamentali dell'iterazione tra ruota e rotaia, l'usura che da essa deriva e i più importanti modelli di calcolo dell'usura elaborati negli anni.

L'attività di modellazione risulta quindi importante per comprendere il comportamento dinamico del carro ponte quando lavora con diverse condizioni operative. Tra le varie strategie di modellazione i software multi-body (Simpack e AdamsRail) consentono di valutare il comportamento del veicolo, le frequenze di vibrazioni, le criticità operative e di funzionamento, l'effetto della pressione di contatto, con il fine di individuare condizioni di miglioramento. Per la valutazione dei materiali ottimali da impiegare e delle specifiche di progettazione appropriate, risulta conveniente realizzare il modello con metodi

agli elementi finiti (FEM) [4]; in questo modo si conseguono risultati numerici sugli stati tensionali e deformativi. A questo punto, per i progettisti, risulterebbe utile conoscere il parametro da mantenere sotto analisi (solitamente, in ambito ferroviario e/o di movimentazione di carriponte, si parla di volume asportato, profondità di usura, o massa asportata) che ci permette di capire quanto consumo un componente può ammettere prima di essere sostituito, tenendo conto che dipende fortemente dal tipo di azione che l'oggetto stesso andrà a svolgere.

Il numero e le posizioni dei punti di contatto, le forze di contatto normali e tangenziali collegate al fenomeno dell'usura devono essere descritte in maniera dettagliata dal modello simulativo; le formulazioni descritte nei sotto paragrafi 3.2.2 e 3.2.3 sono rappresentative degli standard presenti nell'ambito modellistico multi-body.

3.2.1 Meccanica dei contatti

Quando si mettono in contatto due corpi, le forze applicate verranno trasmesse sull'area di contatto; la quale, solitamente, è molto piccola rispetto alle dimensioni dei corpi. L'obiettivo principale quando si analizzano tali contatti è calcolare l'entità delle sollecitazioni e delle deformazioni, sia sull' interfaccia del contatto che all'interno dei corpi. Anche la forma e la dimensione del contatto dell'area possono essere motivo di interesse.

L'argomento della meccanica dei contatti è complesso; Czichos (1978) ha sottolineato che il problema consta di una grande varietà di situazioni, in base a quanto segue [12]:

- Il numero di corpi coinvolti nel contatto;
- La geometria dei corpi (un problema a due o tre dimensioni, liscio o superfici ruvide);
- Le proprietà del materiale (parametri del materiale costanti o variabili, strati e rivestimenti);
- La modalità di deformazione (puramente elastica, elastica-plastica o puramente plastica deformazione);
- Le forze di contatto (forze normali e tangenziali);
- Il tipo di movimento relativo (statico, scorrevole, rotolante);
- La velocità del moto relativo.

L'analisi dettagliata dei fenomeni di contatto che si verificano all'interfaccia ruota-rotaia è un ingrediente chiave per comprendere e modellare l'usura delle ruote. A tal proposito lo scopo è quello di descrivere come la forma locale del

contatto, i corpi e le forze globali scambiate, l'uso di forze di attrito durante l'accelerazione e la frenata del veicolo influenzano la rimozione del materiale e modificano le sagome del profilo. I prossimi paragrafi verteranno su questi argomenti.

Il problema del contatto ruota-rotaia può essere diviso in due argomenti: il "problema normale" e il "problema tangenziale". Nel problema normale, l'area di contatto (posizione, forma e dimensione) e la distribuzione delle normali tensioni di contatto si ottengono in funzione della geometria locale dei profili di contatto e della forza normale risultante. Nel problema tangenziale, le tensioni tangenziali di contatto e lo scorrimento sono definiti all'interno dell'area di contatto in funzione delle tensioni normali e delle forze di attrito risultanti [13].

3.2.2 L'area di contatto

Nel punto o nei punti in cui la ruota tocca la rotaia si sviluppa una zona di contatto. La dimensione e la forma di questa area di contatto possono essere calcolate in base alle forze che si esercitano, alla geometria locale della ruota e della rotaia e alle proprietà del materiale. Poiché la ruota e il binario sono entrambi corpi di rivoluzione, è possibile descrivere questa geometria usando i raggi di curvatura nella direzione del rotolamento e per la geometria della sezione trasversale. La teoria classica del contatto fu sviluppata da Hertz (1882). Ha dimostrato che l'area di contatto tra due corpi di rivoluzione non conformi sarebbe ellittica e ha stabilito un metodo per calcolare i semi-assi dell'ellisse e la distribuzione della pressione all'interno della zona di contatto. Nonostante la teoria di Hertz non possa essere utilizzata nel caso in esame, fornisce comunque un prezioso punto di partenza per la maggior parte dei problemi di contatto ed è inclusa nella maggior parte dei programmi che si occupano del contatto ruota-rotaia. Molti pacchetti software dispongono di un pre-processor di contatto che viene eseguito ogni volta che i dettagli del contatto sono necessari o possono essere utilizzati per impostare una tabella di dati da cui è possibile interpolare le proprietà, come la posizione e la dimensione dell'area di contatto e l'angolo di contatto. Se il contatto è sulla gola della ruota e sulla testa della rotaia, i raggi di curvatura cambiano lentamente solo con la posizione e la zona di contatto è spesso simile alla forma ellittica. Tuttavia, se i raggi cambiano bruscamente, ad esempio sulla flangia, il metodo Hertz non produrrebbe buoni risultati.

Un'alternativa può essere quella di usare i metodi multi-Hertziani che dividono il contatto in strisce, dove per ogni striscia si utilizza il metodo hertziano [12]. In Simpack, attraverso l'algoritmo di Kalker, si valuta un'ellisse equivalente che interpola la zona di contatto. Ovviamente la posizione e le dimensioni dell'area di contatto sulla ruota cambieranno continuamente ad ogni rivoluzione in modo piuttosto complicato a seconda della sospensione del veicolo, della geometria delle rotaie, delle irregolarità del tracciato, dei profili e di altri parametri.

3.2.3 Calcolo delle forze nel contatto ruota-rotaia

Il problema del contatto ruota-rotaia è stato affrontato da numerosi autori durante gli anni, infatti sono presenti molti modelli in letteratura. Tra questi si distinguono due approcci differenti: la formulazione semielastica e la formulazione rigida.

Nell'approccio semielastico ruota e rotaia sono considerati come corpi rigidi. La compenetrazione tra i corpi è consentita perché non vi sono vincoli ed i punti di contatto sono valutati da procedure approssimate. Attraverso le teorie di Hertz e di Kalker è possibile valutare le caratteristiche dell'area di contatto e le forze tangenziali che agiscono su quest'ultima, mentre le forze normali di contatto sono valutate in funzione della penetrazione. Di conseguenza, stabilendo una compenetrazione tra i profili ed una rigidità di contatto (legata alle curvature locali) si può scrivere che:

$$N = k \cdot \delta \quad (3.1)$$

In cui si ha:

- N : forza normale che agisce sulle ruote;
- k : rigidità hertziana di contatto; quest'ultima dipende dalla curvatura locale dei due materiali;
- δ : compenetrazione tra i due profili.

La rigidità hertziana dipende dalla posizione del punto di contatto, che a sua volta è collegato alle curvature, pertanto occorrerà procedere in maniera iterativa per calcolare entrambe.

La formulazione rigida considera, anch'essa, ruota e rotaia come corpi rigidi, il contatto questa volta è imposto per mezzo di equazioni di vincolo. I punti di contatto vengono trovati risolvendo le equazioni algebrico-differenziali non lineari associate al modello multi-body vincolato, che è implementato nella simulazione dinamica. In questo caso la compenetrazione tra i corpi non è ammessa e le forze normali di

contatto sono quantificate tramite i moltiplicatori di Lagrange. Infine, le proprietà dell'impronta di contatto e le forze tangenziali sono calcolate tramite le teorie di Hertz e di Kalker analogamente a quanto avviene nell'approccio rigido [9].

3.2.4 Valutazione della distribuzione delle tensioni tangenziali

I corpi di ruota e rotaia sono considerati rigidi tuttavia il contatto non è rigido ma elastico, pertanto bisogna valutare le forze che si scambiano i due oggetti. Si generano forze in tre diverse direzioni: in direzione normale, longitudinale e laterale. Come già spiegato nel secondo capitolo, la rotaia sostiene in direzione normale il carrozzone, ma sono trasmesse anche forze di trazione e frenata in direzione tangenziale. Si originano pertanto delle forze di attrito:

1. Forze di attrito longitudinali;
2. Forze di attrito laterali.

In generale il problema tangenziale dipende dal carico normale, dalle condizioni di attrito tra ruota e rotaia e dal movimento relativo tra le superfici [12].

La pressione esercitata tra i due corpi provoca, a causa della deformazione elastica, la formazione di una area di contatto su cui si genera una distribuzione delle tensioni in direzione tangenziale ed una distribuzione delle tensioni normale (quella dipendente dalla pressione hertziana). Per la precisione, la distribuzione delle tensioni normali determina la nascita di quelle tangenziali, a causa della presenza dell'attrito. La teoria di Hertz è strettamente limitata a superfici prive di attrito e solidi perfettamente elastici, motivo per cui non può risultare valida nel caso in analisi. Tale teoria, infatti, potrebbe essere considerata adeguata solo se si introducesse l'ipotesi che la distribuzione delle tensioni normali sia indipendente da quella tangenziale. Nel caso reale non si verifica quanto appena descritto, perché la distribuzione delle tensioni tangenziali altera quella normale, determinando un'area di contatto con una forma non propriamente ellittica. La logica del software ha il seguente sviluppo: per prima cosa è calcolato il punto di contatto da cui si ricavano le curvature locali nel punto stesso, si prosegue con la determinazione della dimensione della zona di contatto per poi procedere con il calcolo della distribuzione delle pressioni normali. A partire da questa distribuzione si ricava, tramite un algoritmo, la distribuzione delle tensioni tangenziale; la quale viene, infine, integrata per ottenere le forze tangenziali che si hanno in direzione 'x' ed 'y'.

Va precisato che le forze tangenziali sono legati, oltre che alle pressioni normali, anche agli scorrimenti (creepages). Quando un contatto viene sottoposto a una forza tangenziale, i corpi che si trovano in contatto finiranno per scivolare l'uno contro l'altro. Quando si verifica questo scivolamento, lo scorrimento inizierà localmente in alcuni punti del contatto [12].

Gli scorrimenti che si ottengono tra ruota e rotaia sono chiamati microscorrimenti e sono:

- ξ : scorrimento longitudinale;
- η : scorrimento laterale;
- ϑ : scorrimento intorno ad un asse che è perpendicolare alla normale nel punto di contatto.

Lo scorrimento longitudinale si determina con l'equazione:

$$\xi = \frac{\Delta V}{V_0} = \frac{V_0 - \omega \cdot R}{V_0} \quad (3.2)$$

In cui:

- V_0 : è la velocità di avanzamento del veicolo;
- ω : è la velocità angolare della ruota;
- R : raggio della ruota.

Da cui è facile dedurre che se la ruota smettesse di ruotare ($\omega=0$), si otterrebbe uno scorrimento pari a: $\xi = \frac{V_0}{V_0} = 1$, cioè uno scorrimento del 100%; ma il veicolo continuerebbe a muoversi. Viceversa se la ruota fosse completamente libera, si avrebbe $\xi = 0$; nella realtà si hanno sempre degli scorrimenti, i cui valori oscillano intorno al 1-2%. Questi valori sono spiegati in letteratura [14], attraverso la curva grafica che intercorre tra la forza tangenziale e lo slittamento, mostrata in Figura 3.4.

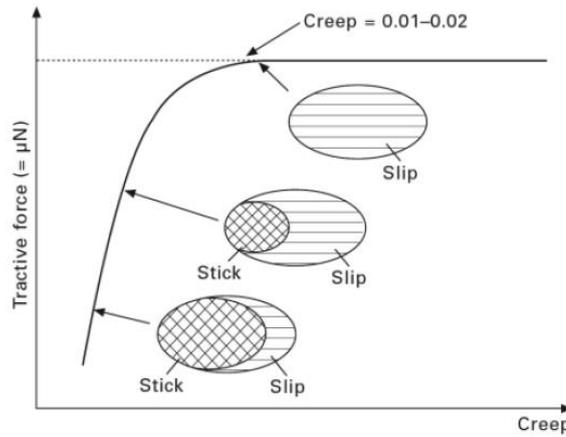


Figura 3.4: curva dello scorrimento in funzione della forza di trazione.

Si riscontra che la due grandezze hanno una dipendenza finché lo slittamento non raggiunge valori per il quale è definito 'full', che abitualmente corrisponde a valori nell'intervallo 1-2% nel contatto tra la ruota e la rotaia. Al di sopra di questi valori ad un crescita dello slittamento non corrisponde alcun aumento in termini di sforzo.

L'andamento della forza tangenziale risulta quindi:

$$F_x = k \cdot \xi \tag{3.3}$$

Considerare uno scorrimento nullo, significherebbe rendere nulla la forza tangenziale e quindi la trazione; si deduce che solo in presenza di scorrimento è possibile avere trazione.

A partire dallo scorrimento laterale 'η' è possibile calcolare la seconda forza da considerare, quella laterale:

$$F_y = k \cdot \eta \tag{3.4}$$

Si dovrà, poi, verificare:

$$\sqrt{F_x^2 + F_y^2} \leq \mu \cdot N \tag{3.5}$$

Dove:

- μ : coefficiente statico di attrito. È assunto pari a 0.35;
- N : forza normale che si distribuisce sulle ruote.

La valutazione di queste forze è ottenuto grazie a differenti algoritmi:

- Contact;

- Fastsim;
- Polach;
- Metodi euristici.

Nel modello Simpack implementato la risoluzione avviene tramite l'algoritmo Fastsim, cioè quello di Kalker.

3.3 I modelli di usura

Quando avviene il contatto tra ruota e rotaia si possono presentare diversi tipi di meccanismi di usura contemporaneamente.

Il primo a cercare di classificare i diversi meccanismi di usura fu Burwell [15]; in uno dei suoi studi provò ad effettuare una prima differenziazione delle diverse forme di usura che possono verificarsi. Lo studio si concentra sulla descrizione delle quattro principali forme di usura meccanica: l'adesiva, l'abrasiva, la corrosiva e la fatica della superficie, ma anche sui vari tipi minori. Sono state elaborate equazioni quantitative per il calcolo del materiale usurato rimosso dalle superfici, in riferimento a condizioni operative come distanza, velocità, carico applicato e proprietà meccaniche della superficie. Queste equazioni sono confrontate con esperimenti, laddove è possibile, ed i risultati generalmente sono buoni su determinati intervalli, sebbene siano necessari esperimenti ancora più controllati [15]. I danneggiamenti a cui ci si riferisce sono quelli riguardanti:

- Usura da corrosione del film;
- Superficie di frattura;
- Reazioni chimiche;
- Adesione e trasferimento;
- Lacerazione;
- Fusione;
- Fatica;
- Superficie di frattura;
- Taglio;
- Usura elettrochimica.

Tutte le tipologie di usura sono identificate singolarmente, ma da un punto di vista più pratico è facile che più di una si presenti simultaneamente, pertanto di seguito è menzionata anche una classificazione più recente [16].

1. **Usura adesiva**: è una delle forme più pericolose di usura, tanto da procurare rottura nei componenti in contatto durante il loro scorrimento. Il concetto base per i meccanismi adesivi è che il contatto effettivo tra le superfici avviene in punti discreti all'interno dell'area di contatto. In questi punti vi sarà il legame tra asperità superficiali [14]. La presenza di rugosità superficiale e di contaminanti sulle aree a contatto (ossigeno, acqua, olio) sono in grado di ridurre l'adesione. Questo tipo di usura corrisponde ad una unica tipologia anche nella prima classificazione;
2. **Usura a fatica**: questa tipologia di usura è generata, durante il contatto, dalle deformazioni che agiscono sulle aree dell'oggetto usurato. Particelle di materiale sono rimosse a causa della propagazione di cricche di fatica, generate da sforzi locali molto elevati e dal gran numero di cicli di contatto. L'usura a fatica è originata, infatti, dai meccanismi di innesco e crescita di difetti superficiali che con il passare di un lasso di tempo (più o meno breve) danno luogo a sfaldamenti o cavità. Questo fenomeno è definito "fatica di contatto" e può essere limitata adoperando materiali di alta qualità, contenendo i carichi e lubrificando opportunamente le superfici;
3. **Usura di abrasione**: è il danneggiamento di una superficie che si verifica a causa del movimento relativo, su quella superficie, di asperità di durezza uguale o superiore (usura abrasiva a due corpi) o a causa di particelle dure intrappolate tra le superfici (usura abrasiva a tre corpi) [14].
Può mostrarsi attraverso differenti meccanismi: con '*microtagli*' quando il materiale del corpo più morbido è 'tagliato' dalle particelle del materiale più duro; con '*microfratture*' quando si utilizzano materiali fragili come quello ceramico; con '*pull-out*' in caso di distacco e allontanamento dei grani del materiale ed infine '*a fatica*' quando il componente abraso subisce deformazioni ripetute. Questa tipologia mette insieme più forme di usura menzionate nella prima classificazione (fatica, superficie di frattura, taglio);
4. **Usura da erosione**: questo fenomeno si verifica quando particelle solide o liquide colpiscono dei componenti meccanici, generalmente a velocità alte. È fortemente influenzato dalla dimensione delle particelle, dal materiale di cui sono costituite e dalla velocità e dall'angolo di impatto.

Indicativamente le particelle presentano dimensioni all'interno di un range tra i 5 e 500 μm .

5. ***Fretting e altri meccanismi meno importanti***: in presenza di moti oscillatori di piccola ampiezza ma per un numero elevato di cicli si ha il fenomeno del fretting. Nella maggior parte dei casi il materiale eroso rimane intrappolato all'interno della zona di contatto, determinando uno sviluppo dell'usura maggiore. Questo fenomeno comprende due tipi di usura della prima classificazione: usura superficiale e fatica. Gli altri meccanismi di minore importanza sono: l'usura-fusione, l'usura-diffusione, l'usura ad impatto.

6. ***Usura elettrochimica, corrosiva ed ossidativa***: è possibile che avvengano reazioni chimiche tra la superficie del corpo e un qualsiasi agente corrosivo, tra cui anche l'aria (usura ossidativa). Durante l'evoluzione di queste reazioni ci sarà una rapida usura del componente ed una riduzione del coefficiente di attrito (non sempre è un aspetto negativo). Invece, la presenza di lubrificante genera una differenza di potenziale che può causare il passaggio in soluzione di materiale, determinando così usura di tipo elettrochimica.

In letteratura sono presenti diversi modelli con cui calcolare l'usura che agisce sulle ruote e sulle rotaie dei veicoli ferroviari, la stessa teoria può essere sfruttata anche per lo studio dei carriponte, operando le dovute differenze. L'usura generalmente è dovuta allo slittamento delle due superfici durante il contatto. Nella zona di contatto le velocità di scorrimento si modificano nel tempo, in relazione alla trasmissione dei carichi dinamici tra ruota e rotaia, questo rappresenta il motivo per cui l'usura non è uniforme lungo le superfici di rotolamento dei due corpi. I modelli maggiormente utilizzati per la valutazione dell'usura sono:

- Il modello di usura di Archard [17];
- Il modello di usura proporzionale al lavoro di attrito,
- Il modello basato sull'indice di usura.

Il metodo energetico è quello utilizzato nella maggioranza dei casi, ad esempio per i modelli di Zobory o Pearce-Sherrat, dove il fenomeno dell'usura è legato all'energia dissipata durante il movimento, generata dall'attrito. Altri autori adoperano le equazioni di Archard per realizzare modelli di usura efficaci. Un esempio è rappresentato da Jendel [18] che ha utilizzato il primo modello

ottenendo dei risultati sperimentali piuttosto validi ed anche da Telliskivi e Olofsson [19] nel valutare l'usura nelle sezioni trasversali dei due corpi (ruota e rotaia).

Di seguito sono descritti i tre modelli citati:

3.3.1 Il modello di usura di Archard

Un punto di partenza comune per guardare la modellazione delle situazioni di usura è l'equazione di usura di Archard.

Il modello di Archard si basa sul calcolo del volume di materiale asportato attraverso l'espressione [17]:

$$V_w = \frac{k_w \cdot F_z \cdot d_s}{H} \quad (3.6)$$

In ordine si ha:

- V_w : è il volume di materiale rimosso da una superficie [m^3];
- k_w : è la costante di usura di Archard; è adimensionale. Può essere determinato mediante misurazioni di laboratorio o eseguendo calibrazioni basate su confronti geometrici tra profili di ruota simulati e misurati [18];
- F_z : è lo sforzo normale che agisce durante il contatto [N];
- d_s : è la distanza di slittamento [m];
- H : è la durezza del materiale più tenero tra i due componenti che entrano in contatto [N/m^2].

Il rapporto tra il volume del materiale rimosso e lo spazio percorso in slittamento prende il nome di *Tasso di Usura* e risulta proporzionale, tramite la costante di Archard, al rapporto tra lo sforzo normale e la durezza; quanto appena descritto è in poche parole l'ipotesi attribuita a questo metodo. Nelle Figure 3.5 e 3.6 sono rappresentati i valori bibliografici del coefficiente di usura [21].

MATERIALS		Wear Rate (10^{-6} mm ³ per m sliding)	Hardness (DPN) kg/mm ²	Coefficients of Friction (μ)	Coefficients of Wear (K)
Wearing Surface	Counter Surface				
Mild Steel	Mild Steel	1.57×10^4	186	0.62	7×10^{-3}
60/40 Lead Brass	Tool Steel	2.4×10^3	95	0.24	6×10^{-4}
PTFE	Tool Steel	2.0×10^2	5	0.18	2.4×10^{-5}
Stellite	Tool Steel	32	690	0.60	5.5×10^{-5}
Ferritic Stainless Steel	Tool Steel	27	250	0.53	1.7×10^{-5}
Polyethylene	Tool Steel	3	17	0.53	1.3×10^{-7}
Tungsten Carbide	Tungsten Carbide	0.2	1300	0.35	1×10^{-6}

Figura 3.5: valori della coefficiente Archard per alcuni materiali.

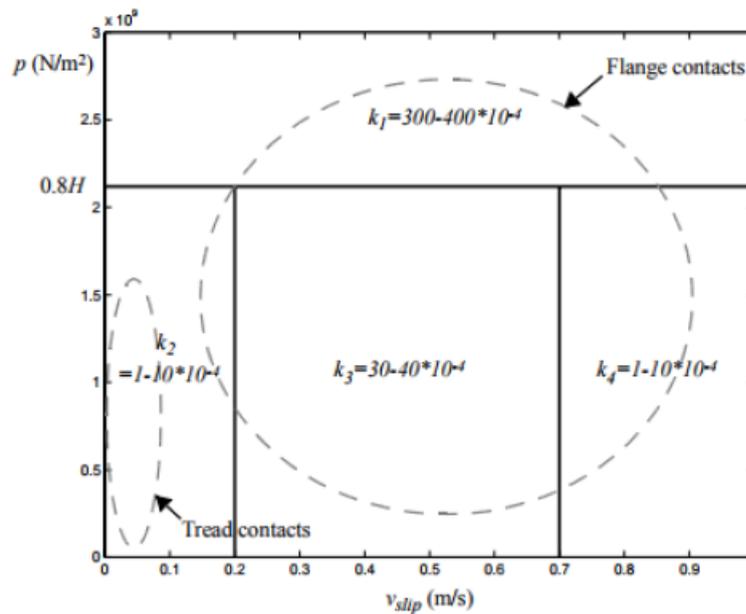


Figura 3.6: coefficiente di Archard in funzione della velocità di scorrimento e della pressione normale.

Come si evince dal grafico, il valore della costante è diviso in zone (quattro in totale) assumendo valori diversi in base alle diverse condizioni di prova, ovvero la velocità di scorrimento e la pressione normale che è prodotta sull'area di contatto. Sono presenti due velocità di riferimento, una in corrispondenza di 0.2 m/s e una in corrispondenza di 0.7 m/s ed anche una pressione limite (0.8 H) oltre la quale il valore della costante risulta indipendente dalla velocità; questi riferimenti definiscono le quattro zone. In realtà, la parte centrale del grafico di usura, tra 0.2 e 0.7 m/s, è un regime di usura fortemente non lineare che non può essere modellato facilmente con l'equazione di usura di Archard.

Dalla formula riportata di sopra è possibile ricavare la profondità di usura, dividendo ambo i lati dell'uguaglianza per l'area di contatto [18].

$$\Delta z = \frac{k_w \cdot p_z \cdot |d_s|}{H} \quad (3.7)$$

L'approccio risulta, quindi, adottabile per diverse situazioni ed è in grado di garantire una buona accuratezza dei risultati nonostante la sua semplicità. È opportuno, però, mostrare anche i limiti di questo metodo. Nonostante consenta di individuare il regime di usura facilmente, non è adatto a procurare informazioni sui meccanismi di usura che si presentano durante il fenomeno.

3.3.2 Il modello di usura proporzionale al lavoro di attrito

È un modello di usura che utilizza un approccio di tipo energetico, in quanto l'usura è stimata in relazione al materiale rimosso per unità di area ' Δm_w '.

Quest'ultimo risulta proporzionale al lavoro di attrito prodotto nell'area di contatto per unità di superficie o densità di lavoro d'attrito ω_f [9]. In formula:

$$\Delta m_w = C_w \cdot \omega_f \quad (3.8)$$

In questo caso la profondità di usura può essere espressa come segue:

$$\Delta z = \frac{\Delta m_w}{\rho} = \frac{C_w \cdot \omega_f}{\rho} \quad (3.9)$$

Dove ' ρ ' è la densità del materiale.

Integrando in un intervallo di tempo $[0, t]$ la densità di potenza di attrito ' p_f ' o potenza di attrito per unità di superficie, è possibile determinare la densità di lavoro di attrito o il lavoro di attrito per unità di superficie. Si avrà:

$$\omega_f = \int_0^t p_f \cdot dt \quad (3.10)$$

In cui ' p_f ' si ricava dall'equazione trascritta di seguito:

$$p_f = |p_\tau \cdot s| = |p_x \cdot s_x + p_y \cdot s_y| \quad (3.11)$$

Dove ' p_τ ' sono le tensioni tangenziali e ' s ' le velocità di scorrimento.

Infine, all'interno dell'equazione per il calcolo della profondità di usura andranno ad essere sostituite queste formule, conseguendo:

$$\Delta z = \frac{C_w \cdot \omega_f}{\rho} = \frac{C_w \cdot |p_\tau \cdot s| \cdot \Delta t}{\rho} = \frac{C_w \cdot |P_\tau \cdot S_\tau|}{\rho} \tag{3.12}$$

- ‘ S_τ ’: sono gli spostamenti nel contatto.

3.3.3 Il modello basato sull'indice di usura

Il secondo importante approccio di modellazione di tipo energetico è quello che impiega Ward *et al.* [20], che si basa su un indice di usura legato al lavoro di attrito nel contatto ruota-rotaia. In questo modello, a partire dalla velocità di slittamento ridotta ‘ γ ’, dall’area di contatto ‘ A ’ e dalla forza di contatto ‘ T ’, si determina il tasso di usura ‘ ω_r ’.

$$\omega_r = K_i \frac{T \cdot \gamma}{A} \tag{3.13}$$

In cui ‘ K_i ’ è un coefficiente di usura che varia in base al regime di usura identificato. Nei primi lavori era provata unicamente l’esistenza di due regimi di usura: *mild* e *severe*; mentre studi successivi ne hanno portato alla luce un ulteriore, conosciuto come *catastrophic*.

Grazie a prove sperimentali condotte da Braghin *et al.* [21], è possibile mostrare la suddivisione dei tre distinti regimi di usura in funzione di un parametro conosciuto come ‘*wear index*’, ossia l’indice di usura $\left(\frac{T\gamma}{A}\right)$.

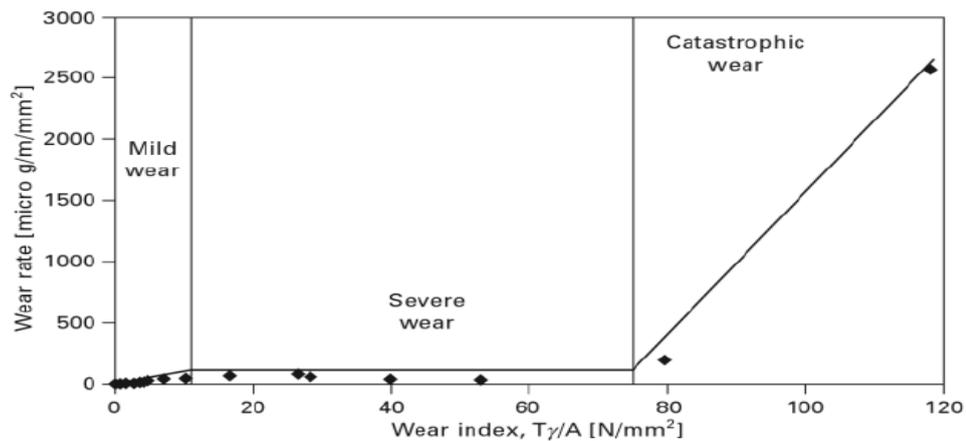


Figura 3.7: grafico che mette in relazione l’indice di usura e il tasso di usura.

Dove i diversi regimi di usura sono:

- Mild (o leggero): a causa dello strisciamento, le piccole particelle rimosse lasciano segni di abrasione sulla superficie dei componenti, eliminando parte del loro strato di ossido;
- Severe (o grave): l'innesco e la propagazione di microcricche determina una deformazione plastica, che causa a sua volta una asportazione di materiale;
- Catastrophic (o catastrofico): è il caso in cui il corpo subisce una rottura a sfoglie (delaminazione). Infatti il picco delle tensioni è più interno rispetto all'area di contatto, determinando una rottura che procede prima internamente per poi continuare esternamente.

L'usura lieve predomina nella parte superiore della testa della rotaia, mentre l'usura grave si ha, principalmente, sulla faccia della rotaia che entra in contatto con la flangia della ruota. Nell'esperimento condotto da Ward *et al* per valori bassi di l'indice di usura $\left(\frac{TY}{A}\right)$ si verificava un'usura di tipo ossidativo. All'aumentare di questo indice il materiale della ruota appariva usurato da un processo di delaminazione. L'osservazione della morfologia ha rivelato che una quantità maggiore di deformazione plastica si verificava al di sotto della superficie di usura e la formazione di crepe, appena al di sotto della superficie, stava portando a rottura sottili parti di materiale. [20]

La prima considerazione che è possibile fare è che il regime di usura è collegato allo slittamento e al carico normale che sono decisi in fase di setting e generalmente, è un modello di tipo globale che consente di trovare il valore medio di usura all'interno dell'area di contatto.

Pertanto la logica che segue questo metodo è: si individua il wear index per ogni elemento, si stabilisce il regime di usura a cui corrisponde, per poi trovare, attraverso il grafico, i valori dei coefficienti di usura 'K'.

Nei suoi lavori Croft [22] unisce il modello di usura appena affrontato e il modello empirico. In questo modo è in grado di studiare l'effetto dell'usura sull'aspetto di rugosità superficiale della rotaia.

Capitolo 4 Il software di simulazione multi-body Simpack

4.1 Analisi di simulazione Multi-body

In questo capitolo si descrive schematicamente l'ambiente in cui è avvenuta l'implementazione del modello di un generico carrozzone; il software utilizzato è Simpack, software di simulazione multi-body.

La simulazione multi-body è un metodo di simulazione numerica di sistemi meccanici composti da un insieme di corpi rigidi o elastici tra loro interconnessi, con la possibilità di presentare moti relativi. I collegamenti tra i corpi possono essere modellati con vincoli cinematici o elementi di forza esterna.

I software multi-body sono utilizzati per migliorare e prevedere il comportamento di sistemi meccanici e mecatronici, risolvendo opportune equazioni del moto.

È definito come un approccio a parametri concentrati, che consente di realizzare modelli semplificati delle strutture prese in esame. A tal proposito occorre avere una buona conoscenza della struttura da simulare e degli obiettivi che si vogliono raggiungere, pertanto è consigliabile disegnare uno schizzo di topologia del meccanismo da modellare in modo che le connessioni errate e altri errori di modellazione possano essere facilmente trovati ed evitati.

Avere una ottima conoscenza della struttura da riprodurre risulta essere quindi fondamentale per ottenere gli obiettivi prefissati e questo vuol dire conoscere anche le semplificazioni che occorre introdurre, per evitare che incidano negativamente sui risultati. Un esempio è costituito dalla presenza di corpi totalmente rigidi, i quali non sono esistenti nella realtà; bisognerà, pertanto, comprendere se la flessibilità dei vari elementi è trascurabile o se è necessaria introdurla attraverso elementi elastici. La scelta di un'opportuna descrizione del sistema multi-body e lo sviluppo di un'efficace struttura dati che permetta di implementarlo (in un codice eseguibile), di integrarlo e di ottenere soluzioni stabili, rappresenta un ulteriore aspetto importante per ottenere uno strumento efficace.

La simulazione multi-body è uno strumento utile per condurre analisi dinamiche e cinematiche. Viene spesso utilizzata durante lo sviluppo del prodotto per valutare le caratteristiche di comfort, sicurezza e prestazioni. Normalmente gli

elementi che compongono questi sistemi sono soggetti a grandi spostamenti (il sistema non è fermo subendo semplicemente delle deformazioni) o la topologia iniziale del sistema cambia significativamente. La configurazione e le condizioni al contorno dei sistemi saranno, pertanto, soggette a notevoli variazioni, contrariamente a quanto accade in genere per problemi prettamente strutturali. Questo rappresenta il motivo per cui questi codici sono adatti alla descrizione del comportamento di sistemi di tipo veicolistico. Le velocità a cui operano le macchine moderne sono spesso elevate e comportano notevoli accelerazioni e quindi forze di inerzia: questo fa inevitabilmente insorgere problemi di tipo dinamico, di cui si deve tenere conto nella fase di progetto.

I problemi dinamici descrivono il moto del sistema dovuto alle forze applicate e alle caratteristiche di inerzia dei corpi, vale a dire la loro massa, i momenti di inerzia e la posizione del centro di gravità. L'approccio del sistema multi-body, con lo sviluppo della tecnologia informatica, è quindi un valore aggiunto nell'analisi e nella progettazione di sistemi che si interfacciano con il mondo reale.

I programmi multi-body, proprio perché spesso il progetto si basa su analisi ripetute, sono utilizzati in modo interattivo anche nella fase di soluzione, a differenza di quanto succede col FEM: l'operatore può intervenire durante la simulazione modificando carichi, vincoli, controlli.

I principali campi applicativi sono:

- Veicoli terrestri;
- Veicoli su gomma;
- Veicoli su rotaia;
- Veicoli speciali;
- Automazione e robotica;
- Meccanismi generici;
- Analisi preliminari su problemi complessi.

Si è cercato di sviluppare un software versatile che permettesse di descrivere e di simulare, in modo agevole, una svariata casistica di sistemi.

Un generico codice multi-body può essere schematizzato come nella figura seguente:

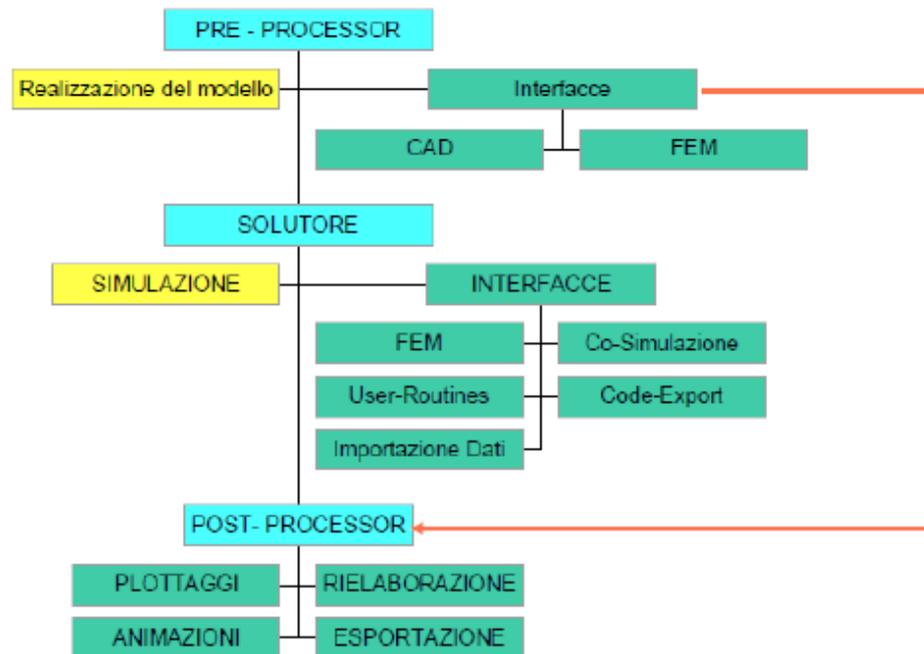


Figura 4.1: organizzazione di modello multi-body.

4.2 Caratteristiche del modello Multi-body

In questo paragrafo verranno mostrati i vari elementi di un sistema multi-body, ossia:

- *Corpi*: sono gli elementi di modellazione di base e introducono proprietà di massa e inerzia. Possono essere rigidi o flessibili;
- *Vincoli*: costituisce il legame per cui un corpo è collegato al ground o ad un altro corpo. Sono posti, quindi, tra due marker, associati a due corpi separati;
- *Marker*: sono punti notevoli definiti sul corpo, la posizione del marker parte dalla conoscenza della posizione del corpo a cui è associato. Essendo i corpi rigidi, i marker sono legati rigidamente ai corpi a cui sono collegati e ne definiscono il sistema di coordinate locale;

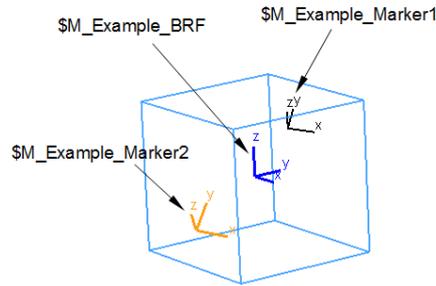


Figura 4.2: esempi di marker.

- Forze: elementi usati per modellare componenti o interazioni di sistema con leggi di forza; sono caratterizzate da due puntatori ed è necessario definire i marker a cui la forza si riferisce (Figura 4.3);

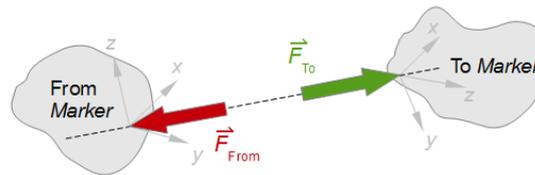


Figura 4.3: elementi forza.

- Variabili di stato;
- Equazioni di stato;
- Equazioni differenziali: i solutori convertono gli elementi di modellazione e la struttura del modello in un insieme di equazioni algebriche differenziali.

Nel modello sono presenti anche elementi non strutturali, come le variabili da parametrizzare, i commenti, le macro e le geometrie. Creare una geometria, non ha alcuna valenza nella simulazione, costituisce solo una interfaccia grafica. Infatti, spostando la geometria, non sposto le proprietà inerziali del corpo, per cui si limiterà ad essere unicamente una modifica grafica.

Altri concetti chiave sono:

- Reference System (Isys): è il Ground, cioè il sistema di riferimento principale di tutto il modello (inerziale);
- Body Reference Frame (BRF): ogni corpo ha il suo Body Reference Frame (BRF), quest'ultimo rappresenta il sistema di coordinate principale del corpo e segue il movimento del corpo durante la simulazione. Le posizioni e gli orientamenti delle proprietà del corpo e

degli elementi di modellazione connessi sono, in definitiva, tutti specificati rispetto al BRF.

È possibile fare ulteriori considerazioni sugli elementi di forza che intercorrono tra i corpi realizzati. Sono disponibili i seguenti tipi di elementi forza:

- Forze di attrito;
- Forze di tipo pneumatico;
- Forze di simulazione del contatto ruota-rotaia;
- Forze gravitazionali;
- Rigidezze (di tipo lineare e non lineari, torsionali e traslazionali);
- Elementi flessibili;
- Molle/smorzatori;
- Forze biomeccaniche.

Dopo che sono state definite tutte le caratteristiche geometriche e dinamiche è possibile procedere con la simulazione.

I tipi di simulazione consentiti dai sistemi multi-body sono menzionati di sotto:

- Analisi cinematica;
- Analisi statica;
- Analisi transiente;
- Analisi agli autovalori.

4.3 Analisi del software Simpack

In questo paragrafo ci si è soffermati sulla descrizione del software impiegato per l'implementazione del modello studiato.

Simpack è un software di simulazione multi-body utilizzato per la progettazione di sistemi meccanici e mecatronici. Partendo dalla elaborazione del concetto iniziale, fino alla produzione e riprogettazione, questo software viene in aiuto all'ambito ingegneristico per comprendere e ottimizzare i sistemi. Oltre a considerare dinamiche interne, Simpack può anche considerare eventuali influenze esterne sul sistema, ad esempio disturbi a terra e carichi aerodinamici. La scelta del software Simpack, come ambiente di calcolo, è stata dettata dalle seguenti motivazioni:

- Capacità di gestire in modo efficiente la dinamica di sistemi complessi;
- Buona integrazione con l'ambiente Matlab;

- È un software dedicato allo studio della dinamica dei veicoli ferroviari; è in grado di gestire dinamiche “rigide” (contatto metallo-metallo). Essendo già ampiamente testato e validato, questo lo rende accurato ed affidabile per questo genere di analisi;
- Elevata efficienza numerica: la gestione delle equazioni che governano la dinamica dei sistemi multi-body risulta estremamente efficiente sia in termini di tempi calcolo che di consumo di memoria;
- Presenza di un'interfaccia utente ben adattata alle esigenze ingegneristiche: i diagrammi della topologia permettono di comprendere più facilmente il modello (specialmente se confrontati con una visualizzazione tridimensionale); il software genera, automaticamente, i diagrammi della topologia e consente di modificare le proprietà degli elementi di modellazione.

Per queste ragioni, è stato applicato con successo all'interno delle istituzioni del settore, Università e Ricerca.

Essenzialmente, Simpack viene utilizzato principalmente nei settori:

- Automobilistico;
- Ferroviario;
- Robotica;
- Macchine utensili;
- Dinamica dei veicoli aerospaziali;
- Progettazione di componenti singoli;
- Progettazione di macchine elettriche.

Le modalità di analisi impiegate dal programma sono attuate tramite *Simpack Solver*, che è un solutore accurato, veloce, con il quale è possibile eseguire analisi nei domini di tempo e frequenza. È possibile eseguire analisi statiche, cinematiche, agli autovalori, di precarico, di equilibrio, fino alle analisi transienti non lineari.

4.3.1 Simpack Pre

Simpack Pre è il pre-processor che fornisce gli strumenti necessari per costruire i modelli da zero. È richiesto per la maggior parte dei moduli Simpack. Nel software, la finestra d'installazione è una finestra di tipo grafico, dove l'utente può visionare l'immagine del modello che sta realizzando. Gli strumenti di

visualizzazione possono essere diversi: tabelle, grafici ed animazioni in tempo reale.

È possibile utilizzare la grande varietà di elementi di modellazione inclusi in *Simpack Pre* per generare modelli di base per lo studio dei fenomeni dinamici generali.

Tra le funzionalità disponibili tramite *Simpack Pre* vi sono, in particolare, ampie librerie di elementi di modellazione e alcuni solutori.

Simpack offre la possibilità di interfaccia con altri programmi, ad esempio con modelli CAD o codici FEM, consentendo una vasta compatibilità.

4.3.2 Dalla realtà al modello simulato

Il flusso del processo si sviluppa in diversi passaggi, riportati di seguito.

Le prime tre fasi sono eseguite al di fuori del programma stesso.

- ***Fase 1: Definizione del problema***

Nella prima fase occorre comprendere il modello che si vuole simulare e avere una ampia conoscenza della struttura per raggiungere gli obiettivi stabiliti. È necessario definire le variabili da considerare e quelle che possono essere trascurate perché non rilevanti ai fini del problema.

- ***Fase 2: Sviluppo del modello***

Dopo aver definito il problema si passa allo sviluppo del modello da simulare.

- Il modello viene suddiviso in un insieme di componenti interconnessi tra loro;
- Definizione dei marker;
- Definizione dei vincoli;
- Definizione delle forze.

- ***Fase 3: Fornire le proprietà di tutto il modello***

Per ogni corpo bisogna prevedere informazioni, quali:

- La massa;
- Il centro di gravità;
- Il centro di inerzia;
- Geometria.

Le fasi appena descritte possono essere realizzate indipendentemente dal programma, le fasi successive sono invece elaborate in Simpack.

- ***Fase 4: Pre-processing***

Durante questa fase avviene l'inserimento dei dati (descritti nelle tre fasi precedenti) all'interno del software.

In aggiunta all'introduzione del modello, alla definizione di marker, dei vincoli e delle forze e dei parametri fisici di ogni corpo, dovranno essere inserite:

- Le impostazioni di calcolo numerico;
- Le impostazioni per la quantità di output che si desidera avere;
- Le impostazioni per l'ottimizzazione.

- ***Fase 5: Problem solution***

Problem Solution, ovvero la generazione e soluzione delle equazioni differenziali che governano il moto.

Le equazioni differenziali che governano il moto sono generate in maniera automatica dal programma.

Il cuore di qualsiasi programma software di simulazione multi-body è il risolutore. Il solutore è un insieme di algoritmi di calcolo che risolvono le equazioni.

- ***Fase 6: Post-processing***

Grazie all'opportuna interfaccia Simpack è possibile consultare ed esaminare i risultati ottenuti.

4.3.3 Simpack post

Simpack Post è uno strumento di post-elaborazione per visualizzare i risultati di una simulazione Simpack, tramite opportuni strumenti.

È possibile utilizzare *Simpack Post* per generare facilmente grafici 2D, grafici 3D e animazioni 3D, inoltre quest'ultimo contiene moduli per manipolare i risultati prodotto dall'analisi. Un'ampia libreria di filtri consente una facile elaborazione dei dati.

Capitolo 5 Implementazione del carro ponte di riferimento in Simpack

Il seguente capitolo verterà sulla descrizione del modello da implementare nel software di simulazione multi-body.

Il modello di riferimento è un carro ponte realizzato dalla Cerrato s.r.l nel quale è stato necessario inserire uno dei gruppi ruota studiati nella prima parte della tesi. Il carro ponte è totalmente automatizzato da un software di gestione; quest'ultimo possiede all'interno del proprio database tutte le posizioni dei pallet da spostare e decide, mediante specifici algoritmi, le movimentazioni da eseguire. Il carro ponte scorre su vie di corsa lunghe 100 m alla velocità di 63 m/min. La portata di targa della macchina è di 26 tonnellate, data dalla somma del peso del carrello (6 tonnellate) e il peso della massa sospesa (20 tonnellate). È rappresentato in Figura 5.1.

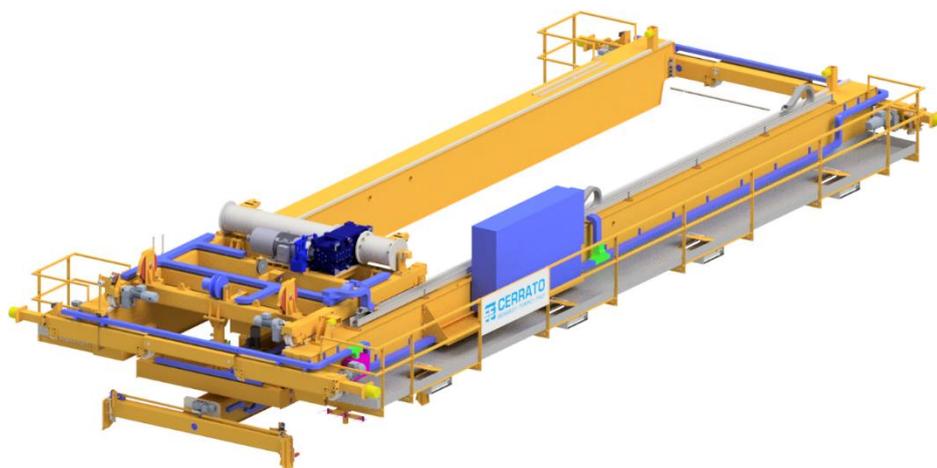


Figura 5.1: struttura reale del carro ponte realizzato dalla Cerrato s.r.l.

Si è deciso quindi insieme all'azienda, di procedere con lo studio dello stato tensionale che coinvolge sia le ruote che le rotaie.

La Figura 5.2 rappresenta lo schema della topologia del modello che andrà ad essere implementato su Simpack.

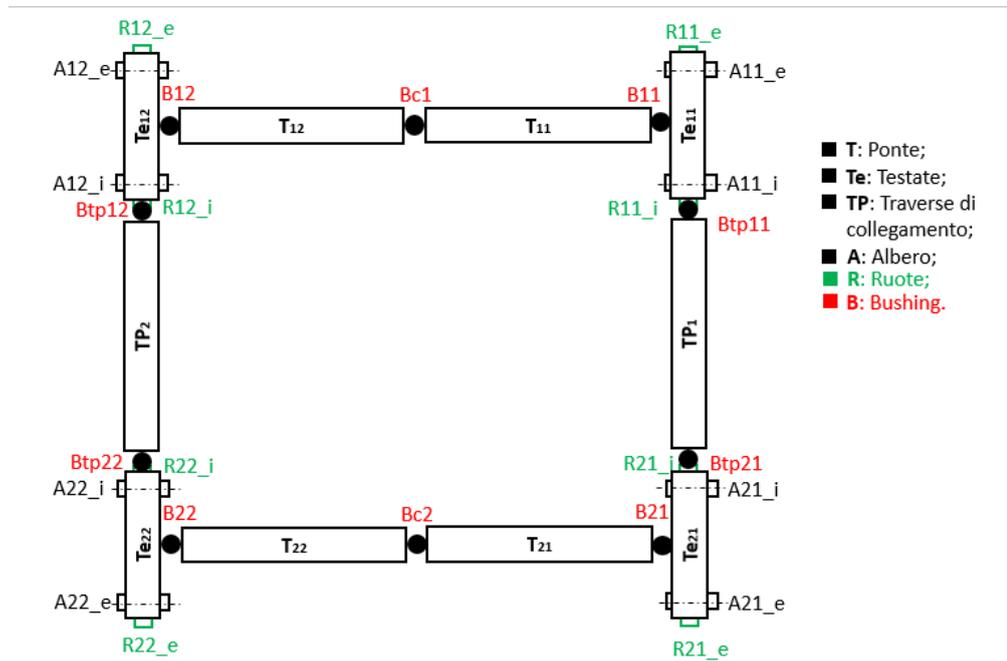


Figura 5.2: topologia del modello da implementare su Simpack.

L'analisi del modello riguarderà tutti i componenti funzionali realizzati, questi comprendono:

1. Ponte ($T_{11}, T_{12}, T_{21}, T_{22}$);
2. Testate ($Te_{11}, Te_{12}, Te_{21}, Te_{22}$);
3. Traverse di collegamento (Tp_1, Tp_2);
4. Alberi ($A_{11,e}; A_{11,i}; A_{12,e}; A_{12,i}; A_{21,e}; A_{21,i}; A_{22,e}; A_{22,i}$);
5. Ruote ($R_{11,e}; R_{11,i}; R_{12,e}; R_{12,i}; R_{21,e}; R_{21,i}; R_{22,e}; R_{22,i}$);
6. Elementi Bushing;
7. Carrello;
8. Rotaia.

La nomenclatura utilizzata in Figura 5.2 ha una logica precisa, per comprenderla meglio è opportuno fare delle precisazioni:

- Il primo pedice è identificativo della parte in cui è collocato l'elemento a cui si fa riferimento; precisamente con il pedice '1' si indica la parte anteriore, mentre il pedice '2' indica la parte posteriore del carro ponte.
- Il secondo pedice dà informazioni sul lato, con '1' si fa riferimento al lato destro, il '2' si riferisce al lato sinistro;
- Nel caso di alberi e ruote, sono stati introdotti due ulteriori pedici: 'i' ed 'e'. Dove 'i' è riferito ai gruppi ruota interni, mentre 'e' a quelli esterni.

Inoltre in Figura 5.3 è possibile notare che il sistema di riferimento utilizzato è quello ferroviario, dove:

- Asse 'x': è l'asse di traslazione;
- Asse 'y': è l'asse laterale;
- Asse 'z': è l'asse verticale, che ha direzione positiva rivolta verso il basso.

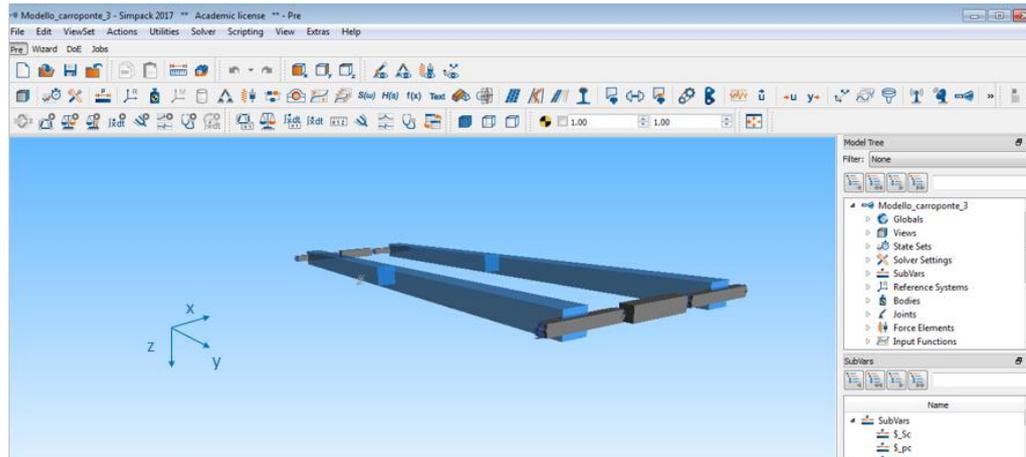


Figura 5.3: modello implementato su Simpack.

È stata pertanto, invertita la gravità.

Simpack è generalmente usato per modellare e analizzare veicoli ferroviari o dispositivi di movimentazione; nel caso discusso è impiegato per simulare il contatto ruota-rotaia che avviene tra le ruote del carroponete e la rotaia su cui quest'ultimo viaggia.

È costituito da:

- Una interfaccia utente per l'impostazione dei tracciati e le loro irregolarità;
- Una libreria di profili su rotaia e ruota con un'opzione per importare profili da misure o norme;
- Profili di binari variabili che cambiano forma durante la simulazione e consentono di modellare transizioni su profili di rotaia usurati;
- Elementi per la facile modellazione di sale montate, assali con ruote indipendenti, modifiche dell'attrito per la lubrificazione della flangia ecc; anche se non è il caso che andremo a trattare.

È un metodo di contatto '*rail-to-wheel*' accurato, realistico e veloce, adatto per situazioni di contatto nonché per analisi di deragliamento o sollevamento ruote, fornisce inoltre un gran numero di risultati dettagliati concernenti il contatto.

5.1 Ponte

Il *Ponte* rappresenta la parte strutturale di un carro ponte ed è necessario a sostenere il carico da sollevare, che viene movimentato dal carrello o argano. Nel caso reale il ponte è costituito da un'unica trave a cassone, nel modello simulato invece è stato preferibile suddividerlo in due elementi, indicati con la lettera 'T'. La scelta è motivata dal fatto che, su Simpack, i corpi sono rigidi mentre l'elemento nella realtà presenta una certa rigidità flessionale. Pertanto, si è deciso di congiungere le due sottoparti attraverso un elemento forza denominato *Bushing Cmp*. È un elemento forza con sei gradi di libertà e ci si serve di questi elementi per collegare due marker sovrapposti, che sono appartenenti a due corpi diversi. Non essendoci distanza tra i due riferimenti, si avrà precarico nullo. I parametri di elasticità saranno forniti in tutte e sei le direzioni principali, tuttavia la flessibilità della trave è data in maniera concentrata e non distribuita come, invece, accade nella realtà.

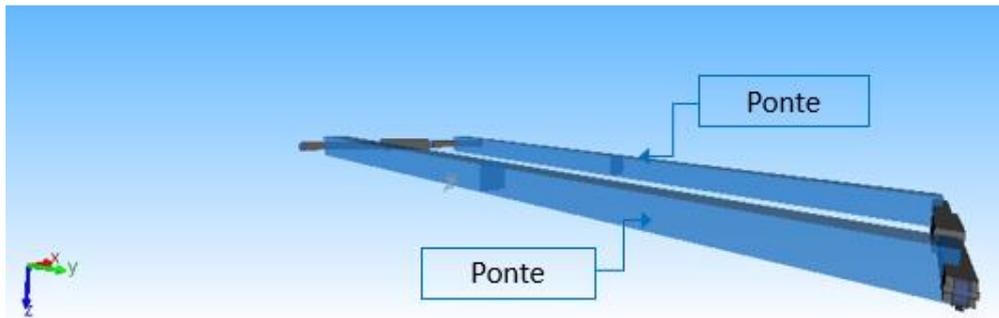


Figura 5.4: raffigurazione del ponte.

Sul software il ponte è stato disegnato in maniera piuttosto semplicistica, utilizzando come geometria un cuboide (figura 5.4); quest'ultima è necessaria solo come interfaccia grafica. Infatti, non occorre ricopiare la reale geometria del ponte, ciò richiederebbe tempi lunghi di implementazione, senza apportare alcun tipo di vantaggio ai risultati. È importante, però, inserire i parametri inerziali corretti (centro di massa, momenti di inerzia baricentrici) affinché le simulazioni diano risultati attendibili.

Nella Tabella 5.1 si riportano le proprietà inerziali del corpo.

Corpi	Quantità	Massa [Kg]	I_{xx} [Kg·m ²]	I_{yy} [Kg·m ²]	I_{zz} [Kg·m ²]
Ponte	4	1933	$1,25 \cdot 10^4$	367,61	$1,232 \cdot 10^4$

Tabella 5.1: proprietà inerziali del ponte.

I quattro sotto-membri dovrebbero presentare valori diversi per la presenza di qualche elemento aggiuntivo (piastre, rondelle, bulloni aggiuntivi) su una delle parti. Tuttavia è una semplificazione che incide poco sulla veridicità dei calcoli da eseguire e per comodità viene utilizzata.

Le Tabelle 5.2 menzionano gli elementi bushing presenti sui due ponti.

Avremo sei elementi, tre per lato. Quelli identificati dalla lettera 'Bc' corrispondono alla rigidità flessionale che si vuole conferire alla struttura, mentre i bushing contraddistinti dalla lettera 'B' sono situati in corrispondenza del collegamento tra il ponte e la testata.

Nome	Corpo 'i'	Corpo 'j'	Marker 'i'	Marker 'j'	Force's Type	Nominal force in 'x' [N]
\$F_B11	T ₁₁	Te ₁₁	\$M_T11_B11	\$M_Te11_B11	Bushing Cmp	-2.582E-11
\$F_B12	T ₁₂	Te ₁₂	\$M_T12_B12	\$M_Te12_B12	Bushing Cmp	-2.582E-11
\$F_B21	T ₂₁	Te ₂₁	\$M_T21_B21	\$M_Te21_B21	Bushing Cmp	1.1128E-08
\$F_B22	T ₂₂	Te ₂₂	\$M_T22_B22	\$M_Te22_B22	Bushing Cmp	1.108E-08
\$F_BC1	T ₁₂	T ₁₁	\$M_T12_BC1	\$M_T11_BC1	Bushing Cmp	-2.582E-11
\$F_BC2	T ₂₂	T ₂₁	\$M_T22_BC2	\$M_T21_BC2	Bushing Cmp	-2.582E-11

Nome	Nominal force in 'y' [N]	Nominal force in 'z' [N]	Nominal torque in 'α' [Nm]	Nominal torque in β [Nm]
\$F_B11	-1.393E-10	-87632.73	1.915E-09	-5.182E-09
\$F_B12	1.393E-10	-87632.73	2.05844E-07	-5.182E-09
\$F_B21	1.393E-10	-87632.73	1.915E-09	6.108E-09
\$F_B22	-1.393E-10	-87632.73	-2.0586E-07	-6.0881E-09
\$F_BC1	-1.393E-10	-1.264E-08	-517081.47	-3.469E-10
\$F_BC2	1.393E-10	1.2639E-08	-517081.47	9.1234E-10

Nome	Nominal torque in 'y' [Nm]	Transl. Stiffness in 'x' [N/m]	Transl. Stiffness in 'y' [N/m]	Transl. Stiffness in 'z' [N/m]
\$F_B11	-5.591E-10	K _s	K _s	K _s
\$F_B12	1.347E-10	K _s	K _s	K _s
\$F_B21	1.12E-09	K _s	K _s	K _s
\$F_B22	-7.001E-10	K _s	K _s	K _s
\$F_BC1	-3.469E-10	K _s	K _s	K _s
\$F_BC2	9.123E-10	K _s	K _s	K _s

Nome	Rot. Stiffness in ' α ' [Nm/rad]	Rot. Stiffness in ' β ' [Nm/rad]	Rot. Stiffness in ' γ ' [Nm/rad]	Transl. Damping in ' x ' [Ns/m]
\$F_B11	K_{s_s}	K_{s_s}	K_{s_s}	$K_{s^*} \text{ smorz}_{perc}$
\$F_B12	K_{s_s}	K_{s_s}	K_{s_s}	$K_{s^*} \text{ smorz}_{perc}$
\$F_B21	K_{s_s}	K_{s_s}	K_{s_s}	$K_{s^*} \text{ smorz}_{perc}$
\$F_B22	K_{s_s}	K_{s_s}	K_{s_s}	$K_{s^*} \text{ smorz}_{perc}$
\$F_BC1	K_{s_s}	K_{s_s}	K_{s_s}	$K_{s^*} \text{ smorz}_{perc}$
\$F_BC2	K_{s_s}	K_{s_s}	K_{s_s}	$K_{s^*} \text{ smorz}_{perc}$

Nome	Transl. Damping in ' y ' [Ns/m]	Transl. Damping in ' z ' [Ns/m]	Rot. Damping in ' α ' [Nm/rad]	Rot. Damping in ' β ' [Nm/rad]	Rot. Damping in ' γ ' [Nm/rad]
\$F_B11	$K_{s^*} \text{ smorz}_{perc}$	$K_{s^*} \text{ smorz}_{perc}$	$K_{s_s^*} \text{ smorz}_{perc}$	$K_{s_s^*} \text{ smorz}_{perc}$	$K_{s_s^*} \text{ smorz}_{perc}$
\$F_B12	$K_{s^*} \text{ smorz}_{perc}$	$K_{s^*} \text{ smorz}_{perc}$	$K_{s_s^*} \text{ smorz}_{perc}$	$K_{s_s^*} \text{ smorz}_{perc}$	$K_{s_s^*} \text{ smorz}_{perc}$
\$F_B21	$K_{s^*} \text{ smorz}_{perc}$	$K_{s^*} \text{ smorz}_{perc}$	$K_{s_s^*} \text{ smorz}_{perc}$	$K_{s_s^*} \text{ smorz}_{perc}$	$K_{s_s^*} \text{ smorz}_{perc}$
\$F_B22	$K_{s^*} \text{ smorz}_{perc}$	$K_{s^*} \text{ smorz}_{perc}$	$K_{s_s^*} \text{ smorz}_{perc}$	$K_{s_s^*} \text{ smorz}_{perc}$	$K_{s_s^*} \text{ smorz}_{perc}$
\$F_BC1	$K_{s^*} \text{ smorz}_{perc}$	$K_{s^*} \text{ smorz}_{perc}$	$K_{s_s^*} \text{ smorz}_{perc}$	$K_{s_s^*} \text{ smorz}_{perc}$	$K_{s_s^*} \text{ smorz}_{perc}$
\$F_BC2	$K_{s^*} \text{ smorz}_{perc}$	$K_{s^*} \text{ smorz}_{perc}$	$K_{s_s^*} \text{ smorz}_{perc}$	$K_{s_s^*} \text{ smorz}_{perc}$	$K_{s_s^*} \text{ smorz}_{perc}$

Tabella 5.2: caratteristiche di rigidità dell'elemento di congiunzione tra 'T' e 'Te'.

In tabella appaiono scritti le rigidità di collegamento ' K_{s^*} ' e ' K_{s_s} '. Dove ' K_{s^*} ' è la rigidità longitudinale ed è uguale in direzione x , y e z ; mentre ' K_{s_s} ' è la rigidità torsionale ed è uguale intorno a α , β , γ .

Si vuole sottolineare, inoltre, che i valori dello smorzamento traslazionale e rotazionale sono ridotti da una percentuale che prende il nome di 'Smorzamento percentuale' e che è generalmente assunta pari a:

$$\text{smorz}_{perc} = \frac{10}{1000} \tag{5.1}$$

5.1.1 Carrello

Nel modello utilizzato non è stato riprodotto il carrello, generalmente posto al di sopra dell'intera struttura. Ai fini dell'efficacia della simulazione non avrebbe apportato alcun miglioramento se non una riproduzione grafica più completa. Infatti, per rendere il modello adeguato e corretto alla rappresentazione è bastato introdurre unicamente quattro elementi forza (in numero pari alle ruote del carrello) poste alla distanza equivalente del passo del carrello. Attraverso una

ulteriore variabile è possibile riprodurre il movimento del carrello sull'intera struttura.

Gli elementi forza inseriti sono quelli di tipo '*ForceTorque Expression Cmp*', riportati in Tabella 5.3.

L'elemento forza utilizzato può applicare una forza e una coppia in ogni direzione attraverso una o più espressioni funzionali. Nel caso specifico la forza è applicata lungo la direzione 'z' e la quantità assunta è pari al carico gravante moltiplicato per l'accelerazione di gravità '*g*', diviso 4 (n° delle ruote su cui si ripartisce). Si sottolinea che questi elementi forza agiscono sui due ponti del carro ponte. Si avrà:

Nome	Corpo 'i'	Corpo 'j'	Marker 'i'	Marker 'j'	Force's Type	Expression for 'z' [N]
\$F_F11	T ₁₁	Isys	\$M_T11_R_ar_11	\$M_Isys_F11	ForceTorque Expression Cmp	(Carico · g)/4
\$F_F12	T ₁₂	Isys	\$M_T12_R_ar_12	\$M_Isys_F12	ForceTorque Expression Cmp	(Carico · g)/4
\$F_F21	T ₂₁	Isys	\$M_T21_R_ar_21	\$M_Isys_F21	ForceTorque Expression Cmp	(Carico · g)/4
\$F_F22	T ₂₂	Isys	\$M_T22_R_ar_22	\$M_Isys_F22	ForceTorque Expression Cmp	(Carico · g)/4

Tabella 5.3: elementi forza che simulano il carrello.

5.2 Testate

Il collegamento dei ponti ad apposite strutture chiamate *Testate* è ciò che consente lo scorrimento del carro ponte lungo le vie di corsa. Dati i carichi di sollevamento importanti, la struttura delle testate è stata realizzata con travi a cassone al fine di conferire maggiore prestazione e rigidità. Sul modello implementato nel software è stata scelta una geometria semplice, nuovamente è stato utilizzato un cuboide. Si ricorda che la geometria del modello non è funzionale, in quanto non ha nessun effetto sui risultati. Tuttavia, la modellazione dei corpi, può facilitare il corretto inserimento dei marker e quindi degli elementi di forza.

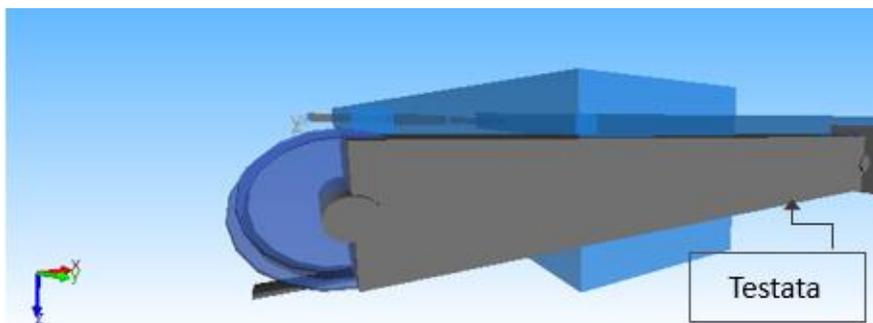


Figura 5.5: testata.

Vediamo le proprietà inerziali che appartengono a questi corpi, i quali sono identificati nel disegno con la lettera ‘Te’.

Corpi	Quantità	Massa [Kg]	I_{xx} [Kg· m ²]	I_{yy} [Kg· m ²]	I_{zz} [Kg· m ²]
Testata	4	642	54	381	344

Tabella 5.4: proprietà inerziali delle testate.

Mentre nella tabella successiva sono riportati i valori degli elementi bushing.

Nome	Corpo 'i'	Corpo 'j'	Marker 'i'	Marker 'j'	Force's Type	Nominal force in 'x' [N]
\$F_Btp11	Te ₁₁	Tp ₁	\$M_Te11_Btp11	\$M_TP1_Btp11	Bushing Cmp	-2.582E-11
\$F_Btp12	Te ₁₂	Tp ₂	\$M_Te12_Btp12	\$M_TP2_Btp12	Bushing Cmp	2.582E-11
\$F_Btp21	Te ₂₁	Tp ₁	\$M_Te21_Btp21	\$M_TP1_Btp21	Bushing Cmp	2.582E-11
\$F_Btp22	Te ₂₂	TP ₂	\$M_Te22_Btp22	\$M_TP2_Btp22	Bushing Cmp	-2.582E-11

Nome	Nominal force in 'y' [N]	Nominal force in 'z' [N]	Nominal torque in 'α' [Nm]	Nominal torque in β [Nm]
\$F_Btp11	-1.3393E-10	1034.96	-1.915E-09	0
\$F_Btp12	1.3393E-10	1034.96	1.915E-09	0
\$F_Btp21	1.3393E-10	1034.96	2.058E-07	0
\$F_Btp22	-1.3393E-10	1034.96	-2.058E-07	0

Nome	Nominal torque in 'y' [Nm]	Transl. Stiffness in 'x' [N/m]	Transl. Stiffness in 'y' [N/m]	Transl. Stiffness in 'z' [N/m]
\$F_Btp11	-7.296E-10	K_XP	K_YP	K_ZP
\$F_Btp12	3.05E-10	K_XP	K_YP	K_ZP
\$F_Btp21	9.541E-10	K_XP	K_YP	K_ZP
\$F_Btp22	-5.296E-10	K_XP	K_YP	K_ZP

Nome	Rot. Stiffness in 'α' [Nm/rad]	Rot. Stiffness in 'β' [Nm/rad]	Rot. Stiffness in 'γ' [Nm/rad]	Transl. Damping in 'x' [Ns/m]
\$F_Btp11	K _{XX_P}	K _{YY_P}	K _{ZZ_P}	K_XP* smorz _{perc}
\$F_Btp12	K _{XX_P}	K _{YY_P}	K _{ZZ_P}	K_XP* smorz _{perc}
\$F_Btp21	K _{XX_P}	K _{YY_P}	K _{ZZ_P}	K_XP* smorz _{perc}
\$F_Btp22	K _{XX_P}	K _{YY_P}	K _{ZZ_P}	K_XP* smorz _{perc}

Nome	Transl. Damping in 'y' [Ns/m]	Transl. Damping in 'z' [Ns/m]	Rot. Damping in 'α' [Nm/rad]	Rot. Damping in 'β' [Nm/rad]	Rot. Damping in 'γ' [Nm/rad]
\$F_Btp11	K_YP* smorz _{perc}	K_ZP* smorz _{perc}	K _{XX_P} * smorz _{perc}	K _{YY_P} * smorz _{perc}	K _{ZZ_P} * smorz _{perc}
\$F_Btp12	K_YP* smorz _{perc}	K_ZP* smorz _{perc}	K _{XX_P} * smorz _{perc}	K _{YY_P} * smorz _{perc}	K _{ZZ_P} * smorz _{perc}
\$F_Btp21	K_YP* smorz _{perc}	K_ZP* smorz _{perc}	K _{XX_P} * smorz _{perc}	K _{YY_P} * smorz _{perc}	K _{ZZ_P} * smorz _{perc}
\$F_Btp22	K_YP* smorz _{perc}	K_ZP* smorz _{perc}	K _{XX_P} * smorz _{perc}	K _{YY_P} * smorz _{perc}	K _{ZZ_P} * smorz _{perc}

Tabella 5.5: caratteristiche di rigidità dell'elemento di congiunzione tra 'Te' e 'Tp'.

Con ' B_{tp} ' si definisce il contatto che vi è tra le testate e le traverse di collegamento 'Tp'. Nel carro ponte reale, tale unione è permessa dall'utilizzo di perni di collegamento. In questo caso la rigidità torsionale ' K_{YY_P} ' è pari a zero, tutte le altre assumono lo stesso valore.

5.3 Traverse di collegamento

In presenza di distanze elevate, non è preferibile realizzare un unico elemento testata, ma suddividerlo in più parti che prendono il nome di traverse di collegamento (figura 5.6). L'unione con le testate è assicurata tramite perni di collegamento. Analogamente a quanto detto per gli altri componenti, è stata scelta la soluzione di travi a cassone.

Nel modello sono riportate con le lettere 'Tp'.

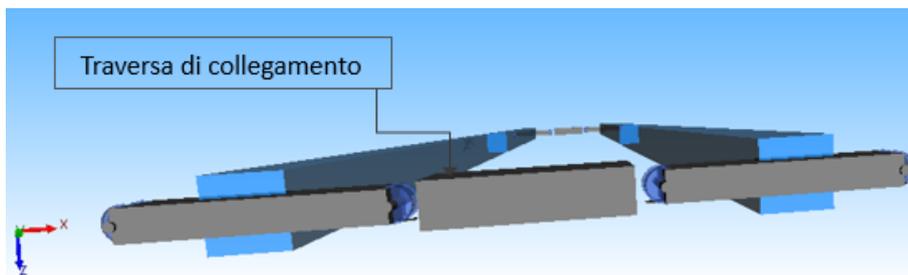


Figura 5.6: traverse di collegamento.

In Tabella 5.6 si menzionano tutti i parametri inerziali delle traverse.

Corpi	Quantità	Massa [Kg]	I_{xx} [Kg· m ²]	I_{yy} [Kg· m ²]	I_{zz} [Kg· m ²]
Traversa di collegamento	2	211	5,34	66	64

Tabella 5.6: proprietà inerziali delle traverse di collegamento

Gli elementi forza Bushing che appartengono a questi corpi sono stati già menzionate nella Tabella 5.5.

5.4 Gruppo ruota

Il carro ponte di riferimento consta di uno dei gruppi ruota con supporto a squadra il cui studio è stato affrontato precedentemente. Tuttavia per semplicità modellistica sul software il gruppo ruota è composto unicamente da:

1. Ruota;
2. Albero.

Tutti gli altri elementi che nella realtà partecipano alla realizzazione dell'assieme non sono stata disegnati, perché non risultavano utili agli scopi simulativi; questa semplificazione inoltre non ha effetti sulla simulazione.

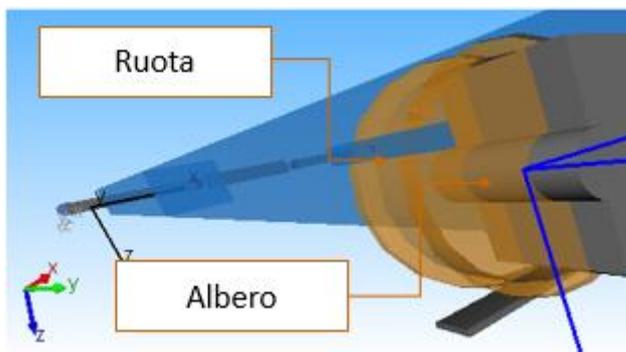


Figura 5.7: gruppo ruota.

5.4.1 Albero

Il primo elemento del gruppo ruota che viene implementato all'interno del software è l'albero. Nella struttura reale sono presenti sia alberi motorizzati che non, tuttavia nel modello realizzato non è stata necessaria questa differenziazione, in quanto il peso del motore dell'albero non si scarica sull'asse ma sul telaio stesso.

L'implementazione dell'albero è stata necessaria ai fini di una corretta simulazione ed è su questi ultimi che si andrà a collocare la ruota come elemento di contatto.

Gli alberi sono collegati alle testate 'Te' con un vincolo chiamato 'Revolute', il quale consente solo la rotazione dell'albero rispetto al proprio asse, in questo modo l'albero avrà un movimento rotazionale rispetto alle testate stesse. È un elemento che presenta un unico grado di libertà.

Un collegamento diretto tra ruota e testata non sarebbe funzionale, infatti il movimento rotatorio della ruota comporterebbe un movimento dell'intera testata, cosa che invece non si deve avere.

A questo punto, sugli alberi, si definiranno gli elementi forza di contatto.

In Simpack l'albero è rappresentato geometricamente da un cilindro, che è la figura che più si avvicina all'esempio reale.

Le proprietà inerziali sono rappresentate nella tabella di seguito:

Corpi	Quantità	Massa [Kg]	I_{xx} [Kg·m ²]	I_{yy} [Kg·m ²]	I_{zz} [Kg·m ²]
Albero	8	11	$133 \cdot 10^{-3}$	$6,6 \cdot 10^{-3}$	$133 \cdot 10^{-3}$

Tabella 5.7: proprietà inerziali degli alberi.

5.4.2 Ruote

Le ruote esaminate sono quelle aventi diametro ϕ 250 mm e gola da 85 mm.

Tuttavia le ruote non vengono realizzate come corpi, come è stato fatto per tutti gli altri elementi, ma sono rappresentate come elementi di contatto aventi sei gradi di libertà.

Dopo aver implementato l'albero e la rotaia (sarà spiegata nel paragrafo 5.6) è stato possibile definire l'elemento di contatto 'Rail Wheel Pair'. In questo sono contenute tutte le impostazioni necessarie per portare una rotaia e una ruota in contatto (l'elemento forza, i marker, la rotaia e le ruote).

Vi sono diversi parametri che devono essere specificati:

1. *Wheel Carrier Body*: è il corpo che segue il tracciato, quest'ultimo deve avere un joint di tipo General Rail Track. Lo stato di velocità 's' di questo giunto (lungo la pista) viene utilizzato per determinare la velocità longitudinale per il calcolo dello scorrimento;
2. *Wheel Body*: rappresenta il corpo che entra in contatto con la rotaia; l'elemento forza di contatto agisce tra questi due membri. Il tipo di giunto è arbitrario;
3. *Wheel Marker*: è il marker di riferimento del corpo rispetto al quale è posto l'elemento di contatto;
4. *Wheel rotatory Joint*: il vincolo deve avere un grado di libertà di tipo rotazionale, in quanto riproduce la rotazione della ruota. Lo stato del joint è utilizzato per determinare la velocità circonferenziale della ruota ai fini del calcolo dello scorrimento. Nel nostro caso è il giunto dell'albero.

È necessario importare su Simpack un file in cui sono definiti i punti del profilo della ruota, non essendo presente nelle librerie del software stesso. Non è necessario riportare i punti dell'intera ruota, è importante però raffigurare tutti i punti in cui potrebbe avvenire il contatto con la rotaia (Figura 5.8).

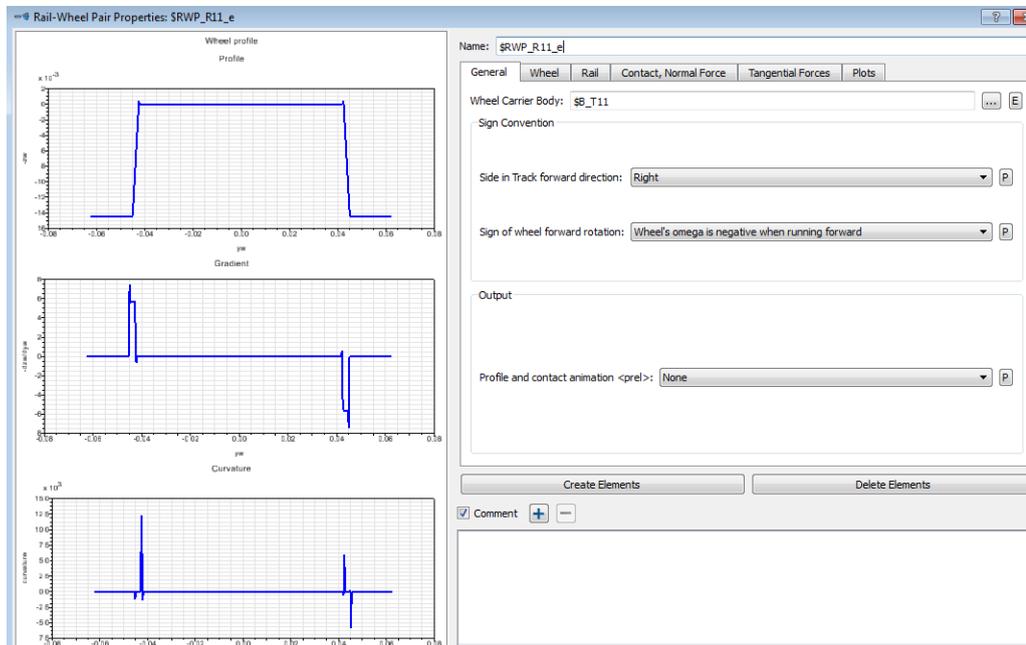


Figura 5.8: profilo della ruota in contatto con la rotaia.

Deve essere inoltre indicato il tipo di tracciato su cui è montata la ruota, nel nostro caso è stato scelto '*Inertia fixed track*' ossia un tracciato infinitamente rigido, non ne viene considerata la flessibilità.

A questo punto si passa all'identificazione della posizione dei punti di contatto, della dimensione e forma dell'area di contatto e quindi sarà trovata:

- La distribuzione delle tensioni normali nell'area di contatto;
- La distribuzione delle tensioni tangenziali nell'area di contatto.

Questi passaggi possono essere eseguiti separatamente o combinati (in analisi di contatto più dettagliate).

Per il calcolo della prima, si considera un contatto di tipo '*Equivalent elastic*', per cui: per prima cosa è calcolato il punto di contatto successivamente, grazie alla conoscenza delle curvature locali nel punto di contatto, si ricava la dimensione dell'area di contatto e da questa si determina la distribuzione delle pressioni normali.

Per il calcolo della distribuzione delle tensioni tangenziali esiste una libreria per scopi ingegneristici e scientifici, il metodo utilizzato è quello FASTSIM, un algoritmo di uso pratico realizzato da Kalker.

Un altro parametro importante è '*Wheel Rediscretization steps*'; rappresenta il passo con cui il software ridiscretizza il profilo della ruota quando il software deve calcolare il punto di contatto durante la simulazione.

5.5 Caratteristiche del tracciato

Il tracciato è realizzato su Simpack grazie al comando '*Create Track*' e serve a simulare il tragitto percorso dal carroponete. Il tracciato sarà, sicuramente, di tipo '*Rail*' e serve a definire dove e come devono essere montate le rotaie.

Nella realtà i carroponete sono movimentati su percorsi molto semplici perché piani e rettilinei, esistono tuttavia delle irregolarità che conferiscono dislivelli e curvature nei vari piani.

Il percorso appartiene alla categoria '*Cartographic*' la quale assembla il tracciato nelle tre direzioni: "orizzontale", "sopraelevazione" e "verticale". Le direzioni sono gestite indipendentemente, cioè i segmenti nelle diverse direzioni non devono avere le stesse lunghezze.

Sulla base di questi dati si è elaborato un file in formato TRC. Il file si compone di tre piani:

- Piano orizzontale: nella prima sezione del file si definiscono le curvature del tracciato in pianta, cioè nel piano X-Y. Al suo interno è possibile definire:
 - Tratte rettilinee;
 - Tratte circolari (ovvero le curve);
 - Clotoidi: funzioni che permettono di definire i tratti di raccordo tra i tratti rettilinei e le curvature.
- Piano di sopraelevazione: in ambito ferroviario si tiene conto del fatto che la rotaia esterna è sopraelevata rispetto a quella interna, al fine di compensare l'accelerazione centrifuga. Per il carro ponte dal punto di vista nominale è nullo ma nella realtà è presente, è infatti possibile che le due rotaie si trovino su due quote differenti; verrà pertanto fornita come irregolarità.
- Piano verticale: nell'ultima sezione del file si descrive la pendenza dell'intero percorso. Si ha una vista laterale del tracciato in cui è possibile individuare la posizione in salita o in discesa del veicolo. Questo piano è completamente svincolato rispetto agli altri due.

5.5.1 Irregolarità del tracciato

Innanzitutto si può dire che le irregolarità possono essere create oppure misurate. Per prima cosa, è possibile definirle in due maniere differenti:

- Rail-related: si definisce l'errore verticale e laterale per ciascuna rotaia;
- Track-related: definisce le irregolarità in relazione alla linea media del tracciato.

Nel modello in esame abbiamo scelto il 'Track-related'.

Per inserire le irregolarità, occorre creare le eccitazioni e a questo punto si è proceduto con la loro creazione. Si possono distinguere tre tipi di irregolarità:

1. Irregolarità nel dominio del tempo;
2. Irregolarità nel dominio della frequenza;
3. Irregolarità nel dominio della distanza.

Il terzo caso è quello che andremo ad affrontare.

Si creano tre segnali di eccitazione: laterale, verticale e sullo scartamento; per tutti e tre i casi la categoria scelta è quella 'Stochastic from PSD'.

Questa eccitazione prende come input una densità spettrale di potenza "Power Spectral Density" e crea su questa base un segnale pseudo stocastico

nel dominio della distanza, che può essere applicato direttamente al tracciato. Gli elementi di modellazione che forniscono il contatto della ruota sulla pista convertiranno l'eccitazione del dominio della distanza nella eccitazione del dominio del tempo secondo la loro attuale velocità di spostamento.

La funzione di densità spettrale di potenza viene campionata ad un dato numero di frequenze discretizzate all'interno di una data banda.

Dato che non si ha grande conoscenza delle irregolarità che intervengono sui carriponte, si è deciso di prendere quelle relative alla norma ferroviaria; il tipo di densità spettrale di potenza scelto è il '*Track irregularity ERRI B176*' che è la norma che riporta le irregolarità ferroviarie. Tuttavia si considera una lunghezza del difetto più lunga, infatti il carro ponte viaggia a velocità decisamente più basse rispetto a quelle dei treni, pertanto le uniche irregolarità che contano sono quelle con lunghezza d'onda lunga. In sintesi, si è deciso di usare le norme ferroviarie con basse frequenze e dargli come ordine di ampiezza massima l'errore che rispetta le norme vigenti per i carriponte (ISO 12488-1).

Tra i parametri importanti da impostare si ha il:

- *Random generator*: a cui fornire il valore iniziale del generatore casuale. È il parametro che cambia il segnale random; il valore deve essere diverso per le irregolarità verticali e laterali, visto che i due piani non sono correlati tra loro.
- *Number of frequency*: numero di frequenze da considerare. Determina a quante frequenze campionare la Power Spectral Density;
- *Upper frequency limit*: limite di frequenza superiore, è la più alta frequenza campionata;
- *Lower frequency limit*: limite di frequenza inferiore; è la più bassa frequenza campionata.

Nelle figure sottostanti sono rappresentate le irregolarità implementate su Simpack.

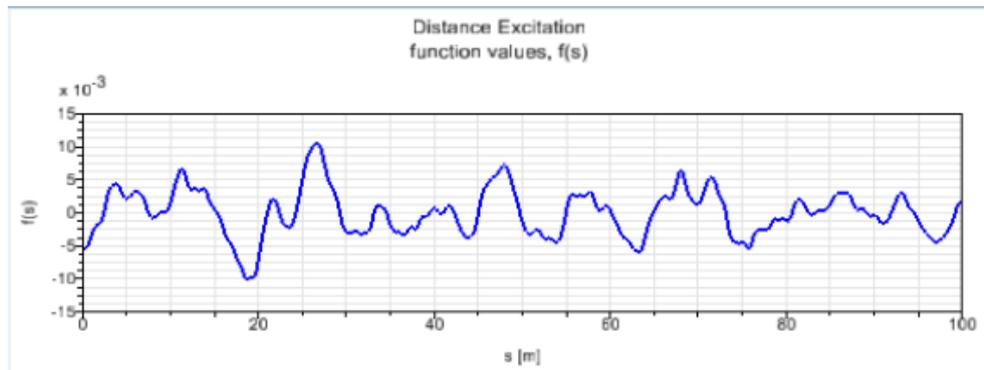


Figura 5.9: irregolarità nel piano verticale.

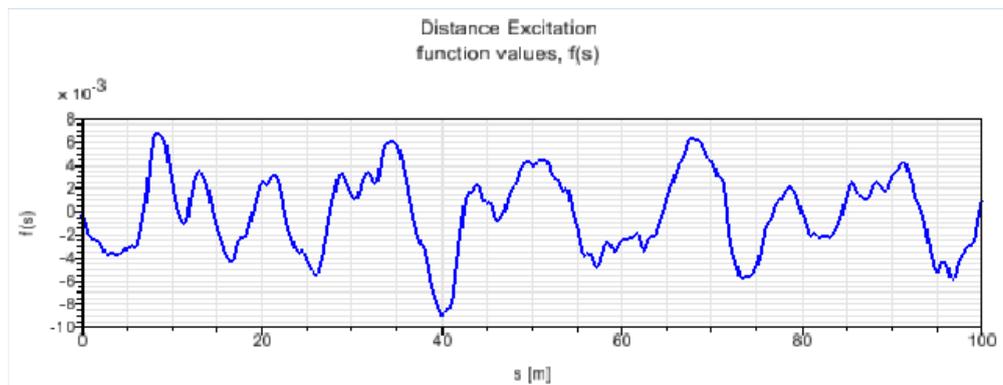


Figura 5.10: irregolarità nel piano orizzontale.

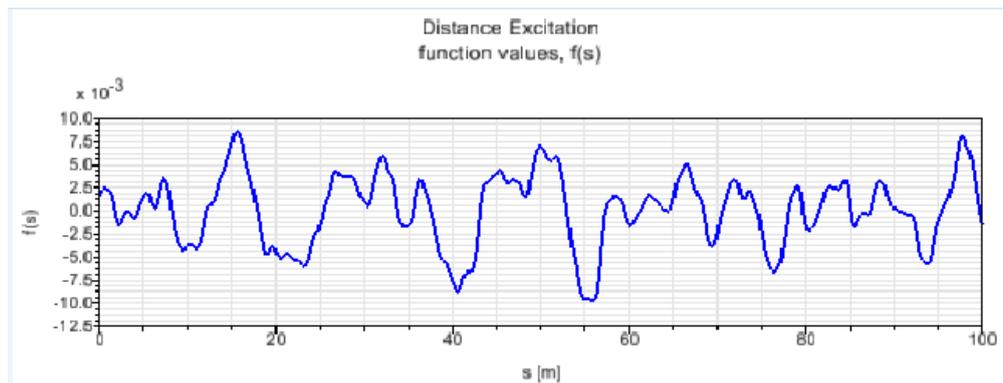


Figura 5.11: irregolarità sullo scartamento.

I grafici riportano i valori delle funzioni di eccitazioni nel dominio della distanza. L'intervallo di spazio in cui le irregolarità agiscono rispettano i limiti imposti da normativa. Nel caso analizzato si ha: sullo scartamento e nel piano orizzontale un range di irregolarità di $\pm 10\text{mm}$, mentre nel piano verticale di $\pm 15\text{mm}$.

5.6 Modellazione della rotaia

Come già detto in precedenza, le rotaie usate sul tracciato appena descritto sono le *Burback A65*, quest'ultime sono costruite in Simpack tramite il comando 'Rail'. All'interno del software sono contenute tutte le informazioni sui profili delle rotaie ferroviarie e sulle loro geometrie, per profili di binari variabili e costanti.

Nel caso in esame è stato necessario importare, attraverso un file esterno, tutti i punti necessari alla rappresentazione della rotaia, in quanto la rotaia non è presente all'interno delle librerie del software. I punti sono stati presi rispettando i valori della normativa *DIN 536*.

I parametri che è stato opportuno definire sono:

1. *Rail cant*: è indicativo dell'angolo di inclinazione della rotaia, ovvero la posa. È posto pari a zero nel caso di rotaie percorse da carriponte, diversamente da quanto accade invece in ambito ferroviario;
2. *Rediscretization step*: è rappresentativo del passo con cui il software ridiscretizza il profilo delle rotaie durante la simulazione. Il valore stabilito è di 0.0001;
3. *Lateral rail distance*: definisce la distanza tra il profilo della rotaia rispetto al tracciato, nel caso studiato sarà pari alla misura dello scartamento, mentre in ambito ferroviario non è così a causa della presenza della posa.

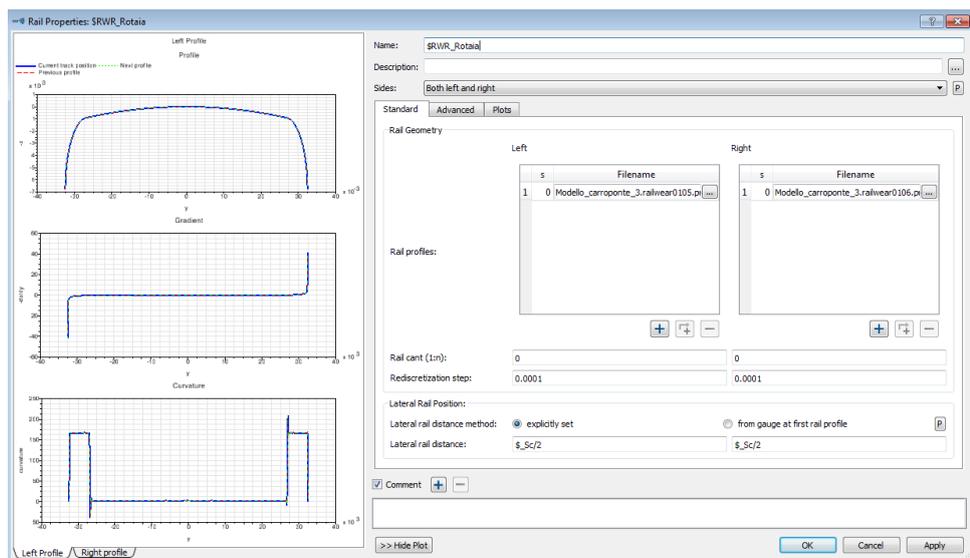


Figura 5.12: profilo della rotaia.

5.7 Informazioni sul controllo del carro ponte

Il carro ponte in esame presenta dimensioni piuttosto importanti e trasporta un carico elevato, di un totale di 26 ton. Il veicolo è movimentato grazie a quattro motoriduttori acquistati dalla *SIEMENS*, i quali sono collocati sui gruppi ruota esterni; a sua volta il carrello percorre l'intera struttura grazie ad altri motoriduttori (sempre targati *SIEMENS*) che viaggiano a velocità minori e quindi coppie maggiori.

Cerchiamo di capire meglio come avviene il controllo del carro ponte.

Per il controllo del carro ponte, sono adoperati due inverter. Uno controlla i due motori sul lato destro del modello, l'altro, invece, i due posti sul fianco sinistro, i due inverter non comunicano con loro in nessun modo. Le ruote anteriori, rappresentate nel modello con le lettere $R_{11,e}$ e $R_{12,e}$ (Figura 5.2) sono controllate in velocità in maniera indipendente. Attraverso un comando manuale, fornito dall'operatore, si invia un segnale di velocità, tale segnale diventa il riferimento per l'azionamento delle due ruote. Il carro ponte segue delle rampe di accelerazioni prestabilite.

Le ruote 'posteriori', ovvero le $R_{21,e}$ e $R_{22,e}$ hanno un controllo in posizione grazie all'utilizzo di due encoder. Gli encoder utilizzati dall'azienda sono i *ROTAPULS CK60*. Grazie a questi ultimi si ha una retroazione sulla posizione, che è ricevuta dall'inverter, il quale può far quindi decelerare o accelerare l'azionamento in base alle risposte ricevute dalla retroazione. Gli encoder, per la precisione, forniscono un segnale sul numero di giri. Pertanto, essendo posti sui motori, fornirebbero una informazione sbagliata durante l'eventuale slittamento della ruota; in tal caso, infatti, la ruota ha compiuto il giro, ma la sua posizione è la stessa, essendo rimasta ferma. Per ovviare tale problema si fa riferimento all'*Asse Elettrico*, il quale rappresenta un ulteriore controllo sulla posizione. Si fa in modo che i due motori posti sotto lo stesso azionamento abbiano un angolo relativo circa nullo, ossia l'angolo relativo tra la ruota anteriore e quella posteriore è quasi zero, come se la ruota posteriore 'inseguisse' quella anteriore, girando simultaneamente.

Per quanto riguarda il ciclo di lavoro tipico che l'azienda vuole far simulare dal carro ponte, si ha:

- Una accelerazione iniziale di $0,21 [m/s^2]$ per 5 secondi;
- Una velocità costante di $63 [m/min]$ una tratta di 30 metri;
- Una decelerazione, infine, di $0,3 [m/s^2]$ per 3,5 secondi.

Il processo è ripetuto sia per la tratta in avanti che per quella all'indietro.

5.7.1 Funzioni di coppia

Le funzioni di coppia variano istante per istante in base alla velocità assunta dal veicolo.

Il motore presenta una coppia motrice massima fornita dal costruttore.

I parametri del motore a quattro poli da inserire nel modello sono riportati in Tabella 5.8:

Parametri del motoriduttore	Valori
Coppia nominale [N·m]	474
Velocità di uscita [r.p.m]	44,4
Coppia in accelerazione [N·m]	$3,5 \cdot C_{nom}$
Coppia in frenata [N·m]	$3,7 \cdot C_{nom}$
Coppia frenante [N·m]	32
Rapporto di trasmissione	33

Tabella 5.8: parametri del motoriduttore Siemens.

E' deducibile che la coppia massima si può raggiungere in frenata o in accelerazione, grazie ai fattori che si hanno.

- *Ruote controllate in velocità*

Il tipo di controllo che viene effettuato è di tipo proporzionale, pertanto si avrà una costante di proporzionalità moltiplicata per l'errore. L'errore, in questo caso, è dato dalla velocità angolare dell'albero a cui si sottrae la velocità di riferimento ' V_{ref} ', ricordando di effettuare il calcolo senza i precarichi (le coppie infatti non sono precaricate).

$$u = k \cdot \Delta V = k \cdot (V - V_{ref}) \quad (5.2)$$

Con ' u ' si indica il segnale in uscita.

È stata costruita una funzione velocità ' V_{ref} ', il cui grafico è riportato di seguito:

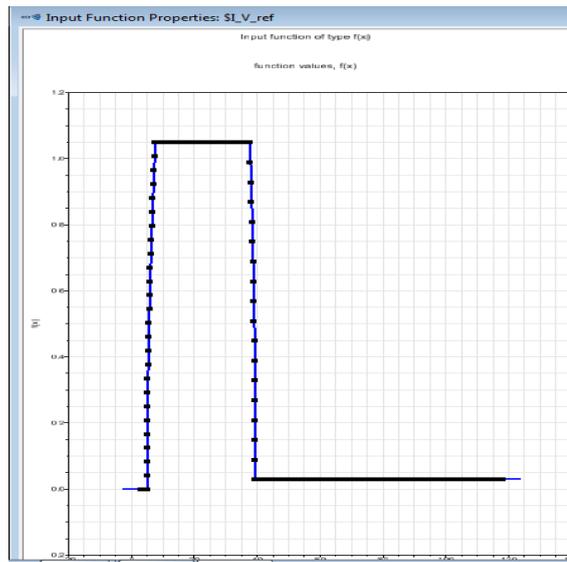


Figura 5.13: andamento della velocità di riferimento ‘ V_{ref} ’.

La rampa è costruita in relazione ai valori di accelerazione e decelerazioni forniti dall’azienda. La velocità in decelerazione non raggiunge mai il valore nullo per un problema del software, infatti, ponendola uguale a zero si avrebbe uno scorrimento longitudinale pari ad infinito.

La funzione di coppia che interessa le ruote controllate in velocità sarà descritta attraverso la formula riportata di seguito.

$$IF(ABS(\$_K * \$_sq_ * (-JOINTST(\$J_A, 1,1) * \$_Rw - IFCTNX(JOINTST(\$J_T, 1), \$I_V_ref))) <= \$_C_max)$$

Il comando “JOINTST” consente di leggere gli stati di un certo joint, come ad esempio la sua posizione, la sua velocità (traslazionale ed angolare) e la sua accelerazione (traslazionale ed angolare).

Dove:

- Il primo termine ‘JOINTST(\$J_A, 1,1)’ è il valore della velocità dell’albero appartenente al gruppo ruota su cui si effettua il calcolo. Nel caso reale quella velocità è fornita dall’encoder;
- Il secondo termine ‘(JOINTST(\$J_T, 1), \$I_V_ref))’ mi permette di ricavare il valore della velocità della trave di riferimento.

È possibile notare che nella funzione di coppia compare anche un termine di squilibrio ‘sq’, spieghiamo a cosa può essere dovuto.

Mentre le ruote sulla stessa fiancata hanno assicurata la stessa velocità grazie all’asse elettrico, non si può essere certi che le due fiancate abbiano la stessa

velocità, perché non si ha un controllo ad anello chiuso tra le due. Pertanto, si potrebbe avere che il segnale di velocità che arriva sui due motori di riferimento non sia lo stesso, oppure quest'ultimo potrebbe essere lo stesso ma i due motoriduttori potrebbero avere due costanti di coppia diverse che determineranno una coppia erogata diversa. L'introduzione di quel termine tiene conto di questo tipo di inconvenienti; e viene posto pari al 10%.

Nello script implementato sul software si preciserà che la coppia non può raggiungere valori superiori a quelli massimi. Una volta raggiunto il valore di coppia massimo erogabile, si satura e non ci sarà più una crescita lineare, il veicolo non fornirà più accelerazione. L'andamento della coppia è quindi descritto dal grafico 5.14:



Figura 5.14: andamento della coppia erogabile.

- ***Ruote controllate in posizione***

Anche in questo caso il tipo di controllo effettuato è di tipo proporzionale. Il segnale di uscita in questo caso, sarà determinato come segue:

$$u = \check{k} \cdot \Delta\theta \tag{5.3}$$

In cui:

- \check{k} : è una costante di proporzionalità, che ha valori diversi rispetto a quelli precedenti. Saranno infatti sicuramente più alti;
- $\Delta\theta$: indica la posizione angolare.

La funzione di coppia che interessa le ruote controllate in posizione avrà la seguente struttura:

$$IF(ABS(\$K_{ang} * (JOINTST(\$A_{11,e}, 1,1) - JOINTST(\$A_{21,e}, 1,1)))) < = \$C_{max})$$

Ove:

- Il primo termine ' $JOINTST(\$J_A_{11,e}, 1,1)$ ' è il valore della posizione angolare dell'albero del gruppo ruota rispetto al quale si sta facendo il calcolo;
- Il secondo termine ' $JOINTST(\$J_A_{21,e}, 1,1)$ ' indica la posizione angolare dell'albero del gruppo ruota che insegue la ruota di riferimento.

Nuovamente nello script si precisa che il valore della coppia non può essere maggiore della coppia massima erogabile.

Ovviamente si avrà sempre un minimo di errore angolare nonostante siano in asse elettrico.

A questo punto si può procedere con l'analisi di tutti i componenti modellati.

5.8 Usura

Saranno descritti in dettaglio i modelli di usura che possono essere applicati grazie al software multi-body Simpack. Nello specifico saranno esposti i due metodi di valutazione di usura (Archard e Krause/Poll) e la procedura di aggiornamento dei profili.

5.9 I modelli di usura in Simpack

È necessario definire un modulo *Wheel Profile Wear* (attivabile attraverso i Result Element con il codice 84) per ciascuna ruota di cui si desidera determinare l'usura adesiva (rimozione di materiale). Questo modulo permette la valutazione dell'usura attraverso due metodi diversi: Krause/Poll ed Archard. Entrambi legano matematicamente la rimozione volumetrica del materiale ai processi di scorrimento nel contatto ruota-rotaiia [2]. I coefficienti di usura risultano pressoché costanti ma si differenziano in relazione ai regimi di usura; questi si differenziano in: regime di usura lieve, severo o catastrofico.

L'usura lieve è ossidativa e produce una tipica polvere di colore marroncino che circonda il tracciato, l'usura severa invece causa la rimozione di piccoli scaglie di materiale metallico dal componente di base. Infine l'usura catastrofica distrugge completamente la superficie del materiale.

Le transizioni fra i regimi di usura si verificano bruscamente quando determinate condizioni cambiano, per esempio quando la velocità relativa o la pressione eccede o cade sotto un determinato valore [2].

5.9.1 Legge di Archard

Nel modello di usura di Archard, il volume di usura è legato alla forza normale del contatto e alla distanza di scorrimento. In formula si avrà [2]:

$$V = \frac{N \cdot \Delta s}{H} \begin{cases} k_1 \text{ if } p > fH \\ k_2 \text{ if } p \leq fH \text{ and } v_s \leq v_1 \\ k_3 \text{ if } p \leq fH \text{ and } v_1 < v_s \leq v_2 \\ k_4 \text{ if } p \leq fH \text{ and } v_2 < v_s \end{cases} \quad (5.4)$$

In cui:

- V : volume del materiale usurato;
- N : forza normale di contatto;
- Δs : la distanza di scorrimento;
- H : la durezza del più morbido dei due materiali in contatto;
- $k_{1...4}$: coefficienti di usura catastrofico, 'lieve 1', severo e 'lieve 2';
- p : pressione di contatto;
- f : la frazione di durezza ' H ' al di sopra della quale si verifica il grippaggio;
- v_s : velocità di scorrimento (relativa);
- $v_{1,2}$: velocità limite che definiscono il passaggio dal regime di usura mild 1 a severe, fino a mild 2.

I valori di ' k_1, k_2, k_3, k_4 ' utilizzati sono stati ricavati sperimentalmente. In Figura 5.15 si mostrano i parametri impostati per il modello di Archard, sul quale è ricaduta la scelta per la valutazione dell'usura delle ruote:

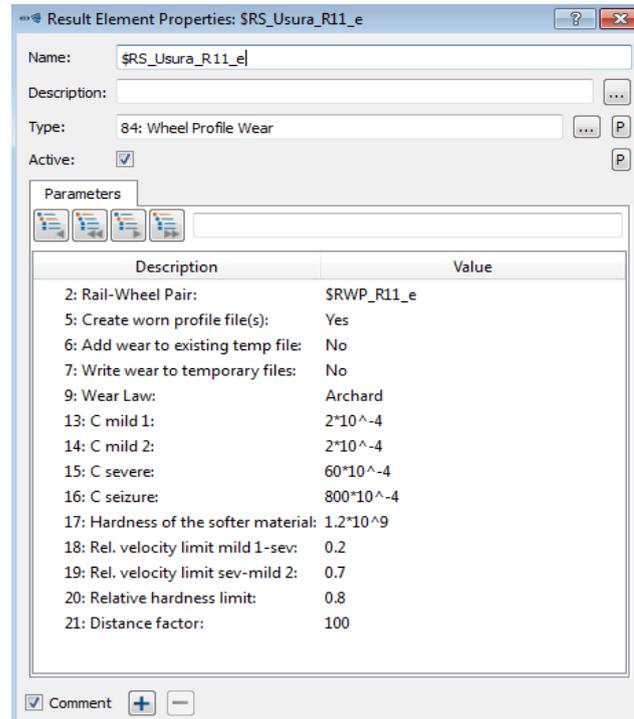


Figura 5.15: settaggio modello usura Archard.

In ‘Rail – Wheel Pair’ sono inserite le ruote per le quali calcolare l’usura; se ‘Create worn profile file(s)’ è impostato sul ‘Sì’, al termine dell’esecuzione della simulazione si genera un profilo ruota contenente un profilo aggiornato e usurato. Mentre gli altri valori assunti sono: $k_2 = k_4 = 2 \cdot 10^{-4}$, $k_3 = 60 \cdot 10^{-4}$, $k_1 = 800 \cdot 10^{-4}$, $H = 1.2 \cdot 10^9 MPa$, $v_1 = 0,2 \text{ m/s}$, $v_2 = 0,7 \text{ m/s}$, $f = 0,8$.

L’ultimo parametro da impostare è il ‘Distance factor’, l’usura nella direzione normale sarà moltiplicata per questo fattore.

È necessario spiegare meglio il significato di questo fattore. Cerchiamo di capirne l’utilità.

Questo moltiplicatore ha come funzione quella di ridimensionare l’usura a una quantità che causa un cambiamento significativo nel profilo.

Il software esegue la simulazione, dopo averla conclusa procede con l’asportazione del materiale dal profilo delle ruote. Tuttavia in una singola simulazione il volume del materiale asportato è quasi impercettibile, occorrerebbe effettuare molte simulazioni per avere dei valori significativi di usura. Questo fattore mi permette di moltiplicare quel volume per una costante, senza necessariamente effettuare un numero di simulazione eccessivo. È facile pensare che allora si può inserire un valore altissimo e simulare un’unica volta,

tuttavia non sarebbe corretto nemmeno questo. Infatti, moltiplicando il volume di materiale asportato per quella costante si avrebbe una area di contatto sempre uguale e aumenterebbe solo la profondità del materiale asportato. Come si mostra in Figura 5.16.

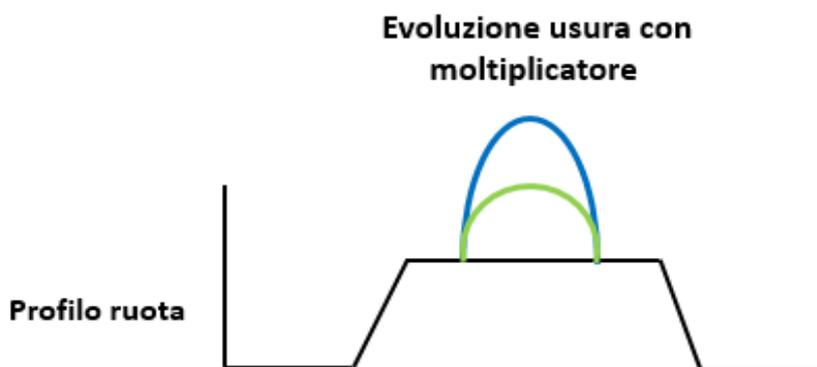


Figura 5.16: evoluzione del volume asportato utilizzando il moltiplicatore.

Ovviamente dal punto di vista reale quanto appena descritto non avrebbe molto senso, perché non potrebbe più esserci contatto più tra ruota e rotaia a quella profondità. Grazie all'intervento della dinamica, infatti, l'usura tenderà a distribuirsi su un'area maggiore (figura 5.17); di conseguenza una proporzione lineare come nella prima figura non corrisponderebbe alla verità.

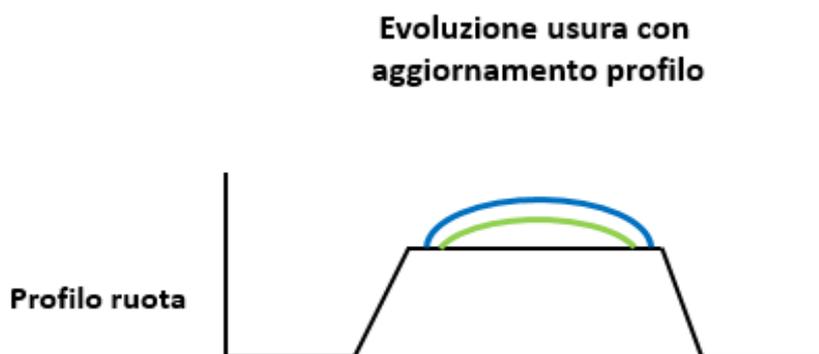


Figura 5.17: evoluzione dell'usura con aggiornamento profilo.

La scelta del valore da dare al distance factor risulta difficile da stabilire. Nel caso di carro ponte, la dinamica interviene in una misura contenuta pertanto può essere inserito un valore piuttosto grande, ma non eccessivo.

5.9.2 L'usura della rotaia

Bisogna definire il modulo '*Rail Profile Wear Sum*' attivabile attraverso i Result Element con il codice 85. Questo elemento valuta l'usura individuale del profilo della rotaia di più elementi di tipo '*Wheel Profile Wear*'. In questo modo si determina l'usura totale di una pista che è in contatto con più di una ruota. Questo modulo fornisce le funzionalità per generare profili di rotaia usurati e che possono essere utilizzati nelle successive simulazioni di usura [2]. I parametri da impostare sono mostrati in Figura 5.18.

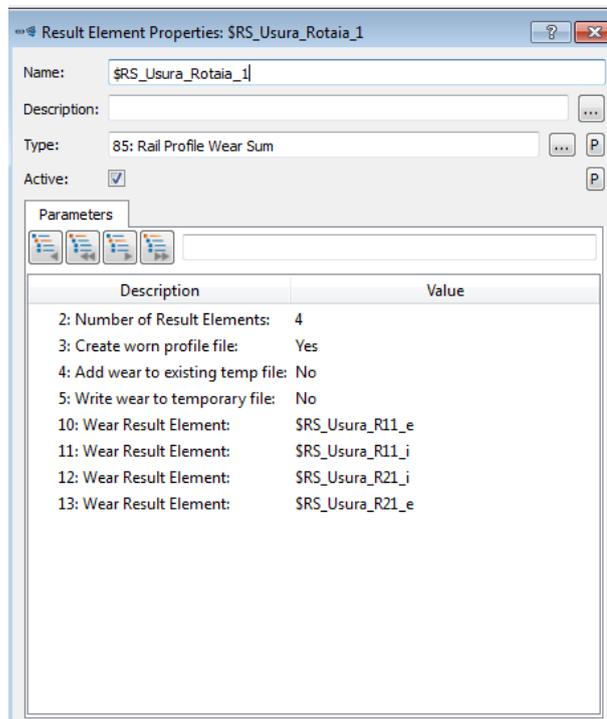


Figura 5.18: settaggio usura rotaia.

In '*Number of Resul Elements*' bisogna considerare il numero degli elementi di tipo '*Wheel Profile Wear*' per i quali valutare il profilo usurato della rotaia. Se '*Create worn profile file*' è impostato su Sì, sarà generato un file profilo del binario che contiene il profilo usurato. Infine in '*Wear Result Element*' si inseriscono gli elementi (ruote) per i quali si dovrebbe valutare l'usura delle rotaie. Le ruote che si inseriscono devono essere necessariamente tutte quelle che si trovano sulla stessa rotaia.

Il software di simulazione valuta però l'usura media della rotaia, ripartisce l'usura totale su tutto il tracciato in maniera uniforme. Nel caso reale non sarà

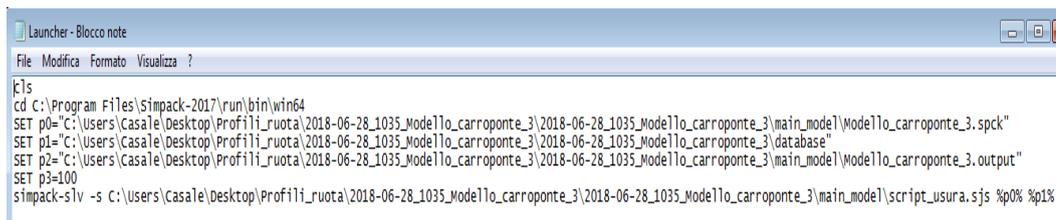
così, infatti l'usura sarà concentrata maggiormente nelle zone di accelerazione e frenata e sarà minore nel tratto a velocità costante.

Si sottolinea inoltre che il 50% dell'usura viene applicato alla ruota e l'altro 50% alla pista.

5.9.3 La sostituzione dei profili in Simpack

Per ottenere risultati attendibili, oltre al fattore moltiplicativo, occorre effettuare una serie di simulazioni ed al termine di ognuna di queste andare a sostituire i profili generati (che saranno usurati) all'interno dei Rail-Wheel Pairs di Simpack. I profili generati al termine di ogni simulazione diventeranno i nuovi profili e tramite uno script si genereranno delle cartelle in cui andranno ad essere inseriti i file relativi all'usura di tutte le ruote e delle due rotaie.

Lo script permette di interrompere la simulazione e di riprenderla in un momento diverso, semplicemente sostituendo ai Pairs, i profili calcolati nell'ultimo ciclo. Il numero dei cicli che il software effettua può essere modificato attraverso un Launcher, un file batch. Questo file esegue in maniera automatica i comandi trascritti nello script, affinché li esegua occorre settarlo come mostrato di seguito:



```

Ets
cd c:\Program Files\Simpack-2017\run\bin\win64
SET p0=c:\Users\Casale\Desktop\Profili_ruota\2018-06-28_1035_Modello_carro ponte_3\2018-06-28_1035_Modello_carro ponte_3\main_model\Modello_carro ponte_3.spck
SET p1=c:\Users\Casale\Desktop\Profili_ruota\2018-06-28_1035_Modello_carro ponte_3\2018-06-28_1035_Modello_carro ponte_3\database
SET p2=c:\Users\Casale\Desktop\Profili_ruota\2018-06-28_1035_Modello_carro ponte_3\2018-06-28_1035_Modello_carro ponte_3\main_model\Modello_carro ponte_3.output
SET p3=100
simpack-slv -s c:\Users\Casale\Desktop\Profili_ruota\2018-06-28_1035_Modello_carro ponte_3\2018-06-28_1035_Modello_carro ponte_3\main_model\script_usura.sjs %p0% %p1% %p2% %p3%

```

Figura 5.19: file Launcher.

In cui occorre specificare:

1. Cd: definisce la locazione del solver di Simpack;
2. P₀: definisce il percorso del modello Simpack;
3. P₁: definisce il percorso della tabella database;
4. P₂: definisce il percorso della cartella degli output;
5. P₃: definisce il numero di volte in cui voglio che si rilanci la simulazione;
6. Ultima riga: definisce il percorso dello script di usura.

Capitolo 6 Analisi dei risultati conseguiti

L'ultimo capitolo sarà completamente interessato all'analisi dei risultati ottenuti dalle simulazione attraverso il software Simpack. Nel dettaglio la trattazione riguarderà l'analisi dello stato tensionale al variare del profilo delle ruote e delle rotaie.

Per ciascuna ruota considerata, sono state valutate:

1. Pressione di contatto Hertziana " P_{max} ";
2. Pressione media di contatto " P_{media} ";
3. Area di contatto " A " ed i semi assi " a " e " b ";
4. Carico normale " N ";
5. Regime di usura.

Inoltre, è stato possibile effettuare un confronto tra le pressioni massime di contatto hertziano calcolate nella prima parte della tesi (attraverso la formula da normativa) e le pressioni massime calcolate attraverso il software di simulazione. È facile intuire che i risultati a cui si è giunti non possono essere uguali, infatti nella prima valutazione è effettuato un calcolo di tipo puramente statico, mentre attraverso il modello multi-body il calcolo eseguito è influenzato fortemente dalla dinamica.

La tabella sottostante riporta tutte le combinazioni che sono state simulate:

Ruote			Rotaie		
Nomenclatura	Diametro [mm]	Gola [mm]	Nomenclatura	Raggio di testa [mm]	Larghezza [mm]
200-85	φ200	85	A65	400	65
250-85	φ250	85	A65	400	65
315-85	φ315	85	A65	400	65
315-95		95	A75	500	75
400-85	φ400	85	A65	400	65
400-95		95	A75	500	75
400-120		120	A100	500	100
500-85	φ500	85	A65	400	65
500-95		95	A75	500	75
500-120		120	A100	500	100
630-85	φ630	85	A65	400	65
630-95		95	A75	500	75
630-120		120	A100	500	100

Tabella 6.1: tutte le possibili combinazioni simulate.

Si deduce, quindi, che una corretta rappresentazione del modello simulato su Simpack è indispensabile per ottenere risultati confrontabili ed attendibili.

I profili di tutte le ruote e le rotaie simulate sono stati ottenuti attraverso il programma Matlab e poi importate nel database di Simpack.

Il modello nasce anche per la valutazione dei fenomeni di usura che intervengono sia sulle ruote che sulle rotaie. Lo studio dello stato tensionale ha effetti, inoltre, anche sull'usura delle ruote, grazie a questo infatti possiamo stabilire il regime di usura in cui ci troviamo. Tuttavia è stato possibile effettuare solo uno studio preliminare di quest'ultima.

6.1 Valutazione dei parametri significativi

Nei grafici sottostanti sono riportati gli andamenti delle grandezze significative, per ciascuna delle combinazioni studiate. Innanzitutto si specifica che nelle figure e tabelle riportate verrà utilizzata la stessa nomenclatura chiarita nel capitolo 5.

Le simulazioni sono state realizzate per due condizioni diverse:

- Carico centrale: rappresentativo della configurazione in cui il carrello si trova esattamente nella mezzeria dell'intera struttura. È il caso migliore che si può avere.
- Carico sull'estremità: rappresentativo della configurazione in cui il carrello si trova interamente spostato a ridosso delle testate. È la condizione peggiore che si può riscontrare.

Le simulazioni sono effettuate lasciando invariata la struttura del carroponete e il carico che quest'ultimo movimentata. Si è cercato di valutare il comportamento del 'veicolo' con le diverse soluzioni di ruote e rotaie stabilite in Tabella 5.1.

Come è possibile riscontrare dalle figure le curve sono condizionate dalle irregolarità che il software fornisce attraverso eccitazioni random, quindi si avranno valori oscillanti. Unicamente il rapporto dei semi-assi è influenzato in maniera minore, anzi rimane quasi costante per tutto il tempo.

È da sottolineare anche che, come ci si aspettava, l'andamento della pressione massima, dell'area e del carico normale hanno lo stesso andamento, infatti sono strettamente interconnesse.

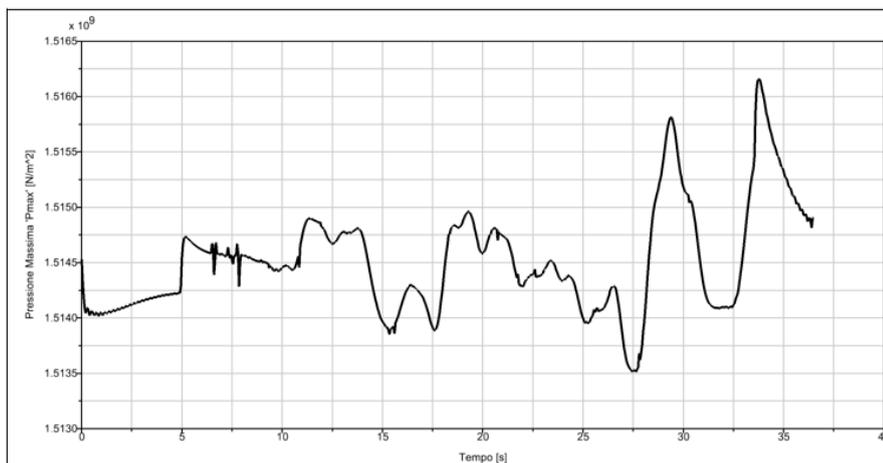


Figura 6.1: andamento della pressione massima in corrispondenza del tempo.

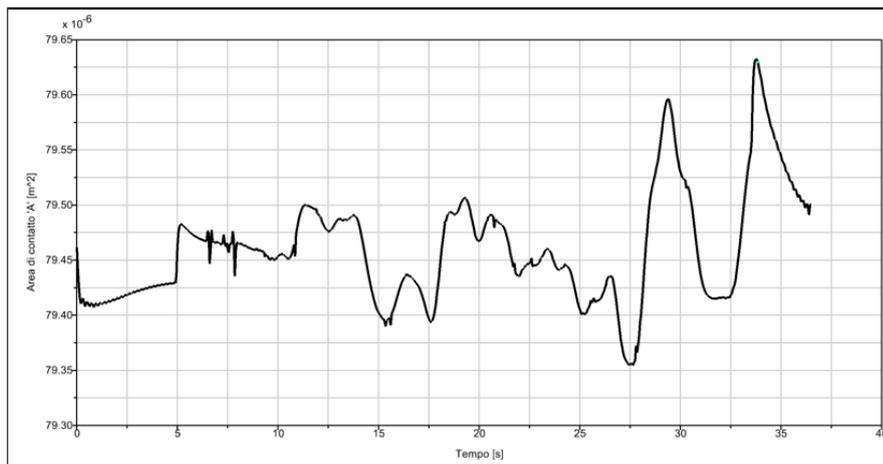


Figura 6.2: andamento dell'area di contatto in funzione del tempo.

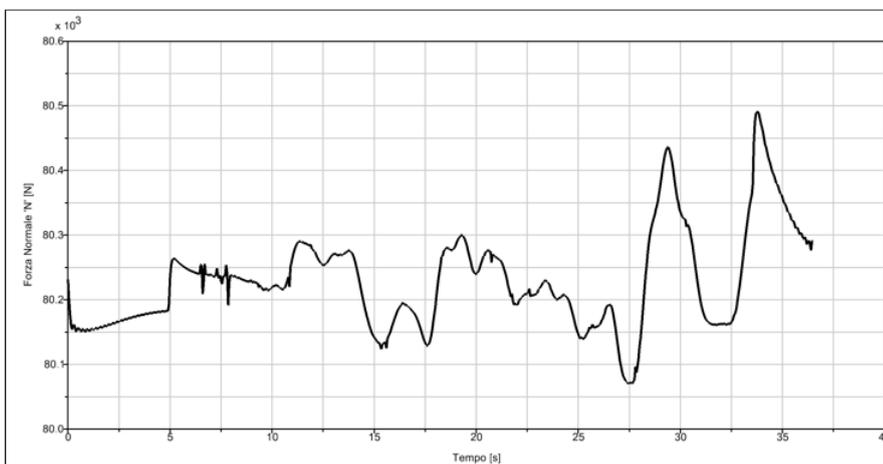


Figura 6.3: andamento del carico in funzione del tempo.

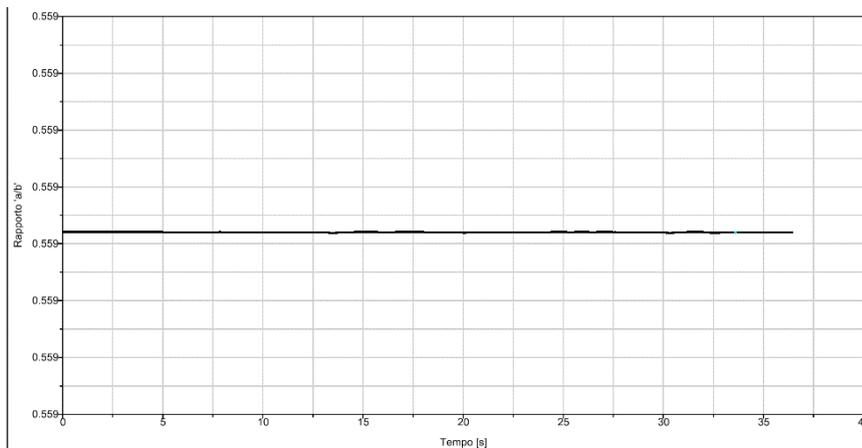


Figura 6.4: andamento del rapporto dei semi assi in funzione del tempo.

Nelle tabelle sottostanti sono sintetizzati i valori dei parametri rilevanti per tutti i casi studiati. Come è possibile riscontrare saranno riportati i valori solo in corrispondenza dei “picchi”. Riportiamo, per comodità, solo il caso della ruota di diametro 250 accoppiata con la rotaia A65, in condizione sia di carico centrale che a ridosso delle testate.

Ruota 250-85 con rotaia A65 carico centrale								
Nomenclatura Ruote	Picco [s]	P _{max} [MPa]	P _{media} [Mpa]	Carico [N]	Area [mm ²]	a/b	a [mm]	b [mm]
R _{11_e}	T=33.8	1333.29	1331.21	54737.7	61.5819	0.558963	3.3101	5.9219
R _{11_i}	T=26.45	1209.25	1207.91	40839.7	50.659	0.55897	3.0023	5.371
R _{12_e}	T=33.8	1333.06	1331.15	54709.5	61.5608	0.558964	3.3096	5.9209
R _{12_i}	T=27	1208.84	1207.95	40798.2	50.6246	0.55897	3.0012	5.3692
R _{21_e}	T=28.15	1332.37	1331.19	54623.7	61.4965	0.558964	3.3078	5.9178
R _{21_i}	T=31.2	1209.25	1207.9	40838.8	50.6581	0.558969	3.0022	5.371
R _{22_e}	T=28.4	1331.96	1331.15	54573.9	61.459	0.558964	3.3068	5.916
R _{22_i}	T=26.2	1208.93	1207.9	40806.6	50.6317	0.55897	3.0014	5.3696

Tabella 6.2: parametri significativi per ruota 250-85 con rotaia A65 e carico centrale.

Ruota 250-85 con rotaia A65 carico spostato								
Nomenclatura Ruote	Picco [s]	P _{max} [MPa]	P _{media} [Mpa]	Carico [N]	Area [mm ²]	a/b	a [mm]	b [mm]
R _{11_e}	T=33.8	1516.17	1514.52	80491	79.6328	0.558945	3.7641	6.7342
R _{11_i}	T=27.6	1382.86	1381.59	61071.6	66.245	0.55896	3.4331	6.142
R _{12_e}	T=27.8	1079.36	1075.52	29041	40.3586	0.558985	2.6797	4.7939
R _{12_i}	T=26.55	963.209	961.052	20640.4	32.1432	0.558982	2.3915	4.2783
R _{21_e}	T=34.5	1515.1	1514.51	80320.9	79.5206	0.558945	3.7614	6.7295
R _{21_i}	T=26.9	1382.61	1381.58	61038.9	66.2214	0.55896	3.4325	6.1409
R _{22_e}	T=29.05	1077.82	1075.35	28916.9	40.2437	0.558986	2.6759	4.7871
R _{22_i}	T=31.2	964.45	961.186	20720.3	32.226	0.558982	2.3946	4.2838

Tabella 6.3: parametri significativi per ruota 250-85 con rotaia A65 e carico spostato.

Grazie ai valori riportati è possibile motivare anche le ragioni per cui un carico più decentrato rappresenta una condizione peggiore. Il motivo risiede nelle sollecitazioni a cui sono sottoposte le ruote. Una condizione di carico decentrato determina sollecitazioni maggiori sulle ruote che sono poste nella direzione dello spostamento del carrello (nel caso in esame le R_{11,e}, R_{11,i}, R_{21,e}, R_{21,i}) dato che il carico movimentato sarà direzionato su quelle ruote. Viceversa le ruote poste

sull'altra fiancata dovranno supportare un carico minore e risulteranno avere delle pressioni di contatto minori.

Si può osservare, inoltre, che le ruote poste sulla lato caricato non hanno lo stesso valore delle forze normali, ciò trova la sua spiegazione nella costruzione del modello.

I ponti non sono posizionati in maniera centrata rispetto alle testate, ma hanno un offset in direzione 'x'; si trovano più spostati verso le ruote esterne. Di conseguenza le ruote esterne del lato caricato sono, in assoluto, le più pericolose.

6.2 Andamento della pressione massima

La pressione di contatto è influenzata fortemente dalle curvature sia della ruota che della rotaia.

Tuttavia delle quattro curvature generalmente considerate nella meccanica dei contatti, solo due sono diverse da zero. Per motivi costruttivi infatti si ha:

- Curvatura longitudinale della ruota: è diversa da zero, perché è legata al diametro della ruota. Cambiando il raggio della ruota, varierà questa grandezza;
- Curvatura trasversale della ruota: è uguale a zero, per come è realizzata la ruota stessa. Il contatto con la rotaia avviene pertanto in una zona "piatta", senza una curvatura;
- Curvatura longitudinale della rotaia: è uguale a zero. Il tracciato infatti prosegue in maniera rettilinea per tutta la sua estensione;
- Curvatura trasversale della rotaia: è diversa da zero. Varia in base alla curvatura della "testa" della rotaia. Il valore sarà modificato in relazione alla rotaia selezionata.

Di conseguenza, per migliorare i valori delle pressioni, è possibile modificare il raggio della ruota e la curvatura della testa della rotaia.

Nei grafici 6.5 e 6.6 si riporta l'andamento delle pressioni di contatto massime in relazione al diametro delle ruote.

Sul grafico sono indicati anche i limiti di ruota e rotaia.

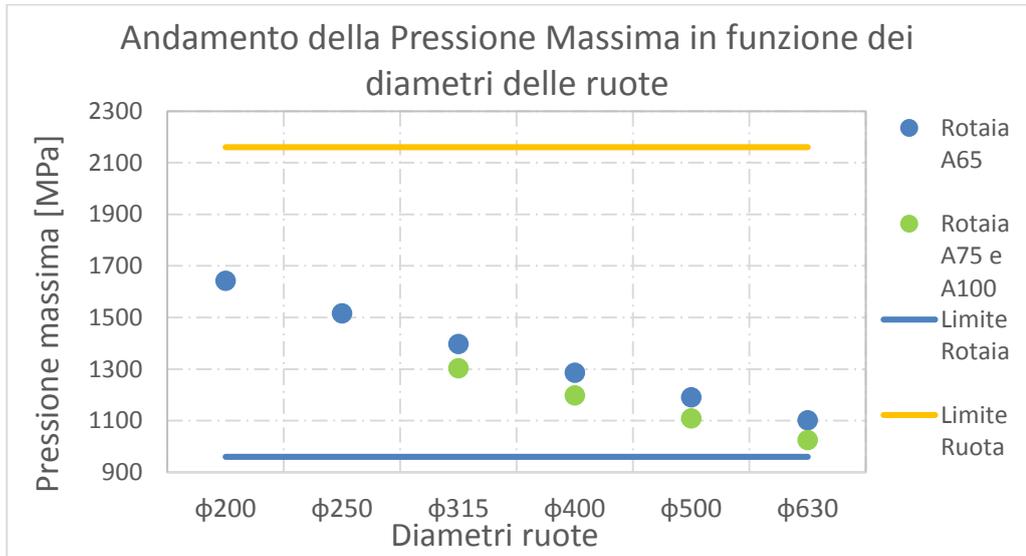


Figura 6.5: andamento della pressione massima in funzione delle ruote, con carico spostato.

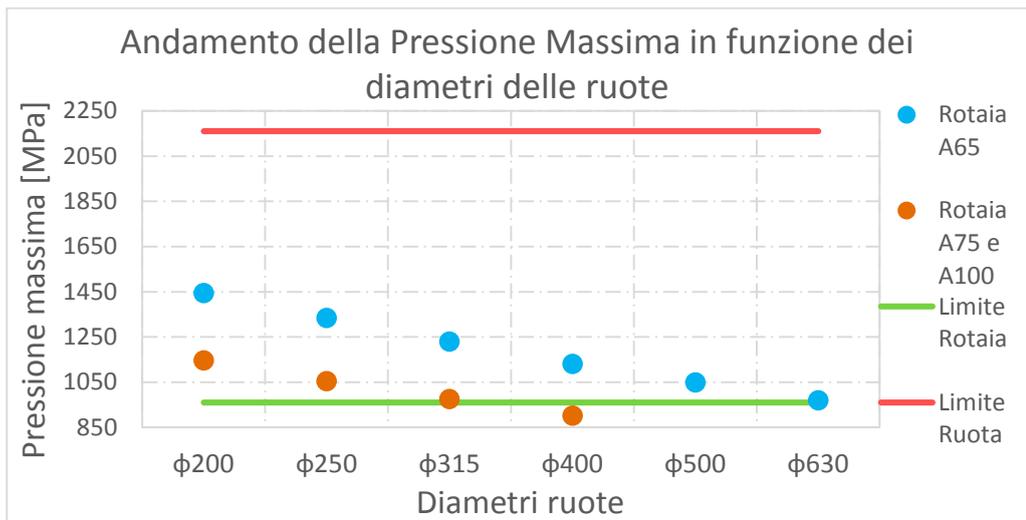


Figura 6.6: andamento della pressione massima in funzione delle ruote, con carico centrale.

Per comodità è stato riportato solamente l'andamento della ruota più pericolosa, in condizione di carico centrale e decentrato.

Come si attendeva, ad un aumento del raggio della ruota, vi è una progressiva diminuzione della pressione di contatto; la forza normale è infatti distribuita su una area maggiore, determinando sollecitazioni gradualmente meno pericolose. Potrebbe essere facile pensare di inserire ruote molto grandi per risolvere il problema del contatto hertziano tuttavia, ruote più grandi, comportano maggiori ingombri ed anche costi più elevati. Non sempre le ubicazioni, in cui il carro ponte andrà ad essere disposto, possono permettersi strutture ingombranti

e non sempre i clienti sono disposti a pagare ingenti somme; andrà sempre trovato un compromesso.

Dai grafici si osserva, inoltre, in che regime di usura ci troviamo per ognuna delle ruote utilizzate; questo è un altro aspetto molto importante. Nel caso di carico spostato (condizione peggiore), tutte le combinazioni analizzate si troveranno al di sopra del limite della rotaia. Questo vuol dire che, per quest'ultima, ci si troverà sempre in un regime di usura catastrofico; mentre ci si trova sempre al di sotto del limite della ruota. Tipicamente è molto più critica la rotaia.

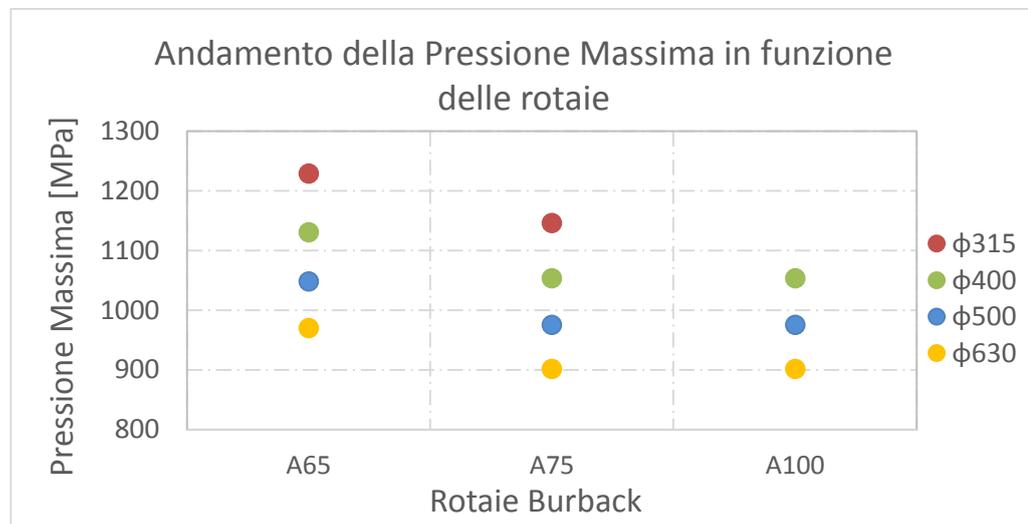


Figura 6.7: andamento della pressione massima in funzione dei profili delle rotaie.

Nel grafico 6.7 si riporta l'andamento delle pressioni di contatto in funzione delle rotaie adoperate. Come si riscontra dalla figura i valori riferiti alle rotaie A75 e A100 sono equivalenti, il motivo risiede nel fatto che entrambe presentano la stessa curvatura di testa, nonostante abbiano una differente larghezza. Di conseguenza, per entrambe, il contatto si avrà sempre sullo stesso punto, essendoci le stesse curvature nella zona di contatto. Tuttavia questo non trova riscontro con i calcoli statici effettuati utilizzando la normativa FEM, dove i carichi massimi supportabili da ciascuna ruota hanno una dipendenza anche dalla larghezza utile ' l ', che tiene conto della larghezza totale della rotaia ' B '.

$$l = B - 2 \cdot r_1 \quad (6.1)$$

Generalmente la pressione massima dipende esclusivamente dalle curvature, tuttavia se subentrasse una usura tale da spianare la parte superiore della rotaia,

allora in quel caso avere una larghezza maggiore comporterebbe un appoggio effettivo più grande.

Infine si riporta un grafico riassuntivo tridimensionale dove: sulle 'x' si avranno i differenti profili delle ruote, sulle 'y' ci sono i differenti profili delle rotaie e lungo le 'z' le pressioni massime. Una rappresentazione di questo tipo è immediata, permette di trovare in maniera veloce quale è la pressione massima in corrispondenza di ogni combinazione ruota-rotaia studiata.

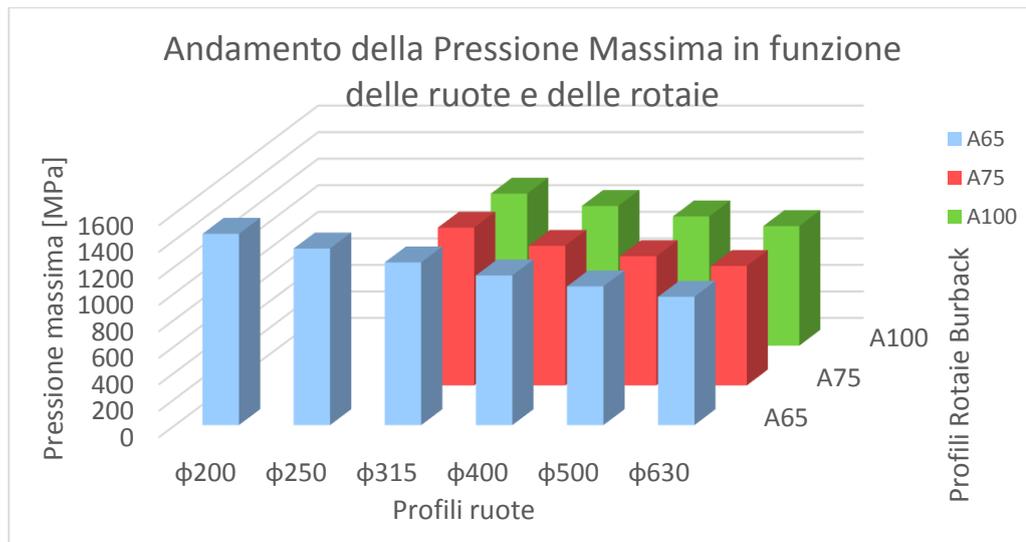


Figura 6.8: andamento della pressione massima in funzione di profili ruota e profili rotaia.

6.3 Confronto tra il modello hertziano e il modello non hertziano

Nei capitoli precedenti è stato spiegato come la meccanica del contatto si occupa di definire e descrivere cosa succede quando i corpi entrano in contatto l'un con l'altro, concentrandosi particolarmente sulla forma locale del contatto, sulle forze scambiate e sull'entità delle deformazioni che si presentano sia nella zona di contatto che internamente ai corpi. Nel caso presente, il contatto avviene tra due corpi elastici dotati di curvatura e la teoria classica, generalmente, utilizzata è quella sviluppata da Hertz. Quest'ultimo ha dimostrato che l'area di contatto tra i due corpi è di tipo ellittico ed ha definito un metodo per calcolare i semi-assi dell'ellisse e la distribuzione della pressione nella zona di contatto. Attraverso una routine implementata su Matlab, è stato possibile calcolare la dimensione dell'area di contatto e il rapporto tra i due semi-assi 'a' e 'b' utilizzando il metodo hertziano. In input lo script richiede:

- Le caratteristiche del materiale: modulo di Young ‘ E ’, coefficiente di Poisson ‘ ν ’ e il modulo di taglio ‘ G ’;
- Le due curvature della ruota e le due curvature della rotaia;
- Il carico normale agente.

I carichi normali utilizzati sono quelli stimati da Simpack per le ruote più pericolose; la routine è stata utilizzata per tutte le combinazioni di ruote e rotaie previste.

Tuttavia la teoria di Hertz presenta delle semplificazioni, è limitata a superfici prive di attrito motivo per cui, nel caso di contatto ruota-rotaia è preferibile utilizzare altri metodi di stima. Sono infatti trasmesse forze in direzioni tangenziali, le quali causano la nascita di forze di attrito. Il software di simulazione Simpack, provvede a calcolare la dimensione dell’area di contatto, tenendo conto di queste considerazioni; sfrutta infatti l’algoritmo di Kalker. Nelle Tabelle 6.4 e 6.5 sono riportati i valori dell’area di contatto stimati con il metodo hertziano e non hertziano.

Metodo hertziano	
Ruote	Area [mm ²]
φ200	66.9
φ250	73.2
φ315	80.1
φ400	87.6
φ500	95.2
φ630	103.4

Metodo hertziano	
Ruote	Area [mm ²]
φ315	85.26
φ400	93.52
φ500	101.85
φ630	110.96

Tabella 6.4: risultati dell’area calcolata con modello hertziano.

Metodo non hertziano	
Ruote	Area [mm ²]
φ200	73.5
φ250	79.6
φ315	86.5
φ400	94.1
φ500	101.8
φ630	110.3

Metodo non hertziano	
Ruote	Area [mm ²]
φ315	92.7
φ400	101.0
φ500	109.4
φ630	118.6

Tabella 6.5: risultati dell’area calcolata con modello non hertziano.

L'andamento è riportato nei grafici sottostanti:

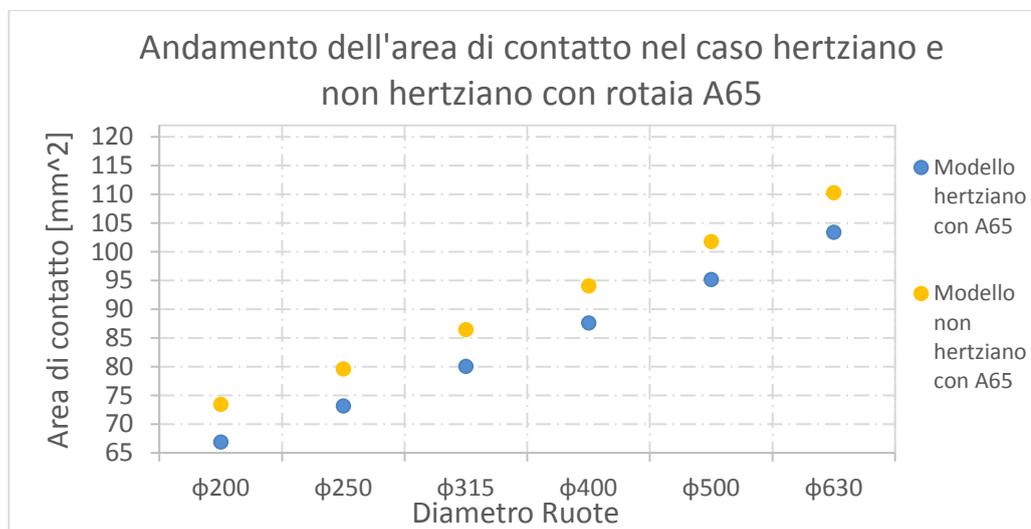


Figura 6.9: andamento dell'area di contatto nel caso hertziano e non hertziano con rotaia A65.

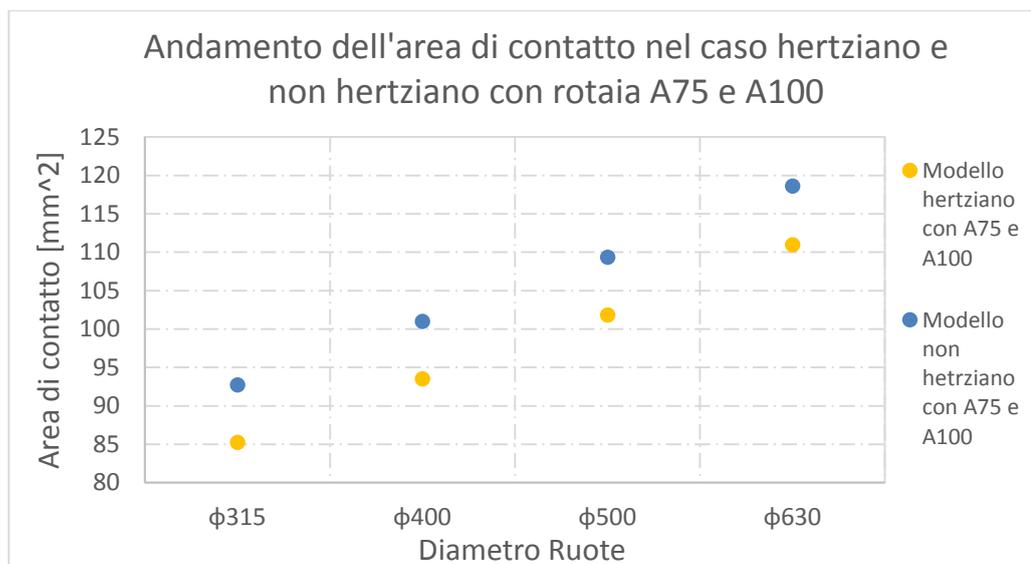


Figura 6.10: andamento dell'area di contatto nel caso hertziano e non hertziano con rotaia A75 e A100.

Il modello hertziano, pertanto, sottostima le dimensioni dell'area di contatto; si avrà un'area di contatto maggiore con il metodo non hertziano. Questo è giustificabile dal fatto che l'area, per via della presenza delle forze tangenziali, tende a subire uno stretch in direzione longitudinale che tende ad allungarla. Le azioni tangenziali agiscono anche in direzione laterale e quindi l'area di contatto crescerà anche lungo questa direzione. Inoltre la forma dell'area di contatto

sarà più ellittica, ma il software approssima la forma irregolare a quella di una ellisse equivalente; per tutte queste ragioni è giusto che con il metodo non hertziano i risultati siano maggiori.

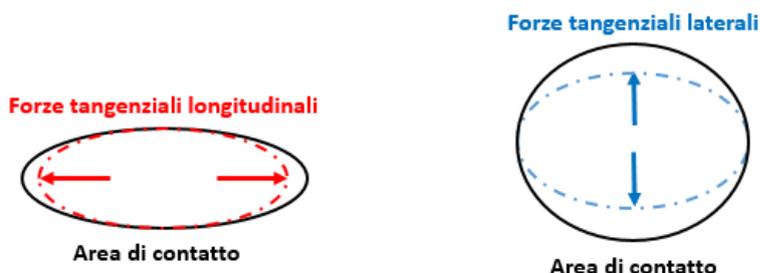


Figura 6.11: forze tangenziali agenti sull'area di contatto.

Analogamente a prima, si rappresentano i valori del rapporto tra i due semi-assi stimati attraverso un metodo hertziano e non hertziano.

Metodo hertziano	
Ruote	a/b
φ200	0.396
φ250	0.456
φ315	0.534
φ400	0.629
φ500	0.721
φ630	0.797

Metodo hertziano	
Ruote	Area [mm ²]
φ315	85.26
φ400	93.52
φ500	101.85
φ630	110.96

Tabella 6.6: risultati del rapporto a/b con il metodo hertziano.

Metodo non hertziano	
Ruote	a/b
φ200	0.500
φ250	0.559
φ315	0.627
φ400	0.707
φ500	0.791
φ630	0.887

Metodo hertziano	
Ruote	a/b
φ315	0.458
φ400	0.540
φ500	0.629
φ630	0.723

Tabella 6.7: risultati del rapporto a/b con il metodo non hertziano.

L'andamento è raffigurato in Figura 6.12 e 6.13.

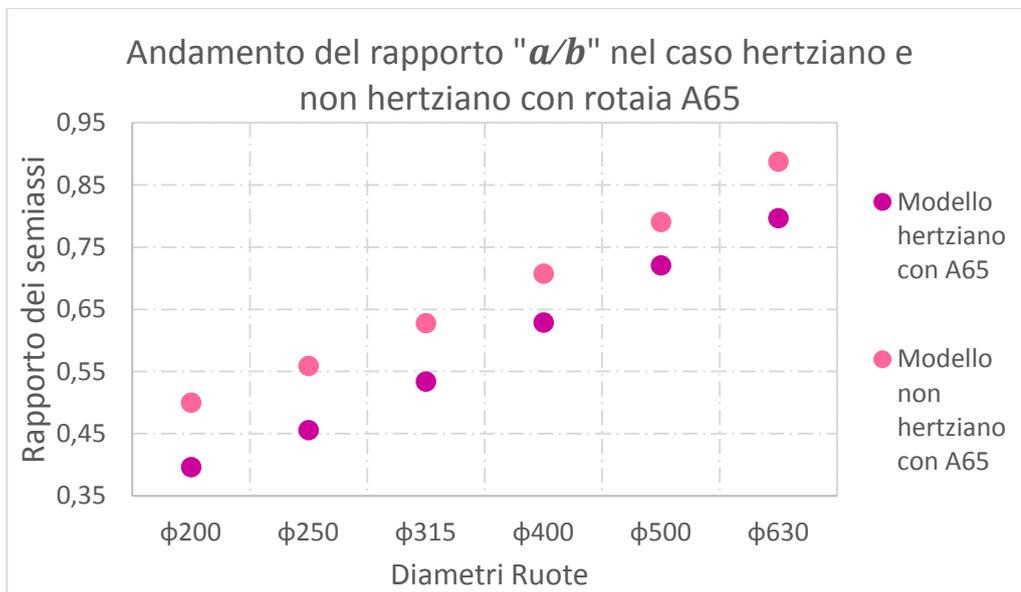


Figura 6.12: andamento del rapporto a/b in funzione del diametro delle ruote con rotaia A65.

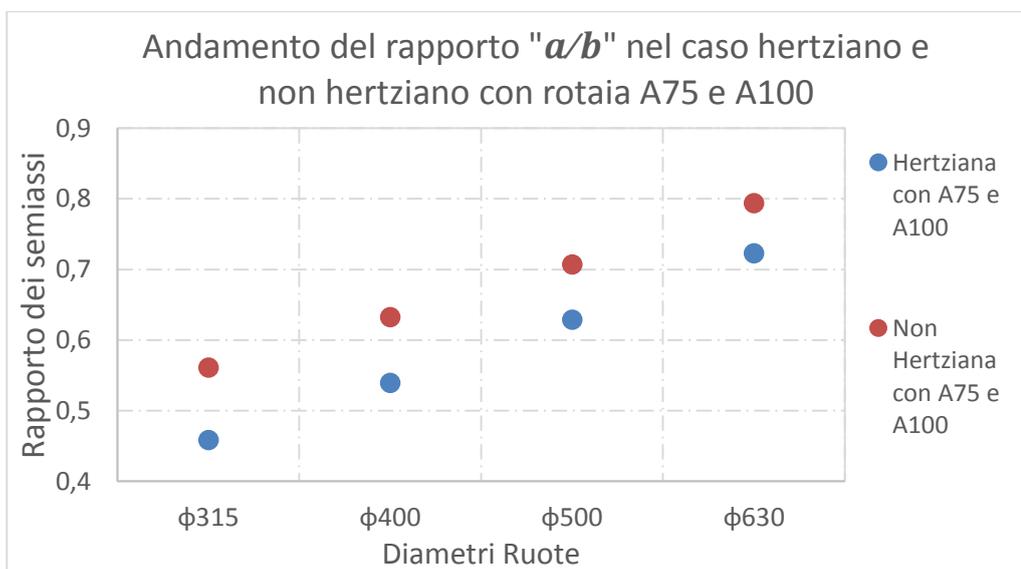


Figura 6.13: andamento del rapporto a/b in funzione del diametro delle ruote con rotaia A75 e A100.

Nuovamente il modello hertziano sottostima il rapporto tra i due semi-assi.

Calcolando la differenza percentuale tra i due modelli, si può verificare che l'errore di stima diminuisce procedendo da ruote di diametro più piccolo, fino a quelle di diametro più grande.

Differenza % dell'area nel modello hertziano e non hertziano		Differenza % del rapporto a/b nel modello hertziano e non hertziano	
200-85	-8.94%	200-85	-20.73%
250-85	-8.08%	250-85	-18.44%
315-85	-7.43%	315-85	-14.94%
315-95	-8.05%	315-95	-18.35%
400-85	-6.87%	400-85	-11.07%
400-95	-7.39%	400-95	-14.69%
400-120	-7.39%	400-120	-14.69%
500-85	-6.48%	500-85	-8.84%
500-95	-6.87%	500-95	-11.07%
500-120	-6.87%	500-120	-11.07%
630-85	-6.26%	630-85	-10.22%
630-95	-6.46%	630-95	-8.90%
630-120	-6.46%	630-120	-8.90%

Tabella 6.8: differenza percentuale dell'area e del rapporto a/b tra il modello hertziano e non hertziano.

La differenza percentuale dell'area è circa pari al -9% per la ruota di diametro 200mm fino a raggiungere una percentuale di circa -6.5% nel caso di ruota di diametro 630mm. Ovvero la differenza percentuale diminuisce all'aumentare del raggio di ruota, questo perché i calcoli sono stati fatti a parità di coppia. Pertanto, a parità di coppia, se la ruota è piccola ho forze tangenziali più grandi, che mi provocano deformazioni dell'area di contatto maggiori, con conseguente aumento delle dimensioni.

Analogamente, per il rapporto dei semiassi si ha un iniziale errore percentuale del -20%, fino a raggiungere un valore di circa il -9%.

6.4 L'incidenza della curvatura trasversale delle ruota sulla pressione di contatto

Un ulteriore esempio applicativo effettuato tramite la routine implementata su Matlab riguarda le curvature su cui intervenire per migliorare la pressione di contatto. Come già detto, solo due di queste risultano diverse da zero.

Si è deciso, quindi di inserire la curvatura trasversale della ruota diversa da zero, per vedere quanto questa incidesse sui risultati di pressione.

Ruota 250-85		Ruota 250-85	
P_{max} [MPa]	1649.4	P_{max} [MPa]	2018.8
ρ_{x1} [mm ⁻¹]	0.008	ρ_{x1} [mm ⁻¹]	0.08
ρ_{x2} [mm ⁻¹]	0	ρ_{x2} [mm ⁻¹]	0
ρ_{y1} [mm ⁻¹]	0	ρ_{y1} [mm ⁻¹]	0.0025
ρ_{y2} [mm ⁻¹]	0.0025	ρ_{y2} [mm ⁻¹]	0.0025
Area [mm ²]	73.1997	Area [mm ²]	59.8061
a/b	0.4559	a/b	0.7206
a [mm]	3.2592	a [mm]	3.7037
b [mm]	7.1492	b [mm]	5.14

Tabella 6.9: risultati per ruota da 250-85 tramite Simpack (sinistra) e con le curvature modificate (destra).

Dai risultati si evince, che non è conveniente apportare questa verifica. Infatti la pressione hertziana tende ad aumentare. Il raggio di curvatura assume già il valore più grande possibile; è infatti tendente ad infinito. Le ruote dei carriponte hanno quindi una configurazione diversa dalle ruote utilizzate in ambito ferroviario, le quali presentano invece una curvatura trasversale.

Per le ruote ferroviarie è necessaria questa configurazione, perché è importante assicurare costantemente una continuità del punto di contatto, in modo che questo si sposti in maniera continua e non discreta e poi perché in questo modo si evita lo slittamento della ruota interna per via dell'effetto differenziale in curva.

Pertanto, cambiare il profilo della ruota mi assicurerebbe una usura migliore, grazie ad una migliore continuità del punto di contatto, ma provoca pressioni più alte.

Una idea potrebbe essere quella di dare una curvatura trasversale negativa, la quale migliorerebbe ulteriormente le condizioni di pressione, ma ciò comporterebbe un contatto conforme con vibrazioni enormi.

6.5 Un esempio applicativo per la ruota 250-85

Durante il dimensionamento dei gruppi ruota effettuato presso la Cerrato srl si è fatto in modo di lasciare un gioco minimo, tra la flangia delle ruote e il fungo della rotaia, che varia solitamente tra i 10-15 mm complessivi per il carrello e tra i 15-25 mm per il ponte. Si vuole evitare, infatti, che la zona di contatto tra i due componenti avvenga tra il bordino della ruota e la zona laterale della rotaia, in quanto creerebbe inconvenienti gravi ed una usura più accentuata.

Attraverso il software di simulazione Simpack è stato possibile valutare le pressioni che entrano in gioco in una condizione di questo tipo.

Nel carroponete sono state inserite delle ruote con diametro di 250 mm, aventi gola di 85 mm accoppiate con delle rotaie burback A75; il gioco minimo sarà pertanto pari a 10 mm, sotto la soglia minima che occorre rispettare.

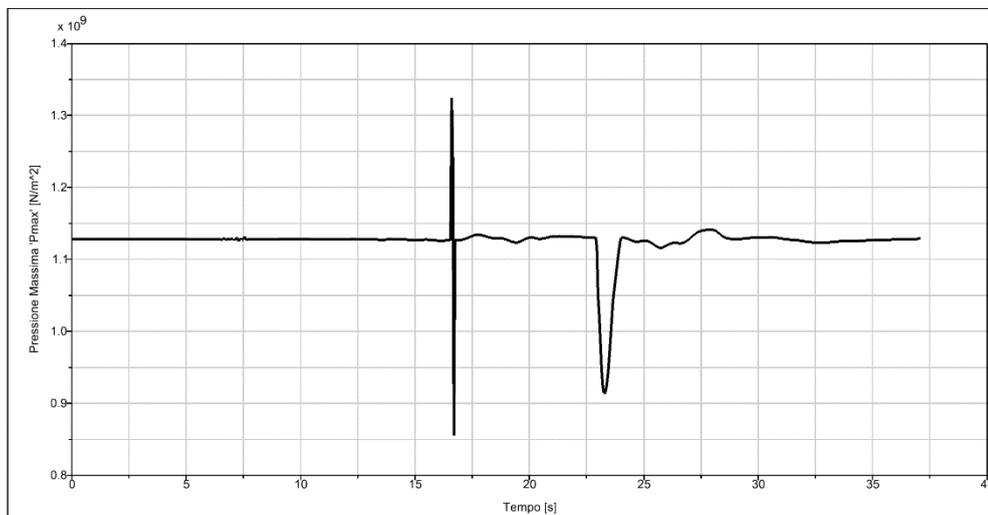


Figura 6.14: picco della pressione massima in corrispondenza del secondo punto di contatto.

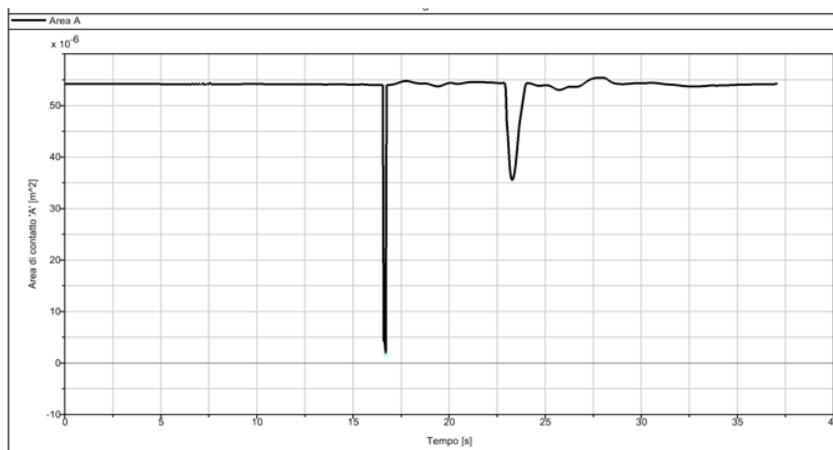


Figura 6.15: picco dell'area di contatto in caso di contatto tra la flangia della ruota e la rotaia.

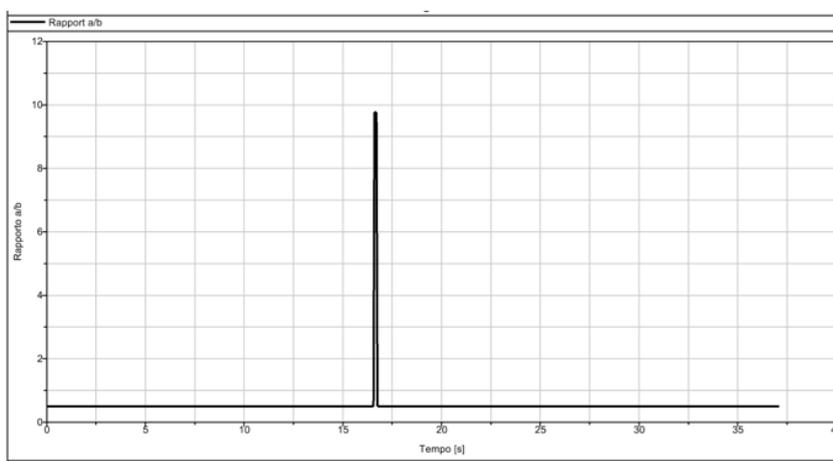


Figura 6.16: andamento del rapporto a/b durante il contatto tra flangia della ruota e rotaia.

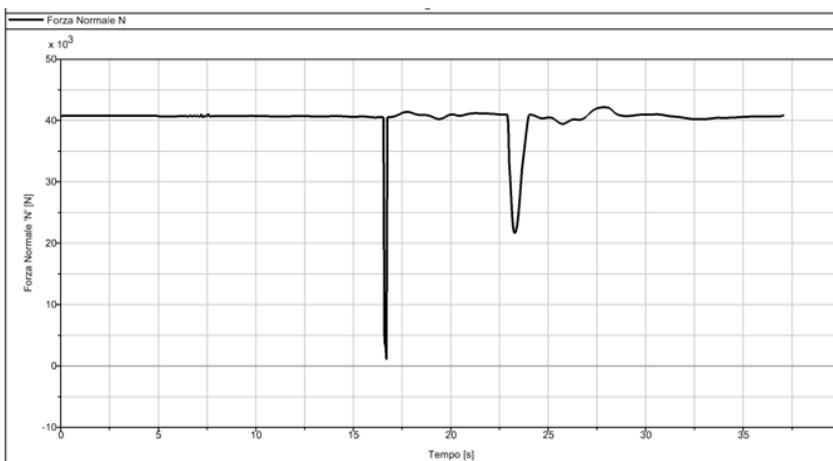


Figura 6.17: andamento della forza normale durante il contatto tra flangia della ruota e la rotaia.

È evidente dalle immagini che l'andamento della pressione massima, del carico normale e dell'area è diverso da quello mostrato in precedenza nelle figure 6.1, 6.2, 6.3, 6.4.

La pressione diventa altissima in corrispondenza del punto di contatto tra rotaia e flangia. Questo è dovuto al fatto le curvature cambiano, il contatto è come se avvenisse in una zona in cui si hanno due curvature tendenti all'infinito, diverso da quanto si ha invece tra la gola della ruota e il fungo della rotaia. La pressione diventa discontinua, con un passaggio repentino da un valore ad un altro; non si ha più continuità del punto di contatto, è questo il problema peggiore che si riscontra. Inoltre vediamo che in corrispondenza del picco di pressione, il carico normale raggiunge quasi il valore zero; questo è una ulteriore conferma del fatto non si ha più il contatto tra la gola della ruota e il fungo della rotaia, ma vi sarà un nuovo punto di contatto, in corrispondenza della flangia. È in questo punto che si eserciterà un nuovo carico normale che presenterà il suo picco.

6.6 Coefficienti di sicurezze nella verifica strutturale

Un ulteriore controllo da fare riguarda il carico agente. È necessario verificare che il carico ottenuto dal modello multi-body sia sempre più piccolo del carico massimo calcolato staticamente attraverso le normative. In particolare, va verificato per la ruota più sollecitata, perché la più pericolosa. Se così non fosse sarebbe opportuno intervenire su:

- La portata da movimentare: riducendola;
- Il raggio delle ruote: aumentandolo;
- La velocità di avanzamento: abbassandola;
- Le irregolarità impostate: diminuendole.

Infatti mentre la pressione massima agisce sull'usura, il carico massimo incide sulla vita di cuscinetto, albero e tutti gli altri elementi del gruppo ruota.

Quindi, data una portata nominale, bisogna garantire che la norma fornisca sempre un carico di dimensionamento massimo superiore a quello che si inserisce di portata. I coefficienti di sicurezza da valutare sono:

$$\frac{N_{max,norma}}{N_{preload}} = C \cdot S_1 \quad (6.2)$$

$$\frac{N_{max,norma}}{N_{max,multi-body}} = C \cdot S_2 \quad (6.3)$$

Infine, l'ultimo indice calcolato, mostra quanto le irregolarità aumentano il carico. Quanto sono incisivi sull'aumento della forza normale. In formula:

$$\frac{N_{max, multi-body}}{\bar{N}} \tag{6.4}$$

Dove:

$N_{max, norma}$: è il carico calcolato dal dimensionamento statico;

$N_{preload}$: è il carico nominale, che non tiene conto delle irregolarità;

$N_{max, multi-body}$: è il carico massimo per la ruota più pericolosa.

\bar{N} : è il carico medio, estratto sempre dal modello multi-body.

Carichi agenti sulle ruote				
Combinazioni ruote	N_{medio} [N]	$N_{max, normativa}$ [N]	$N_{max, multi-body}$ [N]	$N_{preload}$ [N]
200-85	80226.9	64400	80423.1	80231.5
250-85	80228.8	85400	80491	80231.5
315-85	80235.5	112500	80560.9	80231.5
315-95	80235.2	125200	80563.7	80231.5
400-85	80243	147600	80626.5	80231.5
400-95	80244	164300	80628.4	80231.5
400-120	80244	222800	80628.4	80231.5
500-85	80248.4	190400	80832.3	80231.5
500-95	80249.3	211900	80831.1	80231.5
500-120	80249.3	287300	80831.1	80231.5
630-85	80252.1	247300	81004.4	80231.5
630-95	80252.2	275300	81012.4	80231.5
630-120	80252.2	373200	81012.4	80231.5

Tabella 6.10: valori dei carichi agenti sulle ruote più pericolose di tutte le combinazioni.

COEFFICIENTI DI SICUREZZA		
$N_{\max, \text{norma}} / N_{\max, \text{multi-body}}$	$N_{\max, \text{multibody}} / N_{\text{medio}}$	$N_{\max, \text{norma}} / N_{\text{preload}}$
0.801	1.002	0.803
1.061	1.003	1.064
1.396	1.004	1.402
1.554	1.004	1.560
1.831	1.005	1.840
2.038	1.005	2.048
2.763	1.005	2.777
2.355	1.007	2.373
2.622	1.007	2.641
3.554	1.007	3.581
3.053	1.009	3.082
3.398	1.009	3.431
4.607	1.009	4.652

Tabella 6.11: indici per la verifica strutturale.

Dai risultati si evince che solo adoperando la ruota di diametro 200 mm, non si assicura un coefficiente di sicurezza maggiore di 1. Dalla soluzione con la ruota da 250 mm fino a quella da 630mm invece si avranno coefficienti di sicurezza sempre superiori o uguali all'unità.

Mentre l'indice dei picchi rivela un contributo minuto da parte delle irregolarità.

6.7 Usura

Le ruote sono soggette a diverse tipologie di danneggiamento, uno che deriva dai carichi e l'altro dall'usura; quest'ultima è importante perché modifica la geometria e i profili delle ruote e delle rotaie.

L'usura è stata vista semplicemente in maniera qualitativa. In particolar modo si vedremo il volume del materiale asportato sulle ruote in condizione di carico decentrato:

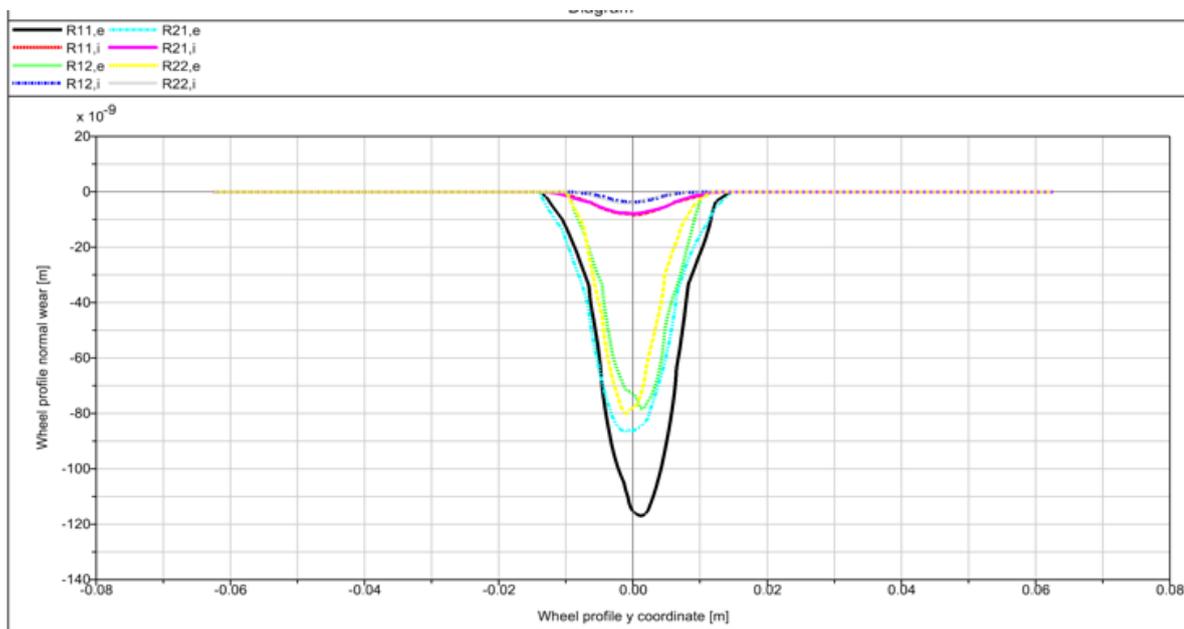


Figura 6.18: volume di materiale asportato per ciascuna ruota in condizione di carico spostato.

Il volume asportato sarà in corrispondenza del punto centrale di contatto e avrà una larghezza che è più o meno pari alla larghezza dell'area di contatto. Come ci si attendeva, il volume di materiale più elevato è in corrispondenza della ruota più sollecitata 'R11, e', è evidenziata con il colore nero in Figura 6.18.

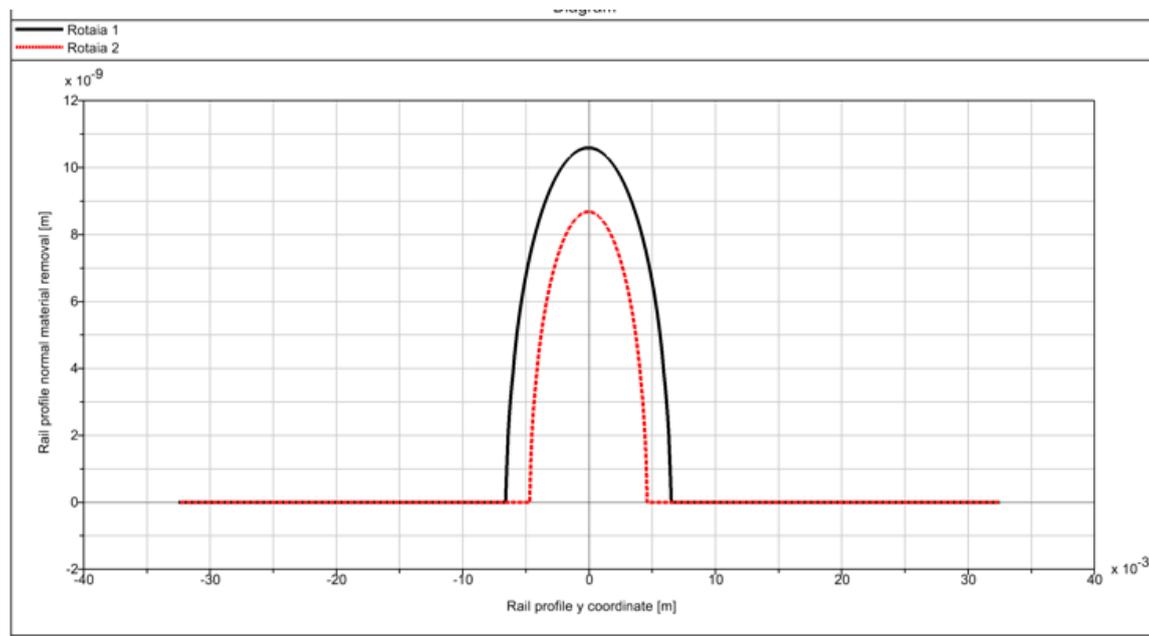


Figura 6.19: volume di materiale asportato per ciascuna rotaia in condizione di carico spostato.

Analogamente possiamo vedere il volume del materiale asportato per entrambe le rotaie in condizione di carico decentrato in Figura 6.19.

Nuovamente i risultati rispettano il caso reale. Essendo il carico spostato sul lato destro, la rotaia 1 che è quella che sostiene le ruote più sollecitate è anche quella che in figura presenta un volume asportato maggiore.

Tuttavia i risultati non sono propriamente corretti in quanto il software distribuisce l'usura della rotaia in maniera uniforme lungo tutto il tracciato, procedendo con un calcolo dell'usura media. Di conseguenza i valori dovrebbero essere più alti in corrispondenza di alcune tratte (di accelerazione e frenata) e quasi nulli in corrispondenza delle tratte a velocità costante.

Un ulteriore parametro che è stato diagrammato è il wear number (figura 6.20).

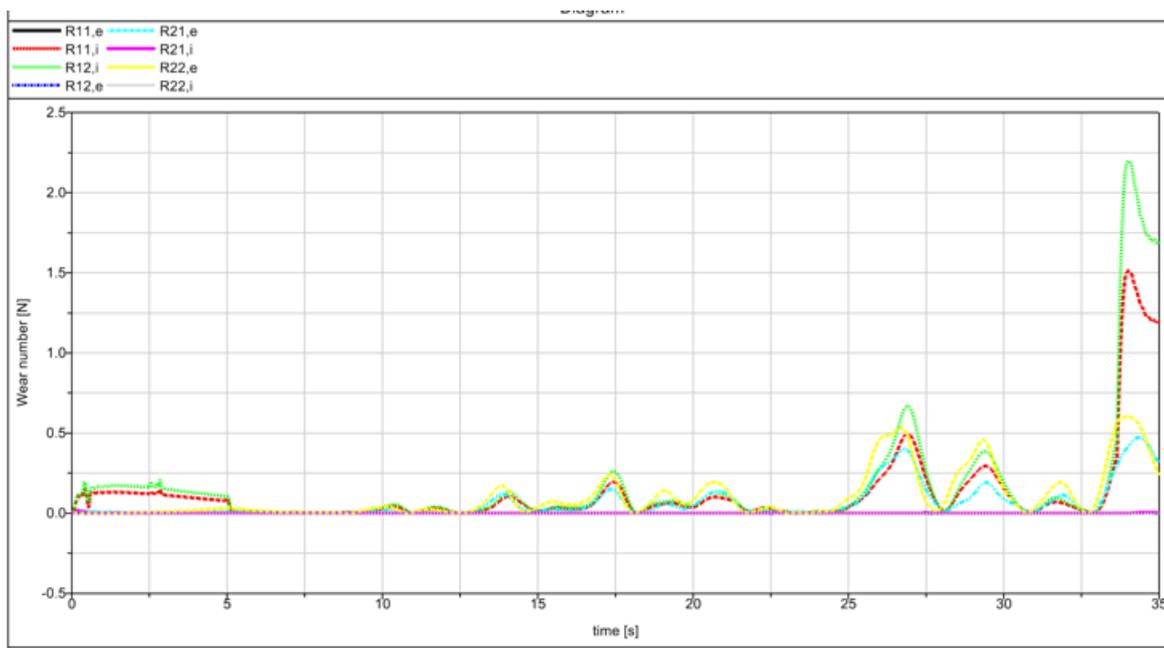


Figura 6.20: wear number per ciascuna ruota in corrispondenza di un carico spostato.

Il wear number indica quanta usura c'è e solitamente è elevato dove si hanno irregolarità importanti o fenomeni di trazione e frenata, cioè dove ho azioni tangenziali. Tuttavia nel caso dei carriponte non si hanno dei valori di wear number grandi perché le velocità sono ridotte.

Conclusioni

Nel seguente lavoro di tesi ci si è posti come obiettivo iniziale quello di dimensionare dei gruppi ruota con supporto a squadra, che permettessero alla Cerrato srl di offrire soluzioni ottimizzate in grado di ricoprire quasi tutte le casistiche che il cliente può ricercare. Lo studio è stato eseguito rispettando scrupolosamente le normative vigenti e cercando di ridurre al minimo le soluzioni prevedibili con le quali soddisfare la maggior parte delle richieste. A tal proposito si è fatto in modo che:

- Ogni ruota potesse percorrere rotaie di diverse dimensioni, adatte sia per il carrello che per il ponte;
- Ruote con stesso diametro ma differente gola venissero calettate su un stesso albero, con stessi cuscinetti, supporti e accessori vari; evitando di costruire un gruppo ruota diverso per differenti valori di gola o di rotaia da percorrere;
- Ogni gruppo ruota venisse verificato per un intervallo di velocità molto grande (da 31.5 m/min a 125 m/min) e per classi differenti (da M_3 a M_8).

In seconda battuta, grazie al modello di un carro ponte fornito dall'azienda, è stato possibile creare un modello multi-body sul software Simpack. L'obiettivo in questa parte è stato quello di realizzare un modello che rispecchiasse il veicolo originale, che fosse in grado di simulare in maniera corretta il comportamento reale del carro ponte, operando ovviamente le opportune semplificazioni. In questa fase è stato importante stabilire i componenti da inserire, con i vincoli adatti a simulare le giuste azioni e gli elementi forza da decidere. Fondamentale è stato implementare il tipo di controllo, attraverso l'introduzione di funzioni di coppia che riproducessero il controllo in velocità delle ruote anteriori e il controllo in posizione delle ruote posteriori. Altro aspetto considerevole è stato l'inserimento delle irregolarità che potessero rendere ancora più reale la movimentazione del carico, offrendo la possibilità di far intervenire l'aspetto dinamico nel comportamento del carro ponte. Infine, l'utilizzo del modulo Wear per la valutazione dell'usura sia nelle ruote che nelle rotaie e lo studio della legge di Archard con la quale si può stabilire il regime di usura.

Nell'ultima parte della tesi ci si è concentrati sull'analisi tensionale.

Attraverso Matlab sono stati ricostruiti i profili di diverse ruote, dalla ruota di diametro 200mm fino ad una ruota di diametro 630mm, accoppiabili con differenti tipi di rotaia (A65, A75, A100).

Dopo aver implementato i profili sul modello è stato possibile effettuare una serie di simulazioni per stabilire l'andamento della pressione di contatto in funzione dei diversi diametri di ruota e dei diversi profili di rotaia e al variare dalla posizione del carico.

Dai risultati si ottiene che:

- All'aumentare del diametro della ruota vi è una graduale decrescita della pressione di contatto;
- Al diminuire del raggio di testa della rotaia vi è un aumento della pressione di contatto;
- La larghezza della rotaia non incide invece sui valori di pressione.

Per quanto riguarda il posizionamento del carico, si avrà che un carico centrale determina una distribuzione più uniforme dei carichi e quindi dell'usura, essendo le ruote sollecitate in maniera simile. Viceversa un carico spostato determina un'usura meno uniforme e carichi distribuiti non equamente.

È stato, poi, operato un confronto tra la dimensione dell'area determinata con un modello hertziano e un modello non hertziano. Nel primo caso è stata utilizzata una routine su matlab, nel secondo caso sono state utilizzate le simulazioni in Simpack.

Dai risultati si evince:

- I modelli hertziani sottostimano l'area di contatto in quanto non considerano l'azione delle forze tangenziali;
- Per ruote di diametro minore la differenza percentuale è più grande. Ragionando a parità di coppia, ruote più piccole hanno forze tangenziali maggiori e quindi una maggiore deformazione dell'area.

Per ultimo sono stati valutati dei coefficienti di sicurezza per assicurarci che il carico agente su ciascuna ruota, in entrambe le condizioni di carico, fosse sempre più piccolo del carico massimo supportabile dalla singola ruota calcolato staticamente nella prima parte della tesi.

La trattazione si conclude con l'analisi qualitativa dell'usura, mostrando il volume asportato per ogni ruota e rotaia e l'indice wear number.

Bibliografia

- [1] A.Monte, Elementi di impianti industriali, vol. 1, IV^a edizione, 2003.
- [2] Official site of Simpack, <http://www.simpack.com>. [Online].
- [3] Normativa FEM 1.001 edizione 3.
- [4] Bosso, N., De Pasquale, G., Somà, A. & Zampieri, N. 2016, Design and Control of a Sensorized Trolley for the Measurement of Industrial Craneways, Measurement and Control (United Kingdom), vol. 49, no. 10, pp.307-316.
- [5] G.W.Stachowiak A.W.Batchelor, Engineering tribology, Elsevier applied science publishers, Londra e New York; pp 2-6.
- [6] M. Boniardi, F. D'Errico, F. Micari, Il problema dell'usura negli organi meccanici, Politecnico di Milano.
- [7] D.Dowson, History of tribology, Longman, 1979.
- [8] P.J. Blau: Rolling Contact Wear Friction, Lubrication, and Wear, vol. 18, ASM Handbook, ASM International, 1992.
- [9] R. Tria, Simulazione dell'usura di ruote ferroviarie mediante codice multibody: valutazione dell'influenza dell'alleggerimento delle masse non sospese, Politecnico di Torino.
- [10] J.C. Wickhart, Method and apparatus for performing overhead crane rail alignment surveys, US-Patent, 7.428.781 B2, 30 September 2008.
- [11] E.E. Vernon, M.E. Stevenson, J.L. McDougall, Premature failure of steel gantry crane wheels, Journal of Failure Analysis and Prevention, 4(5), 16-18, 2004.
- [12] S. Iwnicki, S. Bjorklund and R. Enblom, wheel rail contact mechanics, Manchester Metropolitan University, UK e Royal Institute of Technology, Sweden.
- [13] F.Braghin, S. Bruni and R. Lewis Railway wheel wear, Politecnico di Milano, Italy and University of Sheffield, UK.
- [14] Lewis R., Olofsson U., Basic tribology of the wheel-rail contact,
- [15] J.T.Burwell, Survey of possible wear mechanism
- [16] G.W.Stachowiak, A.W.Batchelor, Engineering tribology
- [17] J.F. Archard, Contact and rubbing of flat surfaces, Journal of Applied Physics, vol. 24, pp. 981-988, 1953.

- [18] T. Jendel, Prediction of wheel profile wear—comparisons with field, *Wear*, vol. 253, pp. 89-99, 2002.
- [19] T. Telliskivi e U. Olofsson, Wheel–rail wear simulation, *Wear*, vol. 257, p. 1145–1153, 2004.
- [20] R. L. R. D.-J. A. Ward, Incorporating a railway wheel wear model into multibody simulations of wheelset dynamics, Lyon, 2002
- [21] F. Braghin, R. Lewis, R. S. Dwyer-Joyce e S. Bruni, A mathematical model to predict railway wheel profile evolution due to wear, *Wear*, vol. 261, p. 1253–1264, 2006.
- [22] C. J. D. T. E. Croft, Modelling the effect of rail dampers on wheel-rail interaction forces and rail roughness growth rates, *Journal of Sound and Vibration*, vol. 323, pp. 17-23, 2009.

Ringraziamenti

Il ringraziamento più grande lo devo ai miei genitori, che mi hanno accompagnato in un lungo percorso di 5 anni, tendendomi sempre la mano nei momenti di maggiore difficoltà, motivandomi con il giusto sostegno e consentendomi di vivere un'esperienza imparagonabile. Insieme a loro anche le mie nonne e tutti i miei parenti che, nonostante la distanza, mi hanno fatto sentire il loro supporto in ogni momento.

Un grazie speciale va a mia sorella Lucia e a mio fratello Luca che da sempre sono i miei compagni di avventura. A Lucia che è sempre stata la mia spalla e la mano che mi sorreggeva. Insieme a lei ho condiviso i pianti isterici pre-esame, ma soprattutto i sorrisi sinceri, le risate infinite e le chiamate interminabili. A mio fratello che è stato sempre la mia guida, i passi davanti ai miei e la 'spinta' quando non la trovavo.

Un ringraziamento particolare va alla mia coinquilina Sonia e a tutti i miei amici. A quelli 'torinesi' che sono stati i migliori compagni di viaggio per questo percorso intrapreso; sono diventati genitori, fratelli, sorelle, famiglia e casa.

E a quelli 'di sempre', che rappresentano in pieno la frase 'vicini anche se lontani'. Nonostante i tanti chilometri che ci separavano hanno avuto la volontà e la premura di stare al mio fianco passo dopo passo.

Grazie a Luca, che mi ha aiutata ad affrontare ogni mia difficoltà, a saper gestire la mia ansia e le mie preoccupazioni che spesso prendevano il sopravvento, che ha vissuto insieme a me tutti i miei 'giorni prima dell'esame' e la felicità che mi regalavano i successi conseguiti.

Un grazie immenso anche al fantastico gruppo 'Cerrato' che mi ha permesso di vivere un'esperienza che mi ha insegnato tanto; sono cresciuta dal punto di vista personale e lavorativo, grazie alle persone stupende e insostituibili che ho conosciuto.

Un ringraziamento ai miei relatori, Prof. Somà e Ing. Zampieri, per la professionalità con cui mi hanno seguito nell'atto finale del mio percorso di studi.

L'ultimo ringraziamento va ad i miei 'angeli custodi' che, nonostante non possano essere qui con me in questo giorno speciale, resteranno sempre le prime persone con cui condividere la mia gioia.