

POLITECNICO DI TORINO

Corso di laurea in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

Simulazione dell'usura di ruote ferroviarie mediante codice multibody: valutazione dell'influenza dell'alleggerimento delle masse non sospese



Relatori Accademici:

Prof. Antonio Gugliotta

Prof. Nicola Bosso

Ing. Nicolò Zampieri

Tutor Aziendale:

Pierangelo Farina

Candidato:

Roberto Tria

Aprile 2018

1. Introduzione	1
1.1. Obiettivo del lavoro di tesi	2
1.2. Struttura della tesi	3
2. Stato dell'arte del sistema ferroviario	5
2.1. Introduzione	5
2.2. Rodiggio	5
2.2.1. Sala montata	6
2.2.2. Sala o assile	7
2.2.3. Ruota	10
2.2.3.1. <i>Il profilo ORE S 1002</i>	15
2.3. Stato dell'arte sull'usura ferroviaria	20
2.3.1. Usura della rotaia	20
2.3.2. Usura della ruota	21
2.3.3. Iterazione ruota-rotaia	22
3. Studio dell'usura in campo ferroviario	25
3.1. Introduzione	25
3.2. Il problema del contatto ruota-rotaia: l'usura	25
3.2.1. Problema normale	27
3.2.2. Problema tangenziale	28
3.3. Modelli per il calcolo dell'usura	29
3.3.1. Modello di usura di Archad	30
3.3.2. Modello di usura proporzionale all'energia dissipata per attrito	31
3.3.3. Modello d'usura basato sull'indice d'usura TyA	32
4. Simulazione della dinamica di veicoli ferroviari con metodi numerici	35
4.1. Simulazione multibody	35
4.1.1. Modellazione multibody	37

4.2.	Analisi del software di simulazione multibody Simpack	38
4.2.1.	Modalità di analisi	39
4.2.2.	Struttura del programma	39
4.2.3.	Pre-processing (Model Set-up)	40
4.2.4.	Dal modello alla simulazione	40
4.2.5.	Modalità di analisi	41
4.2.6.	Post-processor	42
5.	Descrizione del veicolo di riferimento e modello multibody	44
5.1.	Descrizione del veicolo di riferimento	44
5.2.	Modellazione numerica dell'automotrice ALn 663	45
5.2.1.	Sala portante e sala motrice	46
5.2.2.	Boccola	49
5.2.3.	Sospensioni primarie	52
5.2.4.	Telaio carrello	54
5.2.5.	Ammortizzatori verticali e ammortizzatori laterali	57
5.2.6.	Sospensioni secondarie	58
5.2.7.	Tamponi	60
5.2.8.	Trave oscillante	61
5.2.9.	Ralla	62
5.2.10.	Cassa	63
6.	Caso di riferimento: linea Aosta-Prè Saint Didier	64
6.1.	Introduzione	64
6.2.	Caratteristiche del tracciato	65
6.3.	Modellazione del tracciato mediante Simpack	66
6.3.1.	Piano orizzontale	66
6.3.2.	Piano verticale	67
6.3.3.	Sopraelevazione	68
6.3.4.	Simulazione dell'allargamento e si scartamento in curva	69
6.4.	Modellazione della rotaia	70
7.	Modello di usura Simpack e automatizzazione del processo	72

7.1.	Introduzione	72
7.2.	La valutazione dell'usura in Simpack	72
7.2.1.	Legge di Krause/Poll	72
7.2.2.	Legge di Archard	73
7.3.	Script per l'automatizzazione delle simulazioni	75
7.3.1.	Differenziazione tra il tracciato di andata e di ritorno	76
7.3.2.	Nomenclatura sala e ruote	77
7.3.3.	Definizione dello Script	81
8.	Risultati e analisi di sensibilità	85
8.1.	Introduzione	85
8.2.	Indici per la valutazione dell'usura	85
8.3.	Analisi dei profili usurati	88
8.3.1.	Confronto effetto moltiplicatore	89
8.3.2.	Confronto Archard e Krause/Poll	103
8.3.3.	Effetto alleggerimento delle masse non sospese	112
9.	Conclusioni e sviluppi futuri	121
9.1.	Conclusioni	121
9.2.	Sviluppi futuri	122
	Allegato	124
	Bibliografia	128
	Ringraziamenti	132

1. Introduzione

Uno degli argomenti che ancora oggi è considerato tra i più importanti e interessanti aspetti ferroviari è sicuramente il contatto ruota-rotaia. L'iterazione tra i due elementi svolge un ruolo fondamentale per quanto riguarda la sicurezza dei treni e la manutenzione delle infrastrutture e per questo motivo molti autori hanno trattato questo argomento in letteratura per anni. Alcuni aspetti di grande importanza, ancora oggi analizzati con crescente interesse, sono la modellazione di contatto ruota-rotaia per scopi di simulazione dinamica, la stima dell'usura della ruota e della guida e l'ottimizzazione della ruota e della rotaia per migliorare la dinamica di marcia e la resistenza all'usura del contatto tra le superfici.

L'usura dovuta all'iterazione ruota-rotaia tende a modificare la geometria delle ruote e rotaie con importanti conseguenze economiche e di sicurezza. Infatti, profili usurati di ruote e rotaie portano generalmente ad una diminuzione della qualità del servizio ferroviario. A causa dell'usura possono crearsi vibrazioni, sollecitazioni non prevedibili e moti parassiti i quali portano ad un più rapido consumo di tutte le parti meccaniche come i motori di trazione, le sospensioni primaria e secondaria e gli organi accessori delle carrozze e ciò, ovviamente, comporta una diminuzione della sicurezza e del comfort del carico trasportato, sia passeggeri che merci. Inoltre, il mutuo rotolamento ruota-rotaia fa sì che anche la rotaia subisce pesanti danni a causa del passaggio di profili usurati. Ciò implica una maggior diminuzione di comfort e di sicurezza per il trasporto ferroviario.

Per evitare queste conseguenze, vengono effettuati periodicamente interventi di manutenzione sulle geometrie modificate di ruote e rotaie. Infatti, dopo aver coperto un certo chilometraggio, le ruote di un veicolo devono essere controllate per decidere se il profilo originale deve essere ristabilito sulla ruota usurata mediante tornitura. Poiché la ritornitura può essere effettuata solo un paio di volte prima della fine della vita delle ruote e tenendo in considerazione che l'operazione è onerosa sia nel senso economico che in termini di disponibilità del veicolo, è chiaramente vantaggioso ridurre la sua frequenza.

Tenendo in considerazione quanto affermato finora, la corretta previsione del tasso di usura, in campo ferroviario, utilizzando strumenti software affidabili può essere molto importante *in primis* nella pianificazione degli interventi di manutenzione delle ruote e anche nella riduzione dei costi complessivi.

Tuttavia, nello sviluppo di un modello di usura accurato, uno dei più critici aspetti è la disponibilità di risultati sperimentali, poiché la raccolta di dati di solito richiede almeno qualche mese con i relativi costi economici. Infatti, oltre all'organizzazione generale e costi

tecniche, le misurazioni sperimentali devono essere effettuate su treni che sono in servizio e periodicamente il loro servizio deve essere interrotto per l'acquisizione dei dati, con notevoli costi indotti. Inoltre, i dati raccolti devono essere opportunamente organizzati per correlare tutti i principali fattori influenti (caratteristiche del veicolo, tracce, condizioni ferroviarie, ecc.) all'evoluzione dell'usura. In altre parole, il percorso del veicolo deve essere esattamente conosciuto e ovviamente i dati misurati dovrebbero essere espressi in funzione del chilometraggio.

Se non è possibile effettuare misure sperimentali on line, il problema può essere superato effettuando prove sperimentali su un banco di prova in scala, come descritto in [1] o per mezzo di simulazioni multibody [2].

1.1. Obiettivo del lavoro di tesi

Il seguente lavoro di tesi è stato svolto in collaborazione con la Blue Engineering e si occupa della valutazione dell'usura sulle ruote dell'automotrice ALn 663 lungo la linea Aosta-Prè Saint Didier. Tale linea era stata oggetto di analisi per le sue caratteristiche di tracciato abbastanza aggressive riconducibili all'elevata tortuosità.

Per quanto riguarda la metodologia adottata, che sarà descritta in grande dettaglio nella tesi, è stato sviluppato un modello multibody dell'automotrice tramite il software Simpack e valutata l'usura mediante l'utilizzo del modulo Wheel Profile Wear. Questo tipo di analisi permette di effettuare un controllo relativo e non assoluto sui risultati ottenuti in quanto risulta impossibile poter stimare con precisione quale sarà il volume di profilo usurato, poiché questo dipenderà da molti fattori esterni i quali non possono essere controllati simultaneamente durante una simulazione multibody (come il coefficiente di adesione, le irregolarità del tracciato, l'effetto dell'ungi-bordo, ecc.).

L'obiettivo principale delle simulazioni numeriche effettuate in ambiente Simpack è stato quello di avere un simulatore che ci permetta di comprendere l'effetto della dinamica del veicolo sull'usura del profilo, quindi, ci permetta di ottimizzare i parametri del veicolo al fine di ridurre il più possibile l'usura. In particolare, in questo lavoro di tesi, ci siamo concentrati nel valutare l'influenza dell'alleggerimento delle masse non sospese sull'usura delle ruote. Tale alleggerimento è stato effettuato sulle sale, con una riduzione del 50% rispetto al peso iniziale ottenibile in progettazione mediante l'impiego di materiali compositi.

1.2. Struttura della tesi

Per quanto concerne la struttura della presente tesi, essa è predisposta nel seguente modo: dopo la seguente introduzione, dove si sono esposti gli obiettivi principali, segue il capitolo 2 il quale è composto da due parti: la prima descrive dettagliatamente la funzione del rodiggio e gli elementi che lo caratterizzano mentre nella seconda è stato analizzato il problema del contatto ruota-rotai mediante una vasta ricerca bibliografica per comprendere a meglio come è stato analizzato tale problema nel corso degli anni.

Nel capitolo 3 vengono presentati gli aspetti fondamentali del contatto ruota-rotai, con una particolare attenzione focalizzata sull'usura dovuta all'iterazione tra i due corpi e i modelli utilizzati per il calcolo di tale usura.

Il capitolo 4 descrive la struttura del software Simpack, nello specifico gli step da seguire per effettuare una simulazione multibody.

Il capitolo 5 descrive dettagliatamente il modello multibody del veicolo preso in considerazione in questo studio, entrando nei dettagli della modellazione.

Il capitolo 6 offre un'analisi della linea Aosta – Prè St. Didier, considerando sia i problemi riscontrati che la sua modellazione nell'ambiente Simpack.

Il capitolo 7 è composto da due parti: la prima spiega il modello di usura utilizzato dal software Simpack, con particolare attenzione rivolta alle leggi di Archard e Krause/Poll implementate dal modulo Wheel Profile Wear per il calcolo dell'usura delle ruote del modello multibody, mentre nella seconda parte è stato descritto lo script creato per eseguire l'aggiornamento automatizzato dei profili. Il capitolo 8 mostra i risultati dell'analisi dell'usura utilizzando degli indici appositamente studiati per tale lavoro di tesi per il confronto dei profili ottenuti dalle simulazioni effettuate. Nello specifico sono stati realizzati tre confronti:

- Confronto tra le simulazioni ottenute implementando nel modulo Wheel Profile Wear la legge di Archard e un fattore moltiplicativo (il quale permette di simulare le usure su percorsi di lunghezza maggiore rispetto a quella considerata) crescente. L'obiettivo è valutare il possibile impiego del moltiplicatore il quale permetterebbe di ottenere risultati in tempi più ridotti.
- Confronto tra i risultati ottenuti utilizzando la legge di Archard e quella di Krause/Poll. Tale confronto è fine alla comprensione delle differenze, in termini di usura dei profili delle ruote, che si sviluppano mediante l'impiego delle due leggi.

- Alleggerimento delle masse non sospese: è stata effettuata una simulazione alleggerendo tutte le sale dell'autovettura del 50% rispetto al peso iniziale, mantenendo costante il carico per asse. I risultati sono stati così confrontati con le simulazioni ottenute mediante il peso standard delle sale. Tale alleggerimento ha come obiettivo verificare l'influenza delle masse non sospese sull'usura delle ruote.

Infine, il capitolo 9 raccoglie le conclusioni del seguente lavoro di tesi.

2. Stato dell'arte del sistema ferroviario

2.1. Introduzione

Questo capitolo è stato suddiviso in due parti: nella prima si analizzerà la funzione del rodiggio e degli elementi che lo caratterizzano mentre nella seconda, per poter in seguito analizzare i dati ottenuti attraverso le simulazioni in ambiente Simpack, è stata condotta una fase iniziale di studio e ricerca bibliografica. Si riporteranno quindi le memorie più significative per la comprensione dei fattori che possono causare maggiori usure sui profili delle ruote.

2.2. Rodiggio

Con il termine rodiggio si intende la sala montata del rotabile, la quale comprende: le due ruote, l'assile ed il fusello (zona esterna sui cui vengono calettati i cuscinetti della boccola). Il rodiggio si differenzia a seconda della trazione impiegata, come si nota nella Figura 2.1 e Figura 2.2.



Figura 2.1 - Rodiggio di un mezzo di trazione elettrico



Figura 2.2 - Rodiggio di un mezzo di trazione Diesel

Il rodiggio sopporta il peso del rotabile e tutte le sollecitazioni dinamiche derivanti dalle varie forze che si creano durante il movimento del rotabile stesso.

Nei mezzi di trazione il rodiggio compie inoltre funzioni di trasmissione del movimento mediante accessori che ricevono il moto dai sistemi di locomozione (motori elettrici, motori diesel, sistemi a vapore).

Il rodiggio è sostanzialmente formato da:

- Sala montata
- Boccole
- Accessori

2.2.1. Sala montata

Si definisce sala montata il complesso di assile e le due ruote con l'aggiunta di accessori funzionali al tipo di rotabile stesso (Figura 2.3).

Tra gli accessori della sala montata troviamo, a seconda della tipologia, i dischi freno, la ruota condotta o corona la quale trasmette il moto dal motore al rodiggio tramite una trasmissione elastica con asse cavo, la quale consente piccoli spostamenti relativi tra rodiggio e la trasmissione vera e propria per ovviare alla carenza di flessibilità in direzione verticale, e consentire quindi un moto relativo verticale tra asse e cassa su cui sono fissati i motori.

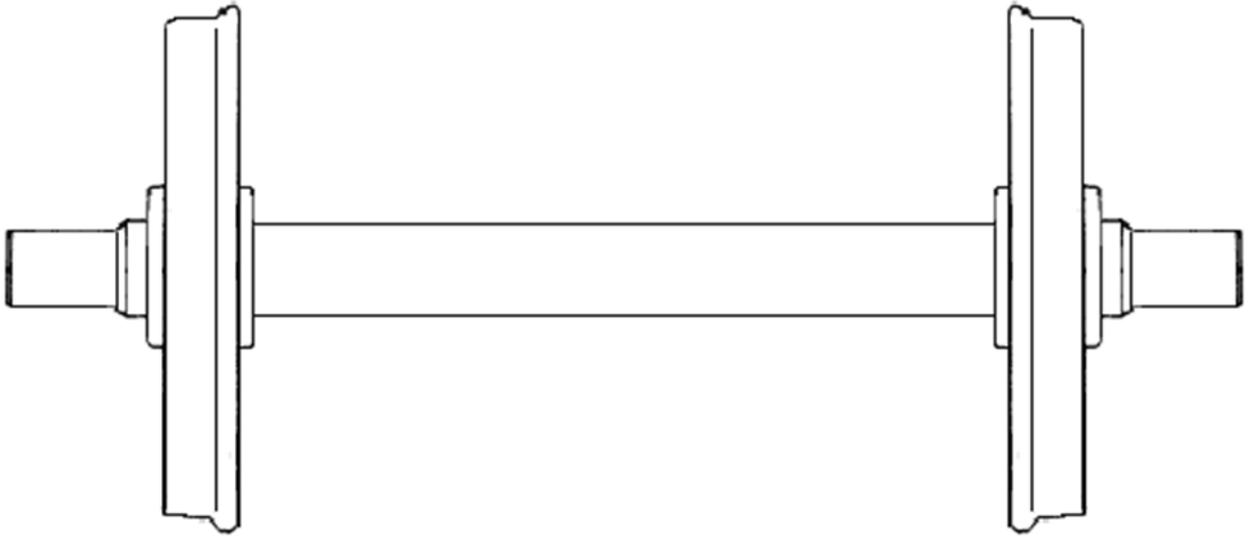


Figura 2.3 - La sala montata

2.2.2. Sala o assile

La sala (o assile) è l'organo meccanico su cui vengono calettate con interferenza le ruote, ha il compito di distribuire uniformemente il peso del rotabile sulle ruote stesse (Figura 2.4).

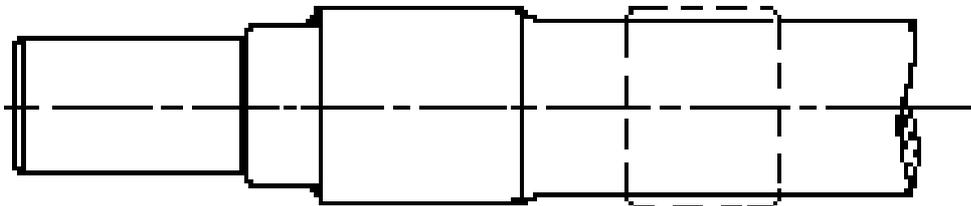


Figura 2.4 - La sala o assile

L'assile viene ricavato per fucinatura al maglio ed alla pressa partendo da lingotti; dopo la fucinatura viene tagliato a misura e lavorato al tornio.

La sala (o assile) è caratterizzata da diverse zone ognuna delle quali è adibita a funzioni specifiche; si identificano quindi:

- I fuselli;
- La portata di tenuta;
- La portata di calettamento;
- La portata di calettamento dei dischi a freno;
- La portata di calettamento della corona dentata.

I fuselli sono cilindrici e la loro superficie subisce un'operazione di brunitura per eliminare le asperità lasciate dagli utensili nella tornitura (Figura 2.5).

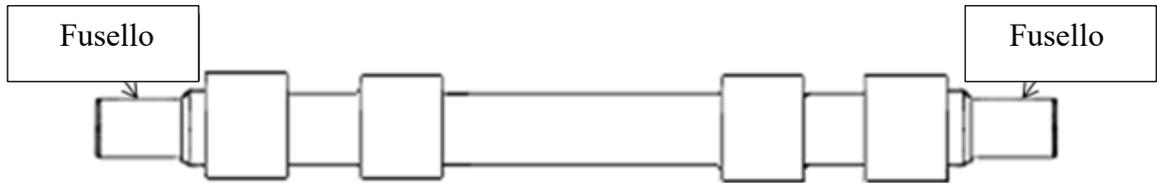


Figura 2.5 - Fusello

Le sale con cuscinetti a rotolamento, presentano all'interno del fusello una sporgenza, il "collarino interno", che serve ad arrestare gli spostamenti del cuscinetto verso l'interno. Per fissare il cuscinetto viene applicato sulla testata, ovvero la faccia esterna perpendicolare al fusello stesso, un disco pressa-cuscinetto fissato mediante bulloni ai fori filettati eseguiti sulla testata dell'assile.

La parte adiacente al fusello della sala è chiamata portata di tenuta e corrisponde all'otturatore della boccola (Figura 2.6).

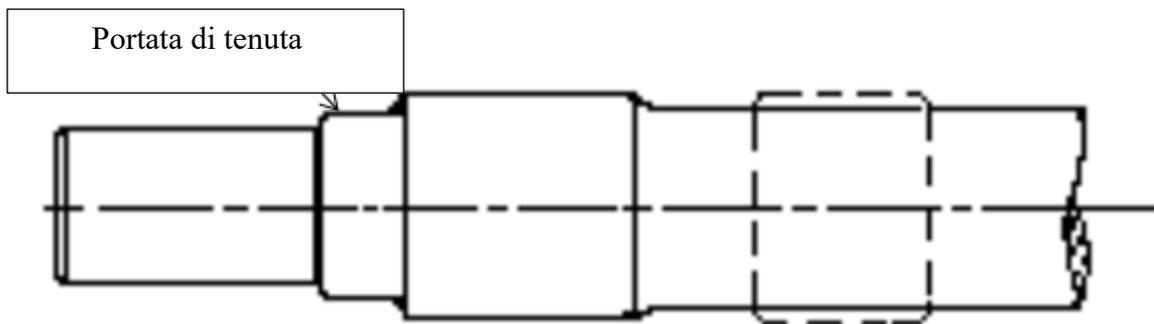


Figura 2.6 - Portata di tenuta

La zona dedicata al calettamento della ruota è detta portata di calettamento. Il calettamento forzato ruota assile ha come vincolo la reazione elastica dovuta ad una interferenza tra il diametro del foro di calettamento della ruota e quello della portata di calettamento della sala (Figura 2.7).

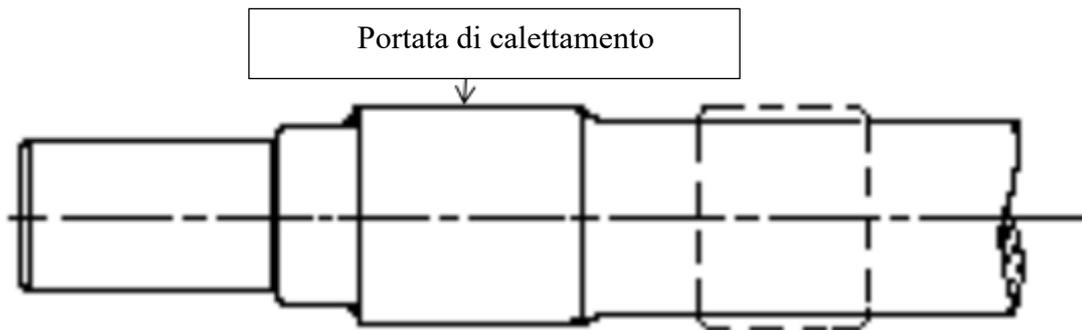


Figura 2.7 - Portata di calettamento

Le portate sono rifinite al tornio e rettificate sulle quali vengono calettati a freddo i mozzi delle ruote, per mezzo di presse.

La portata di calettamento dei dischi è la parte destinata a ricevere gli organi di affrancamento per i dischi del freno (Figura 2.8).

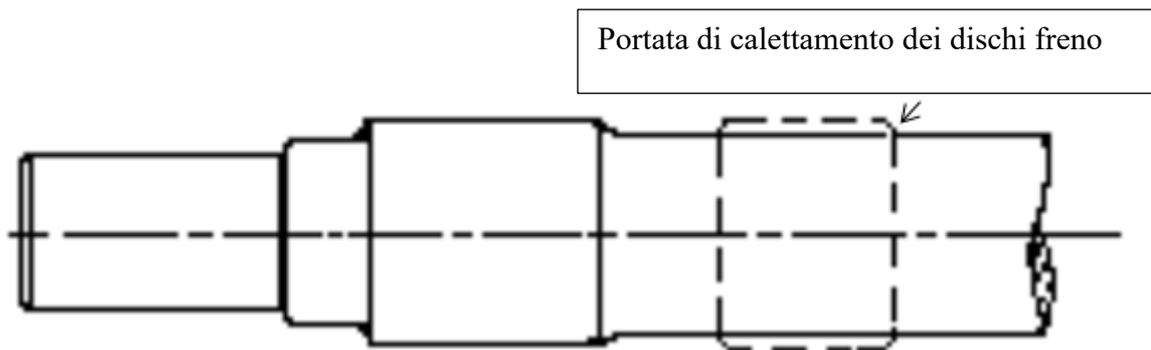


Figura 2.8 - Portata di calettamento dei dischi freno

Per finire si identifica la portata destinata al calettamento della corona dentata per la trasmissione del moto dai motori alle ruote (Figura 2.9).

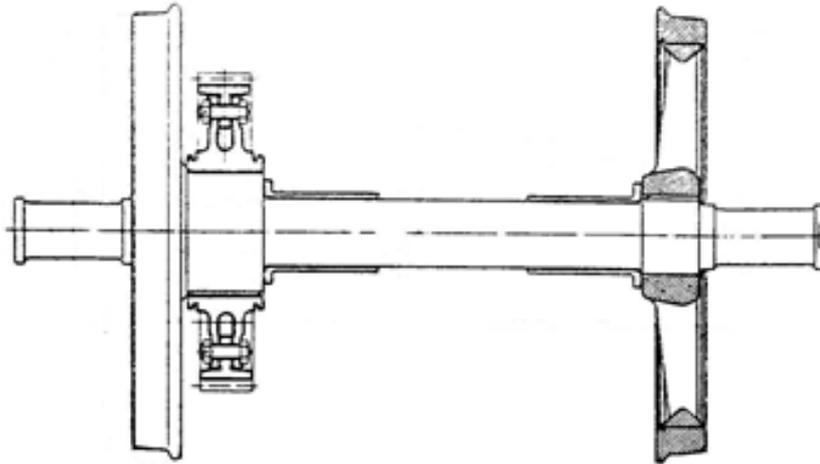


Figura 2.9 - Portata di calettamento della corona dentata per la trasmissione

La parte compresa tra le portate è ad asse rettilineo ed è leggermente rastremata verso il centro dove rimane cilindrico per circa 30 cm. Risultano evidenti le sollecitazioni agenti sul rodiggio specialmente quelle di taglio e di momento flettente, essendo l'azione torcente costante su tutto l'assile. Il momento flettente invece è massimo nel punto di mezzeria di calettamento delle ruote.

Dalle leggi della meccanica classica, si ricorda che le sollecitazioni di taglio e le sollecitazioni di flessione sono legate tramite l'equazione (2.1) della linea elastica:

$$\frac{d^2y}{dx^2} = -\frac{M}{EJ} \quad (2.1)$$

Dall'equazione indefinite di equilibrio (2.2) si ha:

$$T = \frac{dM}{dx} \quad (2.2)$$

Dalle equazioni (2.1) (2.2) si nota che dove il momento flettente è massimo il taglio risulta nullo. In particolare, la massima sollecitazione flettente si ha in mezzeria della portata di calettamento ruota, detta parte rappresenta la zona più pericolosa strutturalmente.

2.2.3. Ruota

Le ruote possono distinguersi in due tipologie (Figura 2.10):

- Ruote monoblocco: pezzo unico.
- Ruote a cerchione riportato: il cerchione viene calettato con interferenza al corpo centrale della ruota.

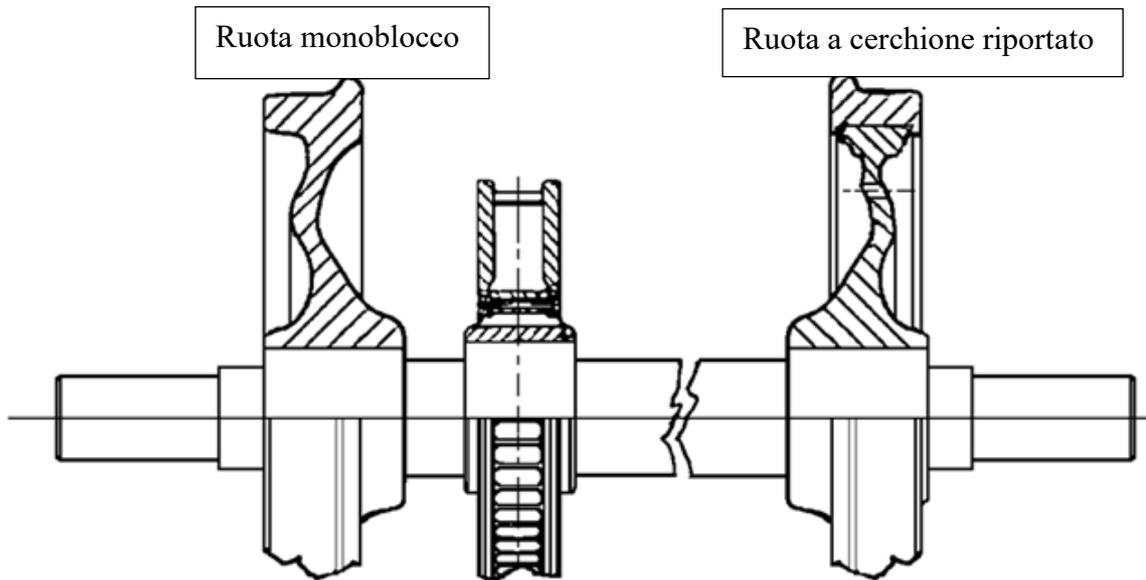


Figura 2.10 - Le due ruote della sala

Esaminando la ruota monoblocco (Figura 2.11), si possono identificare tre distinte parti:

- Corona cerchione: situata nella parte esterna del complesso ruota dove sono presenti il piano di rotolamento e il bordino.
- Disco centro ruota o cartella: collega la corona al mozzo.
- Mozzo: identifica la parte centrale della ruota in corrispondenza della quale si ha il collegamento con l'assile.

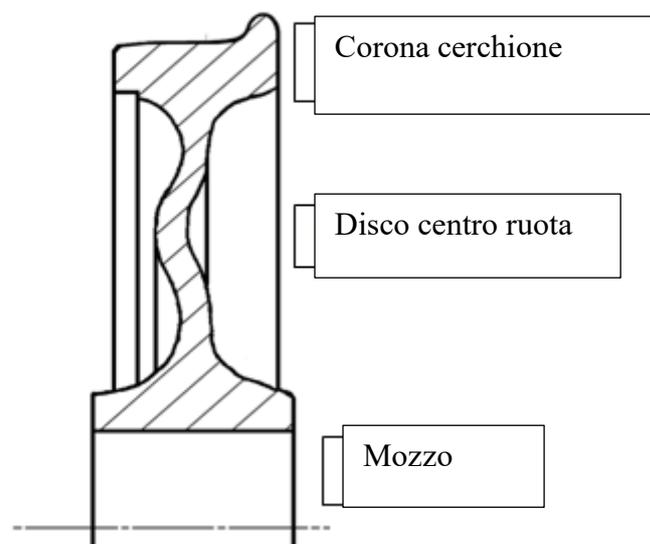


Figura 2.11 - Ruota monoblocco

La particolare forma a vela che caratterizza il disco centro ruota è adottata per particolari ragioni strutturali e dinamiche. Dinamicamente infatti, il profilo a vela ha la caratteristica di eliminare le vibrazioni a frequenza più basse. Visto che le basse frequenze portano il maggior contributo in termini di massa, bisogna disaccoppiarle dalla frequenza di oscillazione della rotaia, questo è reso proprio grazie alla particolare conformazione del profilo del centro ruota.

Altro motivo è di tipo strutturale in quanto questa particolare geometria propone un profilo più snello e quindi minore peso della sala montata e nel complesso del rotabile.

Le ruote monoblocco vengono ricavate mediante fucinatura e successivamente mediante stampaggio. Il diametro minimo ammesso in esercizio delle corone delle ruote monoblocco, ovvero il limite di usura, è indicato dalla linea di fede (Figura 2.12). Questa è definita da un incavo circolare concentrico alla ruota tracciato sulla faccia esterna della stessa.



Figura 2.12 - Linea di fede

La ruota a seguito di usura del circolo di rotolamento sarà sottoposta ad operazioni di riprofilatura su tornio in fossa con sala in opera al rotabile oppure su tornio parallelo se la sala viene smontata, fino ad arrivare allo spessore minimo del cerchione evidenziato dalla linea di fede, superato il quale la ruota non potrà più essere soggetta ad ulteriori ritorniture in quanto non possiede i requisiti previsti dalla normativa. Nella Figura 2.13 si mostra un esempio di ruota che ha raggiunto il limite di fede e perciò è considerata non tornibile.



Figura 2.13 - Ruota non tornibile

Considerando la ruota a cerchione riportato, anche in questo caso, si possono identificare tre distinte parti:

- Cerchione: situato nella parte esterna del complesso ruota ove sono presenti il piano di rotolamento e il bordino.
- Corona: collega il cerchione al mozzo.
- Mozzo: identifica la parte centrale della ruota in corrispondenza della quale si ha il collegamento con l'assile.

La ruota a cerchione riportato presenta cerchione e disco come due corpi separati (Figura 2.14). Il cerchione è la parte circolare periferica della ruota, collegato alla corona mediante calettamento a caldo.

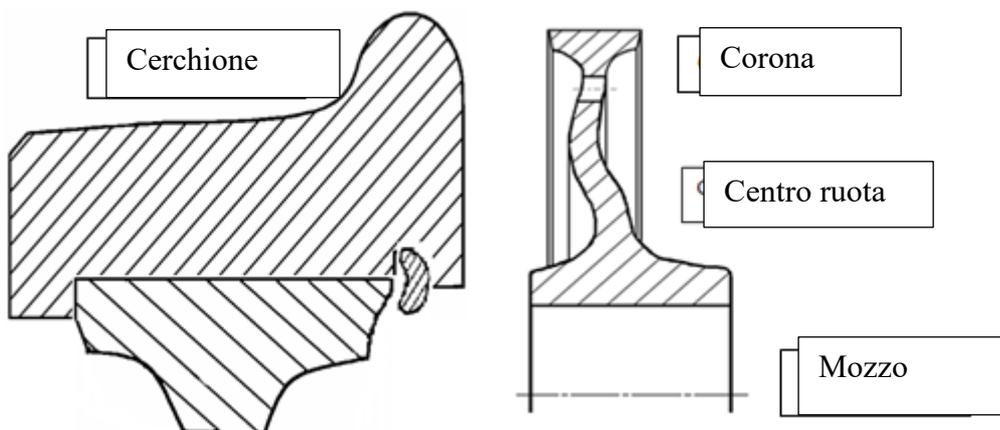


Figura 2.14 - Ruota a cerchione riportato

I cerchioni sono in acciaio ad alta resistenza e vengono ottenuti per laminazione e successiva lavorazione al tornio fino a raggiungere il profilo richiesto. Tra cerchione e corona viene creata un'interferenza tale da impedire lo scorrimento del cerchione sulla corona.

Il calettamento del cerchione sulla corona viene effettuato a caldo mediante riscaldamento dello stesso alla temperatura di 200°C, tramite flusso magnetico con sistema dell'elettromagnete a gioco smontabile.

Il cerchietto di sicurezza viene montato al cerchione ancora caldo, poi viene fissato mediante pressatura e ribaditura sull'orlo della corona. Lo scalettamento tra cerchione e corona è evitato dal cerchietto di sicurezza, il quale ha una sezione rettangolare di cui metà è alloggiata in una scanalatura praticata nel cerchione e l'altra metà è ribadita, per rullatura a freddo, contro la corona. Per identificare eventuali scorrimenti tra cerchione e corona, le sale montate con cerchioni riportati sono provviste di un contrassegno, costituito da 4 strisce bianche a 90°, dipinte sulla faccia esterna della ruota, a cavallo tra il centro ruota e il cerchione (Figura 2.15).



Figura 2.15 - Contrassegni che verificano lo scorrimento tra cerchione e centro ruota

Il calettamento della ruota sulla sala viene invece effettuato a freddo con forzamento del mozzo.

Per distaccare il corpo della ruota dall'assile, nel caso di sostituzione, occorre immettere olio in pressione attraverso il foro praticato sul mozzo di ogni ruota utilizzando estrattori oleodinamici (Figura 2.16).



Figura 2.16 - Particolare del foro di immissione dell'olio per lo scalettamento della ruota monoblocco

2.2.3.1. Il profilo ORE S 1002

Il profilo esterno del cerchione presenta una particolare forma dettata dalle norme UIC (Union Internationale des Chemins Defer) è denominata profilo ORE S 1002, il quale risulta valido sia per le ruote monoblocco che per le ruote a cerchione riportato.

Dalla Figura 2.17 si nota che il profilo è definito da tre diverse zone:

- Superficie di rotolamento (1)
- Circolo di rotolamento (2)
- Il bordino (3)

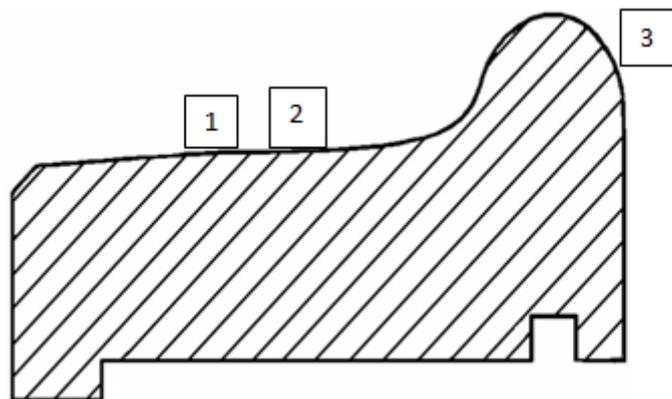


Figura 2.17 - Profilo cerchione

La particolare sagomatura del profilo serve per stabilizzare la marcia del treno sul tracciato; gli effetti prodotti sono:

- Sicurezza per evitare la fuoriuscita delle ruote dalla rotaia (contatto limite sul bordino);
- Richiamo in direzione laterale del veicolo durante la corsa;

- Effetto differenziale in curva dovuto alla variazione di diametro ruota rispetto al punto di rotolamento, in modo da evitare lo slittamento della ruota interna.

La traslazione laterale origina:

- Una rotazione di rollio θ della sala;
- Un innalzamento del raggio di rotolamento della ruota destra R_D ed una riduzione del raggio di rotolamento della ruota sinistra R_S ;
- Due angoli di contatto differenti γ_S e γ_D .

Analizzando la Figura 2.18 si nota come R_S sia diverso da R_D quindi si hanno due diversi diametri sui quali è applicata la coppia motore, più precisamente la ruota interna ha una velocità periferica ruota minore rispetto alla ruota esterna, generando effetto differenziale il quale evita lo slittamento della ruota a maggiore percorrenza.

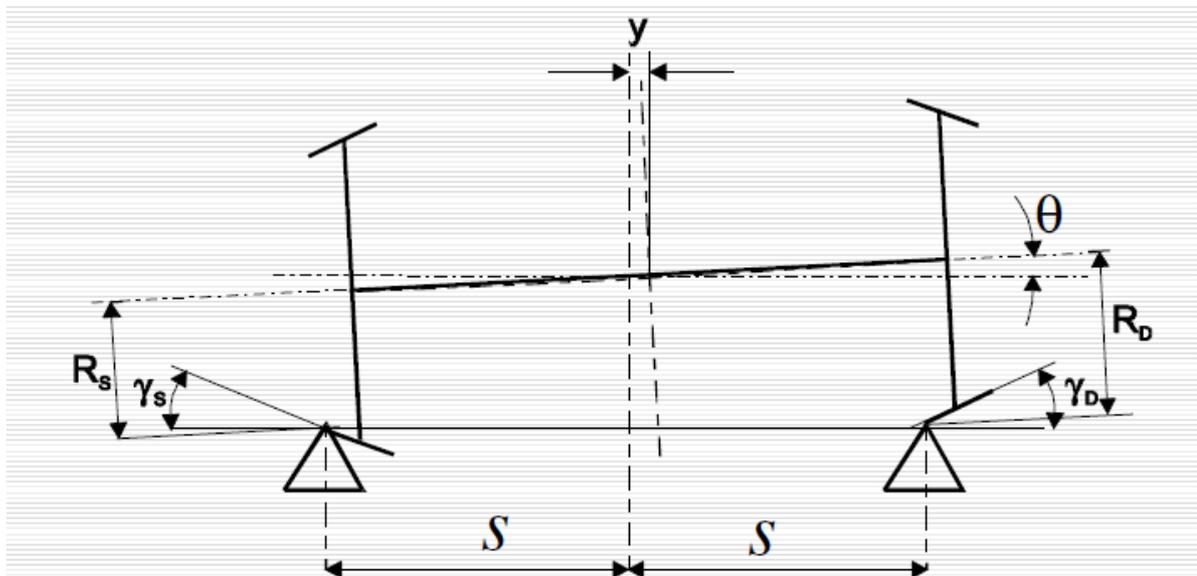


Figura 2.18 - Raggi di rotolamento e angoli di contatto ruota-rotaia

Dalla Figura 2.19 si nota che quando la sala non è centrata in rettilineo, la risultante delle reazioni orizzontali non è nulla, si genera infatti una forza che tende a riportare la sala in equilibrio. Tale forza è nota come forza di richiamo gravitazionale (F_{Rich}) perché deve la sua origine alla massa gravante sulla sala.

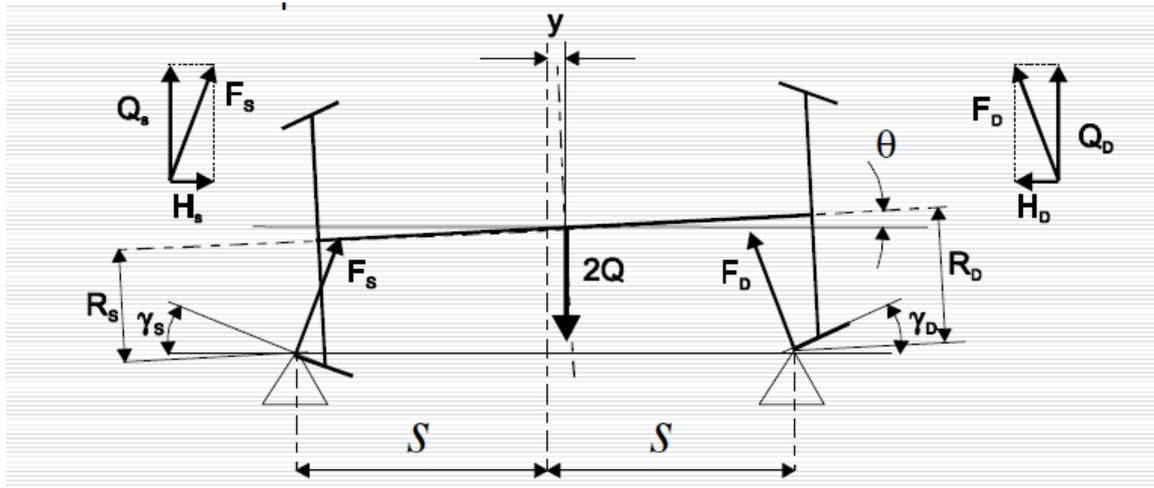


Figura 2.19 - Forze non equilibrate generate dal contatto

Si riporta di seguito la trattazione matematica secondo l'approccio geometrico tramite modello semplificato. Se la sala è al centro del binario ed è soggetta ad un carico pari a $2Q$ e alle reazioni F_S ed F_D delle due rotaie, dall'equilibrio verticale (2.3) risulta:

$$2Q = Q_S + Q_D \quad (2.3)$$

Trascurando l'effetto del decentramento si ha (2.4):

$$Q_S = Q_D = Q \quad (2.4)$$

Dalla scomposizione delle reazioni delle rotaie si ottiene:

$$H_S = Q \cdot \tan\gamma_S \quad (2.5)$$

$$F_S = Q \cdot \cos\gamma_S \quad (2.6)$$

$$H_D = -Q \cdot \tan\gamma_D \quad (2.7)$$

$$F_D = Q \cdot \cos\gamma_D \quad (2.8)$$

Imponendo l'equilibrio alla traslazione laterale si ottiene (2.9):

$$H_S + H_D = Q \cdot (\tan(\gamma_S) - \tan(\gamma_D)) \quad (2.9)$$

Essendo la risultante delle reazioni orizzontali non nulla si genera la forza di richiamo gravitazionale (F_{Rich}) la quale tende a riportare la sala in equilibrio.

Un ulteriore elemento da analizzare riguarda le caratteristiche del profilo cerchione ORE S 1002 secondo norma UIC, con diametro nominale della ruota superiore a 760 mm (Figura 2.20).

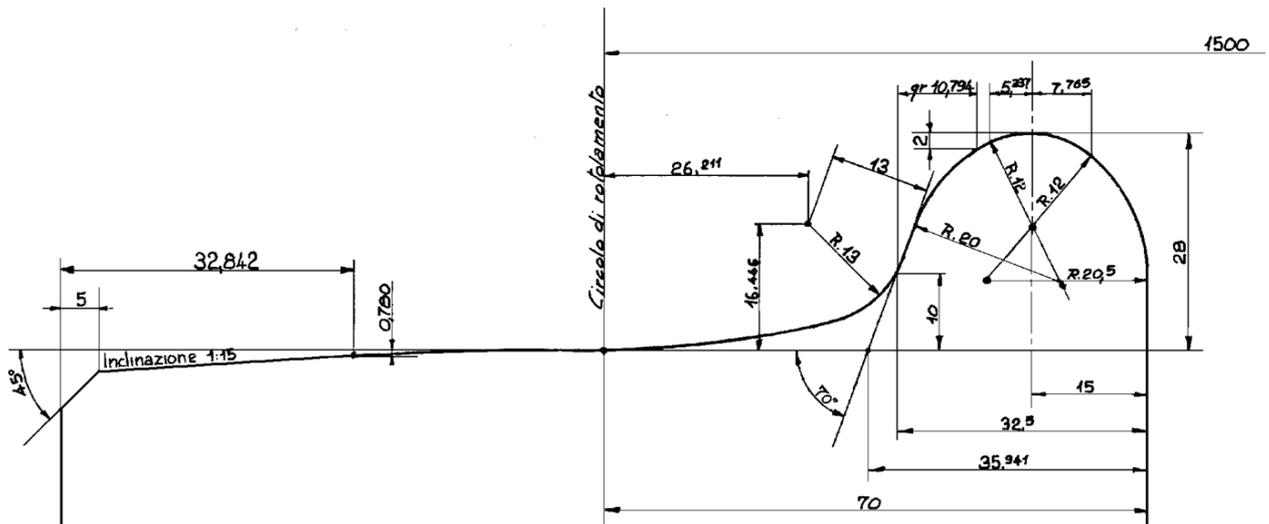


Figura 2.20 - Profilo ORE S 1002

Il profilo ORE S 1002 presenta un'unica conicità pari ad 1:15 sulla superficie di rotolamento. A distanza 70 mm dalla faccia interna del cerchione è posto il circolo di rotolamento (Figura 2.21).

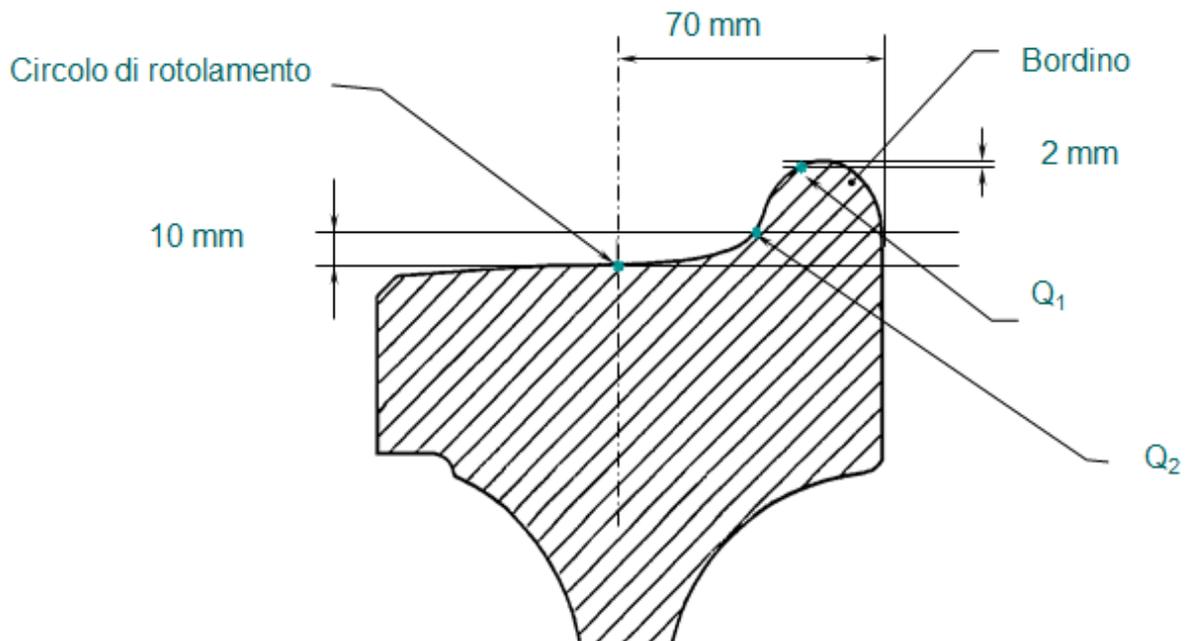


Figura 2.21 - Circolo di rotolamento

Si definisce come circolo di rotolamento la circonferenza sulla superficie di rotolamento dove si considera convenzionalmente che il contatto tra ruota e rotaia avvenga con rotabile posto in posizione simmetrica rispetto al binario. Al circolo di rotolamento si fa riferimento per il diametro nominale della ruota. La faccia attiva del bordino è la superficie di rivoluzione del bordino delimitata dalle circonferenze che contengono i punti Q_1 e Q_2 .

Il punto Q_1 è definito come l'intersezione tra la faccia attiva del bordino e la circonferenza fittizia, di centro asse ruota, con raggio pari al raggio di circonferenza fine bordino ridotto di 2 mm mentre il punto Q_2 è definito come l'intersezione tra la faccia attiva del bordino e la circonferenza fittizia, di centro asse ruota, con raggio pari al raggio del cerchio di rotolamento aumentato di 10 mm.

Di seguito si rappresenta la quota altezza bordino (Figura 2.22).

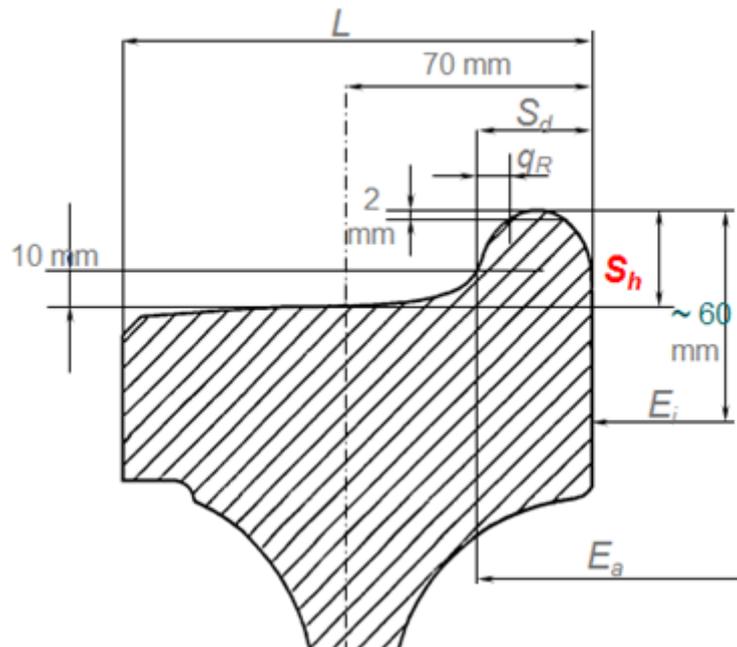


Figura 2.22 - Rappresentazione altezza bordino

Sia:

- S_h la distanza tra la sommità del bordino ed il cerchio di rotolamento;
- S_d lo spessore o “groschezza” del bordino. Identifica la distanza tra la faccia interna del cerchione e la proiezione della quota Q_2 sulla verticale.
- Quota Q_R l'indice di pendenza della faccia attiva del bordino come distanza tra le proiezioni sulla verticale dei punti, Q_1 e Q_2 , i quali definiscono la faccia attiva del bordino. Il profilo a nuovo presenta una quota Q_R pari a 10,5 mm. Il ripristino del profilo, tramite riprofilatura, deve essere effettuato quando la quota Q_R stessa arriva al valore di 6,5 mm.
- L la larghezza del cerchione (o della corona cerchione); è determinata dalla distanza fra le facce verticali, esterna ed interna del cerchione.
- E_i lo scartamento interno come distanza misurata fra le facce interne dei cerchioni o delle corone di ruote monoblocco.
- E_a è lo scartamento esterno definito come distanza fra le proiezioni sulla verticale dei punti Q_2 delle due ruote.

- S_c è lo spessore, o “grossezza” del cerchione (per le ruote cerchiato), come si vede in Figura 2.23.

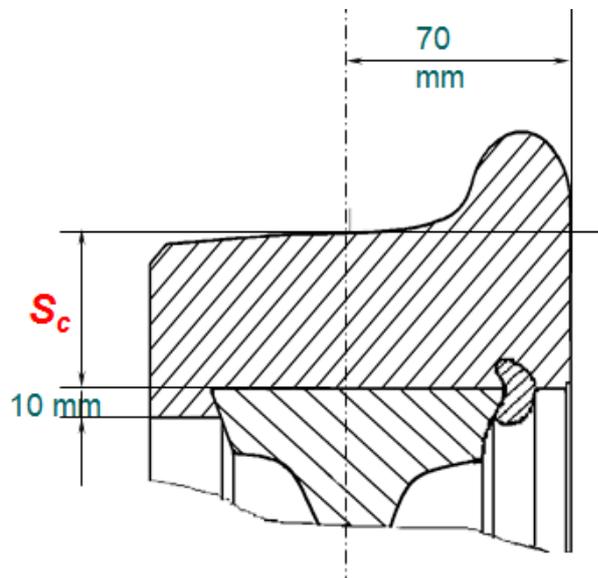


Figura 2.23 - Spessore cerchione

2.3. Stato dell'arte sull'usura ferroviaria

Il fenomeno dell'usura è influenzato da molteplici parametri (geometria del tracciato, la larghezza dello scartamento in curva, i materiali delle ruote e delle rotaie, il profilo di partenza e la sua evoluzione). Per comprendere a pieno quali tra questi fattori possa causare maggiori usure sui profili delle ruote e per poter in seguito analizzare i dati ottenuti attraverso le simulazioni in ambiente Simpack, è stata condotta una fase iniziale di studio e ricerca bibliografica.

Inoltre, la ricerca relativa all'usura, dovuta al problema del contatto ruota-rotaia, è stata suddivisa in tre filoni principali:

- Usura della rotaia;
- Usura della ruota
- Iterazione ruota-rotaia;

Si riporta di seguito un focus ed una sinossi dei lavori ritenuti più interessanti. [3]

2.3.1. Usura della rotaia

La rotaia è l'organo di sostegno e guida su cui agiscono i carichi dovuti al rotolamento della ruota; il problema dell'usura della rotaia viene affrontato in termini di resistenza per migliorare la sicurezza del traffico ferroviario e diminuire i costi di manutenzione della rete.

Particolare è l'interesse dimostrato da molti ricercatori per quanto riguarda l'influenza della geometria della linea sull'usura. Nell'articolo di Magel del 2002 (The application of contact mechanics to rail profile design and rail grinding) [4] è studiata la geometria del contatto come fattore determinante per l'usura, la fatica e la stabilità di marcia. Viene studiato un programma (Pummel) che valuta l'interazione ruota-rotaia, definendo appunto "pummeling" il processo di controllo della distribuzione del contatto ruota-rotaia, in maniera da mantenere sempre un contatto favorevole (che minimizzi l'usura istantanea). Questo algoritmo per il calcolo dell'usura, adottato anche nei lavori successivi, viene utilizzato per valutare i profili di ruota e rotaia e investigare i vari aspetti legati alla rettifica della rotaia (rugosità superficiale, profondità di passata, intervalli di manutenzione).

Nella memoria del russo Povilaitienè del 2006 (Influence of gauge width on rail side wear on track curves) [5] viene analizzata l'influenza della geometria della linea sull'usura in termini di indice d'usura calcolato come direttamente proporzionale al carico della ruota sulla rotaia, al coefficiente d'attrito, e allo scorrimento tra ruota e rotaia, e inversamente all'area di contatto. Si afferma che per ridurre l'usura è necessario diminuire il carico e lo scorrimento. Dal modello matematico appare come l'ampliamento dello scartamento in curva permetta di diminuire lo scorrimento longitudinale e di conseguenza l'usura sulla testa della rotaia, in particolare vengono suggeriti scartamenti di 1520 mm (corrispondenti allo scartamento standard delle ferrovie russe) per curve di almeno 650 m di raggio, 1524 mm per curve con raggio compreso tra 400-600m, 1530 mm per curve con raggio compreso tra 350-400 m e 1535 m per curve con raggio inferiore a 350 m.

2.3.2. Usura della ruota

Nel 2006 Braghin (A mathematical model to predict railway wheel profile evolution due to wear) [1], riprendendo un lavoro del 2002 (Braghin, Wear of railway wheel profiles: a comparison between experimental results and a mathematical model) che utilizzava un modello multibody basato sull'algoritmo di Kalker Contact93, presenta un modello veloce per la previsione dell'usura che viene validato attraverso il confronto con test sperimentali effettuati usando un banco prova a doppi dischi (twin disc). Il modello d'usura si colloca in un più ampio sistema di simulazione del veicolo ferroviario, che comprende anche il modello multibody del veicolo e il modello del contatto. Il modello è stato utilizzato per stimare il miglior intervallo di ritornitura ruota, che viene stimato intorno ai 200.000 km.

Per ragioni computazionali il profilo ruota viene aggiornato in un numero discreto di step. L'usura viene valutata attraverso il rapporto $T\gamma/A$, dove T è la componente tangenziale della forza di contatto, A l'area di contatto e γ è lo scorrimento calcolato attraverso le velocità di rotazione dei due dischi.

È interessante notare come venga studiata la cosiddetta “usura regolare” e cioè la variazione di profilo trasversale e non la formazione di wear pattern lungo la direzione circonferenziale.

Nel 2007 Tunna (A review of wheel wear and rolling contact fatigue) [6] prende in considerazione il meccanismo di usura dovuto a deformazioni plastiche nel contatto (rifollamento). Nell'analisi del danno dovuto al rotolamento (RCF rolling contact fatigue) egli ha messo in luce l'importanza degli sforzi di taglio; la ricerca evidenzia come, soprattutto in campo plastico, gli sforzi di taglio causano deformazioni appena al di sotto della superficie della ruota agevolando così la formazione e l'accrescimento di cricche. Le crepe di superficie possono poi svilupparsi in usura abrasiva o in RCF. Le forze tangenziali e normali, la pressione di contatto, gli scorrimenti e la eventuale presenza del terzo corpo (acqua, liquidi viscosi, foglie morte od altro) sono fattori che hanno forte influenza nella quantità di materiale asportato per usura abrasiva.

2.3.3. Iterazione ruota-rotai

Nel 1998 nell'articolo di Zakharov (Wheel flange/rail head wear simulation) [7] vengono riportate prove di laboratorio per la simulazione dell'usura. Nella memoria viene presentato un modello di usura tra il bordino della ruota e la testa del binario, nel quale si ipotizza che l'usura dipenda dagli scorrimenti (creep) ma non dalla velocità assoluta, trascurando gli effetti termici. Il tasso di usura era studiato in funzione del parametro $T\lambda/A$ [8], dove T è la forza tangenziale, λ lo scorrimento mentre A è l'area di contatto hertziana. Invece in questo studio viene utilizzato il prodotto $p\lambda$, (dove p è la pressione di contatto e λ lo scorrimento) considerato un parametro più adatto per la descrizione dei modi di usura e dei meccanismi di usura quando il coefficiente di attrito è stabile. Il parametro $T\lambda/A$ differisce da $p\lambda$ essenzialmente per il fattore $\pi f/4$ dove f è il coefficiente d'attrito e A l'area di contatto hertziana.

I test di laboratorio per la determinazione dell'usura sfruttano la macchina di Amsler per prove di usura da attrito radente (essenzialmente un tribometro capace di realizzare tra i materiali a contatto sia un rotolamento puro, sia un rotolamento accompagnato da strisciamento, sia ancora un'usura di puro strisciamento).

Dall'esame dello stato delle superfici di ruota e rotaia vengono identificate quattro tipologie di usura (mild, severe, heavy, catastrophic).

Successivamente nel 2002 lo stesso ricercatore Zakharov (Simulation of mutual wheel/rail wear) [9] dimostra come il fenomeno di usura reciproca tra due corpi possa essere considerato steady-state e soprattutto dipendente dai profili iniziali dei corpi.

Il coefficiente di usura viene ancora studiato in funzione del prodotto $p\lambda$ pressione di contatto per scorrimento, in particolare viene definito il volume specifico di materiale asportato come $I^*=p*\lambda^2(k/E)$, indicando con k il coefficiente d'usura, E il modulo di Young.

Con il modello matematico proposto è possibile determinare l'evoluzione dei profili dovuta all'usura, in particolare si può determinare il profilo a cui corrisponde un tasso minimo di usura.

Nel 2004 Telliskivi (Wheel-rail wear simulation) [10] propone un metodo per il calcolo del deterioramento della superficie della ruota in curva, in cui si ha una combinazione di usura e di deformazione plastica. Lo studio del cambiamento della forma del contatto concorre nell'identificazione del rischio di usura, che varia con la velocità del treno e del carico per asse. Il modello di contatto viene implementato con la possibilità di contatto in due punti; i contributi innovativi della memoria sono più attinenti ad una corretta formulazione del contatto piuttosto che a nuove teorie sull'usura. Il volume di materiale usurato viene semplicemente valutato come linearmente proporzionale al modulo della risultante degli scorrimenti e, nel modello di calcolo, viene aggiornato ad ogni step. Le forze di contatto normali sono state analizzate modellando la rotaia come un "suolo alla Winkler" (continuo elastico con coefficiente di rigidità noto) e confrontato i risultati così ottenuti con quelli del modello FEM elasto-plastico; il confronto è esteso ai due casi relativi al contatto sul fungo e sul bordino. I risultati mostrano che il modello elasto-plastico stima un'usura, espressa come massa persa per scorrimento, 2.5 volte più elevata rispetto a quella calcolata con un modello elastico-lineare.

Nella memoria di Kalousek del 2004 (Wheel/rail damage and its relationship to track curvature) [11] viene proposta una soluzione per diminuire l'usura; tale proposta consiste nella diminuzione di spread tra profili usurati e non-usurati, in particolare riducendo la concavità della ruota usurata si migliora la stabilità dei carrelli (diminuendone l'hunting) e si aumenta la vita di ruota e rotaia (riducendo gli sforzi e rendendo uniforme la distribuzione del raggio di rotolamento). In tal caso l'usura determina una semplice traslazione del profilo

mantenendone costante la capacità di guida del veicolo. Gli studi sono stati effettuati su tre tipologie di accoppiamento ruota/rotaia.

La questione della presenza della concavità dovuta all'asportazione non uniforme di materiale viene affrontata anche nell'articolo di Sawley del 2004 (The formation of hollow-worn wheels and their effect on wheel/rail interaction) [12], dopo aver riassunto le tipologie di concavità riscontrate sulle ruote in servizio in Nord America, l'articolo descrive gli effetti della concavità sull'interazione ruota rotaia, facendo uso di varie simulazioni effettuate con il programma di calcolo Nucars. La concavità sulla ruota diminuisce la capacità di guida del carrello, aumentando la resistenza al rotolamento e le forze laterali. Questo comporta inoltre un più alto consumo di energia, un aumento dell'usura della rotaia e un danneggiamento delle traversine di legno.

H.M. Tournay nel 2008 (A future challenge to wheel/rail interaction analysis and design: Predicting worn shapes and resulting damage modes) [13] propone due estremi della fenomenologia del contatto: "wear" regime e "stress" regime. Infatti, all'aumentare dell'usura la geometria del contatto cambia, il consumo di materiale si concentra sul bordino della ruota e sul lato interno della rotaia, durante la vita di servizio si modificano perciò la conicità della ruota e la geometria del contatto ruota rotaia, con ripercussioni sulla stabilità del veicolo. Per cercare di ridurre il regime di stress l'autore suggerisce di esaminare i parametri geometrici di progetto, quali per esempio lo scartamento di binario, la tolleranza della sala montata, la geometria dei profili per una data tipologia di binario.

Sempre nel 2008 viene presentato dal State Key Laboratory of Traction Power (Southwest Jiaotong University, Chengdu, Sichuan, China) un metodo numerico per analizzare gli effetti della curvatura del binario sull'usura e sugli sforzi di contatto (An investigation into the effect of train curving on wear and contact stress of wheel and rail) [14]. Il modello matematico presentato comprende il generico contatto tra corpi in rotolamento della teoria Kalker, un modello di usura e un modello di dinamica per l'analisi delle forze verticali e laterali; i fattori che influenzano l'usura e gli sforzi di contatto sono la velocità in curva, la sopraelevazione. Dall'analisi dei risultati scaturisce come il carico normale della ruota interna e di quella esterna aumenti linearmente con l'aumento della velocità del veicolo in curva. Il materiale asportato per unità di lunghezza sulla superficie della rotaia tende ad aumentare. Inoltre, il massimo dello sforzo di contatto dipende non solo dal carico verticale ma anche dai profili di ruota e rotaia

3. Studio dell'usura in campo ferroviario

3.1. Introduzione

In questo capitolo verranno presentati gli aspetti fondamentali del contatto ruota-rotaia, con una particolare attenzione focalizzata sull'usura dovuta all'iterazione tra i due corpi e i modelli utilizzati per il calcolo di tale usura.

3.2. Il problema del contatto ruota-rotaia: l'usura

Quando in presenza d'attrito due superfici strisciano o rotolano relativamente una sull'altra, sorgono necessariamente fenomeni d'usura legati al consumo e deterioramento dovuto a eccessivo sfregamento o ad uso prolungato. Uno dei problemi più significativi nel campo della gestione e della progettazione meccanica del trasporto ferroviario è proprio l'insorgenza di fenomeni d'usura nel campo del contatto e del rotolamento relativo fra ruota e rotaia.

Infatti, a causa del continuo rotolamento, una ruota ferroviaria ha un profilo che varia durante l'uso e ciò ha conseguenze notevoli sia sulla dinamica sia sull'esercizio.

Avere ruote usurate influisce, infatti:

- sulla dinamica longitudinale, in quanto un profilo usurato provoca una variazione poco controllabile delle resistenze al moto rispetto a una ruota con profilo non usurato;
- sulla dinamica laterale, poiché un profilo usurato o l'interazione fra profili usurati non permette una precisa iscrizione nel binario, sfavorendo l'effetto di centraggio in rettilineo e l'effetto differenziale in curva;
- sulla dinamica verticale, dato che gli sforzi verticali che si trasmettono al contatto ruota-rotaia in presenza di usura sono anomali.

Profili usurati di ruote e rotaie portano generalmente ad una diminuzione della qualità del servizio ferroviario: a causa dell'usura possono crearsi vibrazioni, sollecitazioni non prevedibili e moti parassiti i quali portano ad un più rapido consumo di tutte le parti meccaniche come i motori di trazione, le sospensioni primaria e secondaria e gli organi accessori delle carrozze e ciò, ovviamente, comporta una diminuzione della sicurezza e del comfort del carico trasportato, sia passeggeri che merci (Figura 3.1).

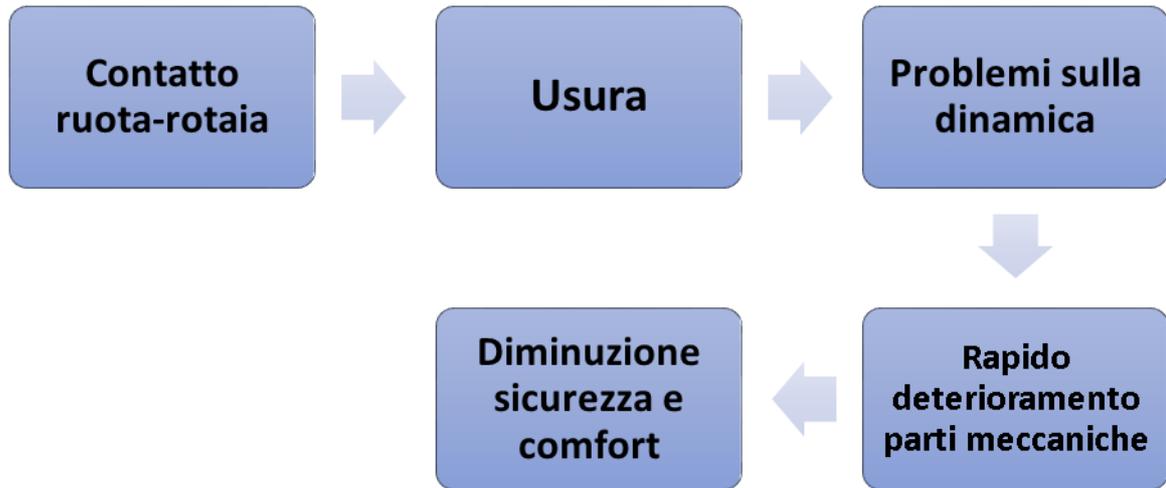


Figura 3.1 - Problematiche legate al contatto ruota-rotaia

Un altro fattore da considerare è l'usura dei binari: infatti, il mutuo rotolamento ruota-rotaia fa sì che anche la rotaia subisce pesanti danni a causa del passaggio di profili usurati (Figura 3.2). Ciò implica una ancora maggior diminuzione di comfort e di sicurezza per il trasporto ferroviario.

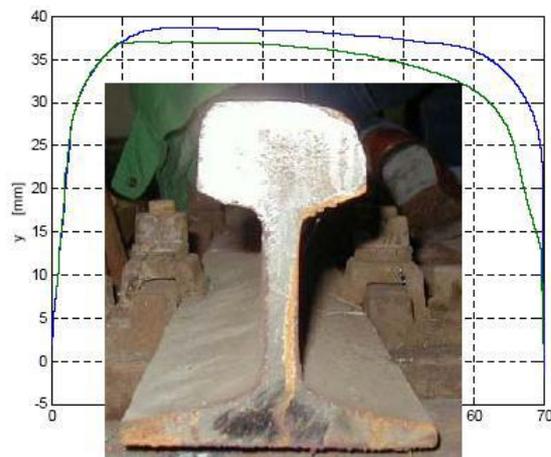


Figura 3.2 - Usura rotaie a causa del continuo passaggio di profili usurati

Nell'insieme i danni provocati dall'usura sono causa di notevoli costi; non solo le ruote devono essere periodicamente ritornite ma si devono anche sostituire e/o ritornire le rotaie, la massicciata e le traverse che vengono danneggiate dal passaggio di profili usurati.

Generalmente la frequenza dell'operazione di ritornitura dipende dai turni del rotabile ma risulterebbe compresa tra i 60.000/80.000 km di percorrenza per le ruote e i 300.000 km per le rotaie.

Gli elementi che influenzano l'usura sono molteplici e uno di questi è sicuramente la geometria del tracciato: tracciati tortuosi, con curve di raggio molto stretto sono più sottoposti ad usurarsi e sono più aggressivi sui bordini. Su tracciati rettilinei è invece la velocità di transito che maggiormente va ad incidere sull'usura. Altri parametri che incidono sul fenomeno e sull'entità dell'usura sono: la larghezza dello scartamento in curva, i materiali delle ruote e delle rotaie, il profilo di partenza e la sua evoluzione.

Attraverso i software multibody (Simpack e AdamsRail) è possibile studiare e valutare i fenomeni d'usura; questi infatti, sono capaci di simulare il comportamento della ruota su un certo tracciato inserito nel programma tramite curvatura, velocità e sopraelevazione. Risulta pertanto fondamentale prendere in considerazione un idoneo tracciato ferroviario di riferimento, in grado di generare simulazioni realistiche in relazione alle condizioni di esercizio. [3]

3.2.1. Problema normale

Durante il corso degli anni è stato sempre studiato da numerosi autori il problema del contatto ruota-rotaia ed è possibile reperire molti modelli in letteratura. Tra questi si distinguono due approcci differenti: la formulazione semielastica e la formulazione rigida. L'approccio semielastico considera ruota e rotaia come corpi rigidi. La penetrazione tra i corpi è permessa in quanto non ci sono vincoli e i punti di contatto vengono determinati attraverso procedure approssimate. Le forze normali di contatto vengono calcolate in funzione della penetrazione mentre, le teorie di Hertz e di Kalker permettono di valutare le caratteristiche dell'impronta di contatto e le forze tangenziali di contatto. Anche l'approccio rigido considera ruota e rotaia come corpi rigidi ed il contatto è imposto per mezzo di equazioni di vincolo. Durante la simulazione dinamica, risolvendo le equazioni algebrico-differenziali non lineari associate al modello multibody vincolato, vengono determinati i punti di contatto. La penetrazione tra i corpi non è ammessa e le forze normali di contatto vengono calcolate mediante i moltiplicatori di Lagrange. Infine, analogamente all'approccio rigido, le teorie di Hertz e di Kalker permettono di valutare le caratteristiche dell'impronta di contatto e le forze tangenziali di contatto.

Nell'ambito della modellistica multibody di veicoli ferroviari tali modelli rappresentano lo standard per quanto riguarda la modellazione del contatto ruota-rotaia. [3]

3.2.2. Problema tangenziale

Il problema tangenziale riguarda il calcolo delle forze d'attrito tra la ruota e la rotaia.

La rotaia ha la funzione di supporto del veicolo tramite le azioni normali e permette anche la trazione e frenata dello stesso attraverso pressioni tangenziali. Pertanto, le forze tangenziali dipendono dalle pressioni normali, calcolabili mediante la teoria di Hertz o metodi non hertziani, e dagli scorrimenti (creepages).

Nel caso Hertziano si ipotizza che l'andamento delle pressioni tangenziali non influenzino le pressioni normali, le quali verranno calcolate separatamente. Nei metodi non-Hertziani, implementati in Simpack, si presume che le pressioni tangenziali influenzino quelle normali. Questo fa sì che l'aria di contatto non sia ellittica.

Gli scorrimenti che si ottengono tra ruota e rotaia sono chiamati microscorrimenti ξ, η, ϑ .

Lo scorrimento longitudinale ξ è dato dalla seguente equazione:

$$\xi = \frac{\Delta V}{V_0} = \frac{V_0 - \omega R}{V_0} \quad (3.1)$$

ove V_0 è la velocità del veicolo, ω è la velocità angolare della ruota mentre R il raggio di rotolamento.

Se si considerasse il caso in cui si avesse il bloccaggio della ruota allora $\omega = 0$ e si otterrebbe il 100% di scorrimento. I valori tipici di ξ sono 2-3%.

L'andamento della forza tangenziale risulta quindi:

$$F_x = k \xi \quad (3.2)$$

Qualora lo scorrimento fosse nullo la forza tangenziale sarebbe nulla e quindi non si avrebbe trazione; ne consegue che solo in presenza di scorrimento si avrebbe trazione.

Un'ulteriore forza da considerare è quella laterale la quale è proporzionale a η (scorrimento longitudinale):

$$F_y = k \eta \quad (3.3)$$

Sommando le due forze (3.2) e (3.3) si otterrà la F_{tot} , la quale risulta minore di μN .

Il calcolo di queste forze è ottenuto mediante diversi algoritmi:

- Contact,
- FASTSIM,
- POLACH, il quale viene tipicamente utilizzato qualora il coefficiente di adesione non fosse costante,

- Metodi euristici.

3.3. Modelli per il calcolo dell'usura

Come già detto precedentemente, l'usura implica la perdita di materiale dalle superfici in contatto. Tuttavia, l'usura non è sempre l'unico meccanismo di danno presente nel contatto tra la ruota e la rotaia. I carichi dinamici trasmessi attraverso il contatto ruota-rotaia, se sono elevati, possono causare deformazione plastica, che si tradurrebbe in un indurimento del materiale e tensioni residue.

Nel contatto fra la ruota e la rotaia possono essere presenti parecchi meccanismi di usura simultaneamente. Alcuni di loro sono, secondo la classificazione realizzata da Bayer [15]: delaminazione, ossidazione o corrosione, usura abrasiva ed usura adesiva.

- La delaminazione è caratterizzata dal distacco di strati di materiale fine delle superfici di contatto;
- l'ossidazione o la corrosione consistono nell'eliminazione delle particelle derivanti da una reazione chimica o elettrochimica delle superfici in contatto;
- l'usura abrasiva è dovuta alla presenza nel contatto di particelle di elevata durezza che, quando compresse e trascinate, rimuovono materiale dalle superfici rotolanti della rotaia e della ruota, solitamente da meno durezza;
- l'usura adesiva provoca un trasferimento di materiale da una superficie a contatto con l'altra, in modo che rimanga attaccata all'altra superficie.

A sua volta, a seconda della velocità di deterioramento di una superficie dovuta all'usura, questa si classifica in usura lieve o grave. L'usura lieve predomina nella parte superiore della testa della rotaia, mentre l'usura grave è prodotta, principalmente, sulla faccia della rotaia a contatto con la flangia della ruota. Al descrivere una curva il veicolo ferroviario, in assenza di lubrificazione, produce rimozione del materiale mediante delaminazione [16].

È possibile distinguere due tipi di usura nel sistema ruota-rotaia:

- Usura uniforme: lungo il profilo longitudinale della rotaia e la tavola della ruota, che modifica il loro profilo trasversale.
- Usura non uniforme: colpisce il profilo longitudinale della superficie di rotolamento della rotaia e il profilo circonferenziale della ruota.

I modelli utilizzati per predire l'usura delle rotaie e delle ruote dei veicoli ferroviari considerano che l'usura è il risultato dello slittamento relativo fra le superfici della ruota e rotaia che si verifica nella zona di scorrimento dell'area di contatto. Le velocità relative di

scorrimento nell'area di contatto fluttuano nel tempo, come risultato della trasmissione di carichi dinamici tra la ruota e la rotaia, producendo usura non uniforme nelle superfici di rotolamento di ruote e rotaie.

I modelli più comuni nella stima dell'usura dovuto al contatto ruota-rotaia sono il modello di usura proporzionale al lavoro di attrito (o energia dissipata per attrito) ed il modello di usura di Archard [17]. La maggior parte dei modelli sviluppati per la previsione di usura delle rotaie e ruote impiegano il modello di usura proporzionale al lavoro di attrito. Tuttavia, alcuni autori, come Jendel [18], hanno usato il modello di Archard per la previsione di usura su ruote, con buona coerenza con le misure sperimentali. Similmente, Telliskivi e Olofsson [10] lo impiegano per simulare l'usura delle sezioni trasversali della ruota e della rotaia.

Di seguito viene descritto il modello di usura Archard, il modello di usura proporzionale all'energia dissipata dall'attrito e da un modello di usura basato sull'indice di usura $T\gamma/A$, che deriva da quello precedente.

3.3.1. Modello di usura di Archard

Secondo Archard [17], il volume di materiale che viene rimosso da una superficie può essere stimata con l'espressione (3.4):

$$V_w = k_w \frac{F_z d_s}{H} \quad (m^3) \quad (3.4)$$

dove F_z (N) è la forza normale al contatto, d_s è la distanza di scorrimento nella zona di contatto, H (N/m²) è la durezza del materiale più tenero delle due superfici in contatto e k_w è il coefficiente di usura, che dipende dal carico normale e dalla velocità di scorrimento. Nella Figura 3.3, si mostra una mappa con i valori del coefficiente di usura ottenuto sperimentalmente, in funzione di tali parametri [18]. Per il contatto tra la testa della rotaia e la zona di rotolamento della ruota, che si verifica quando il veicolo ferroviario circola su una curva dritta o ad alto raggio, nel quale si producono pressioni normali moderate e basse velocità di scorrimento, il valore del coefficiente di usura è compreso tra $1 \cdot 10^{-4}$ e $10 \cdot 10^{-4}$. Quando l'automotrice circola attraverso una curva pronunciata il contatto viene prodotto tra la faccia attiva della rotaia e la flangia della ruota in una zona molto piccola di contatto, con il quale la pressione normale e la velocità di scorrimento sono elevate.

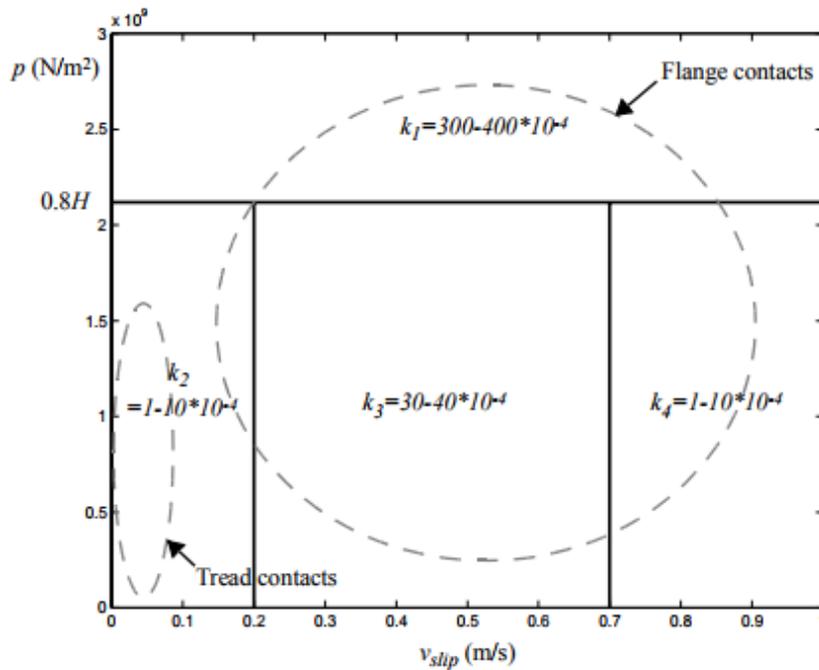


Figura 3.3 - Coefficienti di usura in funzione della velocità di scorrimento (x) e della pressione nominale (y) [1]

Se si dividono i due lati dell'equazione per l'area di contatto, è possibile calcolare la profondità di usura dalla (3.5)

$$\Delta z = k_w \frac{p_z |d_s|}{H} \quad (m) \quad (3.5)$$

3.3.2. Modello di usura proporzionale all'energia dissipata per attrito

Un'ulteriore metodo per il calcolo dell'usura considera che la perdita di materiale per unità di area Δm_w è proporzionale al lavoro di attrito nell'area di contatto per unità di superficie o densità di lavoro d'attrito ω_f (N/m) (3.6):

$$\Delta m_w = C_w \omega_f \left(\frac{kg}{m^2} \right) \quad (3.6)$$

essendo C_w (kg/Nm) un parametro che dipende dai materiali delle superfici di contatto, la lubrificazione, la temperatura, ecc.

La profondità dell'usura si può calcolare a partire dalla perdita di materiale per unità di area (Δm_w) e la densità del materiale (ρ) mediante l'equazione (3.7):

$$\Delta z = \frac{\Delta m_w}{\rho} = \frac{C_w \omega_f}{\rho} \quad (m) \quad (3.7)$$

Il lavoro di attrito per unità di superficie o densità di lavoro di attrito si può ottenere integrando in un intervallo di tempo $[0, t]$ la potenza d'attrito per unità di superficie o densità di potenza d'attrito $p_f(N/ms)$ (3.8):

$$\omega_f = \int_0^t p_f dt \left(\frac{N}{m} \right) \quad (3.8)$$

La potenza d'attrito per unità di superficie si calcola a partire dalle tensioni tangenziali p_τ e la velocità di scorrimento relativo s (3.9):

$$p_f = |p_\tau s| = |p_x s_x + p_y s_y| \left(\frac{N}{ms} \right) \quad (3.9)$$

Sostituendo le espressioni (3.9) (3.8) nella (3.7), la profondità dell'usura si può ottenere a partire dall'equazione (3.10):

$$\Delta z = \frac{C_w \omega_f}{\rho} = \frac{C_w |p_\tau s| \Delta t}{\rho} = \frac{C_w |P_\tau S_\tau|}{\rho} (m) \quad (3.10)$$

Dove S_τ sono gli spostamenti nel contatto.

3.3.3. Modello d'usura basato sull'indice d'usura $T\gamma/A$

Un altro modello di usura basato sul modello di usura proporzionale al lavoro di attrito è quello che impiega Ward *et al.* [19] per stimare l'usura che modifica la sezione trasversale della ruota. Secondo questo modello, il tasso di usura ω_r , definito come massa eliminata per unità di distanza di rotolamento e dalla superficie dell'area di contatto, è calcolata in base alla forza di contatto T (N), la velocità di scivolamento ridotta γ e l'area di contatto A (mm^2) (3.11):

$$\omega_r = K_i \frac{T\gamma}{A} \left(\frac{\mu g}{mm^2} \right) \quad (3.11)$$

Dove K_i ($\mu g/Nm$), con $i=1,2,3$, è il coefficiente d'usura che dipende dal regime di usura: leggero (K_1), intermedio (K_2) e severo (K_3).

Braghin *et al.* [1] a partire dalle prove sperimentali determinarono i coefficienti de usura in funzione dei distinti regimi di usura, definiti come intervalli dell'indice di usura $T\gamma/A$ (come vedere Figura 3.4 e Tabella 3.1).

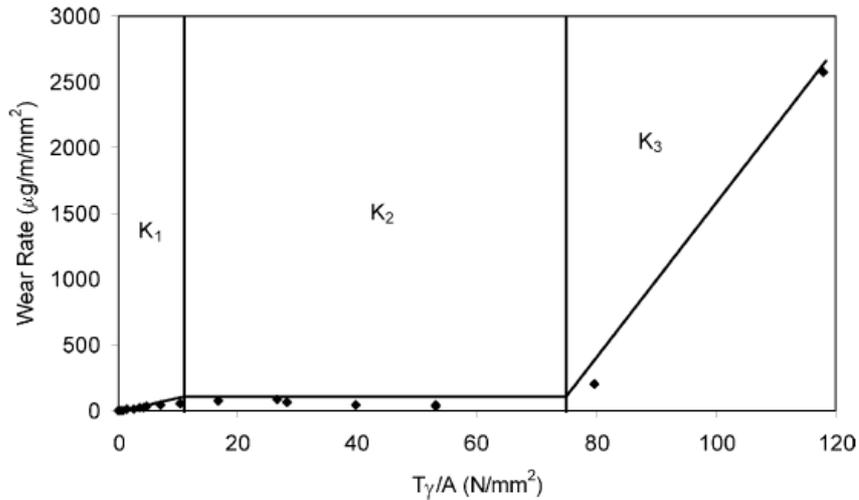


Figura 3.4 - Tasso di usura indicato per i differenti indici di usura $T\gamma/A$ [1]

Tabella 3.1 - Regimi e coefficienti di usura per i materiali della ruota R8T e i binari UIC60 900A [1]

Regime di usura	Indice di usura $T\gamma/A \left(\frac{N}{mm^2}\right)$	Percentuale di usura $\omega_r = K_i \frac{T\gamma}{A} \left(\frac{\mu g}{m \cdot mm^2}\right)$
K ₁ (leggero)	$T\gamma/A < 10,4$	$5,3 T\gamma/A$
K ₂ (severo)	$10,4 < T\gamma/A < 77,2$	55
K ₃ (catastrofico)	$77,2 < T\gamma/A$	$61,9 (T\gamma/A - 77,2) + 55$

Questo modello di usura è applicato in modo globale, cioè permette di ottenere un valore medio di usura nell'area di contatto. Alcuni ricercatori utilizzano questo modello per stimare l'usura localmente, cioè in ogni elemento della discretizzazione dell'area di contatto, considerando che l'indice di usura $T\gamma/A$ può essere calcolato per ogni elemento dalle tensioni, delle velocità di scorrimento e il regime del veicolo nella seguente forma:

$$T\gamma/A = \frac{|P_{\tau}S|}{V} \cdot 1 \cdot 10^{-6} \left(\frac{N}{mm^2}\right) \quad (3.12)$$

Una volta che si conosce il valore dell'indice di usura in ogni elemento, si determina il regime di usura corrispondente e il valore del coefficiente di usura K_i associato alla Tabella 3.1.

Croft [20] combina questo modello di usura empirica con il modello di usura proporzionale all'energia dissipata dall'attrito per analizzare la crescita della rugosità nella rotaia dovuto all'usura per vari meccanismi. Innanzitutto, ottiene un coefficiente di usura equivalente dall'indice di usura (Tabella 3.2) e quindi utilizza il modello di usura proporzionale all'energia dissipata da attrito per calcolare la profondità di usura in ogni elemento, attraverso l'espressione (3.10).

Tabella 3.2 - Regimi e coefficienti di usura equivalente C_w (kg/Nm) [20]

Regime di usura	Indice di usura $T\gamma/A \left(\frac{N}{mm^2}\right)$	Coefficiente di usura equivalente $C_w \left(\frac{kg}{Nm}\right)$
K ₁ (leggero)	$T\gamma/A < 10,4$	$5,3 \cdot 10^{-9}$
K ₂ (severo)	$10,4 < T\gamma/A < 77,2$	$55 \cdot 10^{-9} / T\gamma/A$
K ₃ (catastrofico)	$77,2 < T\gamma/A$	$[61,9 (T\gamma/A - 77,2) + 55] / (T\gamma/A) \cdot 10^{-9}$

4. Simulazione della dinamica di veicoli ferroviari con metodi numerici [21]

4.1. Simulazione multibody

Un sistema *Multibody* è una rappresentazione di un sistema meccanico basata su un insieme di corpi rigidi o flessibili tra loro connessi da vincoli cinematici e soggetti ad una serie di forze esterne.

I vincoli cinematici sono connessioni rigide che limitano i gradi di libertà del sistema (cerniere, carrelli, moti imposti, ecc.).

Si tratta quindi di un approccio a parametri concentrati, che consente di realizzare modelli relativamente semplici delle strutture in esame.

Per questa ragione risulta indispensabile avere una buona conoscenza della struttura da simulare e degli obiettivi della simulazione.

Il modello deve essere sviluppato allo scopo di analizzare un problema specifico, ed occorre tenere in considerazione le semplificazioni introdotte in modo che non influiscano negativamente sui risultati della simulazione.

Ad esempio, essendo i corpi e i vincoli introdotti privi di flessibilità, occorre valutare preventivamente se tale flessibilità è trascurabile, in caso contrario è comunque possibile introdurla mediante elementi elastici.

I codici multibody sono particolarmente indicati nello studio della dinamica e della cinematica dei sistemi meccanici, in particolar modo quando entrano in gioco grandi spostamenti e quando la topologia iniziale del sistema può variare significativamente durante la simulazione.

Questa caratteristica li rende adatti allo studio della dinamica dei veicoli.

Per questa ragione sono molto diffusi codici multibody mirati allo studio di problematiche di tipo veicolistico, e che quindi sono dotati di elementi strutturali e strumenti di analisi adatti al campo specifico di applicazione.

Ad esempio, i codici mirati allo studio degli autoveicoli sono dotati di elementi che simulano il contatto pneumatico - asfalto e di strumenti in grado di valutare gli indici di comfort, i codici operanti in campo ferroviario hanno elementi che simulano il contatto ruota - rotaia e analisi in grado di valutare la stabilità, i fattori di sicurezza contro il deragliamento.

I campi applicativi sviluppabili per le simulazioni multibody sono:

- Veicoli Terrestri
- Veicoli su gomma
- Veicoli su rotaia
- Veicoli speciali
- Automazione / Robotica
- Meccanismi in genere
- Analisi preliminari su problemi complessi

L'organizzazione di un codice multibody è schematizzata in Figura 4.1.

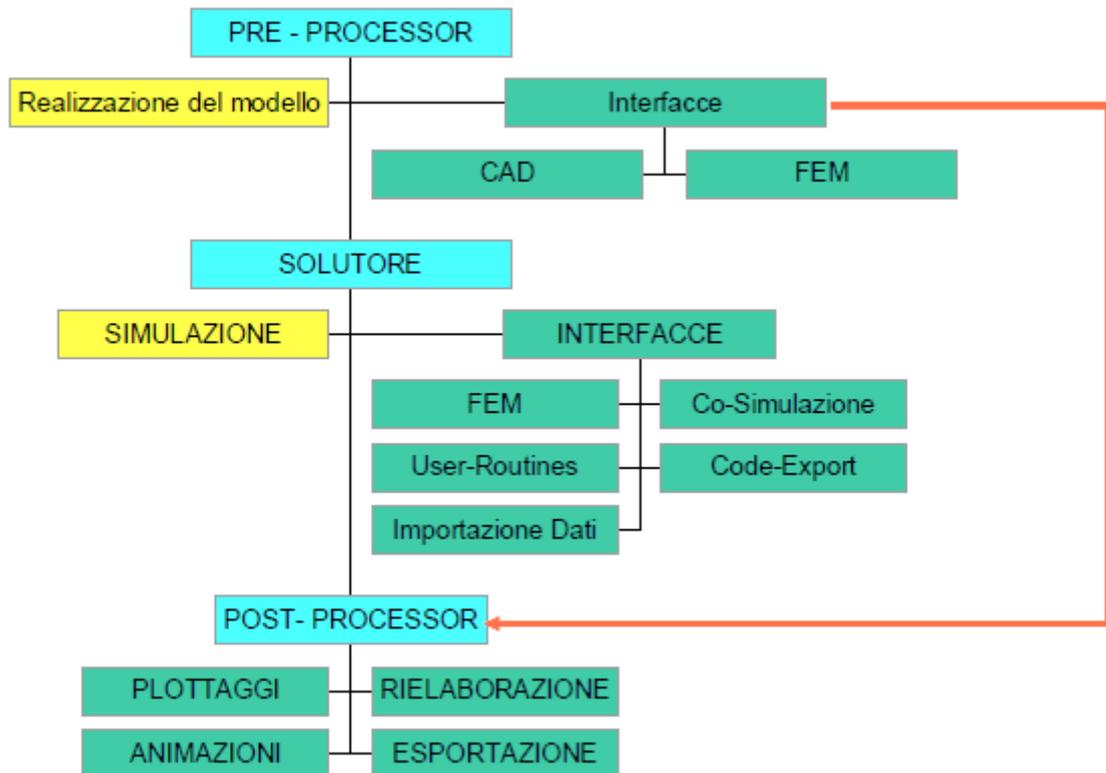


Figura 4.1 - Organizzazione di un codice multibody

I principali elee costituiscono la progettazione multibody sono:

4.1.1. Modellazione multibody

I principali elementi che costituiscono il modello multibody sono:

- Corpi Rigidi (Corpi Flessibili);
- Vincoli;
- Forze applicate;
- Variabili di stato;
- Equazioni di stato;
- Equazioni differenziali.

Inoltre, è necessario considerare anche gli elementi del modello non strutturali (solo PRE/POST) i quali sono costituiti da:

- Variabili di parametrizzazione
- Geometrie
- Commenti / nomi
- Gruppi / Macro

Elemento essenziale è il sistema di riferimento (Figura 4.2) il quale può essere:

- Ground: sistema di riferimento assoluto (inerziale)
- LPRF: sistema di riferimento associato a ciascun corpo definito rispetto al sistema di riferimento assoluto.
- Marker: sistemi di riferimento locale definiti rispetto al LPRF del corpo cui appartiene.

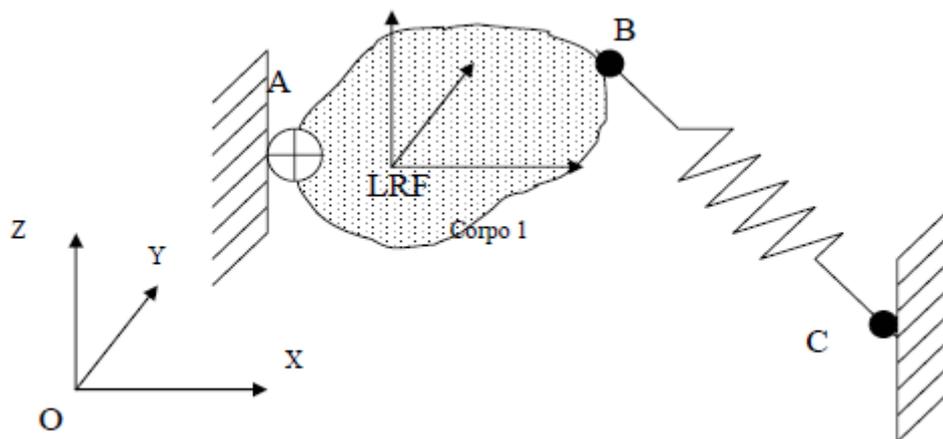


Figura 4.2 - Sistemi di riferimento

La creazione dei corpi implica la realizzazione dei seguenti elementi:

- Sistema di riferimento locale (LPRF).
- Proprietà inerziali.

- Condizioni iniziali.

Inoltre, ogni corpo può presentare i seguenti elementi aggiuntivi:

- Marker
- Geometrie
- Sensori

Ulteriore elemento indispensabile è la determinazione delle forze che si sviluppano tra i vari corpi creati. Attraverso l'elemento forza è possibile definire:

- Rigidezze (Lineari/Non Lineari, Torsionali/Traslazionali, Monodimensionali/tridimensionali)
- Smorzamenti
- Forze Gravitazionali
- Elementi Beam
- Elementi Flessibili (Multi Point Forces)
- Forze di Attrito
- Forze Aerodinamiche
- Elementi speciali (Pneumatico / Forze Ruota-Rotaia)
- Forze Applicate comunque definite (USER)

Una volta definiti gli elementi base che caratterizzano un corpo multibody è possibile procedere con la simulazione.

I codici Multibody consentono di effettuare diversi tipi di simulazioni:

- Analisi Statica
- Analisi Quasi Statica
- Analisi Cinematica
- Analisi Transiente
- Analisi agli autovalori

4.2. Analisi del software di simulazione multibody Simpack

Il software Simpack è uno strumento per modellare, simulare, analizzare e progettare qualsiasi tipo di sistema meccanico, come ad esempio veicoli, robot, macchine e meccanismi. È in grado di analizzare il comportamento vibrazionale, calcolare le forze e le accelerazioni, così come descrivere e prevedere il moto dei sistemi multibody e valutare l'usura dei profili.

Il concetto di base di Simpack è creare le equazioni del moto per sistemi mecatronici e meccanici e poi da queste equazioni, applicare procedimenti matematici diversi per produrre una soluzione.

Le equazioni del moto possono essere risolte all'interno di Simpack o esportate.

Il software ha una gamma completa di funzionalità di modellazione e di calcolo, insieme a un'interfaccia utente ben adattata alle esigenze ingegneristiche. Grazie alle sue capacità di modellazione completa, è stato applicato con successo all'interno delle istituzioni del settore, Università e Ricerca.

I campi nei quali è stato implementato il software Simpack è il seguente:

- Veicoli Automotive
- Veicoli cingolati
- Robotica
- Macchine utensili
- Macchine da stampa
- Macchine per l'imballaggio
- Dinamiche di terra di aerei
- Dinamica dei veicoli spaziali
- Progettazione di macchine elettriche.

4.2.1. Modalità di analisi

Per analizzare e progettare sistemi dinamici è a disposizione una vasta gamma di funzioni di analisi:

- Analisi statica
- Analisi cinematica
- Analisi dinamica non lineare
- Analisi del sistema lineare
- Generazione di codice simbolico
- Analisi degli autovalori.

4.2.2. Struttura del programma

La finestra d'interfaccia di Simpack serve a quattro scopi principali:

1. L'interfaccia utente include una finestra di set-up modello di dialogo guidato, che comprende caselle di riepilogo per gli elementi MBS-biblioteca, parametri ecc. Questo modulo interattivo genera tutti i dati necessari per la descrizione fisica e

grafica completa delle MBS. Esso genera anche tutti i dati necessari per Simpack per eseguire i metodi di valutazione numerici.

2. Impedisce all'utente di creare modelli inconsistenti. Logici controlli sui dati della selezione d'ingresso sono fatti da Simpack e calcoli effettuati on line per sistemi ad anello chiuso per garantire che il modello è praticabile.
3. Fornisce aiuto su tutte le voci di menu.
4. Fornisce il controllo completo sulla creazione del modello e dei processi di simulazione.

4.2.3. Pre-processing (Model Set-up)

In Simpack, la finestra d'installazione del modello pre-processor è una finestra grafica 3D. Ad ogni passo del processo di modellazione l'utente ha l'immagine grafica diretta del sistema. I dati del modello memorizzati sono utilizzati come input per l'analisi. È possibile accedere a questi dati leggibili dall'utente che rappresentano una descrizione chiara e documentazione delle MBS. Questi dati sono in formato ASCII.

Ampie librerie di elementi di accoppiamento quali i giunti e gli elementi di forza, così come le funzioni di eccitazione, aiutano a costruire il modello.

Simpack è un sistema aperto che possiede vari collegamenti ai prodotti software standard esterni, come ad esempio un'interfaccia per programmi FEM e per modelli CAD.

Gli strumenti di visualizzazione 2D e 3D consentono all'utente di visualizzare i risultati della simulazione in molte forme diverse. Questi includono tabelle, grafici ed animazioni in tempo reale.

4.2.4. Dal modello alla simulazione

Dalla fase iniziale di modellazione alla presentazione dei risultati, ci sono sei passaggi. Le prime tre fasi, eseguite fuori dall'ambiente Simpack, sono le seguenti:

- Fase 1. Definizione del problema.
- Fase 2. Sviluppo del modello meccanico.
- Fase 3. Fornitura dei parametri fisici del modello.

I passi 4-6 sono elaborati dal modello numerico matematico di Simpack:

- Fase 4. Pre-processing: è inserito il set di dati, ottenuti da passaggi 1-3, con l'aiuto dell'interfaccia utente.

Fase 5. Problem Solution: generazione e soluzione delle equazioni differenziali che governano il moto.

Fase 6. Post-processing: presentazione dei risultati.

Fase 2: Sviluppo del modello meccanico

- La struttura meccanica è divisa in organi e strutture d'interconnessione (articolazioni).
- Definizione dei vincoli.
- Definizione delle forze.

Fase 3: Fornitura dei parametri del modello

- Definizione dei parametri fisici del modello, come massa, momenti di inerzia e centro di massa.
- Definizione della geometria della struttura.

Fase 4: Pre-elaborazione

I dati del modello sono immessi nel software. Questi dati includono:

- Il modello fisico.
- Tutte le funzioni d'input per il modello tra i vincoli, le forze e le funzioni di eccitazione.
- I dati geometrici 3D associati per la rappresentazione grafica dei corpi.
- Le impostazioni di calcolo numerico.
- Le impostazioni per le quantità di output.
- Le impostazioni per l'ottimizzazione.

Fase 5: Problem Solution

Le equazioni differenziali che governano il moto sono generate automaticamente da Simpack.

Fase 6: Post-processing

Tramite l'apposita interfaccia Simpack è possibile consultare i risultati ottenuti.

4.2.5. Modalità di analisi

Simpack offre un'ampia gamma di tecniche di analisi, che possono essere usate per la progettazione del sistema dinamico.

1. Analisi statica

Comprende il calcolo delle misure d'interesse provenienti da stati di equilibrio statico e stati quasi statici che si verificano nella dinamica del sistema.

2. Analisi cinematica

Vengono frequentemente indicate con analisi cinematiche le analisi dinamiche effettuate su sistemi con zero gradi di libertà. Il termine deriva dal fatto che questo tipo di simulazioni si adattano allo studio di cinematismi. La simulazione viene effettuata imponendo su ciascun grado di libertà residuo del meccanismo un moto imposto e permette quindi di risolvere il problema inverso della dinamica. La soluzione delle analisi cinematiche viene effettuata risolvendo le sole equazioni di vincolo.

Le analisi cinematiche vengono usate per studiare problemi di ingombri e traiettorie.

In questa trattazione indichiamo con analisi dinamica una simulazione che a partire dalle condizioni iniziali (posizione relativa dei corpi, velocità iniziali, forze applicate) consente di valutare l'evoluzione del sistema nel tempo sotto l'azione delle forze esterne.

Si tratta quindi di un'analisi di transitorio che deve risolvere le equazioni del moto e di vincolo fornendo la storia temporale di ciascuna variabile di stato del sistema.

L'analisi statica invece forniva come risultato un'unica determinazione delle variabili di stato, e questa è una prima ragione per cui questo tipo di analisi è molto più onerosa dal punto di vista del tempo di calcolo.

3. Analisi degli Autovalori

L'analisi degli autovalori del sistema (spesso indicata dai codici come analisi lineare) è uno strumento in grado di fornire una prima validazione del modello basata su risultati sperimentali (Analisi modale).

Gli autovalori e le forme modali del sistema possono comunque consentire una verifica della correttezza del modello anche se non si dispone di risultati sperimentali (infatti le frequenze proprie del sistema possono essere stimate grossolanamente mediante metodi molto semplici ed in seguito confrontate con i risultati della simulazione). Infine, l'analisi lineare è uno strumento molto efficace in sede di pre-progetto per effettuare analisi parametriche, ottimizzazioni e verifiche delle risonanze presenti nel sistema.

4.2.6. Post-processor

Il post-processore è utilizzato per visualizzare i risultati prodotti dal modulo di analisi del sistema. Simpack contiene una serie di moduli diversi per visualizzare e manipolare i

risultati dell'analisi di sistema. C'è un certo numero di trame grafiche disponibili per visualizzare i risultati.

Simpack offre anche, per completare le proprie strutture di post-processing, interfacce per diversi pacchetti di post-processing.

5. Descrizione del veicolo di riferimento e modello multibody

5.1. Descrizione del veicolo di riferimento

Le automotrici ALn 663 (serie 1000 e 1100) (Figura 5.1) sono una famiglia di rotabili ferroviari leggeri delle Ferrovie dello Stato Italiane a motore Diesel, prodotti dal 1983 al 1993 dalla FIAT Ferroviaria Savigliano [22]. L'automotrice presenta 63 posti a sedere di cui 12 di prima e 51 di seconda classe. È un'automotrice a motore endotermico alimentato a gasolio. Ciascun rotabile è dotato di due motori diesel sovralimentati, tipo 8217.32 "a sogliola", a sei cilindri, tarati a 170 kW e disposti sotto il pavimento che trasmettono il moto uno per ciascun carrello. La trasmissione è di tipo classico con frizione, cambio meccanico a cinque marce e ponte riduttore. Le due serie si differenziano per il rapporto di trasmissione: la serie 1000 (ALn 663 serie 1001÷1016) è caratterizzata da un rapporto corto per l'impiego su tratte di montagna, con velocità massima di 120 km/h, mentre la serie 1100 (ALn 663 1101÷1204) consente una velocità massima di 130 km/h [23]. La serie 1000, proprio per le caratteristiche meccaniche precedentemente elencate, è normalmente utilizzata per i servizi sulla linea Novara – Aosta – Pré St. Didier. È previsto il comando multiplo che permette composizioni fino a tre automotrici comandabili da un unico banco di manovra. Ogni automotrice ha due comparti di seconda classe e uno di prima classe. Le cabine di comando adottano il "banco di manovra unificato" con combinatore a pettine integrante i comandi di cambio, frizioni e acceleratori. Ciascun banco è integrato da un rubinetto del freno, di tipo continuo automatico, di tachigrafo e di segnalatori acustici (fischio e tromba).



Figura 5.1 - Automotrice ALn663

5.2. Modellazione numerica dell'automotrice ALn 663

Il modello dell'automotrice ALn 663 è stato elaborato tramite il software Simpack, il quale modella i componenti assegnando ad essi proprietà di massa, inerzie, elasticità del materiale e smorzamento.

La geometria del modello non è considerata funzionale ai fini di calcolo, quindi è stata schematizzata la cassa come un parallelepipedo. In Figura 5.2 è mostrato il modello dell'automotrice ALn 663 realizzata mediante il software Simpack.

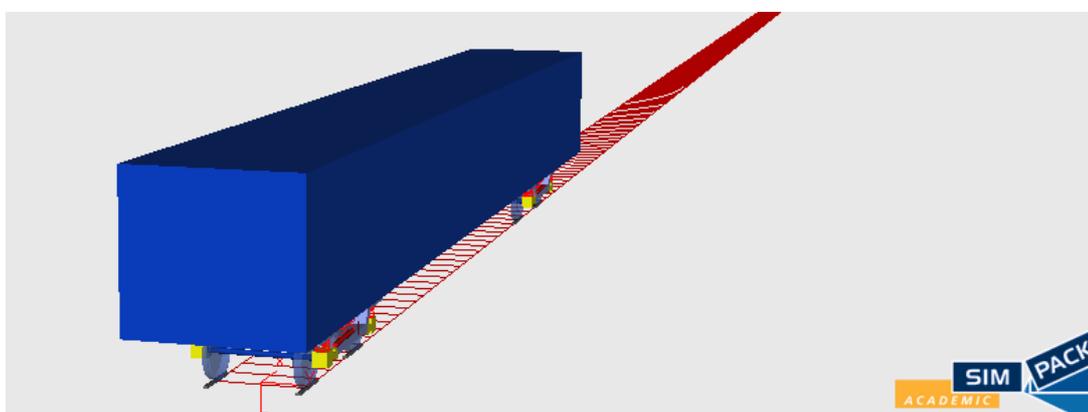


Figura 5.2 - Modello multibody dell'automotrice Aln663 in ambiente Simpack

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

1. Sala portante e sala motrice
2. Boccola
3. Sospensioni primarie
4. Telaio carrello
5. Ammortizzatori verticali e ammortizzatori laterali
6. Sospensioni secondarie
7. Tamponi
8. Trave oscillante
9. Ralla
10. Cassa

5.2.1. Sala portante e sala motrice

Si possono distinguere i due tipi di sala poiché la sala motrice presenta un prisma irregolare rappresentante il ponte inversore collegato con il cambio di velocità (Figura 5.3).

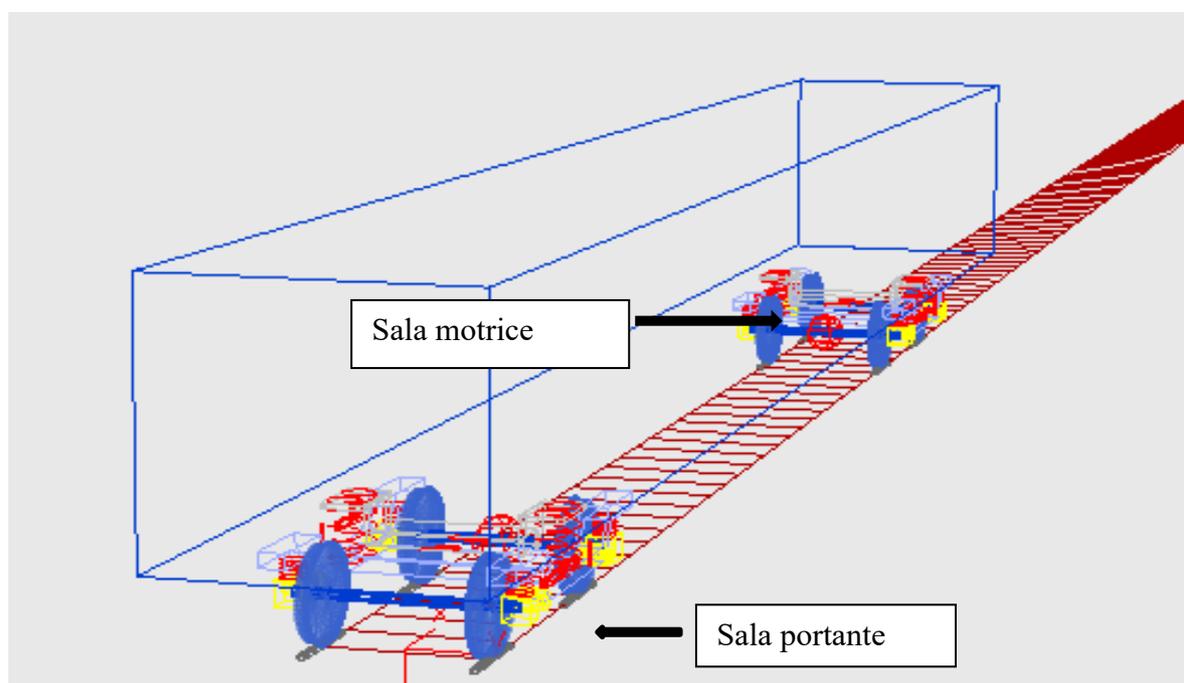


Figura 5.3 – Distinzione sala portante e sala motrice

Il modello (così come l'automotrice reale) presenta le due sale centrali motorizzate le quali sono state contraddistinte, tramite due funzioni, da coppia motore e coppia frenante.

Descrizione del veicolo di riferimento e modello multibody

Le funzioni di coppia variano istante per istante a seconda della velocità che assume il veicolo.

Ogni range di velocità presenta una coppia motrice massima definita dalle diverse leggi di coppia fornite dal costruttore [22]. Ovviamente la coppia non può raggiungere valori superiori a quelli massimi; quindi una volta saturata, la vettura modellizzata non fornirà più accelerazione anche se questa non ha raggiunto la velocità prestabilita.

La coppia frenante invece viene erogata interamente quando richiesta e permane allo stesso valore fino a quando cessa l'azione.

Si riportano le due funzioni di coppia e le varie leggi di coppia motrici per differenti range di velocità.

Coppia motrice massima (5.1):

$$IFCTN(abs(JOINTST(\$J_SALA, 6,1)), \$I_CM) * 1000 \quad (5.1)$$

Coppia motrice semplificata al variare della velocità (5.2):

$$\begin{aligned} & -\min(2000 * \max(JOINTST(\$J_Sala, 6,1) * 0.46 \\ & \quad + IFCTNX (time \\ & \quad * 1.0, \$I_VRIF),0), \$X_Cmax) + \$X_CBr \end{aligned} \quad (5.2)$$

Coppia frenante:

$$\begin{aligned} & \min(-10000 * \min(JOINTST(\$J_SALA, 6,1) * 0.46 \\ & \quad + IFCT(time * 1.0\$I_VRIF), 0.001) \\ & \quad * 10000, 25000) \end{aligned} \quad (5.3)$$

Analizzando le schede treno [24], riguardanti la tratta ferroviaria presa in esame, sono state parametrizzate la velocità in base alla chilometrica della tratta. Si è costruita una funzione velocità, chiamata VELRIF (Figura 5.4), seguita dal veicolo.

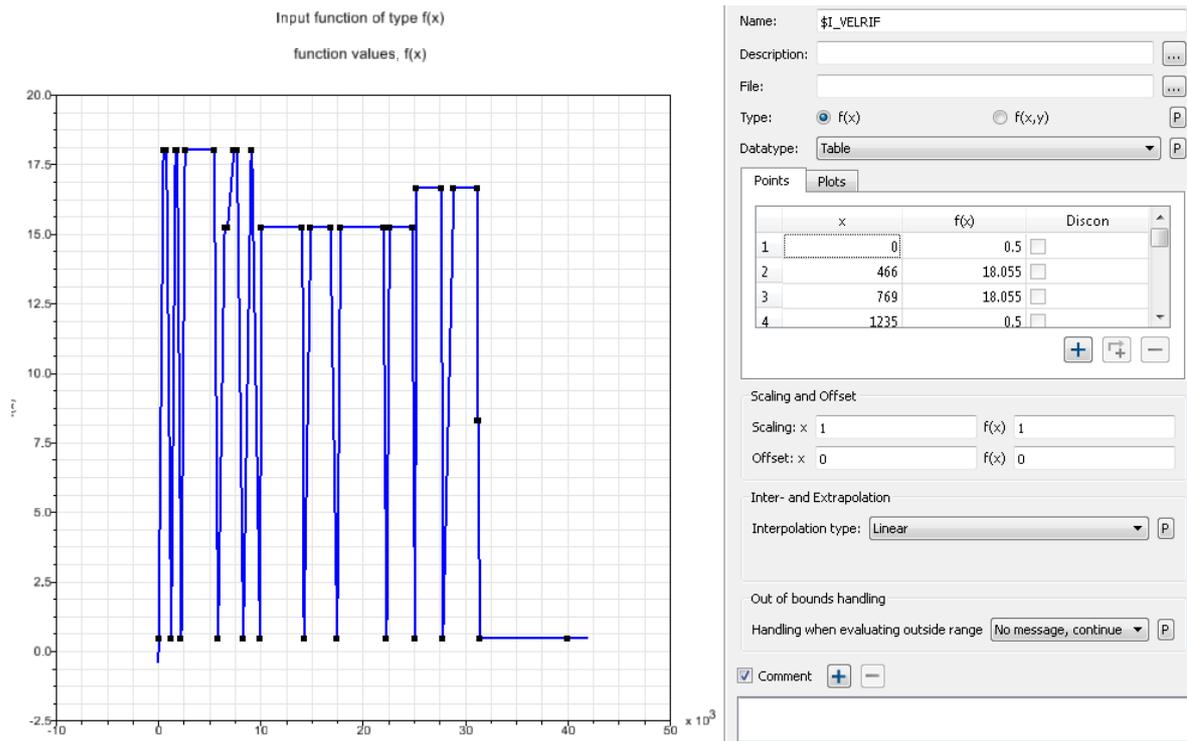


Figura 5.4 - Parametrizzazione velocità

La simulazione è effettuata a velocità controllata effettuato tramite una funzione F_TEST, la quale fa incrementare o ridurre l'accelerazione in modo da minimizzare o eliminare il delta di velocità tra la velocità richiesta e la velocità effettiva del rotabile. La forza torsionale compensa il delta di velocità istante per istante.

Un'ulteriore elemento di distinzione tra la sala portante e la sala motrice riguarda le proprietà di massa e d'inerzia in quanto sulla sala motrice oltre al peso proprio grava anche la massa del ponte riduttore [22].

Dopo essere stati opportunamente calcolati sono stati inseriti i valori di massa e i valori delle inerzie per le singole sale, riassunte nella Tabella 5.1.

Tabella 5.1 - Valori di massa e inerzia delle due differenti sale

Corpi rigidi	Quantità	Massa [kg]	IXX [kg m ²]	IYY [kg m ²]	IZZ [kg m ²]
Sala portante	2	1200	700	90	700
Sala motrice	2	1400	750	110	750

5.2.2. Boccola

Le boccole a braccio imperniate con *silent blok* al telaio del carrello sono la soluzione usata sulle Aln 663.

La boccola presenta un unico alloggiamento per la sospensione primaria posto in testa ed è infine collegata al telaio carrello tramite braccio. L'elasticità in senso longitudinale e in senso laterale è dovuta al silent blok [24].

Si riporta in Figura 5.5 i componenti costituenti il corpo boccola e sospensione.

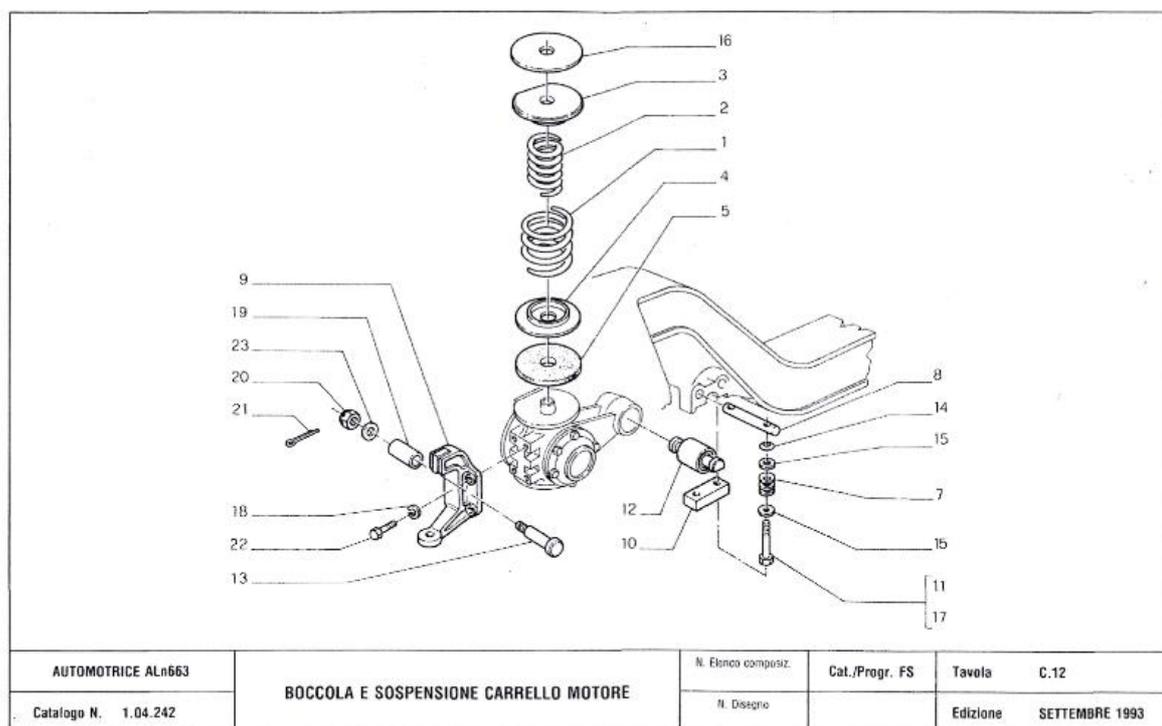


Figura 5.5 - Boccola e sospensione carrello motore

Si sono modellati i componenti riportati nell'elenco:

1. Corpo boccola
2. Braccio boccola
3. Silent blok
4. Alloggiamento sospensione
5. Tassello di gomma
6. Sospensioni primarie concentriche

Si riporta in Figura 5.6 la schematizzazione della boccola e braccio boccola, con ausilio del software Simpack.

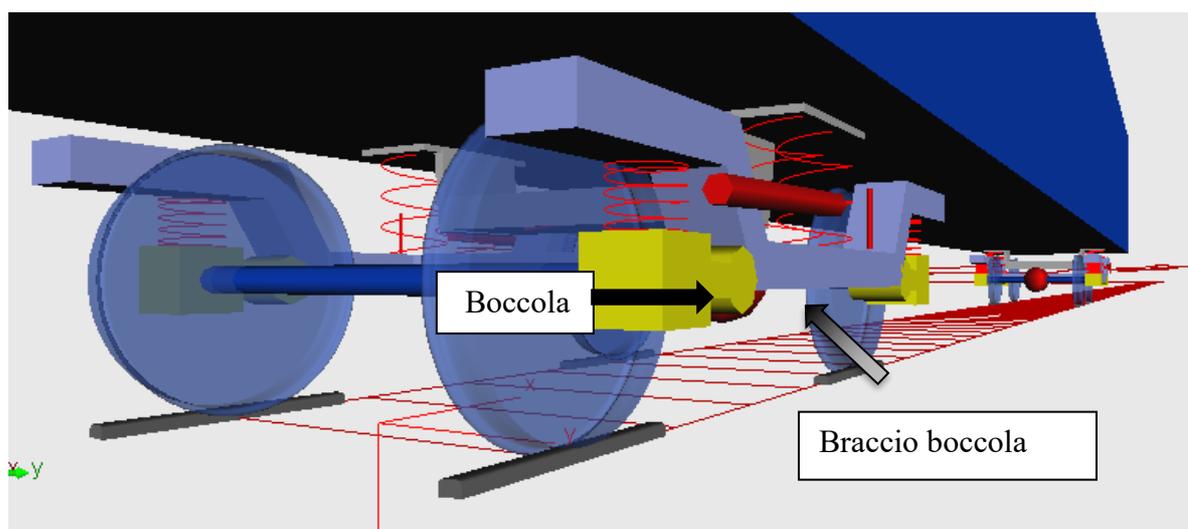


Figura 5.6 - Schematizzazione della boccola e del braccio boccola

Date le specifiche tecniche fornite dal fornitore si sono definiti i parametri di massa e d'inerzia (Tabella 5.2).

Tabella 5.2 - Parametri di massa e d'inerzia boccola

Corpi rigidi	Quantità	Massa [kg]	IXX [kg m ²]	IYY [kg m ²]	IZZ [kg m ²]
Boccola	8	100	0,5	0,5	0,5

Si può notare che la boccola presenta una massa di 100 kg ed un momento d'inerzia identico nelle tre direzioni pari a 0,5 kgm².

L'elasticità del collegamento tra braccio boccola e carrello è garantita dal silent blok [24]. Le caratteristiche di rigidità del silent blok sono state definite secondo i dati forniti dal costruttore.

Si riportano dalla Tabella 5.3 alla Tabella 5.7 le caratteristiche di rigidità e di smorzamento relativo a detti elementi inseriti nel software.

Tabella 5.3 - Caratteristiche di rigidità e di smorzamento della boccola (1)

Nome	Corpo i	Corpo j	Marker i	Marker j	Force's type	Nominal force in x [N]
\$F_B11	TC	B11	\$M_TC_BB11	\$M_B11_BB	43: Bushing Cmp	0,13642

Descrizione del veicolo di riferimento e modello multibody

\$F_B12	TC	B12	\$M_TC_BB12	\$M_B12_BB	43: Bushing Cmp	0,13642
\$F_B21	TC	B21	\$M_TC_BB21	\$M_B21_BB	43: Bushing Cmp	-0,13642
\$F_B22	TC	B22	\$M_TC_BB22	\$M_B22_BB	43: Bushing Cmp	-0,13642

Tabella 5.4 - Caratteristiche di rigidità e di smorzamento della boccola (2)

Nome	Nominal force in y [N]	Nominal force in z [N]	Nominal torque in al [Nm]	Nominal torque in be [Nm]
\$F_B11	-3,26E-11	-544,61	-8,20E-11	-179,72
\$F_B12	3,26E-11	-544,61	1,53E-11	-179,72
\$F_B21	-5,97E-12	-544,61	1,82E-11	179,72
\$F_B22	5,97E-12	-544,61	-2,04E-10	179,72

Tabella 5.5 - Caratteristiche di rigidità e di smorzamento della boccola (3)

Nome	Nominal torque in ga [Nm]	Transl. Stiffness in x [N/m]	Transl. Stiffness in y [N/m]	Transl. Stiffness in z [N/m]
\$F_B11	-4,64E-11	1.923.529,42	2.452.500	39.240.000
\$F_B12	1,53E-10	1.923.529,42	2.452.500	39.240.000
\$F_B21	-6,28E-11	1.923.529,42	2.452.500	39.240.000
\$F_B22	-1,47E-11	1.923.529,42	2.452.500	39.240.000

Tabella 5.6 - Caratteristiche di rigidità e di smorzamento della boccola (4)

Nome	Rot. Stiffness in al [Nm/rad]	Rot. Stiffness in be [Nm/rad]	Rot. Stiffness in ga [Nm/rad]	transl. Damping in x [Ns/m]
\$F_B11	9.000	1.000	9.000	1.000
\$F_B12	9.000	1.000	9.000	1.000
\$F_B21	9.000	1.000	9.000	1.000
\$F_B22	9.000	1.000	9.000	1.000

Descrizione del veicolo di riferimento e modello multibody

Tabella 5.7 - Caratteristiche di rigidità e di smorzamento della boccola (5)

Nome	transl. Damping in y [Ns/m]	transl. Damping in z [Ns/m]	Rot. Damping in al [Nms/ras]	Rot. Damping in be [Ns/m]	Rot. Damping in ga [Ns/m]
\$F_B11	100	1.000	0,01	0,01	0,01
\$F_B12	100	1.000	0,01	0,01	0,01
\$F_B21	100	1.000	0,01	0,01	0,01
\$F_B22	100	1.000	0,01	0,01	0,01

5.2.3. Sospensioni primarie

La soluzione progettistica adottata sulle AIn 663 per il primo stadio di sospensione prevede una molla ad elica situata in testa ad ogni boccola. In Simpack la sospensione è stata schematizzata come flexicoil-Springs. Avendo a disposizione i dati geometrici costruttivi e il dato del materiale della molla, si è scelto di utilizzare, come input di definizione della Force Type, il modello Geometric data [24].

Si riportano dalla Tabella 5.8 alla Tabella 5.12 le Force Type utilizzate.

Tabella 5.8 - Caratteristiche della forze type della sospensione primaria (1)

Nome	Corpo i	Corpo j	Marker i	Marker j	Tipo_forza	Total heigh t [m]	Nomina l height [m]
\$F_S1 1	TC	B11	\$M_TC_S1 1	\$M_B11_S S	81: Flexicoil Springs Cmp	0,172	0,172
\$F_S1 2	TC	B12	\$M_TC_S1 2	\$M_B12_S S	81: Flexicoil Springs Cmp	0,172	0,172
\$F_S2 1	TC	B21	\$M_TC_S2 1	\$M_B21_S S	81: Flexicoil Springs Cmp	0,172	0,172
\$F_S2 2	TC	B22	\$M_TC_S2 2	\$M_B22_S S	81: Flexicoil Springs Cmp	0,172	0,172

Descrizione del veicolo di riferimento e modello multibody

Tabella 5.9 - Caratteristiche della force type della sospensione primaria (2)

Nome	Hel.1: Poisson number	Hel.1: Diameter of wire [m]	Hel.1: Radius of spring [m]	Hel.1: number of turns	Hel.1: Unloaded height [m]
\$F_S11	0,3	0,025	0,075	6,26	0,261
\$F_S12	0,3	0,025	0,075	6,26	0,261
\$F_S21	0,3	0,025	0,075	6,26	0,261
\$F_S22	0,3	0,025	0,075	6,26	0,261

Tabella 5.10 - Caratteristiche della force type della sospensione primaria (3)

Nome	Hel.2: Modulo di Young [N/m ²]	Hel.2: Poisson number	Hel.2: Diameter of wire [m]	Hel.2: Radius of spring [m]	Hel.2: number of turns
\$F_S11	206.000.000.000	0,3	0,035	0,113	4,5
\$F_S12	206.000.000.000	0,3	0,035	0,113	4,5
\$F_S21	206.000.000.000	0,3	0,035	0,113	4,5
\$F_S22	206.000.000.000	0,3	0,035	0,113	4,5

Tabella 5.11 - Caratteristiche della force type della sospensione primaria (4)

Nome	Hel.2: Unloaded height [m]	Rubber at from mk: Stiffnes x [N/m]	Rubber at from mk: Stiffnes y [N/m]	Rubber at from mk: Stiffnes z [N/m]	Rubber at from mk: Rot.stiff.x [Nm/rad]	Rubber at from mk: Rot.stiff.y [Nm/rad]
\$F_S11	0,261	0	0	0	0	0
\$F_S12	0,261	0	0	0	0	0
\$F_S21	0,261	0	0	0	0	0
\$F_S22	0,261	0	0	0	0	0

Descrizione del veicolo di riferimento e modello multibody

Tabella 5.12 - Caratteristiche della forze type della sospensione primaria (5)

Nome	Rubber at to mk: Stiffness x [N/m]	Rubber at to mk: Stiffness y [N/m]	Rubber at to mk: Stiffness z [N/m]	Rubber at to mk: Rot.stiff.x [Nm/rad]	Rubber at to mk: Rot.stiff.y [Nm/rad]
\$F_S11	200.000	200.000	23.298.000	200.000	200.000
\$F_S12	200.000	200.000	23.298.000	200.000	200.000
\$F_S21	200.000	200.000	23.298.000	200.000	200.000
\$F_S22	200.000	200.000	23.298.000	200.000	200.000

5.2.4. Telaio carrello

L'Aln 663 presenta il carrello di terza generazione FIAT a doppio collo di cigno, privo di parti sospese e componenti soggetti a usura per attrito.

Si riporta in Figura 5.7 il Complessivo carrello [24].

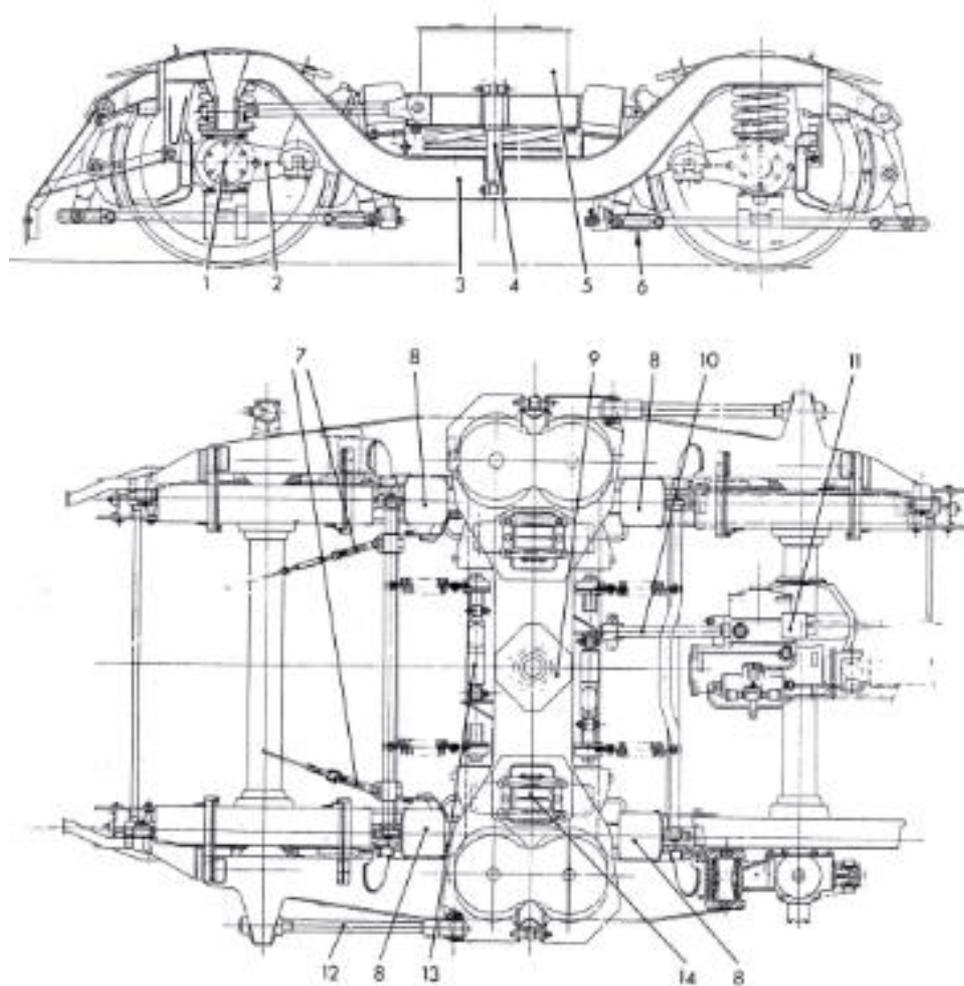


Figura 5.7 - Carrello complessivo

Distinta tecnica del complessivo in analisi;

1. **Boccola RIV-SKF**
2. **Braccio di reazione**
3. **Telaio carrello**
4. **Ammortizzatore verticale**
5. **Trave oscillante**
6. Recuperatore automatico giochi freno
7. Tiranti freno a mano
8. Cilindro freno
9. **Sede per perno di trascinamento**
10. Braccio di reazione del ponte inversore
11. Ponte inversore
12. **Asta di spinta fra trave oscillante e telaio carrello**

13. **Ammortizzatore trasversale**
14. **Rulli appoggio cassa**
15. **Perni per rulli**
16. **Perno di trascinamento sulla cassa**
17. **Molle sospensione secondaria**
18. **Molla esterna sospensione primaria**
19. **Molla interna sospensione primaria**
20. **Tasselli per tamponamento laterale traversa oscillante**

I componenti in grassetto sono stati modellati, secondo le istruzioni tecniche in possesso, sia geometricamente che numericamente; invece gli altri, numericamente, rispettano perfettamente le proprietà reali mentre la geometria risulta modellata in modo semplificato in quanto non si hanno sostanziali differenze sul risultato dell'analisi (organi di trazione e frenatura).

Il telaio carrello è stato modellizzato con diversi body. Il motivo non è solo estetico, anzi è stata usata questa soluzione anche per facilitare l'inserimento dei marker. Il buon inserimento di questi ultimi favorisce la modellizzazione delle Force Type.

In inciso, i marker sono dei riferimenti locali rispetto al riferimento principale, quindi identificati da una precisa posizione e permettono l'inserimento delle Force Type.

In Figura 5.8 è rappresentato il modello del telaio carrello della locomotiva Aln 663.

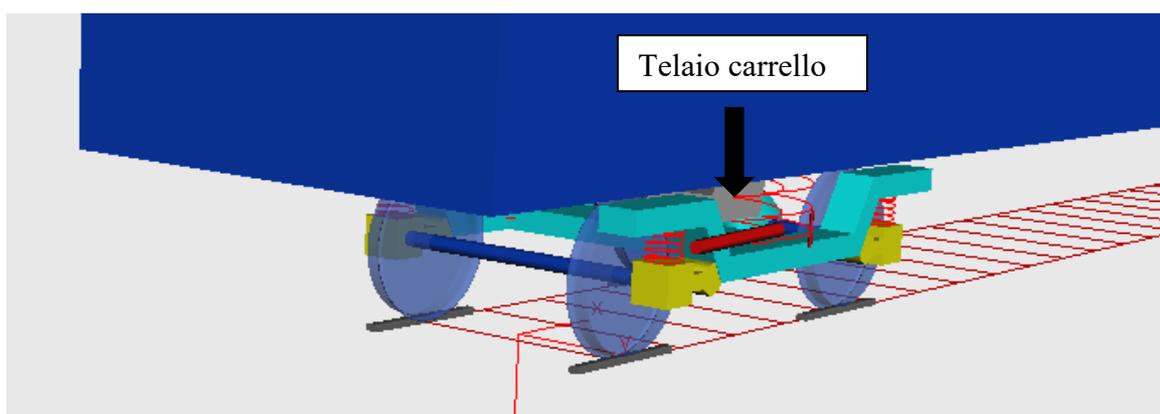


Figura 5.8 - Modello del telaio carrello Aln663

Il telaio carrello, come ogni altro body modellizzato, è costituito da una propria massa e da una propria inerzia [24]. Nella Tabella 5.13 sono annotate tali informazioni.

Tabella 5.13 - Massa, inerzie posizione baricentro del telaio carrello

Corpi rigidi	Quantità	Massa [kg]	IXX [kg m ²]	IYY [kg m ²]	IZZ [kg m ²]	Xb [m]	Yb [m]	Zb [m]
Telaio carrello	2	1000	500	900	1400	0	0	-0,2

I momenti d'inerzia sono stati calcolati geometricamente, avendo a disposizione la geometria del telaio carrello e la massa dello stesso mentre x_b , y_b e z_b rappresentano la posizione del baricentro del telaio carrello.

5.2.5. Ammortizzatori verticali e ammortizzatori laterali

Gli ammortizzatori sono stati schematizzati come corpi cilindrici, si ricorda che la geometria del modello non è funzionale, in quanto non ha nessun effetto sui risultati. Come detto precedentemente, la modellazione dei corpi, oltre al un punto di vista estetico, può facilitare il corretto inserimento dei marker e quindi degli elementi di forza.

Si presenta in Figura 5.9 la modellazione degli ammortizzatori.

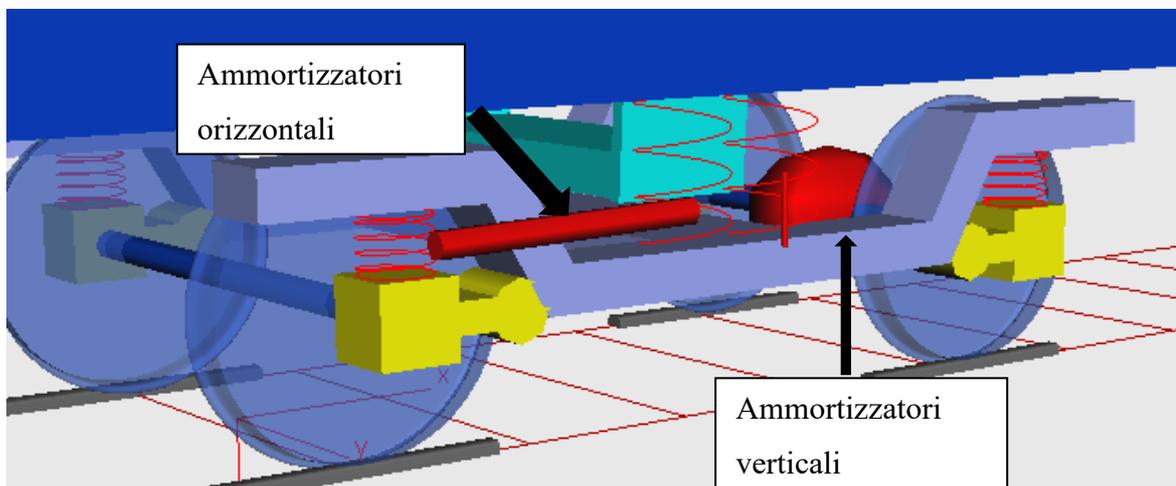


Figura 5.9 – Ammortizzatori orizzontali e verticali

La forze type utilizzata per caratterizzare i due tipi di ammortizzatori è Spring-Damper parallel PtP, in quanto gli ammortizzatori sono elementi smorzanti. I parametri caratterizzanti l'elemento sono la lunghezza nominale e il Damping ovvero lo smorzamento.

In Tabella 5.14 si mostrano i parametri relativi agli ammortizzatori laterali.

Descrizione del veicolo di riferimento e modello multibody

Tabella 5.14 - Parametri ammortizzatori laterali

Nome	Corp o i	Corp o j	Marker i	Marker j	Tipo_forza	Nominal length [m]	Stiffnes s [N/m]	Dampin g [Ns/m]	Preloa d force [N]
\$F_AL 1	TC	TO	\$M_TC_AL 1	\$M_TO_AL 1	4: Spring- Damper Parallel PtP	0,353112	0	5000	0
\$F_AL 2	TC	TO	\$M_TC_AL 2	\$M_TO_AL 2	4: Spring- Damper Parallel PtP	0,353112	0	5000	0

In Tabella 5.15 sono mostrati i parametri relativi agli ammortizzatori verticali:

Tabella 5.15 - Parametri ammortizzatori verticali

Nome	Corpo i	Corpo j	Marker i	Marker j	Tipo_forz a	Nomina l length [m]	Stiffnes s	Dampin g [Ns/m]	Preloa d force [N]
\$F_AV 1	TC	AV1	\$M_TC_AV 1	\$M_TO_AV 1	4: Spring- Damper Parallel PtP	0,229	0	12000	0
\$F_av2	TC	AV2	\$M_TC_AV 2	\$M_TO_AV 2	4: Spring- Damper Parallel PtP	0,229	0	12000	0

5.2.6. Sospensioni secondarie

Lo stadio di sospensione secondario, della tipologia di veicolo in esame, è progettualmente definito da 4 molle ad elica interposte tra telaio carrello e trave oscillante.

Si mostra in Figura 5.10 la modellazione delle sospensioni secondarie. [24]

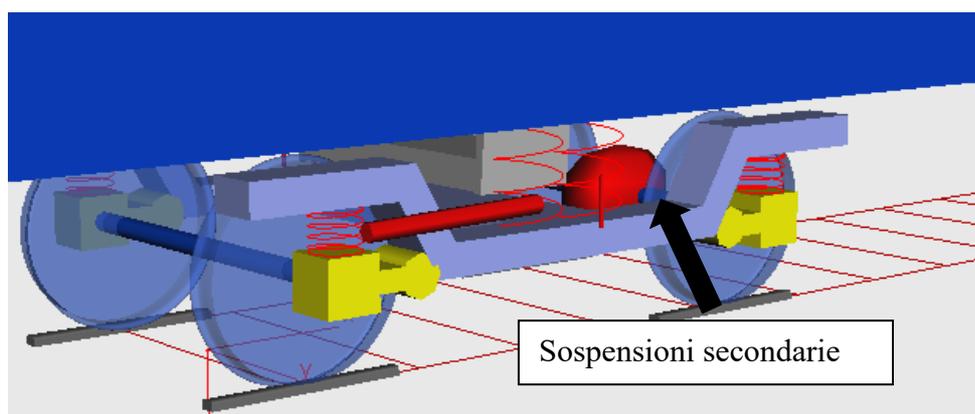


Figura 5.10 - Sospensioni secondarie

Il secondo stadio di sospensione è stato modellizzato tramite una forza type Shear Spring in quanto i dati a disposizione, definiti dalla scheda tecnica, sono l'elasticità nelle varie direzioni del materiale della molla, il valore di precarico e la lunghezza nominale della molla.

Si mostrano nella Tabella 5.16 e Tabella 5.17 i valori caratterizzanti il secondo stadio di sospensione.

Tabella 5.16 - Valori caratterizzanti il secondo stadio di sospensione (1)

Nome	Corp o i	Corp o j	Marker i	Marker j	Tipo_forz a	L_nom_ z Nomina l height [m]	F_nom_ x Nominal force [N]	F_nom_ y Nominal force [N]	F_nom_z Nominal force [N]
\$F_ss1 1	TC	TO	\$M_TC_SS1 1	\$M_TO_SS1 1	79: Shear spring Cmp	-0,588	5,30169	-0,982834	39.853,01
\$F_ss1 2	TC	TO	\$M_TC_SS1 2	\$M_TO_SS1 2	79: Shear spring Cmp	-0,588	-5,30169	-0,982834	39.853,01
\$F_ss2 1	TC	TO	\$M_TC_SS2 1	\$M_TO_SS2 1	79: Shear spring Cmp	-0,588	5,30169	0,982834	39.853,01
\$F_ss2 2	TC	TO	\$M_TC_SS2 2	\$M_TO_SS2 2	79: Shear spring Cmp	-0,588	-5,30169	0,982834	39.853,01

Descrizione del veicolo di riferimento e modello multibody

Tabella 5.17 - Valori caratterizzanti il secondo stadio di sospensione (2)

Nome	I_nom_ x	I_nom_ y	I_nom_ z	cx Longitudin al shear stiff	cy Lateral shear stiffnes s [N/m]	cz Vertical stiffnes s [N/m]	cr Roll bending stiffness [Nm/rad]	cp Pitch bending stiffness [Nm/rad]	ct Torsiona l stiffness [Nm/rad]
\$F_ss1 1	0	0	0	50000	50000	300.000	700.000	700.000	10.000
\$F_ss1 2	0	0	0	50000	50000	300.000	700.000	700.000	10.000
\$F_ss2 1	0	0	0	50000	50000	300.000	700.000	700.000	10.000
\$F_ss2 2	0	0	0	50000	50000	300.000	700.000	700.000	10.000

5.2.7. Tamponi

L'automotrice leggera presenta due coppie di tamponi laterali i quali smorzano il moto di traslazione lateralmente. [24]

La force type utilizzata per la sua caratterizzazione è il modello Spring-Damper parallel in quanto è un elemento smorzante con una direzione d'azione privilegiata.

In Tabella 5.18 sono presentati il modello e i parametri utilizzati per la definizione dei tamponi.

Tabella 5.18 - Parametri utilizzati per la definizione dei tamponi

Nome	Corpo i	Corpo j	Marker i	Marker j	Tipo_forza	Nomina l length [m]	Stiffness [Ns/m]	Input Functio n F_c(l)	Preloa d force [N]
\$F_t11	TC	TO	\$M_TC_T1 1	\$M_TO_T1 1	4: Spring- Damper Parallel PtP	0,025	0	\$I_tx	0
\$F_t12	TC	TO	\$M_TC_T1 2	\$M_TO_T1 2	4: Spring- Damper Parallel PtP	0,025	0	\$I_tx	0

Descrizione del veicolo di riferimento e modello multibody

\$F_t21	TC	TO	\$M_TC_T2 1	\$M_TO_T2 1	4: Spring- Damper Parallel PtP	0,025	0	\$I_tx	0
\$F_T2 2	TC	TO	\$M_TC_T2 2	\$M_TO_T2 2	4: Spring- Damper Parallel PtP	0,025	0	\$I_tx	0

La funzione $\$I_{tx}$ di smorzamento del tampone è stata definita per punti. L'andamento dello smorzamento è crescente, infatti si passa velocemente da un primo tratto dove esso risulta cedevole al secondo tratto rappresentante il contatto metallo/metallo.

5.2.8. Trave oscillante

La modellazione della trave oscillante è stata effettuata con 5 diversi corpi in modo da facilitare il posizionamento dei marker relativi a questo elemento.

La trave oscillante consente una maggiore libertà di rotazione del carrello sulle linee con curve di raggio limitato.

Ovviamente, come mostrato in Figura 5.11, anche per questo componente, sono state stimate la massa e le inerzie nelle tre direzioni principali oltre alle coordinate del centro di massa (Tabella 5.19).

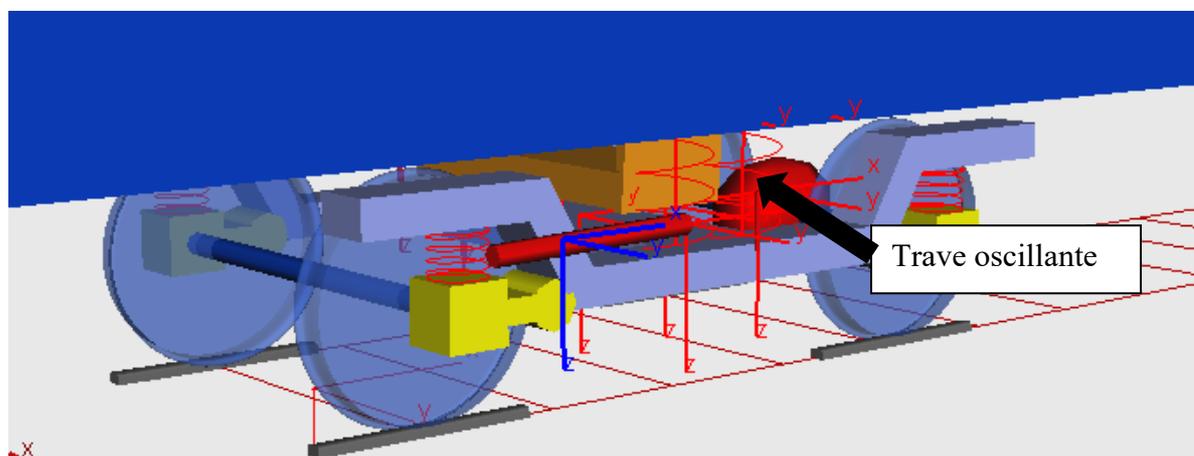


Figura 5.11 - Trave oscillante

Tabella 5.19 - Rappresentazione massa, inerzie e baricentro della trave oscillante

Corpi rigidi	Quantità	Massa [kg]	IXX [kg m ²]	IYY [kg m ²]	IZZ [kg m ²]	Xb [m]	Yb [m]	Zb [m]
--------------	----------	---------------	-----------------------------	-----------------------------	-----------------------------	-----------	-----------	-----------

Descrizione del veicolo di riferimento e modello multibody

Trave	2	400	1350	5	1500	0	0	0
oscillante								

5.2.9. Ralla

Il sistema ralla traente e pattini d'appoggio identifica il sistema costruttivo utilizzato per il collegamento cassa/carrello. La ralla è posta sopra la traversa oscillante. La tecnica di collegamento adottata è una soluzione di sicurezza, in quanto in sede di progetto hanno deciso di non far lavorare contemporaneamente i flexicoil delle secondarie sia a flessione laterale che trasversale, in quanto non davano garanzie sulle deformazioni nelle curve di piccolo raggio. Il sistema traversa oscillante con ralla traente e pattini d'appoggio, consentiva alle molle flexicoil della sospensione secondaria di lavorare a flessione laterale per la sola sospensione trasversale.

La ralla è definita in Simpack come un elemento bushing. La modellizzazione del bushing viene caratterizzata dall'inserimento dei parametri di elasticità nelle direzioni principali, dai valori di smorzamento e dalla forza peso gravante su di esso dovuta al peso della cassa. In Tabella 5.20, Tabella 5.21 e Tabella 5.22 vengono presentati i valori inseriti in Simpack atti alla caratterizzazione dell'elemento.

Tabella 5.20 - Parametri utilizzati per la rappresentazione della ralla (1)

Nome	Corp o i	Corp o j	Marker i	Marker j	Tipo_for za	Nomin al force in x [N]	Nomina l force in y [N]	Nominal force in z [N]	Nomin al torque in al [Nm]	Nomin al torque in be [Nm]
\$F_RL 1	TO	Cassa	\$M_TO_ RL	\$M_Cassa _1	43: Bushing Cmp	0	0	155.488, 51	0	0

Tabella 5.21 - Parametri utilizzati per la rappresentazione della ralla (2)

Nome	Nominal torque in ga [Nm]	Transl. Stiffness in x [N/m]	Transl. Stiffness in y [N/m]	Transl. Stiffness in z [N/m]	Rot. Stiffness in al [Nm/rad]	Rot. Stiffness in be [Nm/rad]	Rot. Stiffness in ga [Nm/rad]
\$F_RL1	0	10.000.000	10.000.000	10.000.000	10.000.000	10.000.000	0

Descrizione del veicolo di riferimento e modello multibody

Tabella 5.22 - Parametri utilizzati per la rappresentazione della ralla (3)

Nome	transl.	transl.	transl.	Rot.	Rot.	Rot.
	Damping in x	Damping in y	Damping in z	Damping in	Damping in	Damping in
	[Ns/m]	[Ns/m]	[Ns/m]	al	be	ga
				[Nms/rad]	[Nms/rad]	[Nms/rad]
\$F_RL1	10.000	10.000	10.000	10.000	100	1

5.2.10. Cassa

La cassa dell'automotrice leggera è stata modellizzata tramite un corpo a forma parallelepipedo (in quanto la geometria non è funzionale ai fini del risultato in Simpack)
 In Figura 5.12 si mostra il modello della cassa.

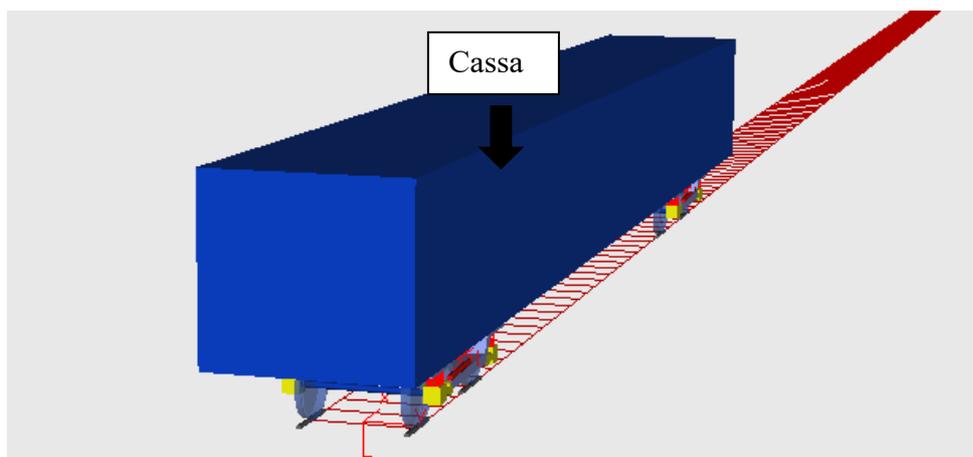


Figura 5.12 - Cassa modellizzata

I valori della massa, delle inerzie e la posizione del baricentro della cassa sono rappresentati nella Tabella 5.23.

Tabella 5.23 - Rappresentazione della massa, inerzie e baricentro della cassa

Corpi rigidi	Quantità	Massa [kg]	I _{XX} [kg m ²]	I _{YY} [kg m ²]	I _{ZZ} [kg m ²]	X _b [m]	Y _b [m]	Z _b [m]
Cassa	1	31700	120000	1000000	120000	7,9699999	0	-1,2999999

6. Caso di riferimento: linea Aosta-Pré Saint Didier

6.1. Introduzione

La linea presa in esame nello studio di tesi è la tratta Aosta/Pré St. Didier in quanto, dall'analisi delle linee percorse dalle Aln 663 con consumi anomali sui bordini, questa risulta essere la linea che ha maggiormente inciso sul fenomeno. La linea è a scartamento normale e a binario unico, con curve e livellette tipiche di una ferrovia di montagna.

La ferrovia Aosta - Pré Saint Didier, aperta all'esercizio il 28 ottobre 1929, è costituita da un tracciato che percorre 31,4 chilometri. La ferrovia parte dalla stazione di Aosta fino ad arrivare nella cittadina di Pré Saint Didier, ai piedi del monte Bianco, dove termina la corsa. In passato questa ferrovia ha avuto un grande traffico merci, dovuto alla presenza di numerose miniere sul territorio ed era anche elettrificata; oggi il servizio è diesel a semplice binario con incrocio nella Stazione di Arvier.

Il tracciato, a causa delle caratteristiche topologiche del terreno particolarmente impervio, e del dislivello da colmare fra le due località, di circa 480 metri, risulta essere molto articolato, con uno sviluppo complessivo delle curve per circa il 66 % della lunghezza linea, con curve che raggiungono anche un raggio minimo di 160 m.

Le stazioni della linea sono: Aosta, Sarre, Saint-Pierre, Villeneuve, Arvier, Avise, Derby, La Salle, Morgex e Pré Saint-Didier.

6.2. Caratteristiche del tracciato

Dato interessante da notare è la percorrenza chilometrica in curva, la quale comprende il 66% contro il 34% percorso in rettilineo su un totale di 31,4 km dell'intero tracciato (Figura 6.1).

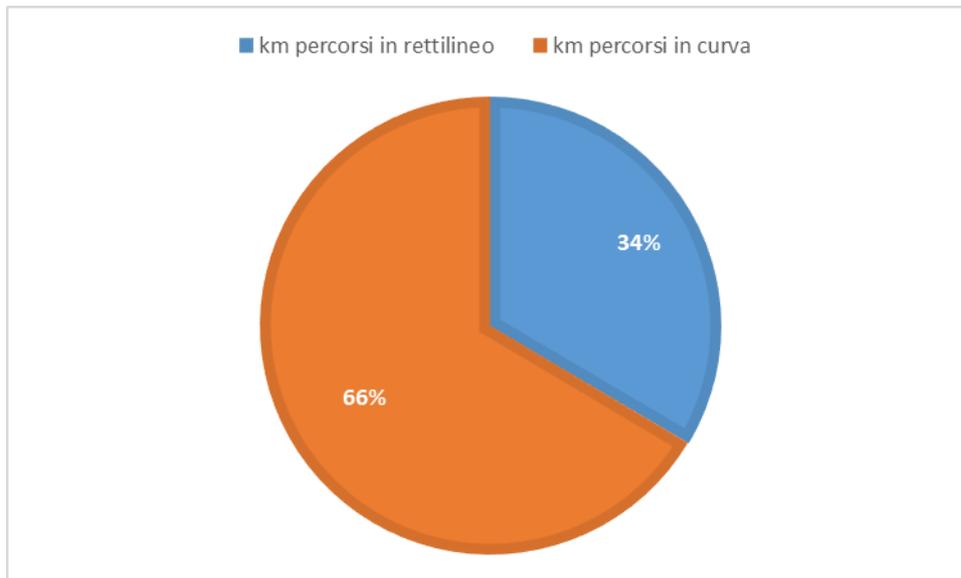


Figura 6.1 - Percorrenza percentuale in curva e in rettilineo per una singola corsa

Dalla Figura 6.2, inoltre, è possibile notare che su 171 curve totali 126 presentano un raggio compreso tra 150 e 275 m ovvero il 73,7% delle curve totali presenti.

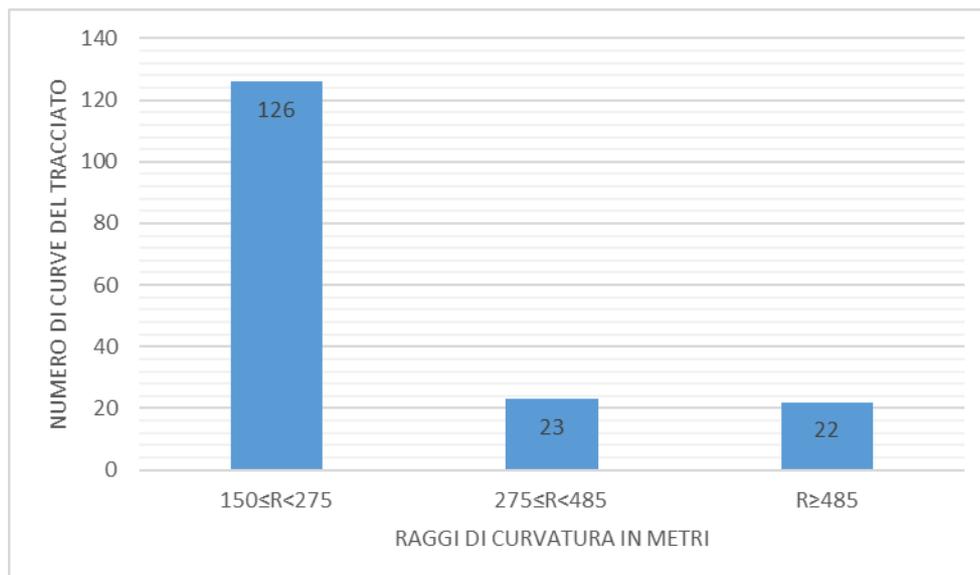


Figura 6.2 - Numero di curve del tracciato in relazione del raggio di curvatura

Possiamo pertanto concludere che il tracciato presenta un elevato grado di tortuosità e caratterizzato da curve di raggio ridotto.

6.3. Modellazione del tracciato mediante Simpack

I dati geometrici – numerici relativi alla tratta sono stati resi disponibili da R.F.I, la quale ha fornito i tabellini di picchettazione del tracciato che contengono tutte le informazioni utili alla caratterizzazione.

Sulla base di questi dati si è elaborato un file in formato TRC.

Il file si compone di tre parti:

1. Caratterizzazione piano orizzontale
2. Caratterizzazione piano verticale
3. Sopraelevazione

6.3.1. Piano orizzontale

Il file presenta, per questa sezione, 7 diverse colonne con le seguenti informazioni:

- I. chilometro progressivo di partenza del tratto considerato;
- II. chilometro di fine tratto considerato;
- III. simboleggia la directory di riconoscimento per simpack;
- IV. tipo di tratto considerato, 0 identifica il rettilineo, 1 identifica la curva piena e 2 identifica il raccordo parabolico;
- V. lunghezza del tratto;
- VI. varia a seconda del tipo di tratto. Ad esempio, se il tratto è rettilineo assume valore nullo, ciò accade anche per la curva. Assume significato nel caso in cui il tratto in esame sia un raccordo parabolico, in questo caso identifica il raggio di curva ad inizio raccordo. Si ricorda che la curva è posta tra due raccordi parabolici, il primo connette il tratto rettilineo alla curva piena invece il secondo viceversa.
- VII. varia a seconda del tipo di tratto. Ad esempio, se il tratto è rettilineo assume valore nullo, mentre per la curva identifica il valore del raggio. Nel caso in cui il tratto in esame sia un raccordo parabolico identifica il valore del raggio di curva a fine raccordo.

Un esempio di quanto detto è riportato in Tabella 6.1.

Tabella 6.1 - Caratterizzazione tratta (piano orizzontale)

Start km	End km	Dir	Type	Part 1	Part 2	Part 3
0,00000	0,26838	084	0	268,38	0,00	0,00
0,26838	0,30838	084	2	40,00	0,00	-200,00
0,30838	0,59278	084	1	284,40	-200,00	0,00
0,59278	0,63278	084	2	40,00	-200,00	0,00
0,63278	1,56495	084	0	932,17	0,00	0,00

6.3.2. Piano verticale

In questa sezione del file si descrive il piano verticale della linea, ovvero si descrivono le varie pendenze dei vari tratti. Il software elaborando questi dati individua la posizione in salita oppure in discesa dell'automotrice e la pendenza caratterizzante il tratto esaminato.

Anche in questo caso il file si compone di sette colonne.

- I. chilometro progressivo di partenza del tratto considerato;
- II. chilometro di fine tratto considerato;
- III. rappresenta di nuovo l'identificativo leggibile da Simpack. In questo caso 085. come in precedenza.
- IV. per il piano orizzontale rappresenta la lunghezza del tratto considerato.
- V. simboleggia due differenti tipologie di pendenza, il valore 0 identifica tratto a pendenza costante invece il valore 1 identifica tratto a pendenza variabile con legge lineare.
- VI. varia in funzione del tipo di tratto. Ad esempio, se il tratto è a pendenza costante la sesta colonna rappresenta il valore della pendenza. Per il tratto a pendenza variabile invece evidenzia il valore di partenza di pendenza del tratto considerato.
- VII. varia in funzione del tipo di tratto ad esempio se il tratto è a pendenza costante assume valor nullo. Per il tratto a pendenza variabile invece identifica il valore di pendenza caratterizzante la fine del tratto in esame.

Nella Tabella 6.2 si mostra in la caratterizzazione della tratta lungo il piano verticale

Tabella 6.2 - Caratterizzazione tratta (piano verticale)

Start km	End km	Dir	Type	Part 1	Part 2	Part 3
0,00000	0,28288	085	0	282,88	0,00	0,00
0,28288	0,30288	085	1	20,00	0,00	-12,00
0,30288	0,68000	085	0	377,12	-12,00	0,00
0,68000	0,70000	085	1	20,00	-12,00	0,00
0,70000	0,87581	085	0	175,81	0,00	0,00

6.3.3. Sopraelevazione

L'ultima sezione del file identifica la sopraelevazione delle rotaie in funzione delle curve del tracciato, ovvero la pendenza trasversale delle rotaie. Anche questa parte è costituita da sette colonne:

- I. chilometro progressivo di partenza del tratto considerato;
- II. chilometro di fine tratto considerato;
- III. rappresenta di nuovo l'identificativo leggibile da Simpack.
- IV. differenzia il tratto a sopraelevazione costante identificato da valore 0 rispetto al tratto a sopraelevazione variabile identificato dal valore 2.
- V. evidenzia la lunghezza del tratto considerato.
- VI. varia in funzione del tipo di tratto; nel tratto a sopraelevazione costante tale valore identifica la quota numerica della sopraelevazione. Nel caso di tratti di linea a sopraelevazione variabile, invece, identifica la sopraelevazione all'inizio del tratto considerato.
- VII. varia in funzione del tipo di tratto; nel caso di tratti di linea a sopraelevazione variabile identifica il valore di sopraelevazione alla fine del tratto.

Nella Tabella 6.3 si mostra una parte del file nel quale sono presenti i dati di sopraelevazione.

Tabella 6.3 - Dati di sopraelevazione

Start km	End km	Dir	Type	Part 1	Part 2	Part 3
0,00000	0,26838	086	0	268,38	0,00	0,00
0,26838	0,30838	086	2	40,00	0,00	0,16
0,30838	0,59278	086	0	284,40	0,16	0,00
0,59278	0,63278	086	2	40,00	0,16	0,00
0,63278	1,56495	086	0	932,17	0,00	0,00

6.3.4. Simulazione dell'allargamento e si scartamento in curva

Caricando le tre sezioni (piano orizzontale, verticale e sopraelevazione) nella sezione tracks del software Simpack si otterrà la modellazione del tracciato (Figura 6.3).

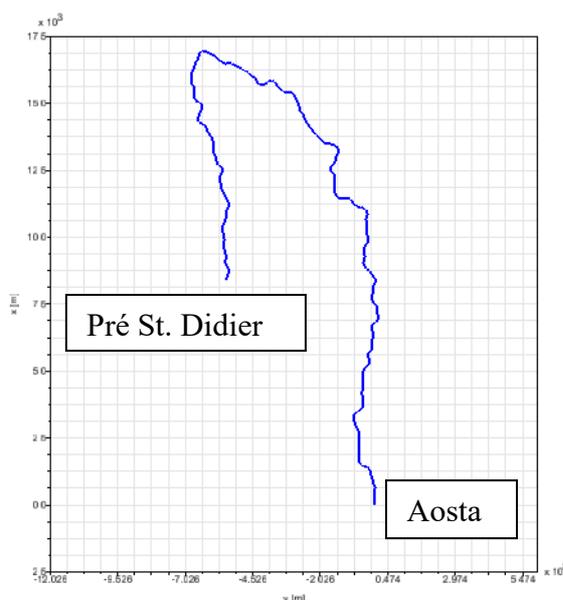


Figura 6.3 - Vista su piano orizzontale del tracciato

La caratterizzazione del tracciato nel modello proposto dal software non prevede l'allargamento dello scartamento nelle curve, poiché questo viene classificato dal programma come un'eccitazione esterna.

Essendo, però, un parametro importante rispetto all'entità dei consumi in curva e per l'analisi della dinamica del veicolo la mancata caratterizzazione di detto parametro contraddirebbe il risultato, per cui è stata effettuata la caratterizzazione utilizzando un file leggibile dal software.

Detto file è costituito da cinque colonne. La prima rappresenta la lunghezza dei singoli tratti considerati mentre le restanti quattro colonne identificano le varie eccitazioni. La quinta colonna definisce la gauge excitation ovvero l'allargamento dello scartamento.

Il valore riportato rappresenta la differenza tra lo scartamento allargato e lo scartamento in rettilineo.

Lo scartamento lungo tale tratta è stato realizzato tenendo in considerazione la normativa prima del 2002 la quale prevede uno scartamento costante pari a 30mm per raggi di curvatura inferiori di 275 m. Si riportano in Figura 6.4 **Errore. L'origine riferimento non è stata trovata.** i valori di scartamento normalizzati secondo direttiva RFI.

Raggio (m)	Scartamento prima 2002 (mm)	Scartamento dopo 2002 (mm)	Differenza (mm)	Differenza al massimo delle tolleranze
R ≥ 485	1435	1435	0	0
485 > R ≥ 425	1440	1435	5	0
425 > R ≥ 375	1445	1435	10	3
375 > R ≥ 350	1450	1435	15	8
350 > R ≥ 325	1455	1435	20	13
325 > R ≥ 300	1460	1435	25	18
300 > R ≥ 275	1465	1435	30	23
275 > R ≥ 250	1465	1440	25	18
250 > R ≥ 225	1465	1445	20	13
225 > R ≥ 200	1465	1450	15	8
200 > R ≥ 175	1465	1455	10	3
175 > R ≥ 150	1465	1460	5	0
R < 150	1465	1465	0	0

Figura 6.4 - Differenza tra lo scartamento allargato e lo scartamento in rettilineo

6.4. Modellazione della rotaia

Dopo aver modellizzato il tracciato della linea Aosta/Pré St. Didier è stata definita la sezione della rotaia: le rotaie usate su tale tracciato sono le UIC60, presenti nel database del software Simpack.

Si mostra in Figura 6.5 il profilo delle rotaie UIC60.

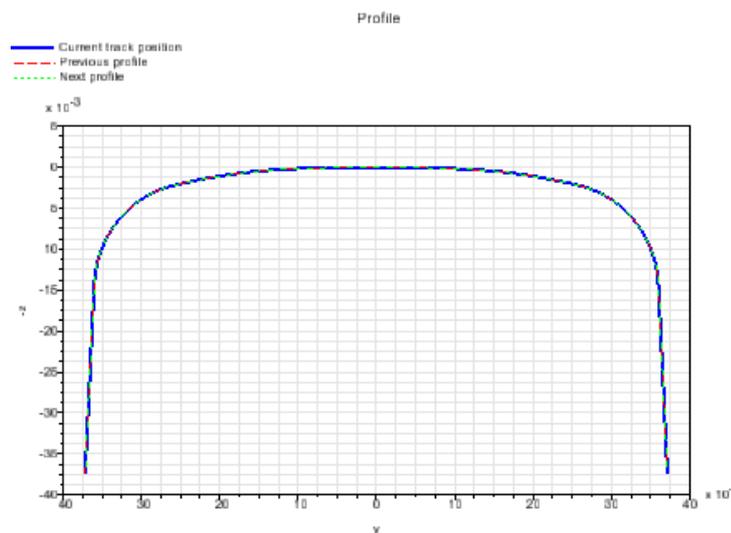


Figura 6.5 - Profilo rotaia UIC60

Oltre all'impostazione della geometria è importante definire ulteriori parametri per completare la modellizzazione delle rotaie. Nella fattispecie i parametri impostati sono definiti nella Tabella 6.4.

Tabella 6.4 - Parametri impostati per la modellizzazione delle rotaie

Parametro	Valore impostato
Rail cant (1: n)	20
Rediscretization step	0,0005
Lateral rail distance method	From gauge at first rail profile
Track gauge [m]	1,435
Gauge measurement position [m]	0,014

7. Modello di usura Simpack e automatizzazione del processo

7.1. Introduzione

In questa sezione verranno descritti in dettaglio i modelli di usura del software Simpack: in particolare verranno presentate le due diverse procedure di valutazione dell'usura e la procedura di aggiornamento dei profili. Questa è necessaria poiché Simpack non è strutturato per supportare un intero ciclo di usura e in particolare non è in grado di sostituire i nuovi profili usurati al modello del veicolo.

7.2. La valutazione dell'usura in Simpack

Mediante l'utilizzo del modulo Wheel Profile Wear (attivabile attraverso *Result Elements* con il codice 84) è possibile calcolare l'usura adesiva (rimozione del materiale) di una ruota in un veicolo ferroviario.

Il modulo Wheel Profile Wear fornisce due diverse leggi di usura: Krause/Poll e Archard. Entrambi riferiscono matematicamente la rimozione del materiale (volumetrica) ai processi di scorrimento dovuti al contatto ruota-rotaia. [21]

I coefficienti di usura sono sostanzialmente costanti. Tuttavia, esistono diversi regimi di usura (lieve, severo e catastrofico), che utilizzano coefficienti di usura molto diversi. L'usura lieve è ossidativa e produce la polvere marrone tipica che può essere trovata dappertutto intorno ad una pista ferroviaria. L'usura severa causa piccoli fiocchi di metallo che si staccano dal materiale di base mentre l'usura catastrofica distrugge completamente la superficie del materiale.

Le transizioni fra i regimi di usura avvengono bruscamente quando determinate circostanze cambiano, per esempio quando la velocità relativa o la pressione eccede o cade sotto un determinato valore. [21]

7.2.1. Legge di Krause/Poll

La legge sull'usura di Krause/Poll riferisce l'usura del materiale volumetrico all'energia di attrito dissipata nel contatto rotaia-ruota.

La sua equazione di base è la (7.1) [21]:

$$V = \begin{cases} C_m W_{fric} & \text{if } \frac{P_{fric}}{A} \leq 4 \frac{W}{mm^2} \\ C_s W_{fric} & \text{else} \end{cases} \quad (7.1)$$

Dove:

- V il volume del materiale usurato,
- C_m e C_s i coefficienti di usura lieve e severa,
- W_{fric} l'energia di attrito,
- P_{fric} la potenza di attrito,
- A l'area di contatto.

Attivando la seguente legge nel modulo *Wheel Profile Wear* si determina l'energia di attrito dalla potenza di attrito nel passo corrente di uscita:

$$W_{fric} = P_{fric} \Delta t_{out} \quad (7.2)$$

La potenza di attrito viene calcolata moltiplicando il numero di usura ($|T_x v_x| + |T_y v_y| + |M_z \varphi_z|$) con la velocità di riferimento corrente del creep, per entrambe le grandezze.

I valori tipici dell'usura lieve e grave sono disponibili in letteratura [25]:

$$\text{Usura lieve: } C_m = 9,8710 \cdot 10^{-14} \frac{m^3}{J}$$

$$\text{Usura grave: } C_s = 9,8710 \cdot 10^{-13} \frac{m^3}{J}$$

7.2.2. Legge di Archard

La legge sull'usura Archard riferisce il volume di usura alla forza normale del contatto e la distanza scorrevole. La sua equazione è (7.3) [21]:

$$V = \frac{N \Delta s}{H} \begin{cases} k_1 \text{ if } p > fH & (\text{catastrofico}) \\ k_2 \text{ if } p \leq fH \text{ and } v_s \leq v_1 & (\text{lieve 1}) \\ k_3 \text{ if } p \leq fH \text{ and } v_1 < v_s \leq v_2 & (\text{severo}) \\ k_4 \text{ if } p \leq fH \text{ and } v_2 < v_s & (\text{lieve 2}) \end{cases} \quad (7.3)$$

Dove:

- V il volume del materiale usurato,
- N la forza di contatto normale,
- Δs la distanza di scorrimento,
- H la durezza del più morbido dei due materiali di contatto,
- $k_{1...4}$ i coefficienti di usura catastrofico, lieve 1, severo e lieve 2,
- p la pressione di contatto,
- f la frazione della durezza H sopra la quale si verifica il grippaggio,

- v_s la velocità di scorrimento (relativa),
- $v_{1,2}$ la velocità limite in cui i regimi di usura passa da mild 1 a severe e ritorna a mild 2.

I valori tipici dei valori k_1, k_2, k_3, k_4 sono disponibili in letteratura [26]:

$$k_1 = 300 \dots 400 \cdot 10^{-4}, k_2 \approx k_4 = 1 \dots 10 \cdot 10^{-4}, k_3 = 30 \dots 40 \cdot 10^{-4}.$$

Utilizzando Archard come legge d'attrito, oltre ai coefficienti di usura, è necessario stabilire ulteriori parametri. In Figura 7.1 si mostrano i parametri impostati per il calcolo dell'usura sulle ruote del veicolo.

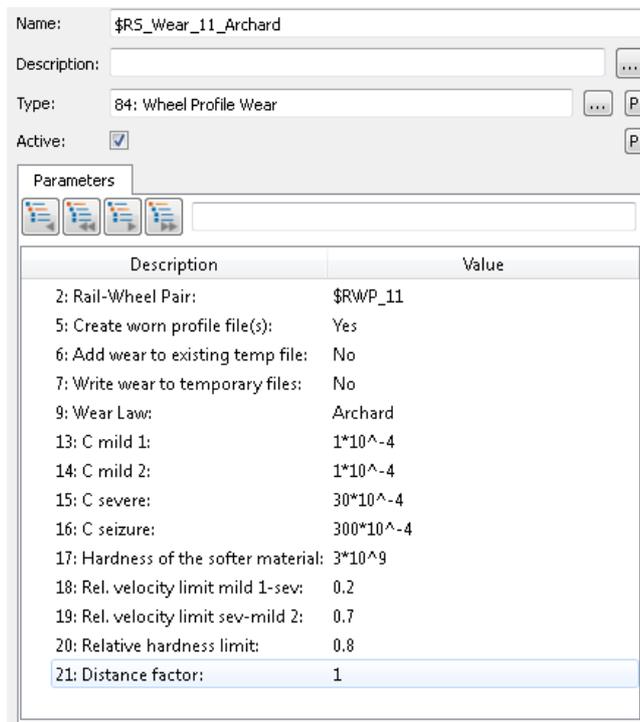


Figura 7.1 - Setting Archard

Si nota che i valori assunti sono:

$$k_2 = k_4 = 1 \cdot 10^{-4},$$

$$k_3 = 30 \cdot 10^{-4},$$

$$k_1 = 300 \cdot 10^{-4}$$

$$H = 3 \cdot 10^9 \text{MPa},$$

$$v_1 = 0,2 \frac{m}{s},$$

$$v_2 = 0,7 \frac{m}{s},$$

$$f = 0,8.$$

I coefficienti di usura implementati utilizzati in questa simulazione sono presentati in una tabella di usura, con velocità di scorrimento sull'asse orizzontale e pressione di contatto sull'asse verticale (Figura 7.2).

Nella parte centrale della tabella di usura di Figura 7.2, fra 0,2 e 0,7 m/s, è in realtà un regime fortemente non lineare di usura che non può essere modellato facilmente con l'equazione di usura di Archard. [27]

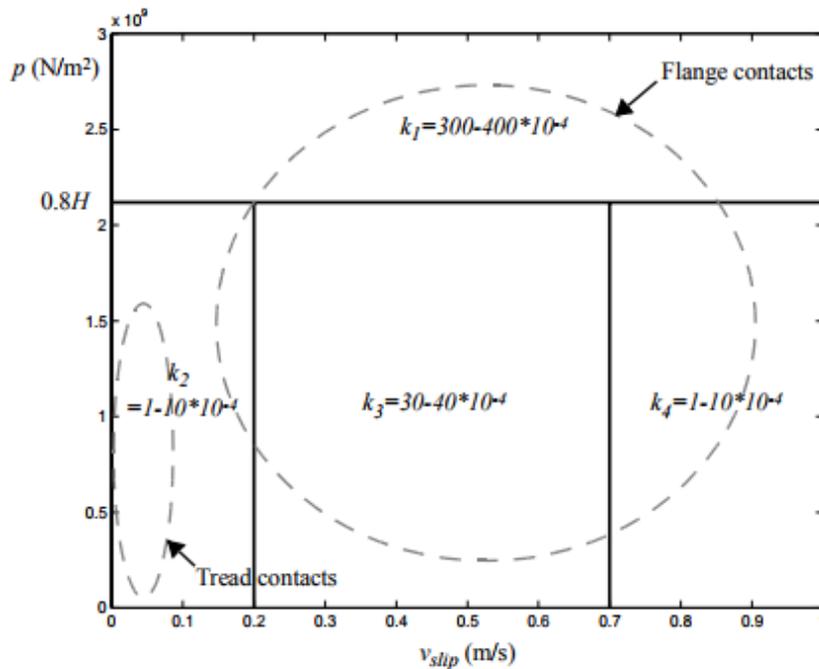


Figura 7.2 - Diagramma di usura per i coefficienti k [1]

Un'ulteriore elemento modificabile è il fattore di distanza (*Distance factor*) il quale può essere applicato per moltiplicare l'usura ad un importo che causa un cambiamento significativo nel profilo.

Nel corso della tesi si effettueranno simulazioni con un fattore di distanza sia unitario che non con il fine di comprendere a pieno la sua influenza sui risultati ottenuti.

7.3. Script per l'automatizzazione delle simulazioni

La procedura di aggiornamento dei profili è necessaria poiché incrementando il numero di simulazioni i profili delle ruote diventano sempre più deformati. Tale operazione permette di ottenere profili di usura più fluidi e realistici di una semplice esecuzione [21]. L'intero processo è automatizzato via Simpack Scripting.

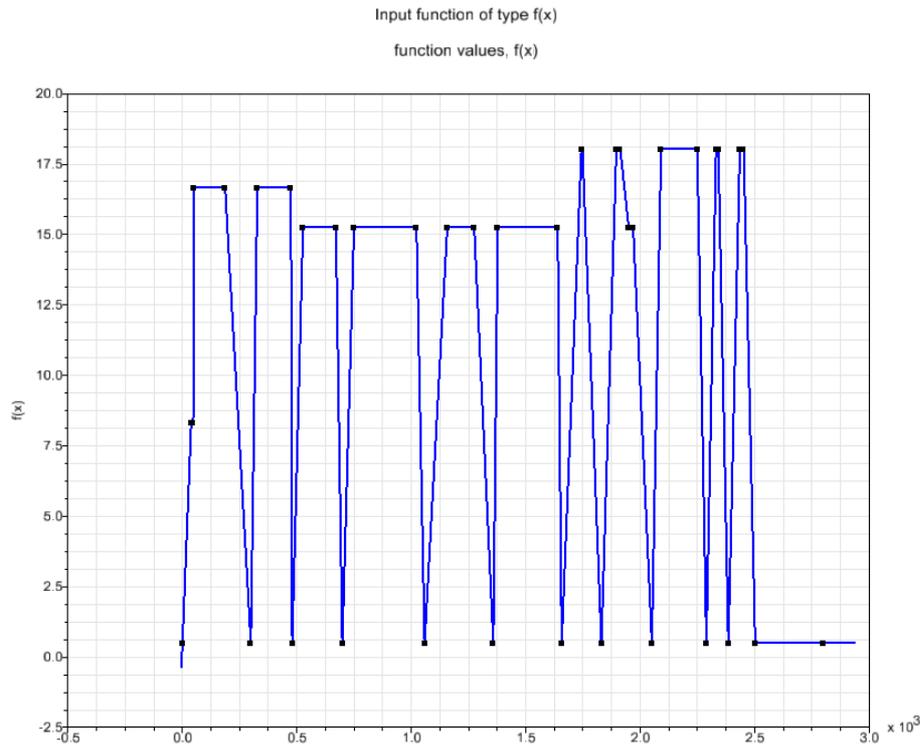


Figura 7.4 - Velocità di riferimento per la corsa di ritorno

Inoltre, bisogna tenere in considerazione che durante la corsa di ritorno anche le ruote risulteranno speculari in modo da garantire una corrispondenza dei profili con la corsa d'andata. Il procedimento di inversione delle ruote verrà descritto in seguito.

7.3.2. Nomenclatura sala e ruote

Si consideri lo schema dell'automotrice in Figura 7.5; fissato il senso di marcia, relativo alla prima simulazione (corsa d'andata), definisco le sale dalla uno alla quattro. Allo stesso modo potrò definire le ruote che compongono ogni sala: considerando la prima sala definisco la ruota 11 (sala 1 ruota destra) e 12 (sala 1 ruota sinistra), come mostrato in Figura 7.6 e Figura 7.7.

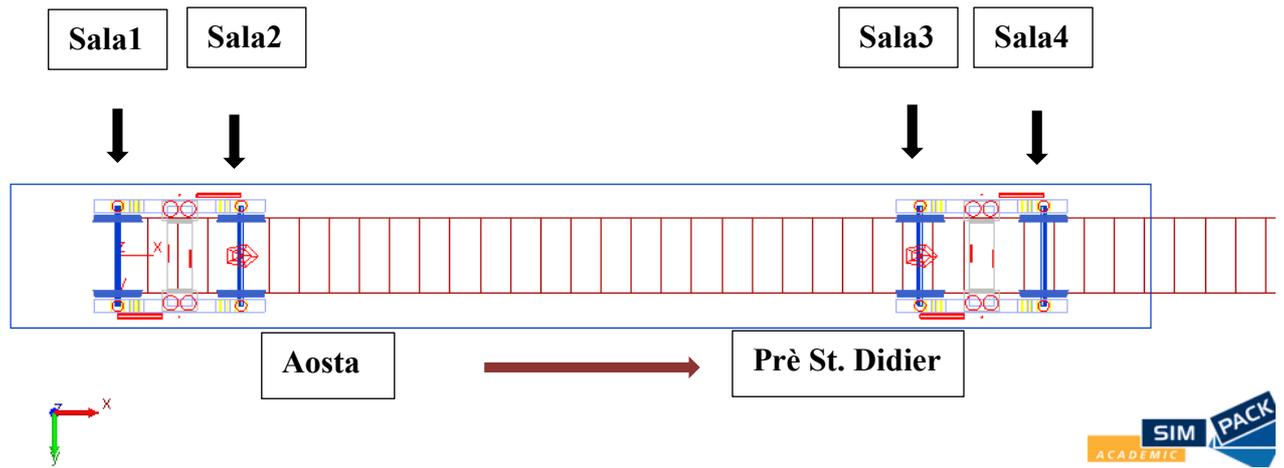


Figura 7.5 - Nomenclatura sale: corsa d'andata

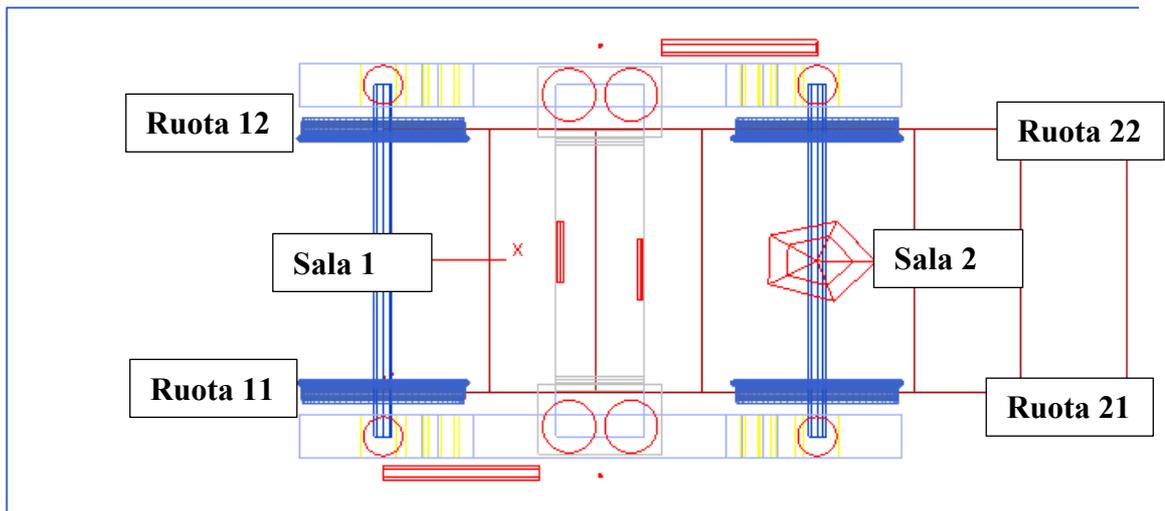


Figura 7.6 - Nomenclatura ruote riferita alla prima e seconda sala dell'automotrice durante la corsa d'andata

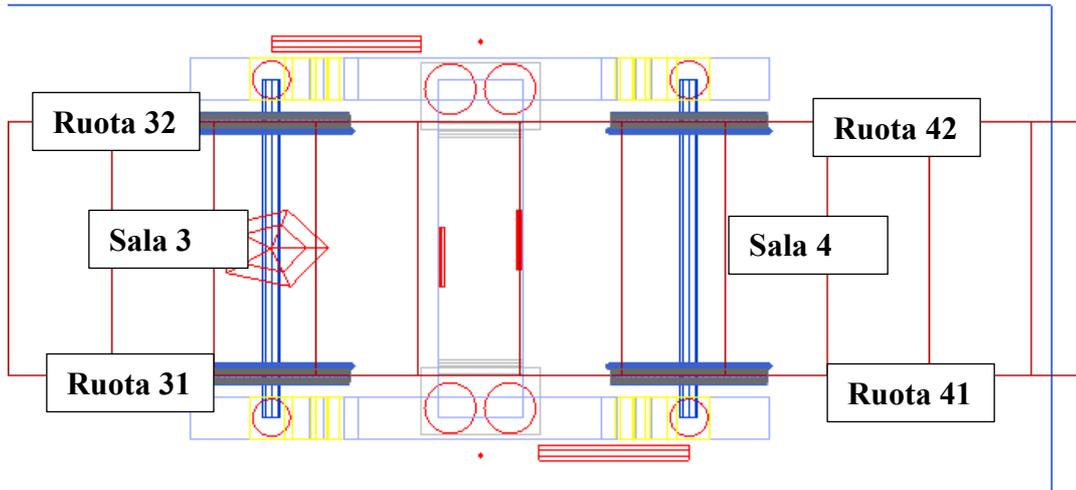


Figura 7.7 - Nomenclatura ruote riferita alla terza e quarta sala dell'automotrice durante la corsa d'andata

Come detto in precedenza, il modello multibody in Simpack rispetta le condizioni reali di percorrenza del tracciato dell'automotrice ALn 663: durante la corsa di andata (Aosta-Prè Saint Didier) le sale maggiormente sollecitate saranno la 2 e la 4 mentre durante la corsa di ritorno (Prè Saint Didier-Aosta) si otterrà una maggiore usura sulle sale 1 e 3, così si otterranno usure più uniformi su tutte le ruote che caratterizzano le sale. Questa differente localizzazione dell'usura si verifica in quanto le sale leader del carrello sono quelle soggette a maggiori usure, rispetto al senso di marcia dell'automotrice.

Si considera lo schema di configurazione delle sale per la corsa di ritorno in Figura 7.8, la nuova configurazione delle ruote (Prè Saint Didier-Aosta) è illustrata nella Figura 7.9 e Figura 7.10.

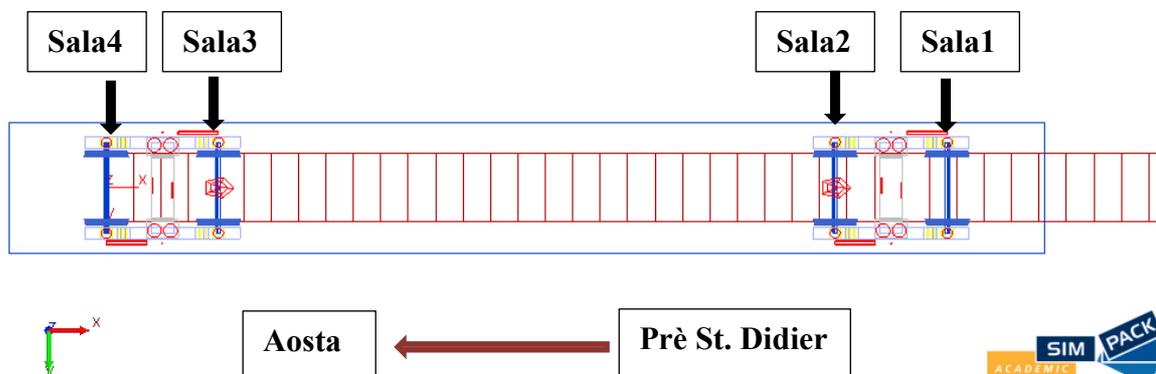


Figura 7.8 - Nomenclatura sale: corsa di ritorno

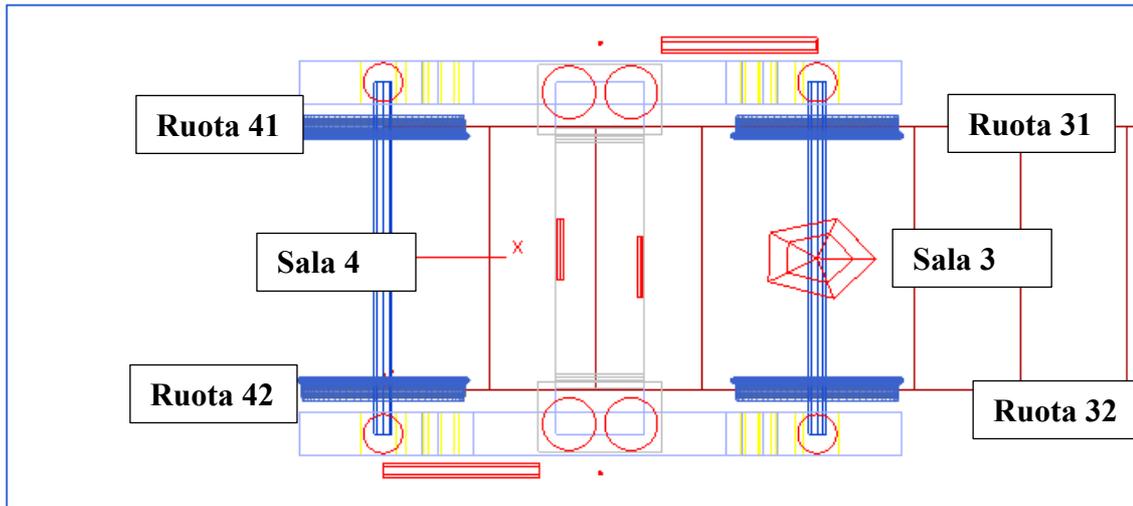


Figura 7.9 - Nomenclatura ruote riferita alla prima e seconda sala dell'automotrice durante la corsa di ritorno

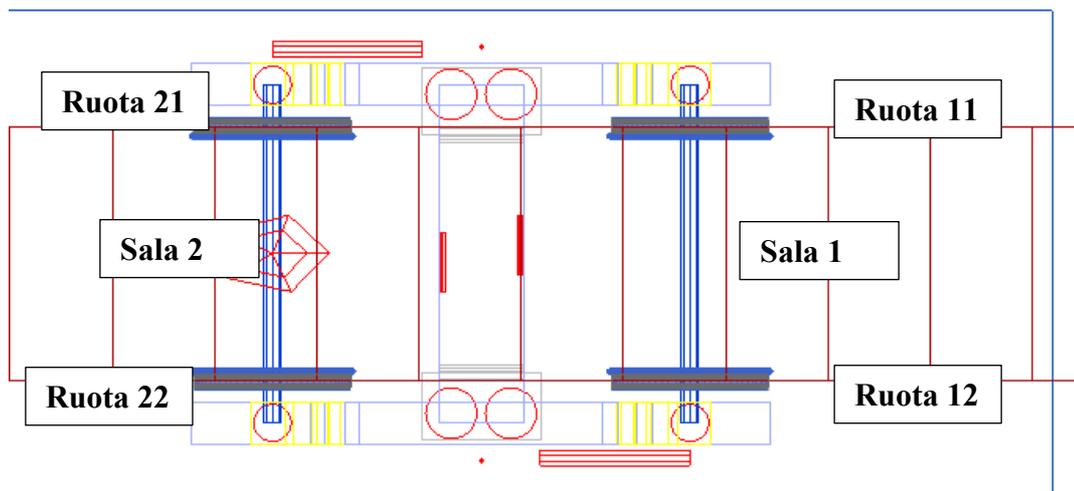


Figura 7.10 - Nomenclatura ruote riferita alla terza e quarta sala dell'automotrice durante la corsa di ritorno

Ogni ruota, in base alla legge utilizzata per la valutazione dell'usura sul profilo della stessa, genererà un file del tipo NomeModelloSimpack.wear01XX.prw, dove XX sono due valori numerici i quali si riferiscono alla ruota analizzata. La

Tabella 7.1 fornisce i vari output generati dal modulo Wheel Profile Wear, riferita al lavoro di tesi svolto, in relazione della legge utilizzata per la valutazione dei profili usurati.

Tabella 7.1 - Output generati dal modulo Wheel Profile Wear in relazione della ruota analizzata e della legge utilizzata

Legge de Krause/Poll		Legge di Archad	
Ruota	Output generati	Ruota	Output generati
11	.wear0101.prw	11	.wear0109.prw
12	.wear0102.prw	12	.wear0110.prw
21	.wear0103.prw	21	.wear0111.prw
22	.wear0104.prw	22	.wear0112.prw
31	.wear0105.prw	31	.wear0113.prw
32	.wear0106.prw	32	.wear0114.prw
41	.wear0107.prw	41	.wear0115.prw
42	.wear0108.prw	42	.wear0116.prw

7.3.3. Definizione dello Script

Lo Script di Simpack è uno sviluppo di QtScript. Il linguaggio di programmazione si basa sullo standard ECMAScript (simile a JavaScript).

Si procede ad analizzare l'Allegato script generato per effettuare sia l'aggiornamento dei profili che la differenziazione tra le corse di andata e ritorno effettuate dall'automotrice, come descritto in precedenza.

L'intero script è in un'istruzione "Try... Catch " in modo che se si verificano errori si può vedere che cosa ha causato il problema.

Il primo passo è la definizione delle variabili esterne ed interne che verranno enunciate all'interno di esso.

Il primo comando importante da analizzare è il seguente:

```
var myModel = Spck.openModel(myModelname);
```

questo infatti, ci permette di aprire il modello Simpack denominato My model name.

Attraverso il seguente comando sarà possibile salvare lo stato iniziale in uno stato impostato in modo da poter ripristinare questo in un secondo momento:

```
stato_iniz = myModel.createStset();
```

Il comando per poter eseguire una Time Integration (ovvero avviare la simulazione) sul nostro modello è il seguente:

```
Spck.Slv.integ(myModel);
```

Le operazioni che seguono permetteranno di verificare la presenza di un errore; in tal caso verrà visualizzato il relativo messaggio di errore e verrà stampato il codice di 1:

```
}  
catch(err)  
{  
  print("\nError: Errors occurred, the script will be aborted!\n" + err)  
  myModel.close();  
  return 1;  
}
```

Utilizzando i successivi codici si permetterà di salvare i profili generati al termine di una simulazione e sostituirli all'interno del Rail-Wheel Pairs del Simpack, impostandoli come nuovi profili.

Poiché l'automotrice rispetta le reali condizioni di percorrenza del tracciato, durante la corsa di ritorno (Prè St. Didier - Aosta) le sale anteriori dei due telai carrello, rispetto al senso di percorrenza del tracciato, saranno la 1 e la 3 (vedere Figura 7.5). Affinché il software riconoscesse tali sale come anteriori è stato necessario scambiare i profili delle ruote generati dall'output del modulo Wheel Profile Wear nei corrispondenti Rail-Wheel Pairs del Simpack, così come specificato in Tabella 7.2.

Inoltre, per la corsa di ritorno sono stati ricalcolati il tracciato, lo scartamento ad esso associato e la velocità di riferimento, come descritto precedentemente.

Tabella 7.2 - Scambio dei Wheel Pairs per simulare la corsa di ritorno utilizzando i profili aggiornati riferiti alla legge di Archad

Aosta-Prè St. Didier		Prè St. Didier-Aosta	
Ruota	Wheel Pairs	Ruota	Wheel Pairs
11	.wear0109.prw	11	.wear0116.prw
12	.wear0110.prw	12	.wear0115.prw
21	.wear0111.prw	21	.wear0114.prw
22	.wear0112.prw	22	.wear0113.prw
31	.wear0113.prw	31	.wear0112.prw
32	.wear0114.prw	32	.wear0111.prw
41	.wear0115.prw	41	.wear0110.prw
42	.wear0116.prw	42	.wear0109.prw

All'interno del codice è stato introdotto un ciclo if il quale avrà il compito di alternare le corse di andata e di ritorno, con le operazioni ad esse associate. La corsa di ritorno è associata ai numeri pari del contatore, attraverso il seguente comando:

```
if (i % 2==0)
```

L'operazione che segue permette di localizzare l'elemento chiamato \$RWP_11 (il quale identifica il rail-wheel pair 11)

```
myBody = myModel.findElement("$RWP_11");
```

e sostituirlo con un ulteriore file di tipo profilo:

```
myBody.wheel.prof.file.val="ripulito_89_PRELOAD.wear0116.prw";
```

Questa operazione verrà applicata a tutti i pairs dell'automotrice.

Allo stesso modo verranno identificati i tracciati di andata e ritorno, gli scartamenti e le velocità:

```
myBody = myModel.findElement("$Trk_defaultname_3");
```

```
myBody.cart.file.val="Tracc_Aosta_Pre_Ritorno.trc";
```

```
myBody = myModel.findElement("$N_Irregolarita");
```

```
myBody.file.val="all_scart_new_Ritorno.tre";
```

```
myBody = myModel.findElement("$I_VELRIF");
```

```
myBody.file.val="Velocita_ritorno.afs";
```

Mediante ulteriori comandi, descritti nello Script in Allegato, sarà possibile effettuare le operazioni di scambio dei pairs, del tracciato, dello scartamento e della velocità.

Al termine di ogni simulazione lo script genererà una cartella nella quale saranno presenti i file relativi all'usura dei profili delle singole ruote, come descritto in

Tabella 7.1.

Una peculiarità dello script è data dalla possibilità di interrompere una simulazione e riprenderla in un secondo momento ricaricando nei pairs i profili delle ruote usurate ottenute durante l'ultimo ciclo di calcolo. Inoltre, è possibile aggiornare il contatore dello script in modo da poter continuare la numerazione delle cartelle di salvataggio dei dati dei profili usurati delle ruote dall'interruzione effettuata. Per effettuare ciò bisognerà modificare le seguenti righe dello script:

```
percorsodat.mkdir(i+1);
```

```
stringa=percorsodat.absFilePath().concat("\\").concat(i+1);
```

in particolare, bisognerà sostituire il numero 1 con il numero della cartella da generare, tenendo in considerazione che al primo ciclo il contatore i è pari a 0. Pertanto, la prima cartella che verrà generata sarà pari al numero sommato al contatore i .

La durata del singolo ciclo corrisponde alla percorrenza della tratta completa Aosta-Prè Saint Didier, uguale a 2500s.

Il numero di cicli può essere modificato attraverso un Launcher (Figura 7.11), il quale esegue automaticamente i comandi impostati sullo Script e le impostazioni di base del modello Simpack. Il Launcher deve essere settato come indicato in Tabella 7.3:

```
cd C:\Program Files\simpack-2017\run\bin\win64
SET p0="C:\Users\studente\Desktop\Modello_FINALE_06_02_18\main_model\ripulito_89_PRELOAD.spck"
SET p1="C:\Users\studente\Desktop\Modello_FINALE_06_02_18\database"
SET p2="C:\Users\studente\Desktop\Modello_FINALE_06_02_18\main_model\ripulito_89_PRELOAD.output"
SET p3=1000
simpack-slv -s C:\Users\studente\Desktop\Modello_FINALE_06_02_18\test_script_NEW2.sjs %p0% %p1% %p2% %p3%
```

Figura 7.11 - Launcher per il lancio delle simulazioni

Tabella 7.3 - Setting parametri Launcher

Setting parametri	Identificazione
cd	Definisce la locazione del solver di Simpack
p0	Definisce la locazione del modello Simpack
p1	Definisce la locazione della cartella database
p2	Definisce la locazione della cartella output
p3	Numero di cicli
Ultima riga	Definisce la locazione dello Script

I dati ottenuti sono stati analizzati attraverso il software Matlab.

8. Risultati e analisi di sensibilità

8.1. Introduzione

In questo capitolo verranno analizzati i dati ottenuti attraverso le simulazioni effettuate mediante il software Simpack, precisamente tramite l'utilizzo del modulo Wheel Profile Rail (come è stato descritto nel Capitolo 7).

Tale modulo risulta uno tra i mezzi che vengono in aiuto per lo studio e la valutazione dei fenomeni d'usura, capace di simulare il comportamento della ruota sul tracciato inserito nel programma tramite curvatura, velocità e sopraelevazione. Risulta pertanto evidente il fondamentale peso del considerare idoneo il tracciato ferroviario di riferimento, in grado di dar luogo a simulazioni rappresentative e vicine alle condizioni di esercizio, nonché considerare che la simulazione del reale tracciato darebbe luogo a problemi di carattere computazionale. Questo tipo di errori infatti, vengono eliminati attraverso un corretto inserimento di tutti i parametri caratterizzanti il tracciato di riferimento, come descritto nel Capitolo 6.

8.2. Indici per la valutazione dell'usura

Per permettere un'analisi più dettagliata e un rapido confronto dei risultati sono stati definiti specifici indici per comprendere la quantità di volume asportata dai profili delle ruote. Inoltre, poiché il bordino tende ad usurarsi maggiormente qualora il tracciato percorso dall'automotrice presenta curve di raggio stretto, come la linea in esame, lo studio della quantità del volume asportato è stata suddivisa in: zona flangia e zona tavola. Questa differenziazione servirà per comprendere l'evoluzione dell'usura nelle differenti zone del contatto ruota-rotai. Considerando il profilo originale della ruota (ORE S1002) si assume che la zona flangia contenga tutti i punti minori di -0.02 [m] rispetto alla coordinata laterale, come in Figura 8.1.

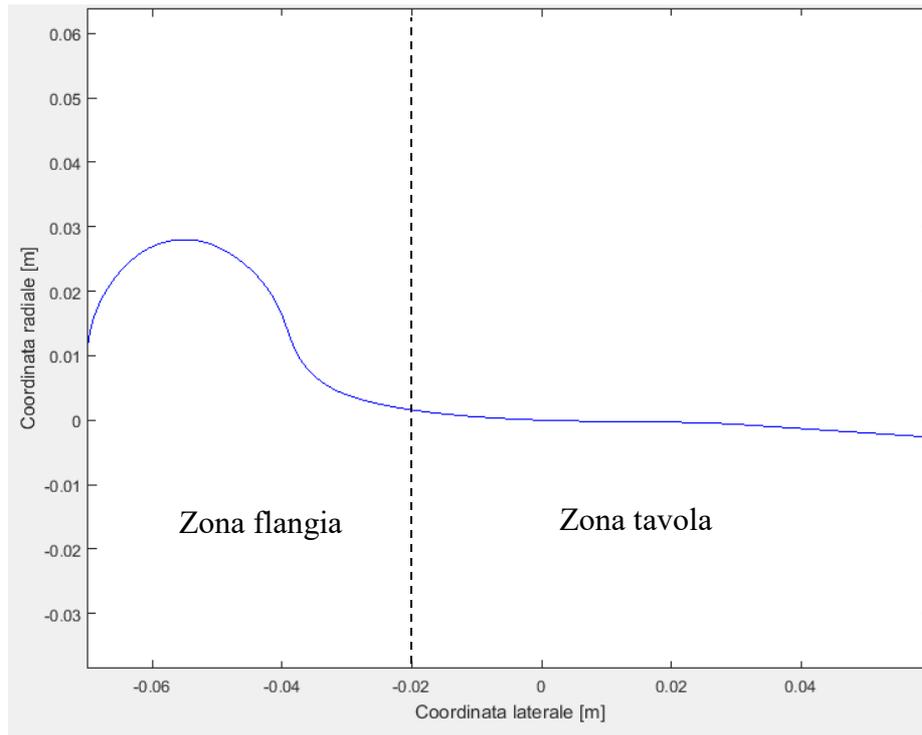


Figura 8.1 - Distinzione zona flangia-tavola sul profilo originale

Pertanto, possiamo definire:

- Volume totale asportato [m³] rispetto al profilo iniziale in funzione del chilometraggio:

$$\Delta V_{tot} = \sum_{i=1}^n |V^{i-esimo\ profilo} - V^{profilo\ originale}| \quad (8.1)$$

dove n è il numero di simulazioni effettuate. Considerando un moltiplicatore unitario ogni simulazione corrisponde a 31.4 km.

Il seguente indice ci permetterà di comprendere l'andamento del volume totale asportato rispetto al profilo originale durante l'avanzamento delle simulazioni e quindi dei chilometri percorsi. La finalità è comprendere quale tra i casi studiati presenterà usure maggiori in termini volumetrici.

- Volume totale asportato sulla flangia [m³] in funzione dei chilometri percorsi ($\Delta V_{flangia}$)
- Volume totale asportato sulla tavola [m³] in funzione dei chilometri percorsi (ΔV_{tavola}).

La conoscenza dell'andamento di $\Delta V_{flangia}$ e ΔV_{tavola} permetterà di comprendere in che modo si distribuisce il volume asportato lungo il profilo. È possibile notare le zone in cui vengono calcolati i seguenti indici dalla Figura 8.2.

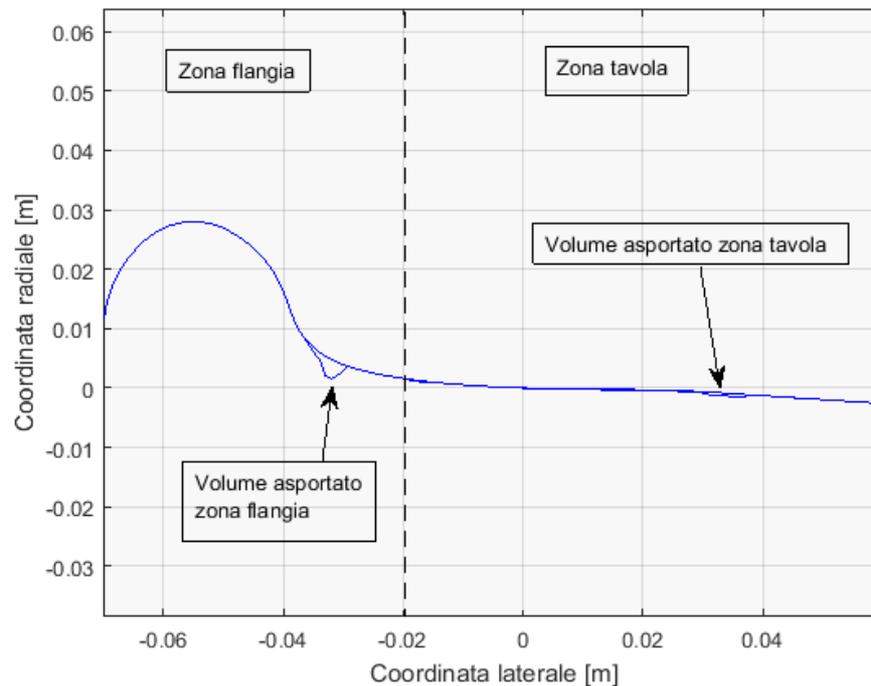


Figura 8.2 - Zone di valutazione del volume asportato nella zona flangia e zona tavola

- Profondità di usura: andamento dell'usura rispetto alla coordinata laterale. Identifica il volume asportato dell'i-esimo profilo rispetto a quello iniziale. È possibile calcolarlo attraverso le equazioni:

$$\text{profondità di usura} = f(dz, y) \quad (8.2)$$

$$dz = |z^{\text{profilo originale}} - z^{\text{i-esimo profilo}}| \quad (8.3)$$

Prima di effettuare questa operazione abbiamo ri-interpolato i profili rispetto alla stessa coordinata y.

- Volume istantaneo totale asportato [m³] in funzione del chilometraggio:

$$\Delta V_{ist\ tot} = |V^{i-esima\ simulazione} - V^{i+1}| \quad (8.4)$$

Mediante il seguente indice potremo comprendere la quantità di volume asportata [in m³] durante ogni simulazione così da poter comprendere se il volume asportato ha una tendenza costante.

- Volume istantaneo totale asportato sulla flangia in funzione del chilometraggio

$$\Delta V_{ist\ flangia} = \left(\frac{|V_{flangia}^{i-esima\ simulazione} - V_{flangia}^{i+1}|}{\Delta V_{ist\ tot}} \right) \cdot 100 \quad (8.5)$$

- Volume istantaneo totale asportato sulla tavola in funzione del chilometraggio:

$$\Delta V_{ist\ tavola} = \left(\frac{|V_{tavola}^{i-esima\ simulazione} - V_{fl}^{i+1}|}{\Delta V_{ist\ tot}} \right) \cdot 100 \quad (8.6)$$

Questi indici ci diranno la tendenza percentuale di rimozione del materiale dalla tavola e dalla flangia con l'avanzare del chilometraggio percorso dalla ruota in considerazione.

- Quota Q_r : identifica l'indice di pendenza della faccia attiva del bordino. La quota è definita dalle proiezioni sulla verticale delle circonferenze limite della faccia attiva Q_1 e Q_2 (Figura 8.3). Il profilo a nuovo presenta una quota Q_r pari a 10,5 mm. Il ripristino del profilo, tramite riprofilatura, deve essere effettuato quando la quota Q_r raggiunge il valore di 6,5 mm.

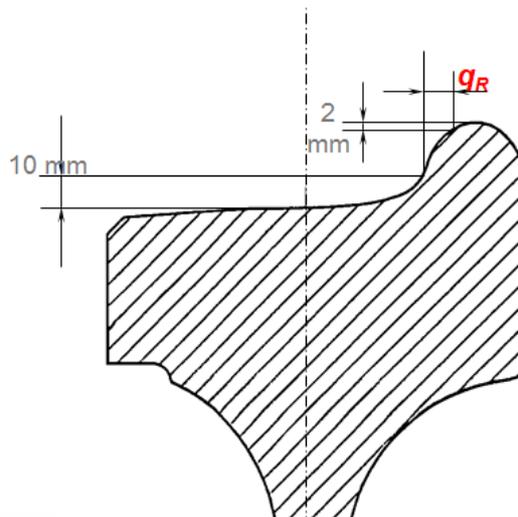


Figura 8.3 - Rappresentazione della quota Q_r

8.3. Analisi dei profili usurati

Nel corso di questo lavoro di tesi sono state analizzate tutte le ruote usurate dell'automotrice. Per semplificazione verranno presentati solo i risultati di un'unica ruota, in particolare la ruota 11 (definita nel sotto capitolo 7.3.2). La ruota in analisi è esterna al carrello pertanto una ruota leader soggetta ad usure maggiori. [21]

L'analisi verterà su tre confronti principali:

- Confronto tra simulazioni ottenute utilizzando fattori moltiplicativi crescenti con lo scopo di comprendere l'influenza del moltiplicatore sull'usura dei profili. Si prenderà in esame la legge di Archard per il calcolo del volume asportato con moltiplicatori pari a 1, 3 e 5.

- Confronto tra simulazioni ottenute utilizzando la legge di Archard e Krause/Poll per il calcolo del volume asportato dai profili delle ruote. Tale confronto sarà importante per comprendere le differenze che dividono le due leggi.
- Confronto tra le simulazioni ottenute alleggerendo le sale del 50% rispetto al peso iniziale, mantenendo costante il carico per asse.

Inoltre, è importante definire le ipotesi preliminari con la quale si sono svolte tutte le simulazioni:

- assenza ungi-bordo;
- binario privo di irregolarità;
- redistribuzione uniforme del 50% dell'usura tra rotaia e ruota;
- coefficiente d'attrito tra rotaia e ruota pari a 0,4.

8.3.1. Confronto effetto moltiplicatore

I risultati riportati sono stati ottenuti utilizzando la legge di Archard e un fattore moltiplicativo di 1, 3 e 5 su una percorrenza totale di 19030 km.

Come detto precedentemente, la funzione del moltiplicatore è quella di moltiplicare la chilometrica percorsa dall'automotrice durante una simulazione e proporzionalmente a tale valore verranno moltiplicate le usure sul profilo. Comprendere se è possibile il suo implemento è importante per ottenere risultati in tempi ridotti.

La Figura 8.4 e Figura 8.6 riportano l'evoluzione del profilo della ruota 11 riferita al corrispondente moltiplicatore implementato nel modulo Wear di Simpack.

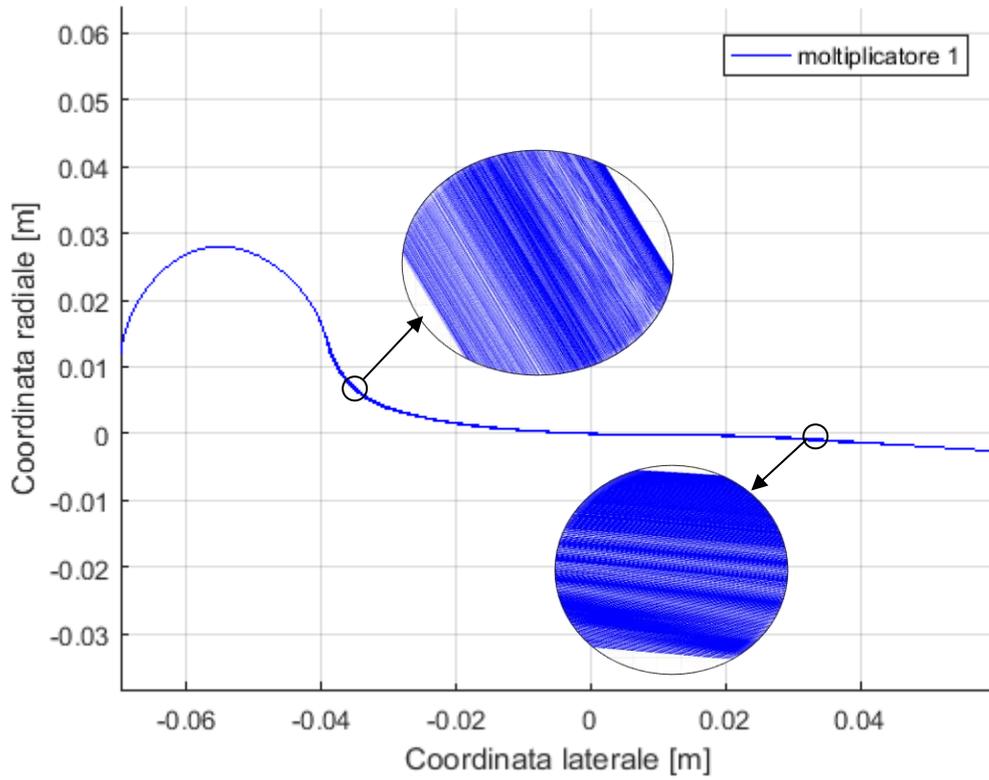


Figura 8.4 - Evoluzione del profilo con moltiplicatore 1 dopo 19030 km

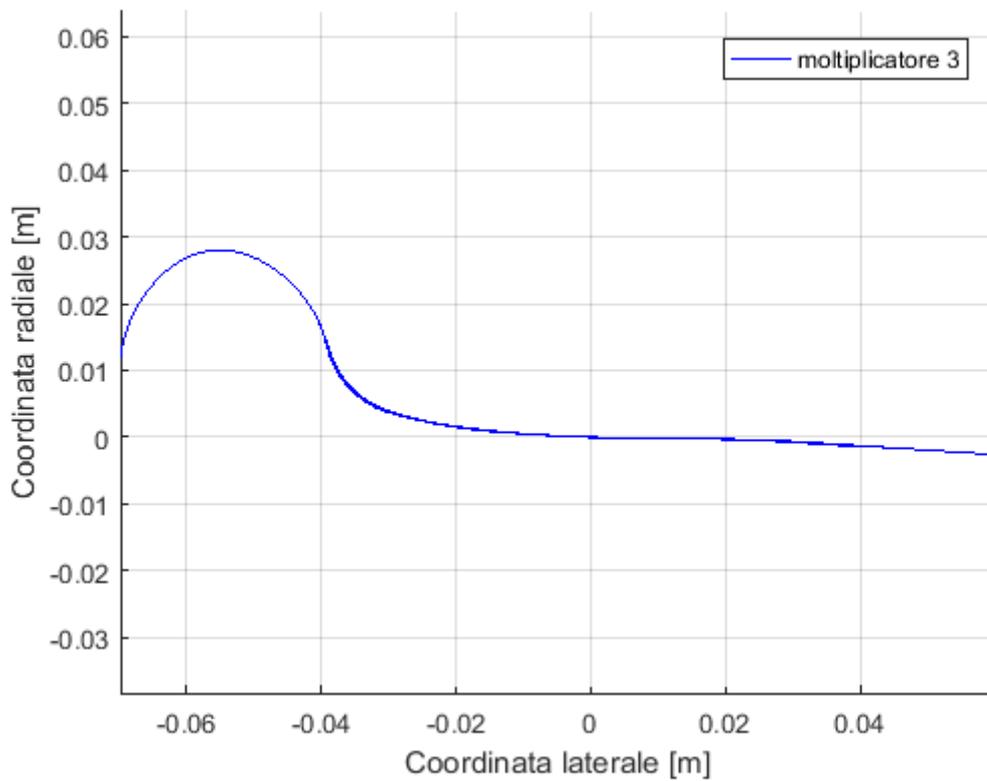


Figura 8.5 - Evoluzione del profilo con moltiplicatore 3 dopo 19030 km

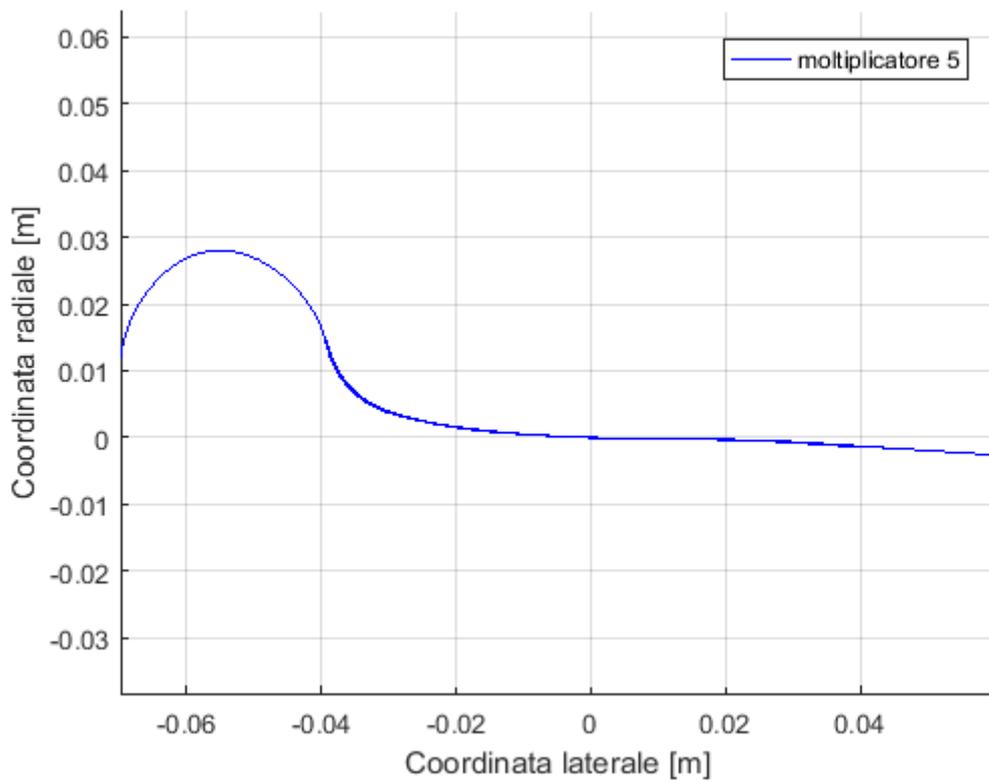


Figura 8.6 -Evoluzione del profilo con moltiplicatore 5 dopo 19030 km

Analizzando l'evoluzione dei profili (Figura 8.4, Figura 8.5 e Figura 8.6) si nota che in tutti e tre i casi l'usura più rilevante è ottenuta sul bordino della ruota; la tavola subisce invece usure meno importanti. Questo comportamento è dato dal tipo di tracciato che percorre l'automotrice. Infatti, la geometria del tracciato risulta uno tra gli elementi che influenzano l'usura: tracciati tortuosi, con curve di raggio molto stretto sono più sottoposti ad usurarsi e sono più aggressivi sui bordini, come nel caso della linea in esame.

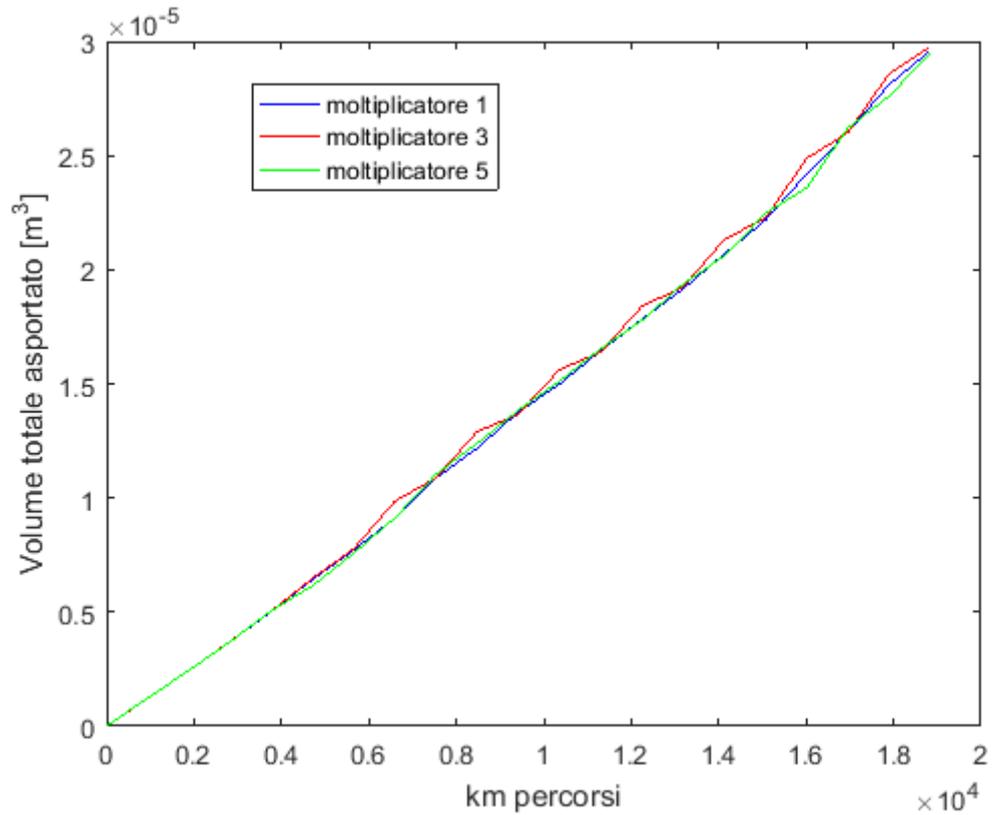


Figura 8.7 - Andamento del volume totale asportato al variare del moltiplicatore

Il volume totale asportato sul profilo della ruota dopo 19030 km (Figura 8.7) presenta un andamento abbastanza lineare e in tutti e tre i casi il volume asportato è di circa $3 \times 10^{-5} \text{ m}^3$. Nella Figura 8.8 e Figura 8.9 si analizzerà l'andamento del volume asportato sulla zona flangia e sulla zona tavola.

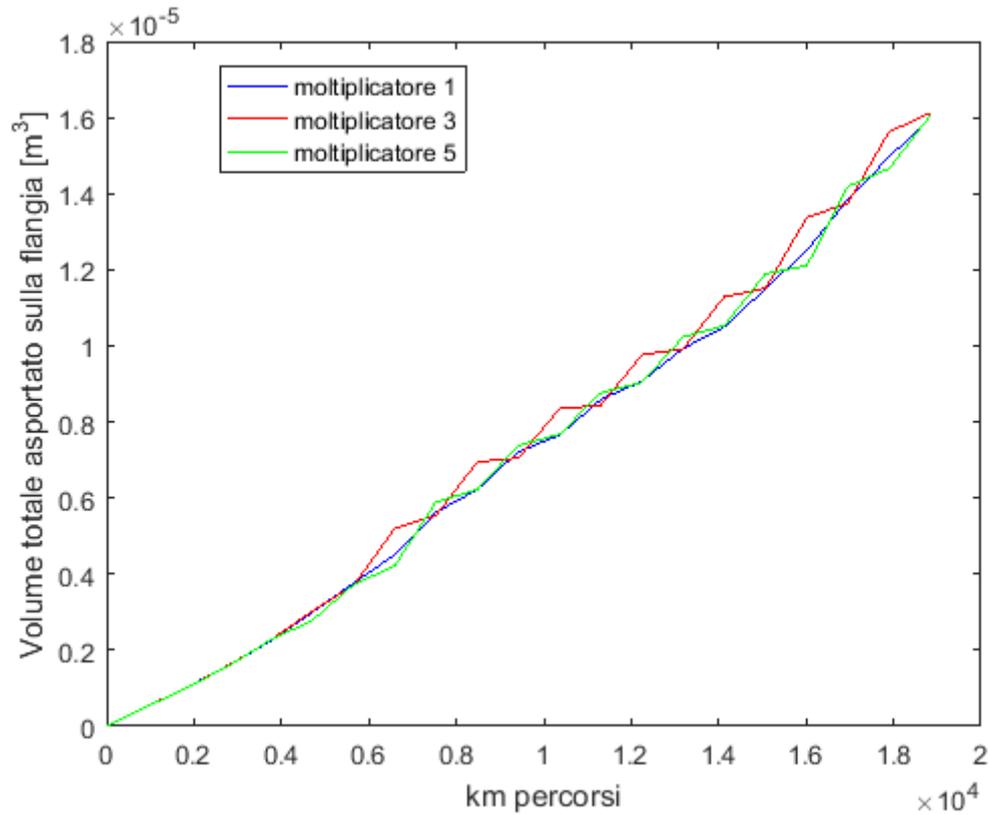


Figura 8.8 - Andamento del volume totale asportato sulla flangia al variare del moltiplicatore

L'andamento del volume totale asportato sulla flangia presenta un andamento differente a seconda se si usa o meno il moltiplicatore di distanza. Infatti, tramite l'utilizzo del moltiplicatore con valore unitario l'andamento descritto dalla curva è tendenzialmente lineare a differenza degli altri due casi, nei quali si osserva una crescita irregolare. Questo comportamento si deve ad un'errata redistribuzione del volume asportato lungo tutta la flangia. Infatti, l'asportazione di materiale non è regolare ma è effettuata a passi discreti. Questo è un indice che ci permette di comprendere la natura nel profilo finale usurato: utilizzando il moltiplicatore il profilo della ruota risulterà meno pulito.

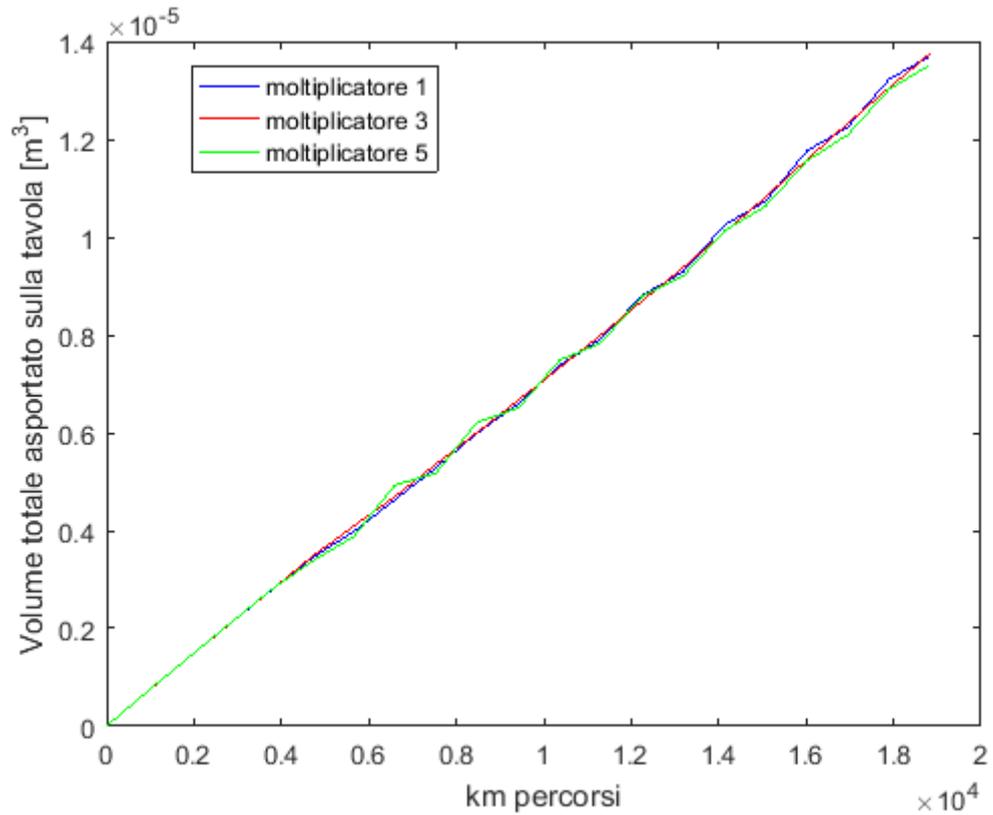


Figura 8.9 - Andamento del volume totale asportato sulla tavola al variare del moltiplicatore

Sulla tavola invece il volume totale asportato avrà un andamento lineare poiché la geometria del profilo è più semplice rispetto a quella della flangia.

Dall'analisi del volume totale asportato possiamo affermare che l'impiego del moltiplicatore produrrà profili più irregolari: il volume non verrà asportato in maniera regolare e continua bensì discreta.

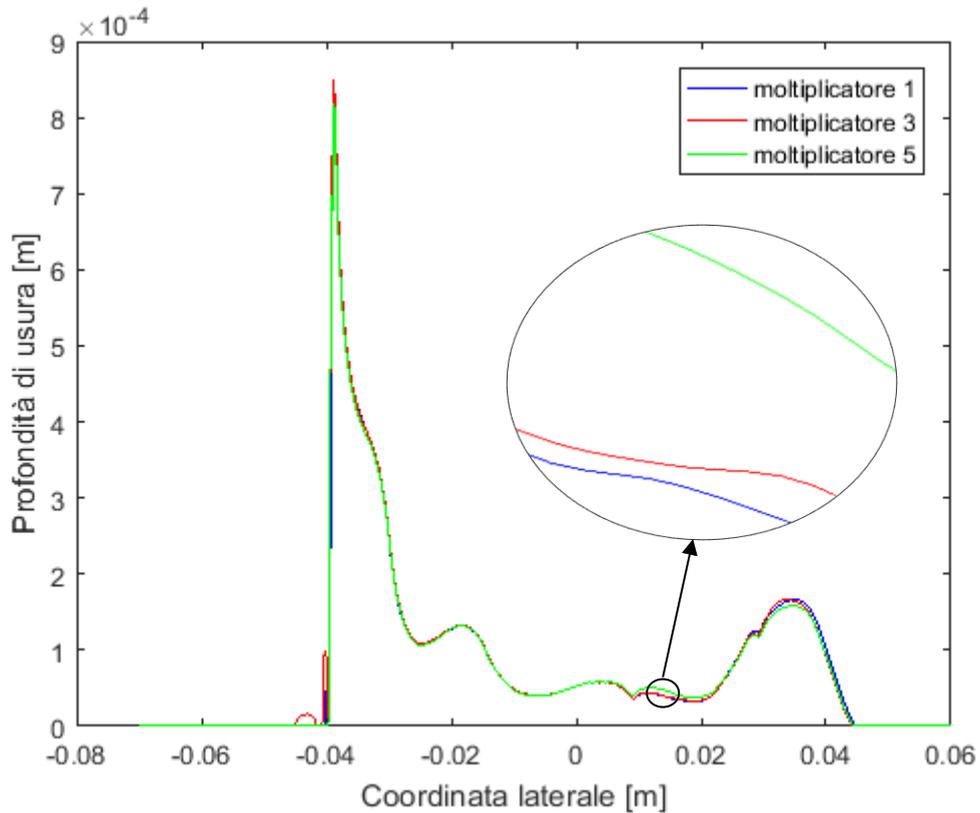


Figura 8.10 - Profondità di usura al variare del moltiplicatore

Tramite la Figura 8.10 si può notare come all'aumentare del moltiplicatore aumenta proporzionalmente la profondità d'usura. Infatti, più è basso il moltiplicatore e più l'usura è ridistribuita in lunghezza sul profilo. Ne deriva un'errata rappresentazione del profilo usurato della ruota pur mantenendosi costante il volume totale asportato (come si nota nella Figura 8.7). Questo comportamento possiamo chiaramente notarlo considerando moltiplicatori elevati. La Figura 8.11 mostra l'andamento della profondità d'usura che si ottiene dopo 60 simulazioni conseguite con moltiplicatore unitario, tre con moltiplicatore 20 e una simulazione con moltiplicatore 60, con una percorrenza totale di 1884km.

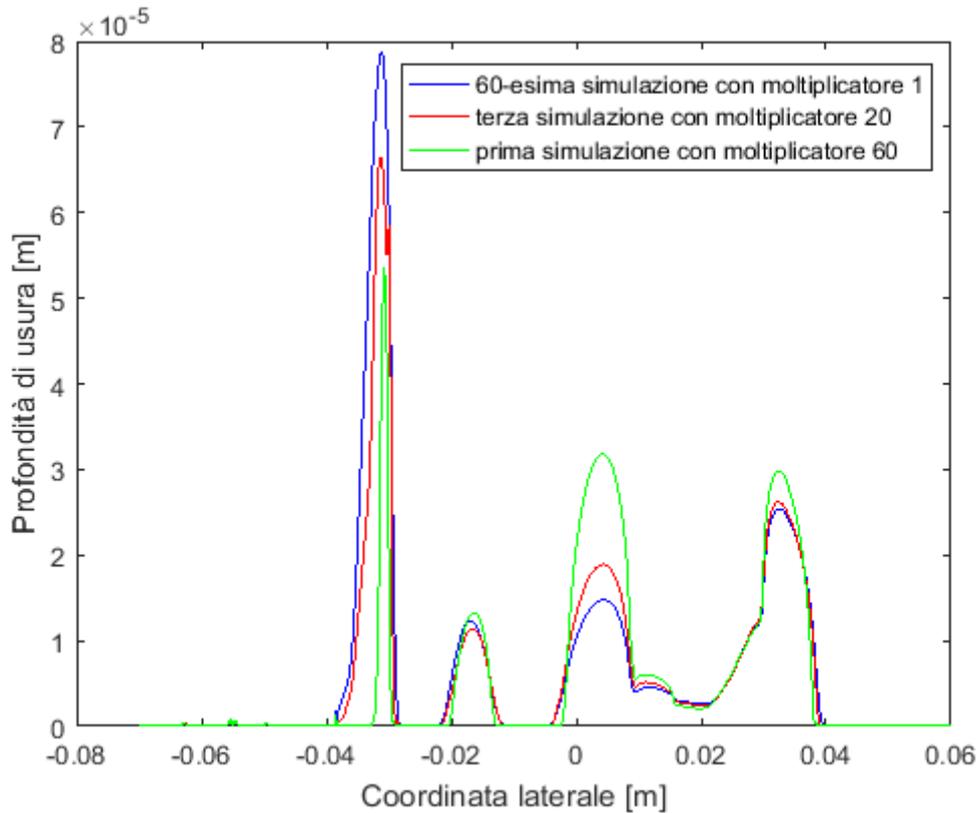


Figura 8.11 – Comportamento della profondità d'usura utilizzando moltiplicatori elevati

Si vede chiaramente che assumendo moltiplicatori elevati la profondità dell'usura sia sulla zona flangia che tavola risulterà meno ridistribuita sulla lunghezza del profilo. In più sulla zona tavola si otterrà una sovra stima dell'usura.

Pertanto dall'analisi della profondità d'usura possiamo affermare che il volume totale asportato si conserva all'aumentare del moltiplicatore (così come si nota in Figura 8.7) ma con una ridistribuzione errata lungo il profilo della ruota.

Dalla Figura 8.12 alla Figura 8.14 è rappresentato il volume istantaneo totale asportato sulla ruota 11 in esame. Come già detto questo indice rappresenta il volume che viene asportato da una simulazione ad un'altra.

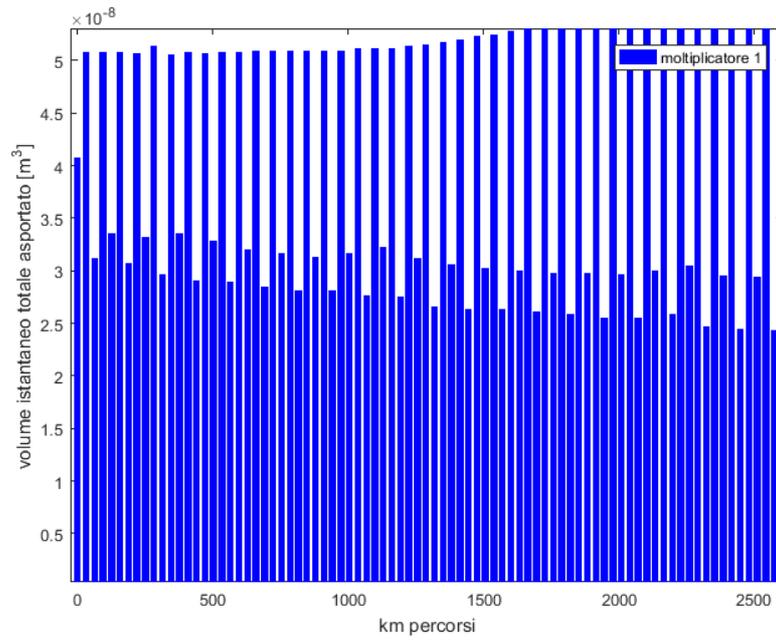


Figura 8.12 - Volume istantaneo asportato in funzione della chilometrica utilizzando un moltiplicatore unitario

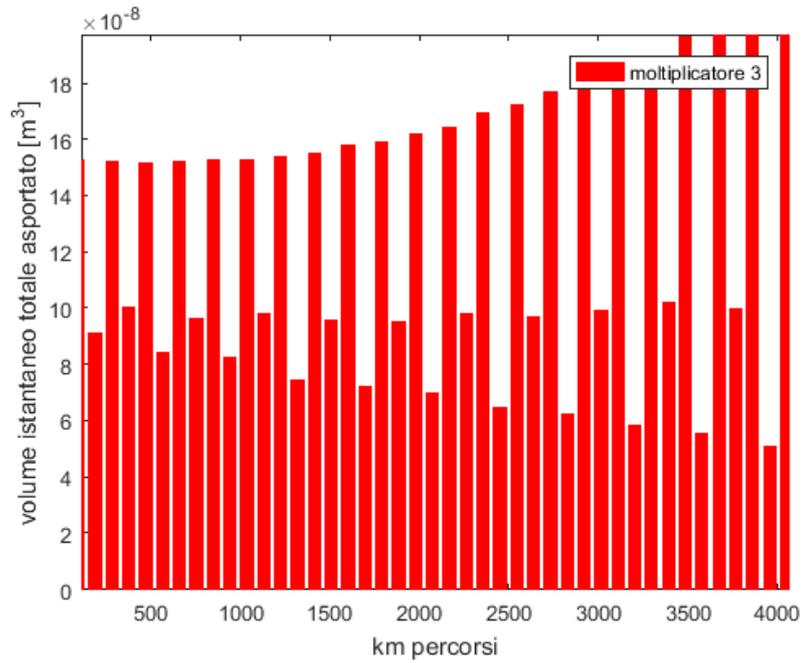


Figura 8.13 - Volume istantaneo asportato in funzione della chilometrica utilizzando moltiplicatore 3

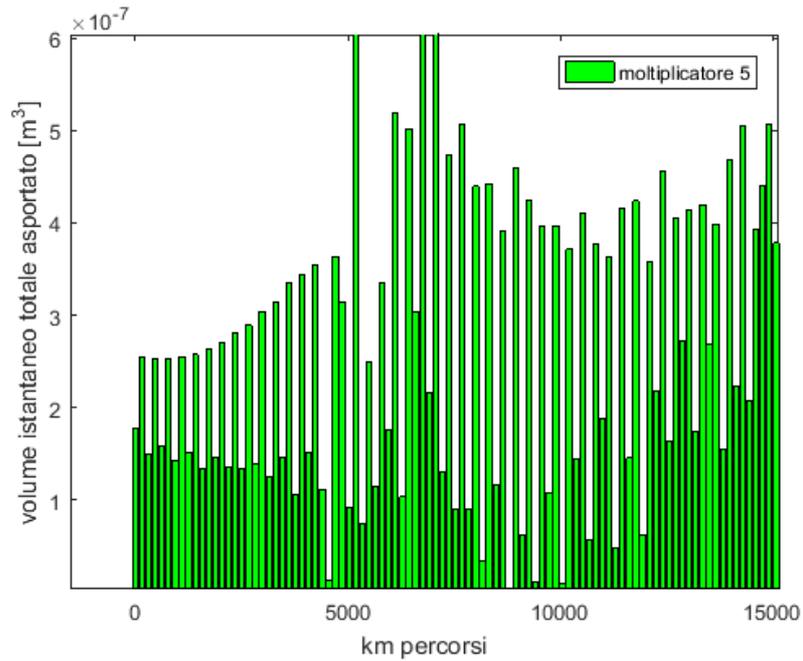


Figura 8.14 - Volume istantaneo asportato in funzione della chilometrica utilizzando moltiplicatore 5

Analizzando i dati ottenuti si notano dei salti tra una simulazione ed un'altra: un volume istantaneo totale asportato maggiore indica che la ruota in esame (ruota 11) sta percorrendo la tratta di ritorno e usurerà maggiormente poiché è una ruota leader, cioè appartiene alla sala del primo asse che entra per prima in curva. Durante l'andata invece, la ruota farà parte dell'asse rimorchiato (Figura 7.5 - Nomenclatura sale) ed essendo l'ultima ad entrare in curva usurerà di meno.

Dalla Figura 8.15 alla Figura 8.20 è rappresentato il volume istantaneo percentuale calcolato sulla flangia e sulla tavola in funzione della chilometrica. Questo indice è necessario per comprendere come si distribuisce percentualmente l'usura all'avanzare dei chilometri percorsi.

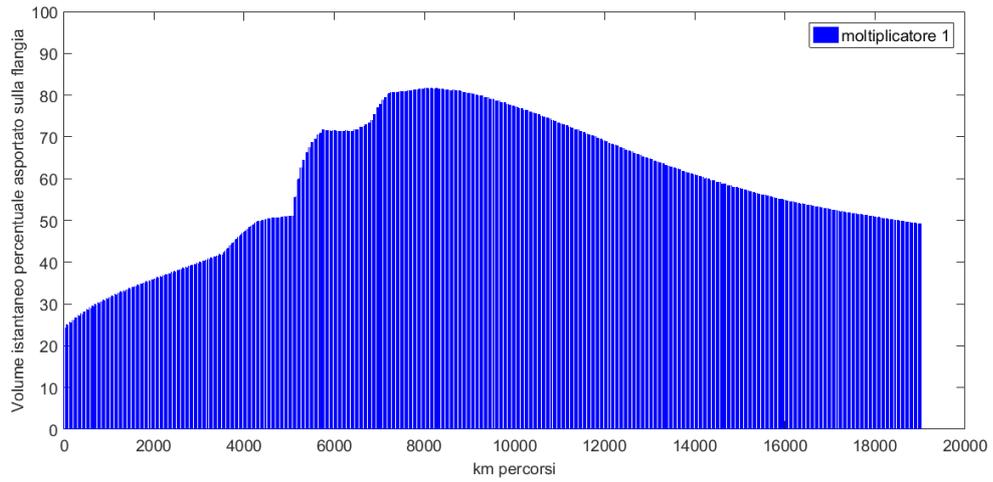


Figura 8.15 - Volume istantaneo percentuale asportato sulla flangia con moltiplicatore 1

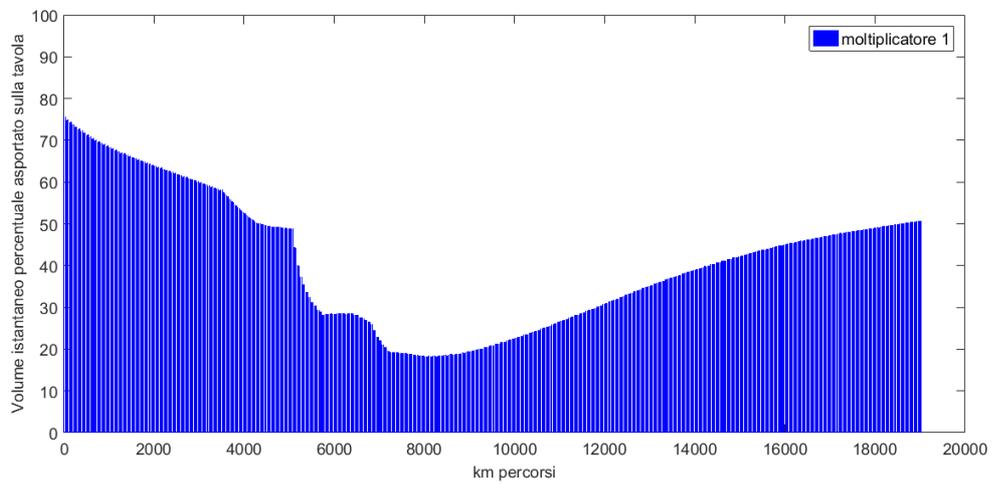


Figura 8.16 - Volume istantaneo percentuale asportato sulla tavola con moltiplicatore 1

Analizzando la Figura 8.15 e la Figura 8.16 si nota che l'asportazione di materiale interessa nei primi chilometri maggiormente la zona tavola, con circa il 75% d'usura iniziale, per poi decrescere non linearmente con l'aumentare dei chilometri percorsi.

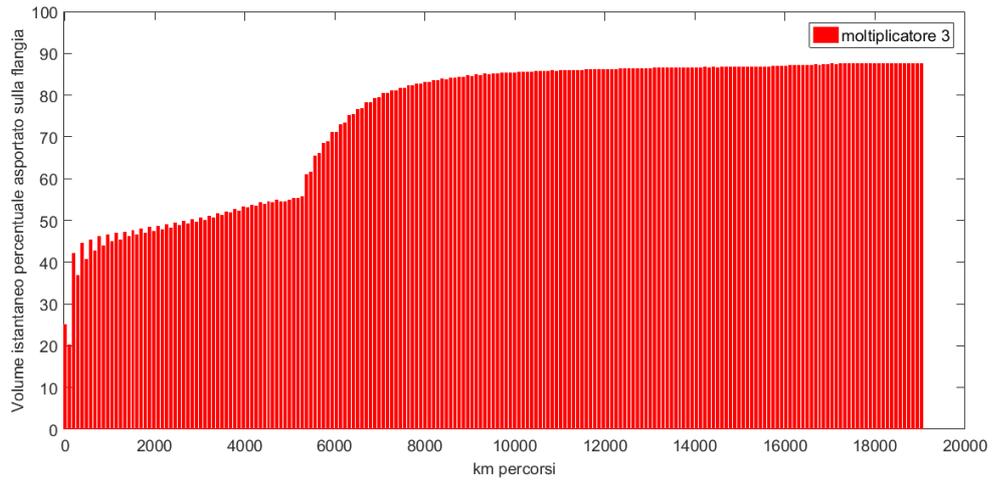


Figura 8.17 - Volume istantaneo percentuale asportato sulla flangia con moltiplicatore 3

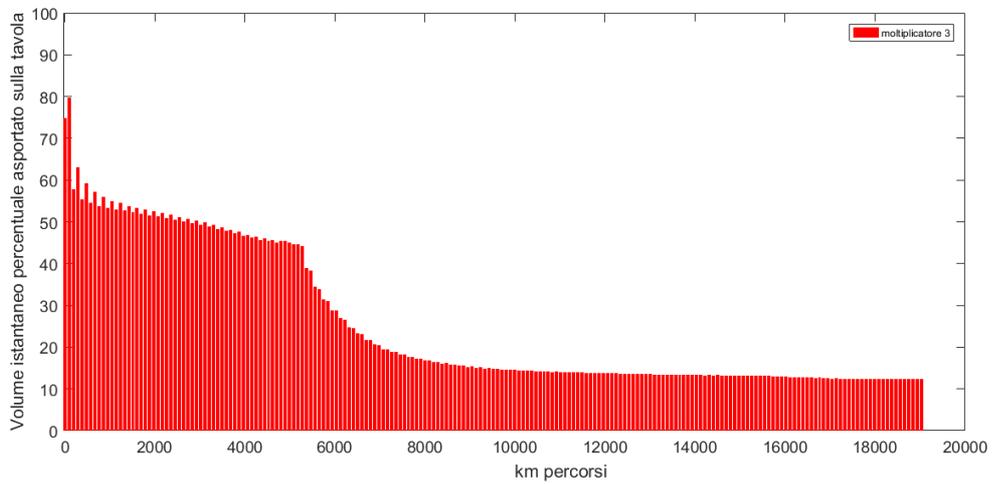


Figura 8.18 - Volume istantaneo percentuale asportato sulla tavola con moltiplicatore 3

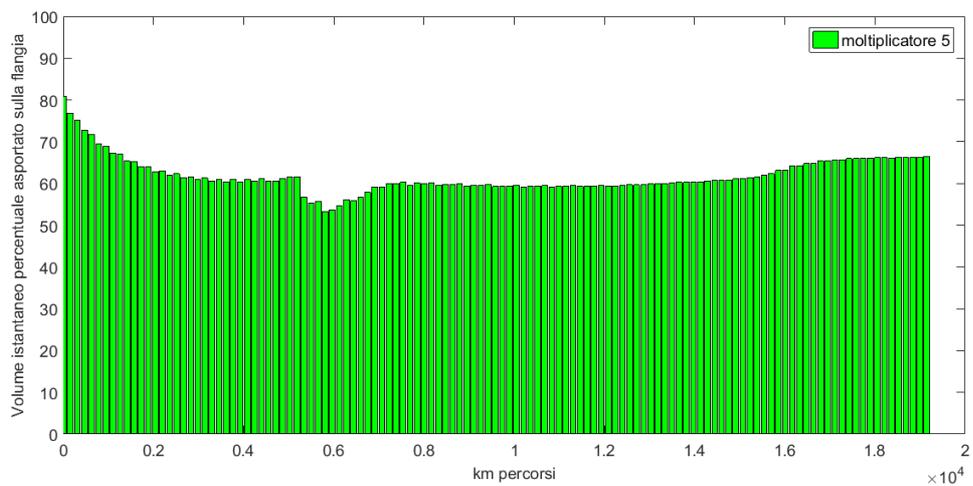


Figura 8.19 - Volume istantaneo percentuale asportato sulla flangia con moltiplicatore 5

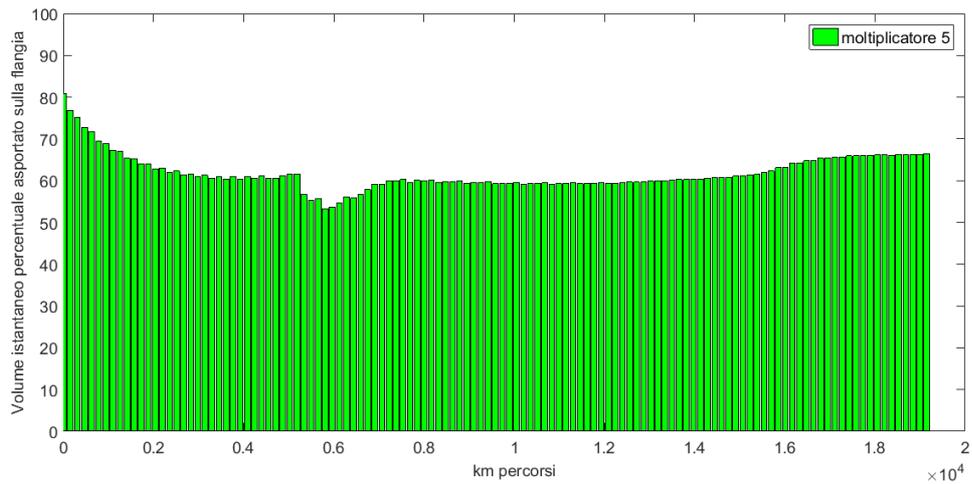


Figura 8.20 - Volume istantaneo percentuale asportato sulla tavola con moltiplicatore 5

Analizzando il volume istantaneo percentuale asportato su tavola e flangia possiamo affermare che è impossibile definirne un trend. L'asportazione risulta non lineare e differente in tutti i casi presi in esame. Probabilmente questo comportamento è dovuto alla dinamica dell'automotrice.

Infine, l'ultimo indice da analizzare è la quota Q_r che identifica l'indice di pendenza della faccia attiva del bordino.

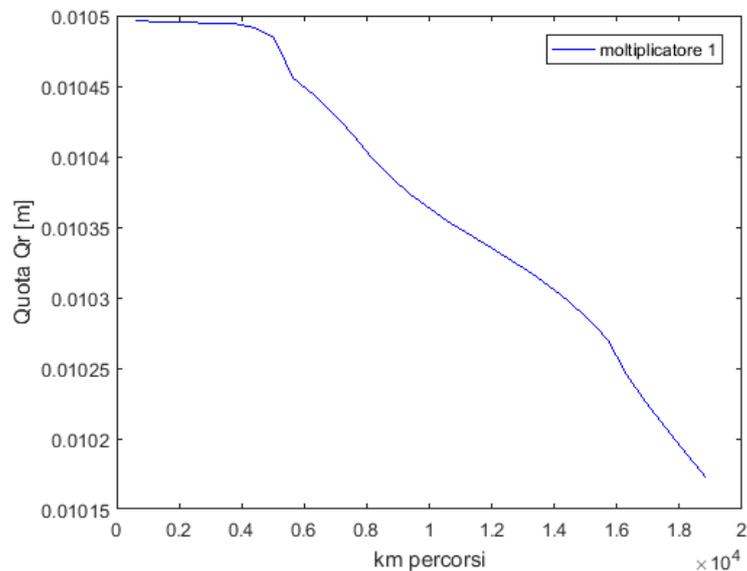


Figura 8.21 - Quota Q_r ottenuta con moltiplicatore 1

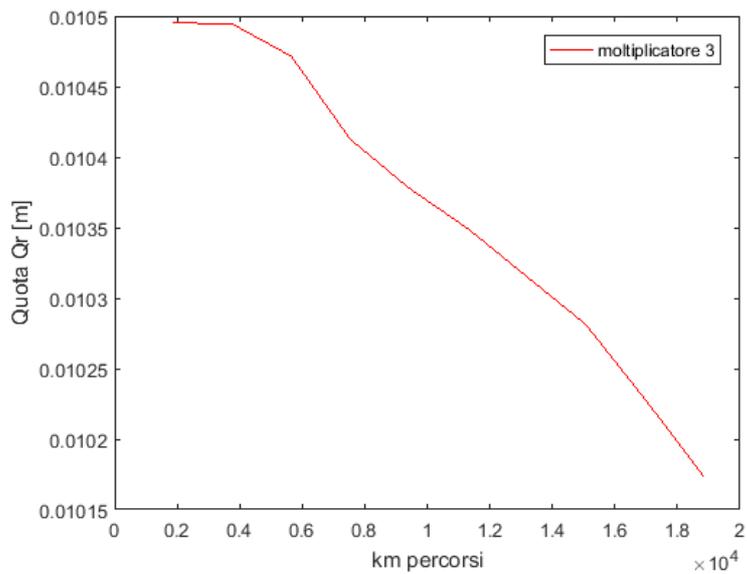


Figura 8.22 - Quota Qr ottenuta con moltiplicatore 3

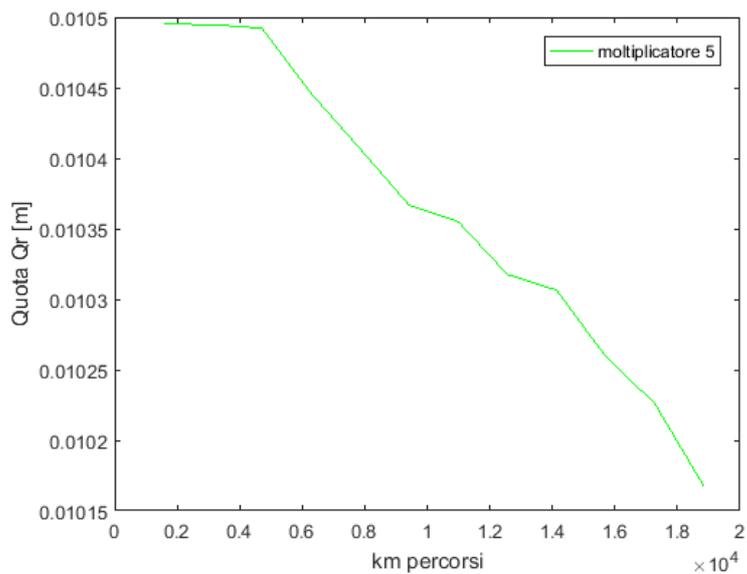


Figura 8.23 - Quota Qr ottenuta con moltiplicatore 5

Le figure Figura 8.21-Figura 8.23 mostrano come la quota Qr decresca in funzione del chilometraggio; la quota finale registrata è la medesima in tutti e tre i casi.

In conclusione, possiamo affermare che è possibile implementare nel modulo Wear di Simpack il moltiplicatore 5 (utilizzando la legge di Archad), considerando una funzione che ci crei una regolarizzazione del profilo per eliminare le zone di irregolarità sulla flangia.

8.3.2. Confronto Archard e Krause/Poll

I risultati riportati sono stati ottenuti implementando nel modulo Wheel Profile Wear la legge di Archard e quella di Krause/Poll su una percorrenza totale di 9420 km (corrispondenti a 300 simulazioni con moltiplicatore unitario).

La Figura 8.24 e Figura 8.25 riportano l'evoluzione del profilo della ruota 11 riferita alla legge utilizzata per il calcolo del volume asportato.

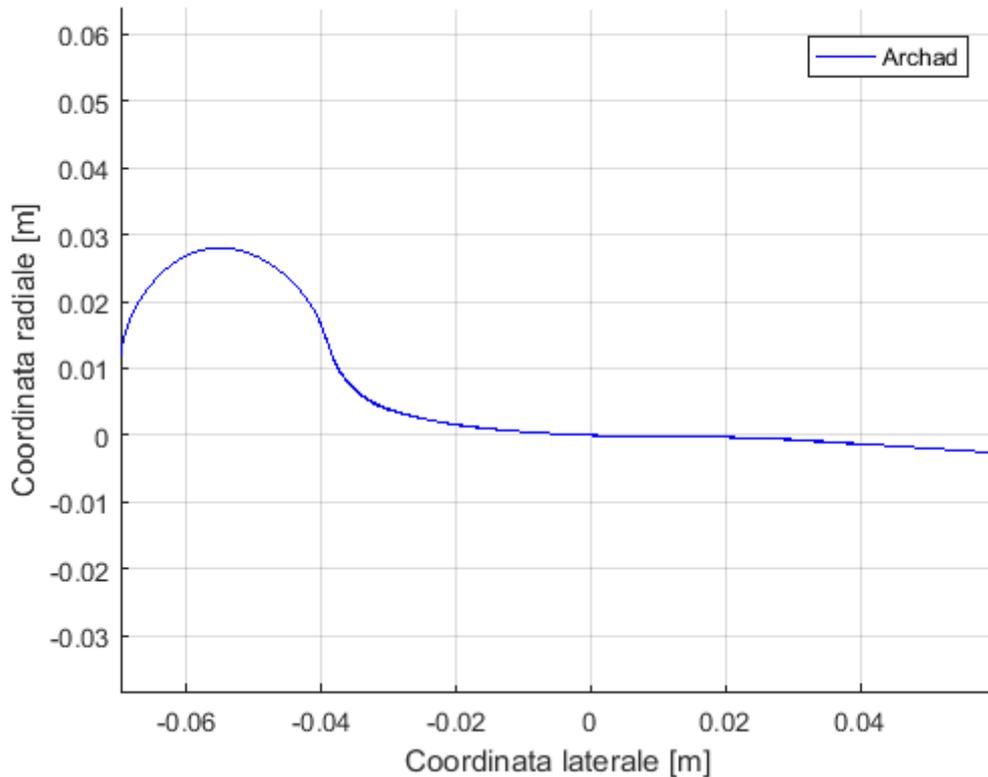


Figura 8.24 - Evoluzione del profilo dopo 9420 km utilizzando la legge di Archard

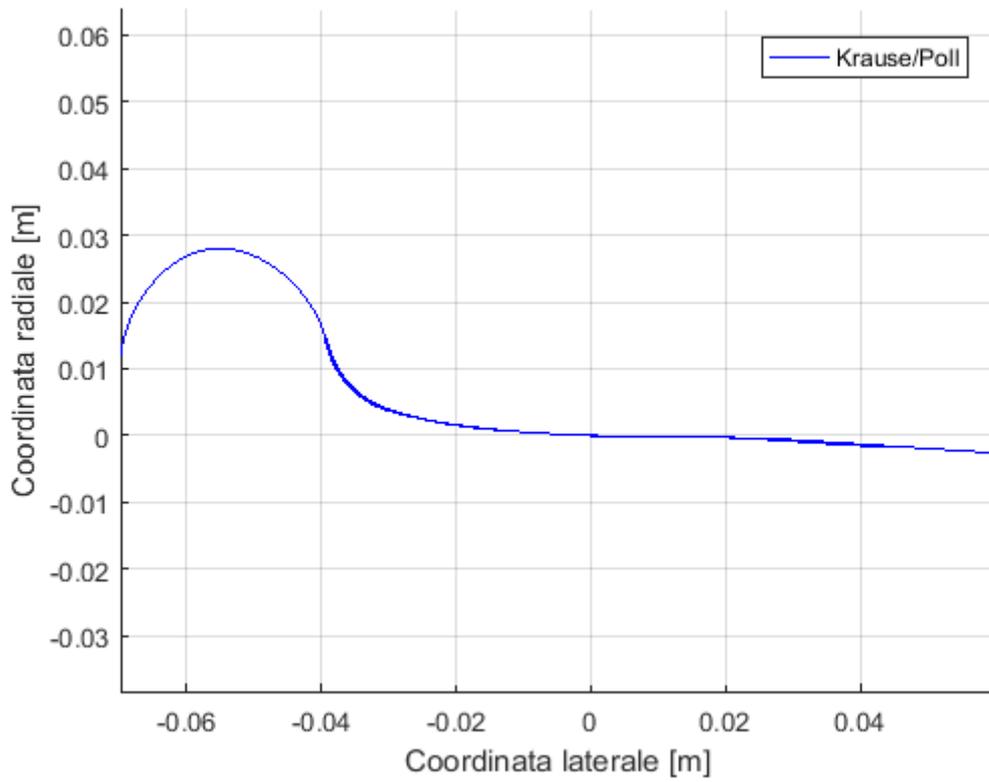


Figura 8.25 - Evoluzione del profilo dopo 9420 km utilizzando la legge di Krause/Poll

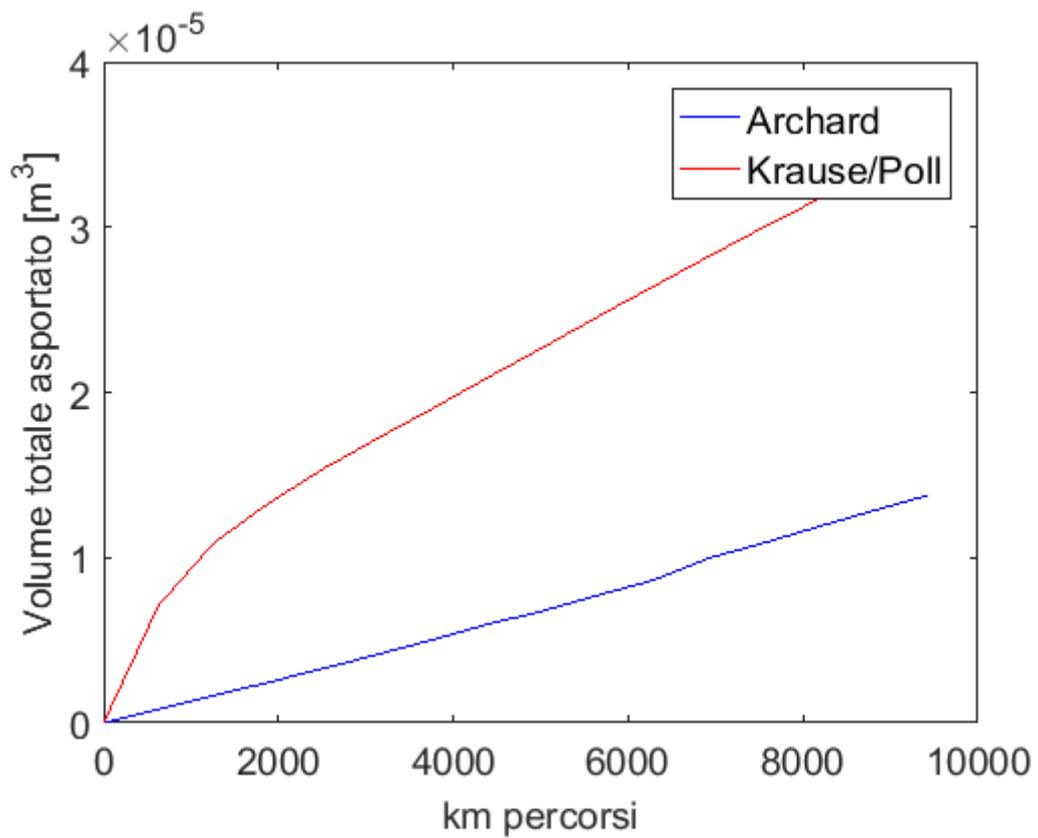


Figura 8.26 - Andamento del volume totale asportato in funzione della legge utilizzata

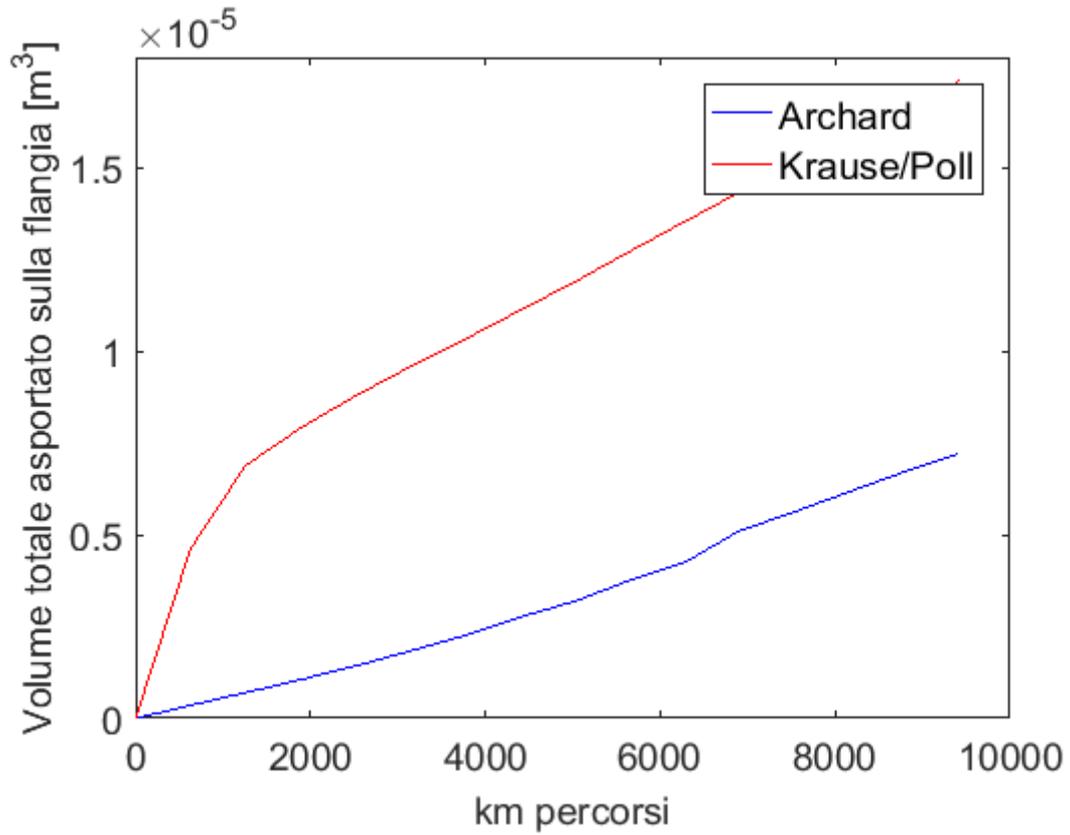


Figura 8.27 - Andamento del volume totale asportato sulla flangia in funzione della legge utilizzata

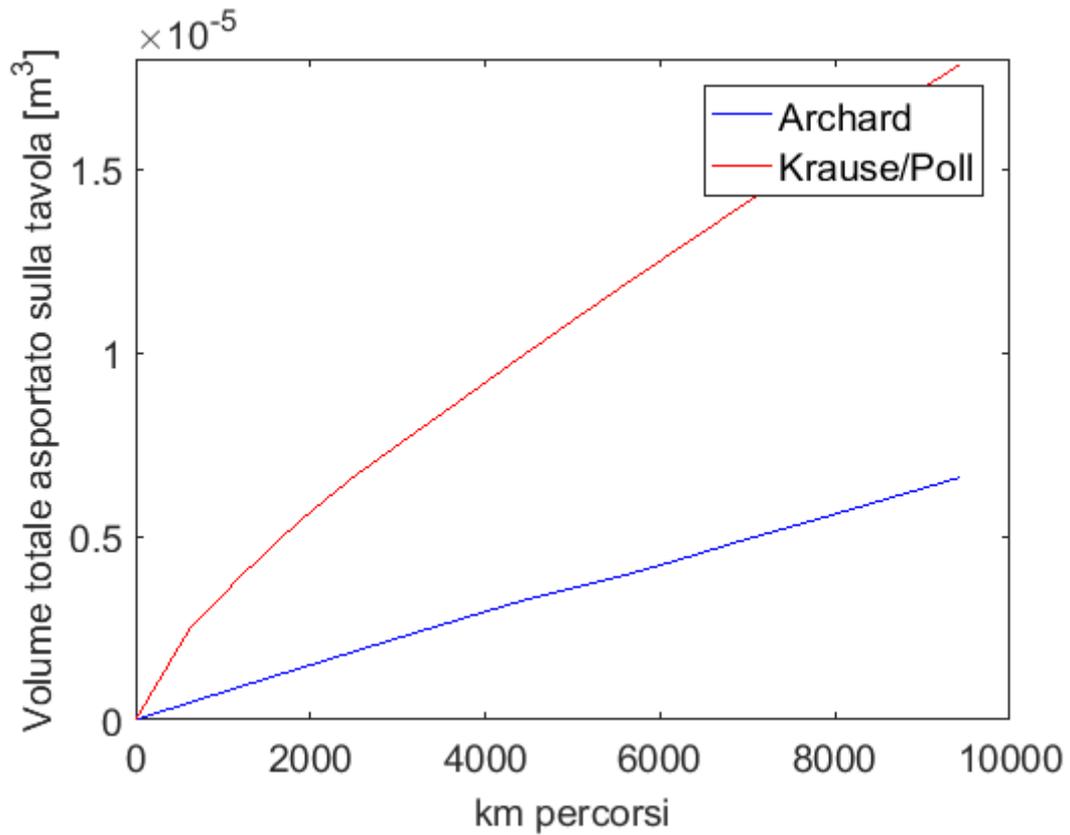


Figura 8.28 - Andamento del volume totale asportato sulla tavola in funzione della legge utilizzata

Analizzando le figure Figura 8.26, Figura 8.27 e Figura 8.28 si può affermare che la legge di Krause/Poll tende a sovrastimare le usure. Inoltre, a differenza della legge di Archard che presenta un andamento lineare tra volume asportato e chilometri percorsi, Krause/Poll presenta un andamento non lineare per i primi 2000 km per poi linearizzarsi.

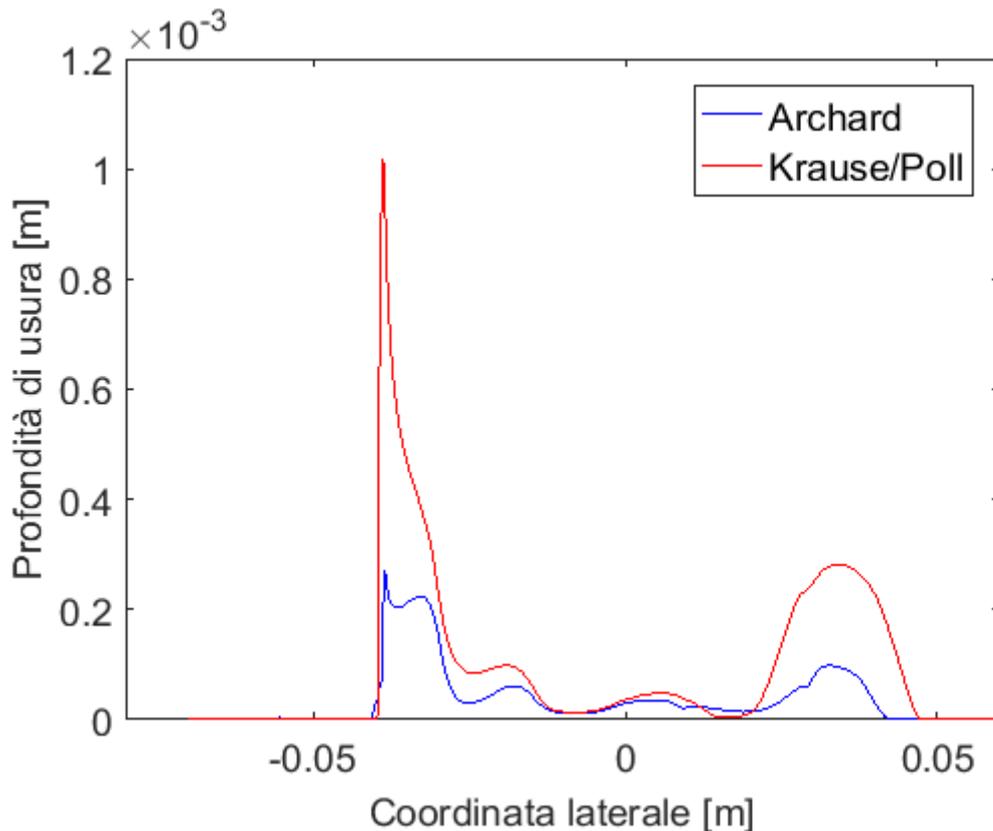


Figura 8.29 - Profondità di usura data dalle due leggi dopo 9420 km

Confrontando la profondità d'usura ottenuta mediante l'utilizzo delle due leggi dopo 9420 km (Figura 8.29) si nota una diversa distribuzione del materiale rimosso lungo il profilo: la sovrastima interessa anche l'estensione in larghezza dell'usura sulla tavola.

La Figura 8.30 mostra l'andamento della profondità di usura dopo 1884 chilometri utilizzando la legge di Krause/Poll al variare del moltiplicatore, per comprendere se questo potrebbe essere implementato nel calcolo delle usure con detta legge.

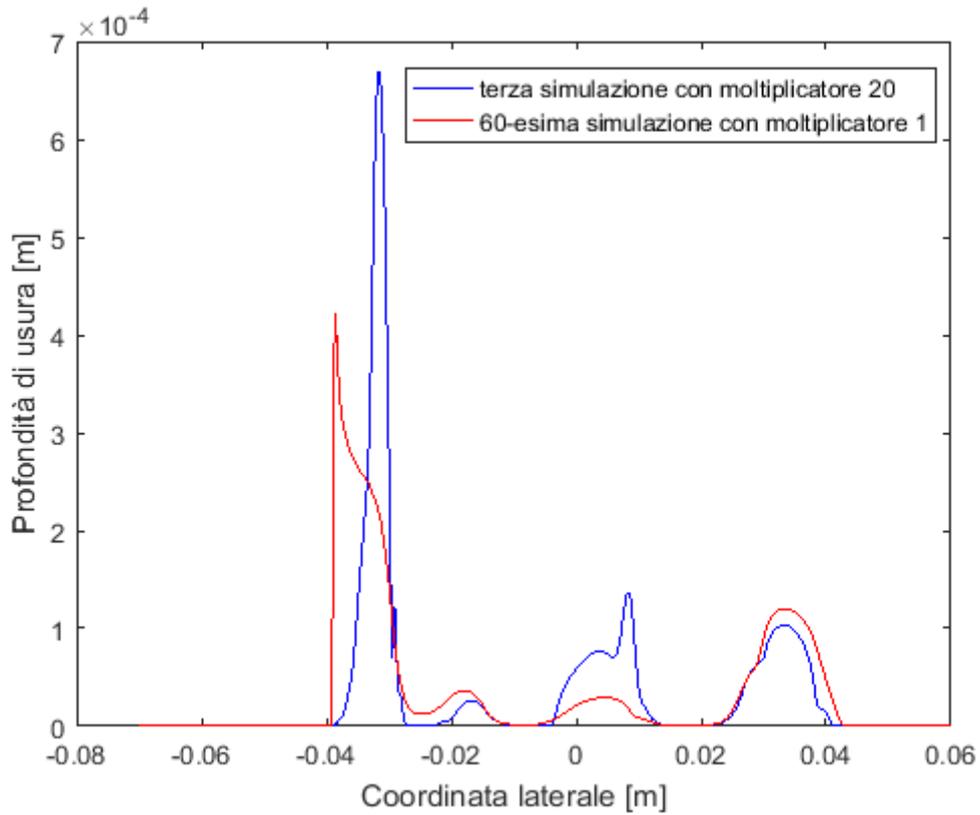


Figura 8.30 - Profondità di usura dopo 1884 km utilizzando la legge di Krause/Poll varando il moltiplicatore da 1 a 20

Analizzando l'andamento della profondità di usura con moltiplicatore 20 si nota una diversa asportazione di materia sul profilo della ruota. Pertanto, è possibile affermare che utilizzando il moltiplicatore con la legge di Krause/Poll si otterranno profili usurati e valori di usure non reali.

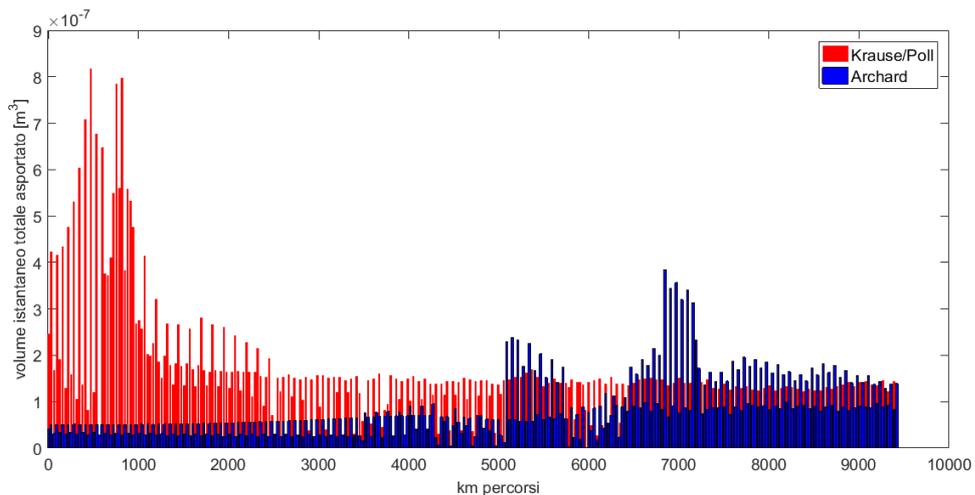


Figura 8.31 - Volume istantaneo totale asportato mediante l'utilizzo delle due leggi

La Figura 8.31 mostra l'andamento del volume istantaneo totale asportato dal profilo della ruota in esame. Considerando i risultati ottenuti mediante la legge di Krause/Poll, nei primi 2000 km la quantità di materiale rimosso dal profilo è nettamente maggiore rispetto ad Archard, con una rimozione non costante.

Le due leggi hanno comportamenti differenti: una rimuove istantaneamente più materiale per poi mostrare un comportamento costante mentre nell'altra si nota un andamento crescente nei primi 4000 km per poi mantenere un andamento di rimozione del materiale in funzione dei chilometri abbastanza costante.

Dalla Figura 8.32 alla Figura 8.35 è illustrato l'andamento del volume istantaneo percentuale asportato sulla flangia e sulla tavola. Questi indici ci diranno la tendenza percentuale di rimozione del materiale dalla tavola e dalla flangia con l'avanzare del chilometraggio percorso dalla ruota in considerazione.

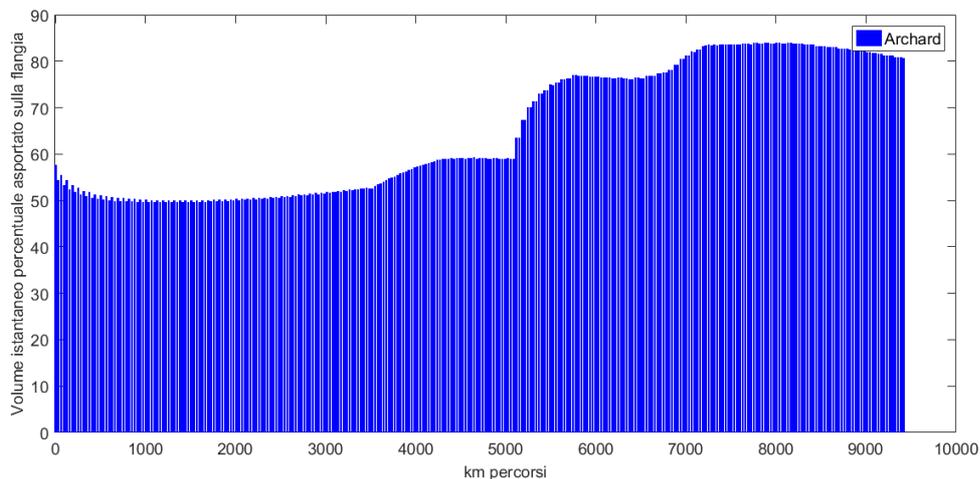


Figura 8.32 - Volume istantaneo percentuale asportato sulla flangia utilizzando la legge di Archard

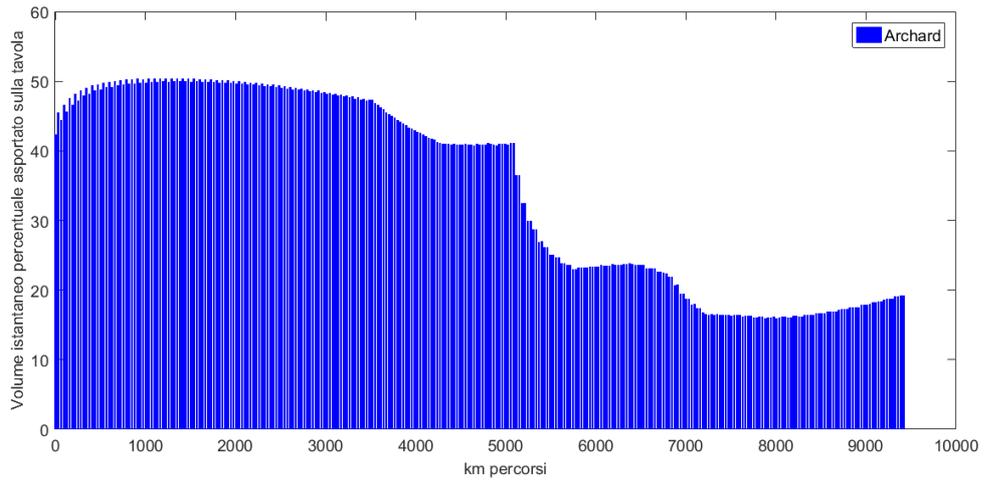


Figura 8.33 - Volume istantaneo percentuale asportato sulla tavola utilizzando la legge di Archard

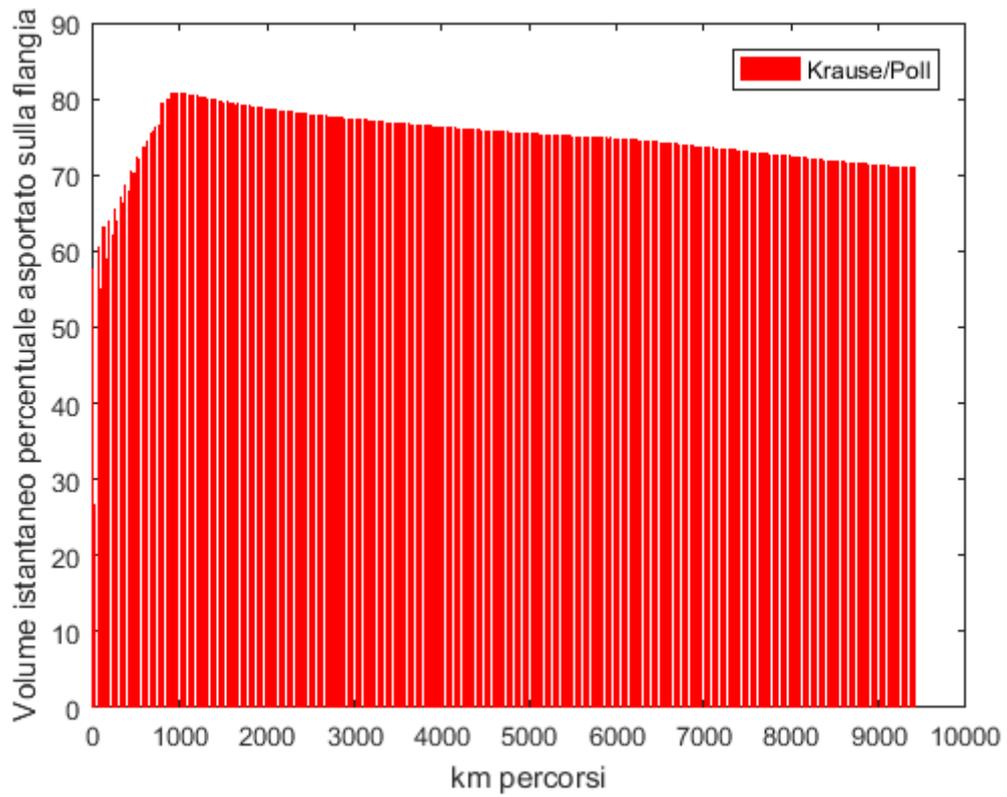


Figura 8.34 - Volume istantaneo percentuale asportato sulla flangia utilizzando la legge di Krause/Poll

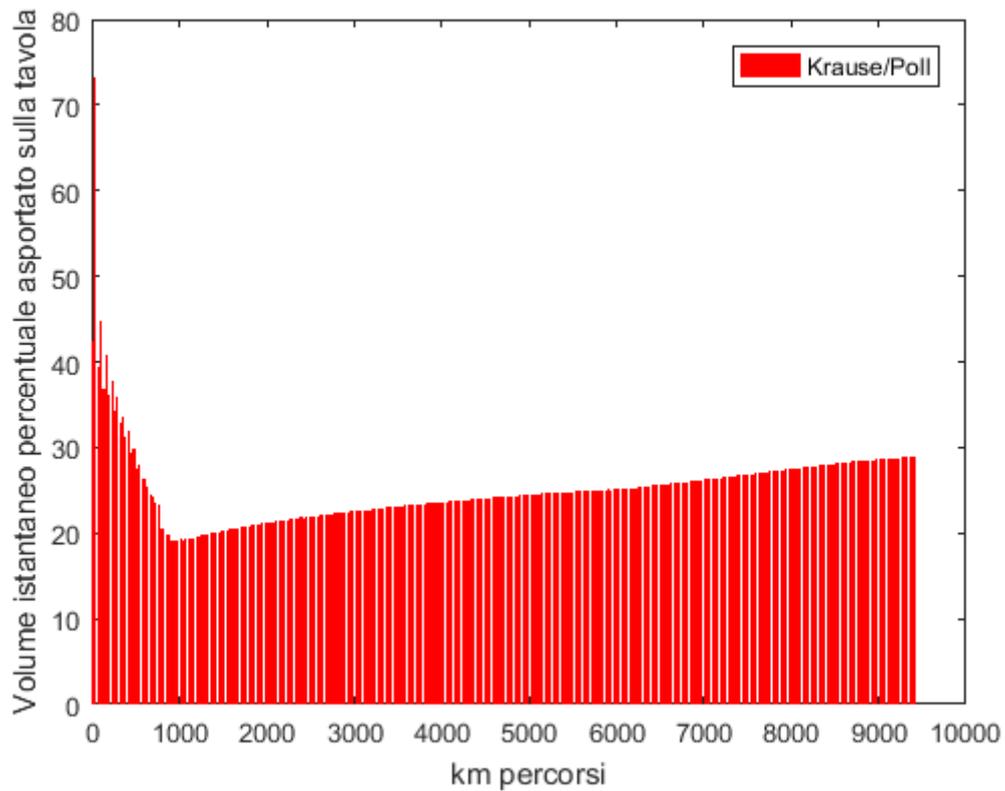


Figura 8.35 - Volume istantaneo percentuale asportato sulla tavola utilizzando la legge di Krause/Poll

Dalla Figura 8.34 e Figura 8.35 si può notare che mediante l'utilizzo della legge di Krause/Poll si verifica una rimozione del materiale prevalentemente sulla flangia, con un picco dell'80% intorno al chilometro 1000. Successivamente si osserva un incremento costante del volume asportato sulla tavola.

La Figura 8.36 mostra la differenza della quota Q_r rilevata sulla ruota in esame. In entrambi i casi l'andamento è decrescente ma con l'utilizzo della legge di Krause/Poll si nota una sovrastima di tale indice.

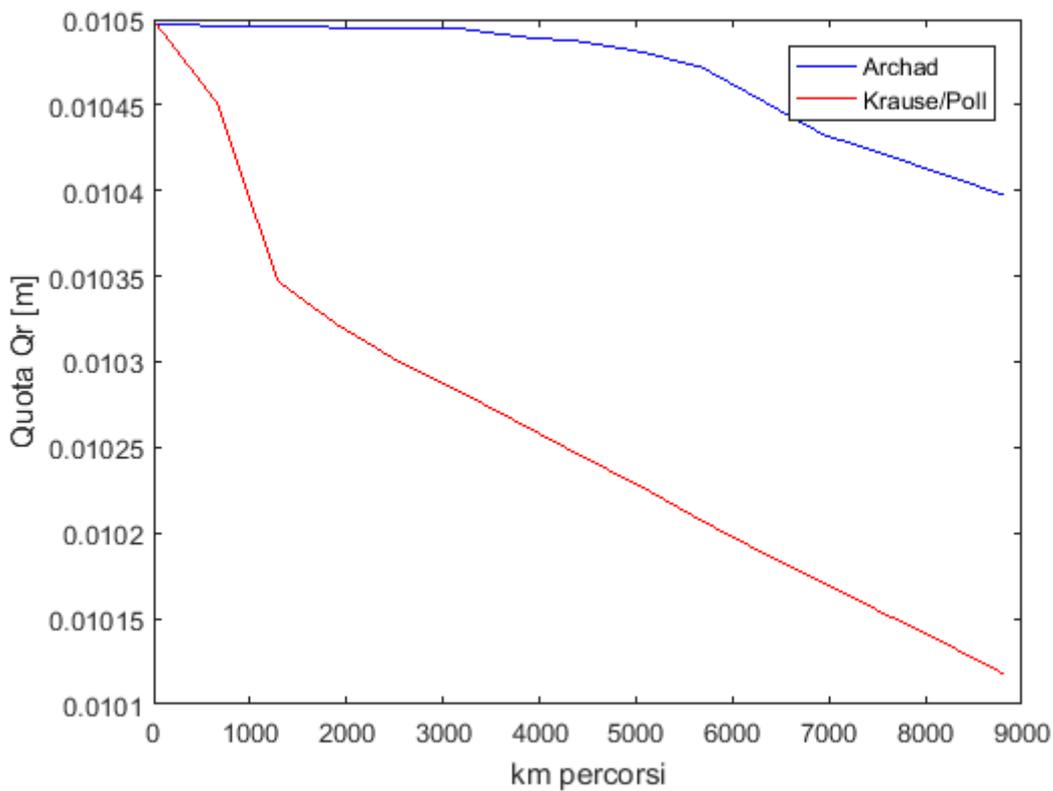


Figura 8.36 - Variazione della quota Q_r rispetto alla legge utilizzata

Attraverso tale confronto si può affermare che le due leggi presentano un comportamento differente nel calcolo del volume asportato dal profilo della ruota.

Come già descritto nel sotto capitolo 7.2, la legge di Archard la quale equazione è descritta nella (8.1),

$$V = k \frac{N \Delta s}{H} \quad (8.1)$$

e considera che il volume viene asportato proporzionalmente alle forze di contatto normali N , alla distanza di scorrimento Δs , ai coefficienti di usura k e alla durezza del materiale.

A sua volta i coefficienti di usura k sono in funzione della pressione di contatto (tipicamente si lavora sempre con pressioni sempre al di sotto di $0,8 H$) e della velocità di scorrimento ruota-rotai (Figura 7.2 - Diagramma di usura per i coefficienti k). Pertanto tali coefficienti non sono influenzata del tutto dalla geometria del profilo bensì dalla cinematica del veicolo. Al contrario la legge di Krause/Poll (7.1) considera i coefficienti di usura in funzione della potenza d'attrito e dell'area di contatto; pertanto tali coefficienti risultano influenzati dalla geometria del profilo.

Attraverso quanto detto è pertanto possibile spiegare il differente andamento dell'asportazione del volume sul profilo della ruota in Figura 8.26: Krause/Poll, al contrario

di Archard, non presenta un andamento lineare poiché il volume asportato è influenzato dalla geometria del profilo che varia con i chilometri percorsi.

Sia per Archard che per Krause/Poll sono stati utilizzati i tipici parametri adoperati in letteratura [18] [25], anche se si sono ottenuti risultati differenti. Sarà necessario effettuare test sperimentali su banchi prova per comprendere quale tra le due leggi è più fedele alla realtà.

8.3.3. Effetto alleggerimento delle masse non sospese

I risultati riportati sono stati ottenuti implementando nel modulo Wheel Profile Wear la legge di Archard e alleggerendo le sale del 50% rispetto al valore iniziale, con il quale verrà effettuato il confronto.

Come già detto, il modello multibody è caratterizzato da due tipi di sale: sala portante (sala 1 e 4) e sala motrice (sala 2 e 3) dove la differenza di peso tra le due tipologie di sale è dovuta alla presenza del motore. Pertanto, l'alleggerimento non dovrà comprendere tale elemento ma solamente le sale e le inerzie corrispondenti: la configurazione in Simpack è consultabile in Tabella 8.1.

Le simulazioni sono state effettuate su una percorrenza totale di 14800 km (corrispondenti a 470 simulazioni con moltiplicatore unitario), implementando la legge di Archard nel modulo Wear. La ruota analizzata nel corso di questo confronto è la 21 (sala 2 ruota destra).

Tabella 8.1- Configurazione in Simpack della sala portante e sala motrice prima e dopo l'alleggerimento

Tipo di sala	Nome elemento in Simpack	Valore iniziale	Valori dopo alleggerimento
Sala portante	\$_M1 [kg]	1200	600
	\$_I1x [kg m ²]	700	350
	\$_I1y [kg m ²]	90	45
	\$_I1z [kg m ²]	700	350
Sala motrice	\$_M2 [kg]	1400	800
	\$_I2x [kg m ²]	750	400
	\$_I2y [kg m ²]	110	65
	\$_I2z [kg m ²]	750	400

La Figura 8.37 e Figura 8.38 riportano l'evoluzione del profilo della ruota in esame riferita ai casi con sala standard e sala alleggerita.

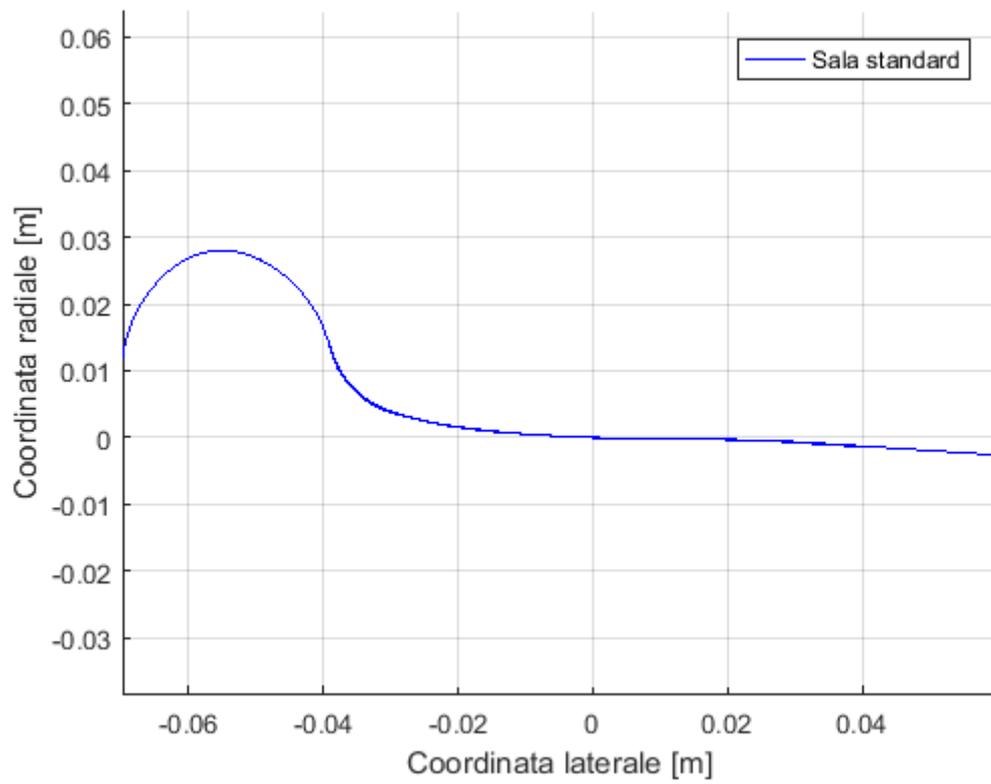


Figura 8.37 - Evoluzione del profilo della ruota con la sala standard dopo 14800 km

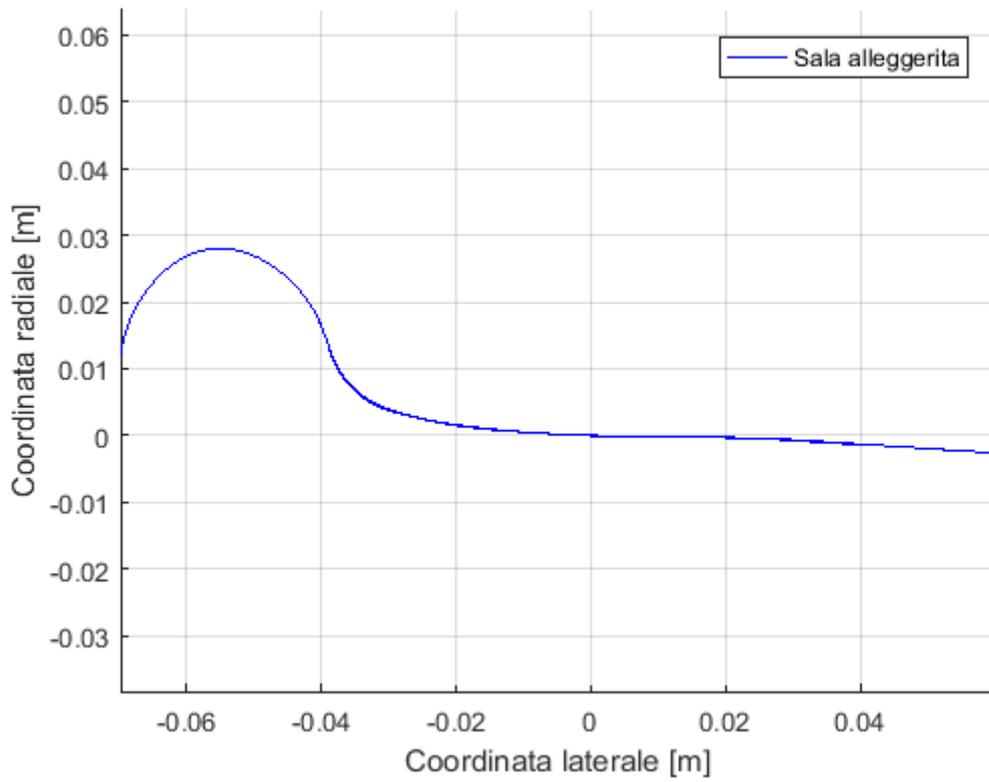


Figura 8.38 - Evoluzione del profilo della ruota con la sala alleggerita dopo 14800 km

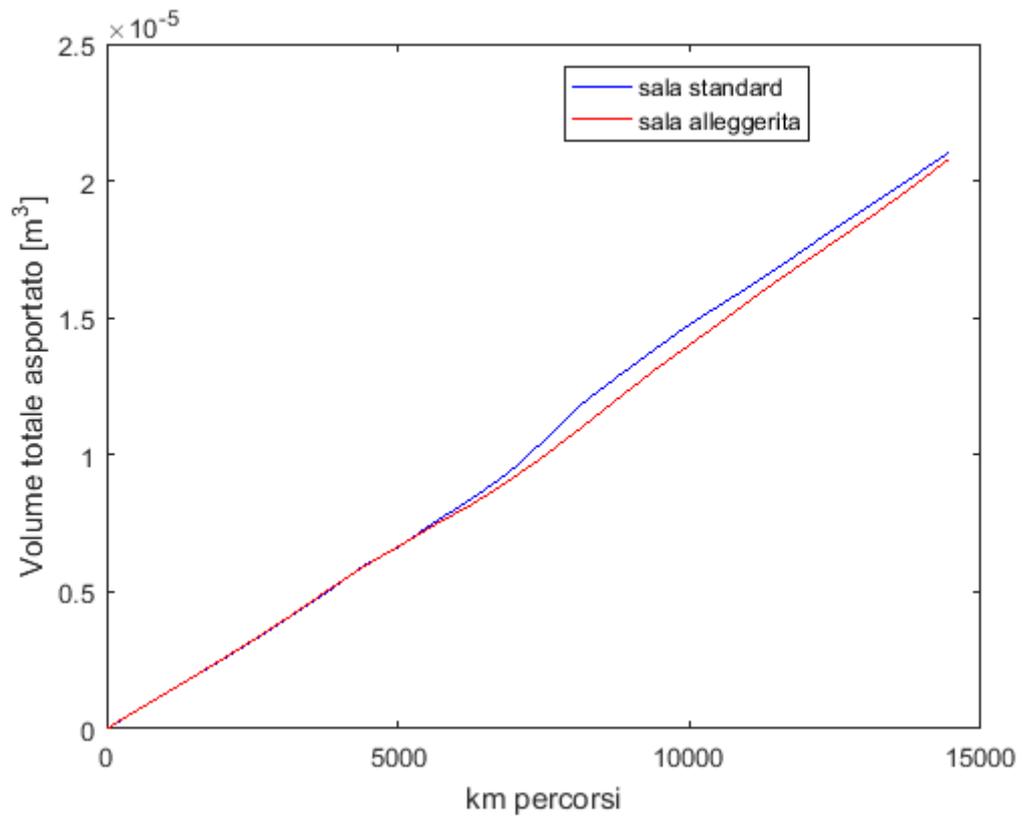


Figura 8.39 - Andamento del volume totale asportato dopo l'alleggerimento della sala

Nella Figura 8.39 viene mostrato l'andamento del volume totale asportato dal profilo della ruota in esame dopo 14800 km considerando il caso sala standard e della sala alleggerita. Si osserva una leggera diminuzione del volume totale asportato e una tendenza più lineare nel caso della sala alleggerita.

Nelle figure Figura 8.40 e Figura 8.41 si può notare l'andamento del volume asportato sulla flangia e sulla tavola.

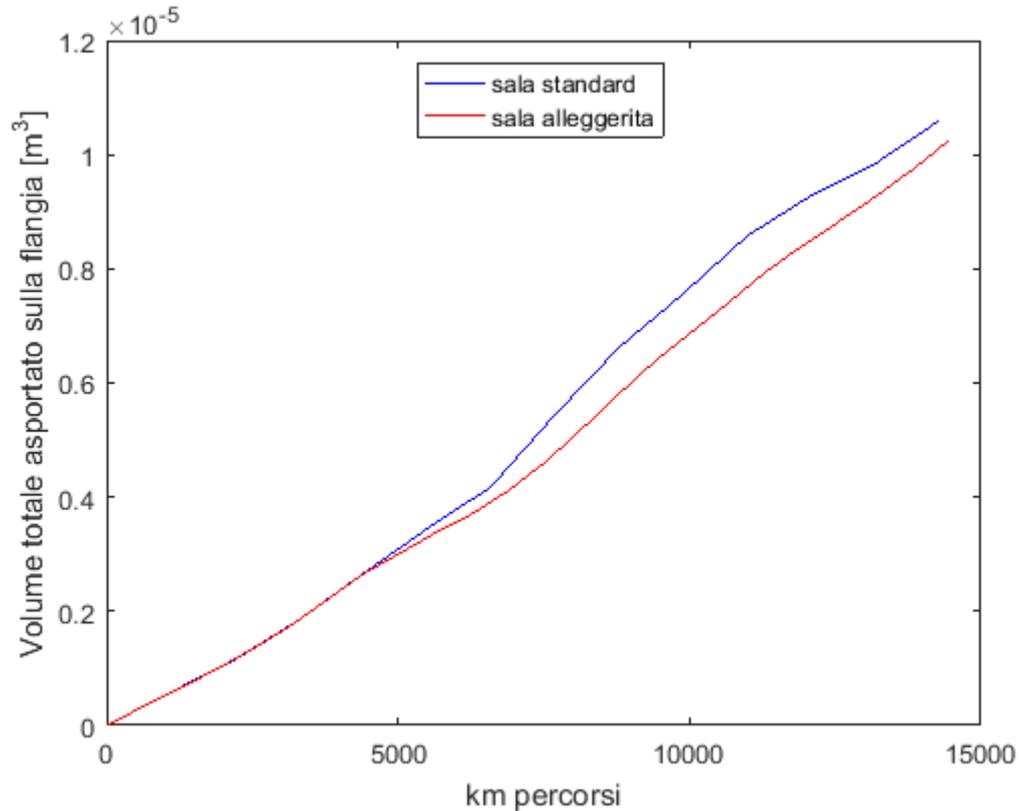


Figura 8.40 - Andamento del volume totale asportato sulla flangia dopo l'alleggerimento della sala

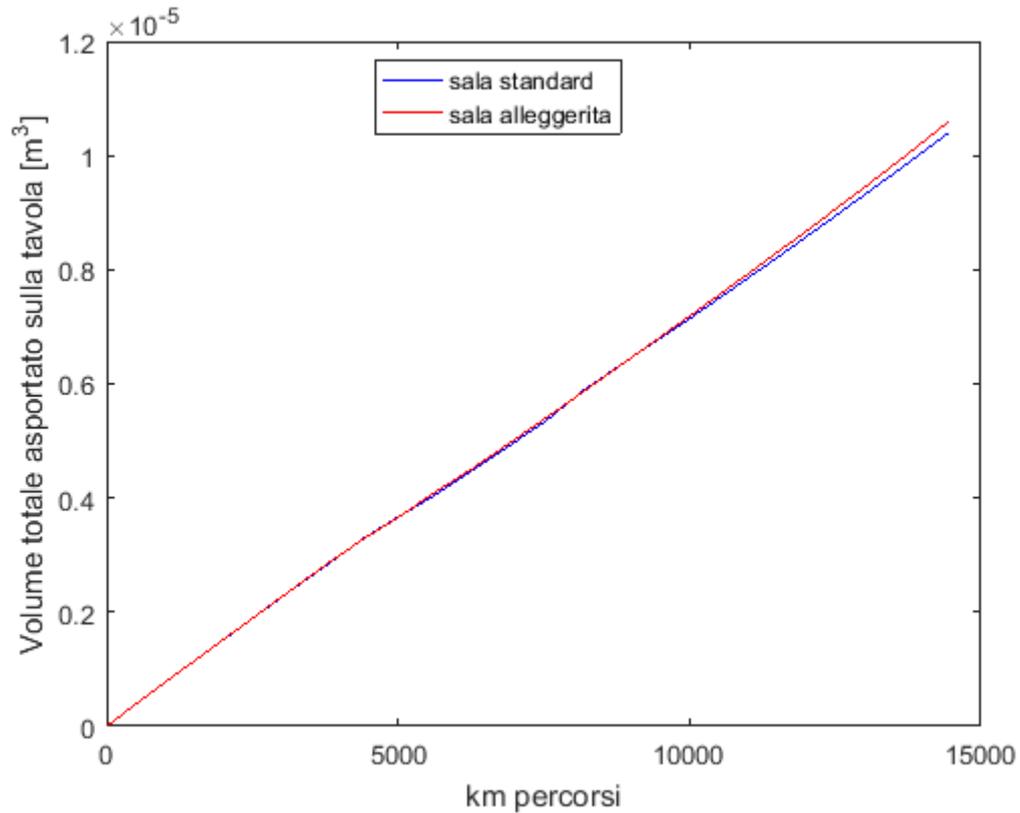


Figura 8.41 - Andamento del volume totale asportato sulla tavola dopo l'alleggerimento della sala

Come già esposto, la legge di Archard presenta un andamento di rimozione del materiale sulla flangia più irregolare a causa della geometria del profilo non semplice (in più bisogna aggiungere che questa è soggetta ad usure maggiori a causa della geometria del tracciato). Attraverso l'alleggerimento della sala si nota sia una diminuzione del volume asportato sulla flangia sia una tendenza più lineare della curva (Figura 8.40). Tale linearità è dovuta ad una rimozione del materiale più regolare.

Al contrario, l'andamento del volume totale asportato sulla tavola dopo l'alleggerimento della sala (Figura 8.41) presenta un leggero incremento.

Si può osservare chiaramente quanto affermato considerando la profondità di usura sul profilo finale (Figura 8.42).

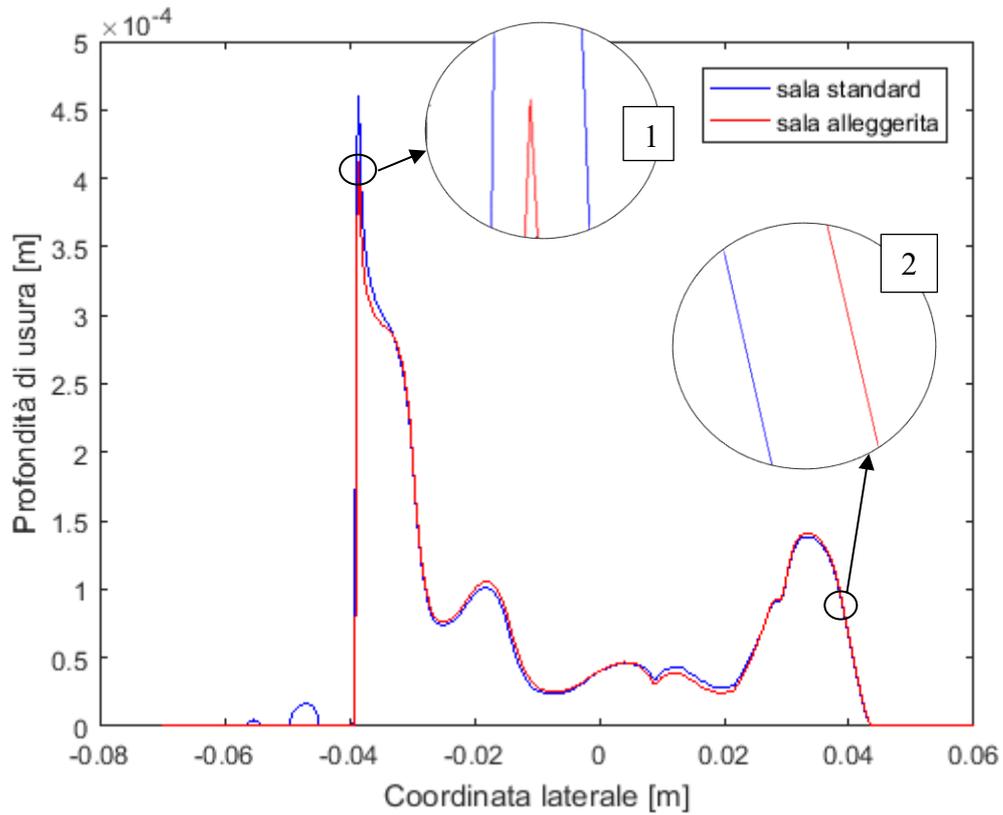


Figura 8.42 - Profondità di usura dopo l'alleggerimento della sala

Analizzando la Figura 8.42 si osserva quanto è stato affermato sopra:

- diminuzione dell'usura sulla flangia (1);
- incremento dell'usura sulla tavola (2).

Analizzando come evolve l'incremento dell'usura sulla tavola possiamo affermare che questa è ridistribuita sulla larghezza del profilo della ruota, pertanto non è considerabile un comportamento aggressivo di rimozione del materiale.

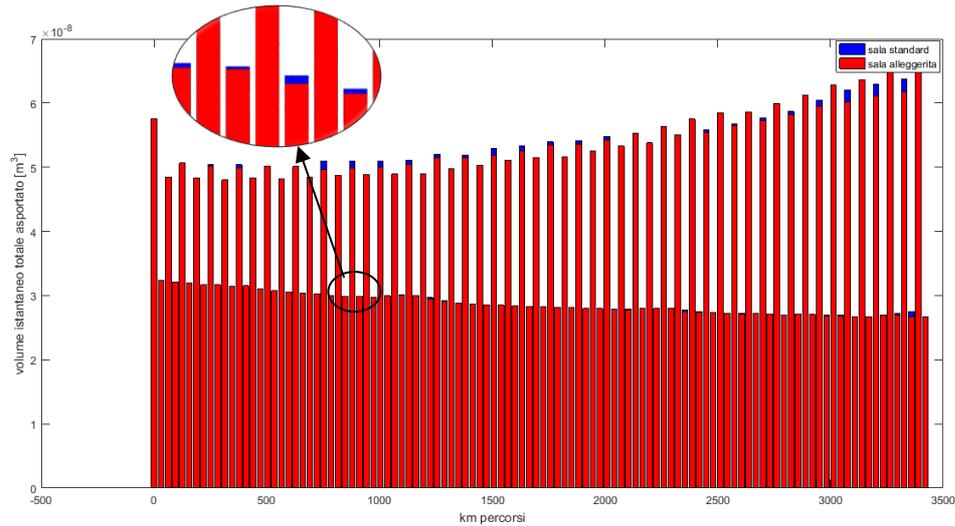


Figura 8.43 - Andamento del volume istantaneo totale asportato dopo l'alleggerimento della sala

L'analisi della Figura 8.43 giustifica l'andamento più lineare della curva descrivente l'asportazione volumetrica totale del materiale con le sale alleggerite rispetto alle standard. Infatti, istante per istante (ovvero simulazione per simulazione) l'asportazione di materiale (con la sala alleggerita) è più costante ed inferiore sia nel caso della sala leading che nel caso della sala rimorchiata.

Dalla Figura 8.44 alla Figura 8.47 è illustrato l'andamento percentuale del volume istantaneo asportato sulla flangia e sulla tavola in funzione dei chilometri percorsi e del tipo di sala utilizzata (standard o alleggerita).

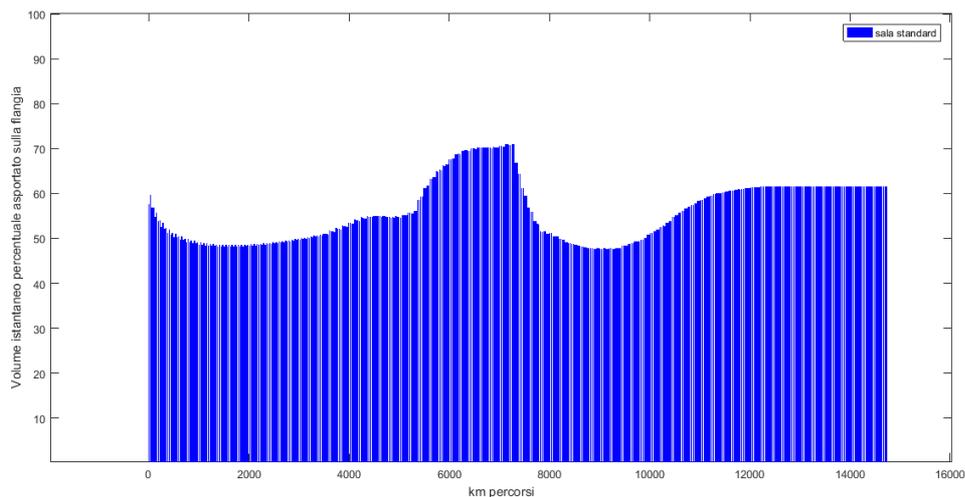


Figura 8.44 - Andamento del volume istantaneo percentuale asportato sulla flangia della sala standard

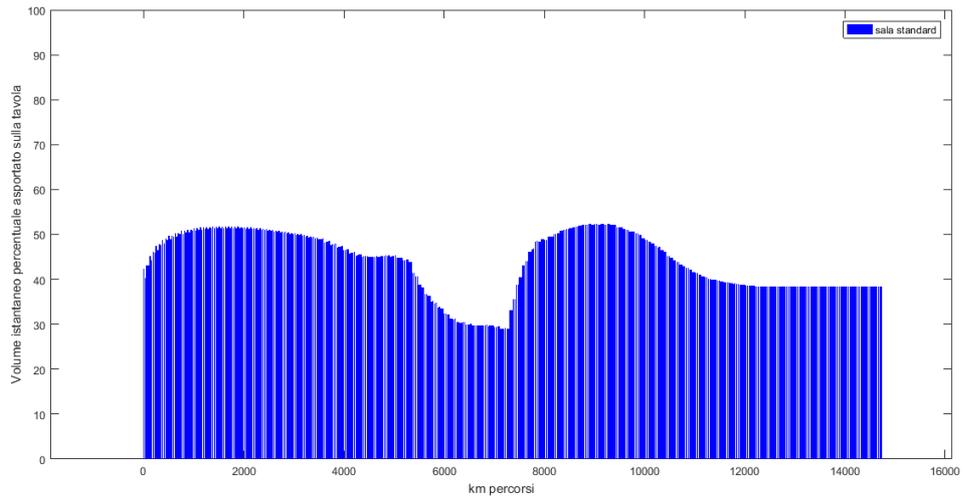


Figura 8.45 - Andamento del volume istantaneo percentuale asportato sulla tavola della sala standard

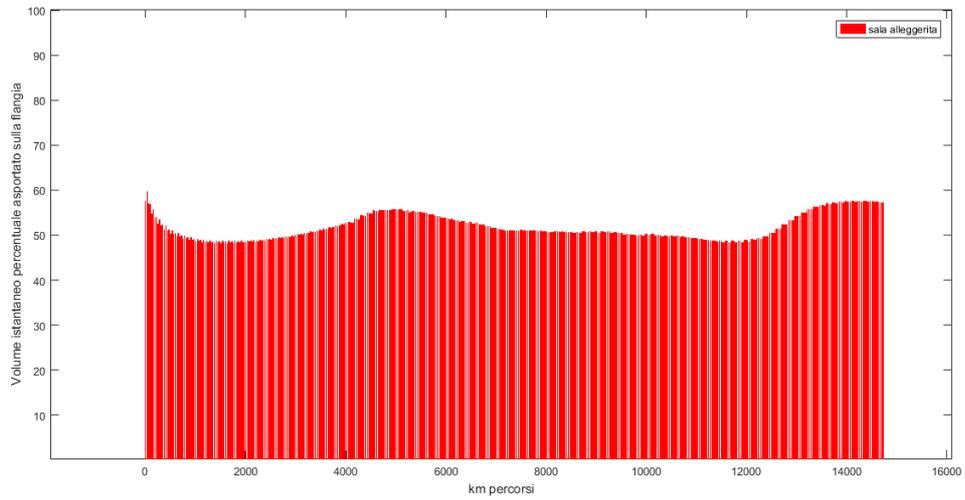


Figura 8.46 - Andamento del volume istantaneo percentuale asportato sulla flangia della sala alleggerita

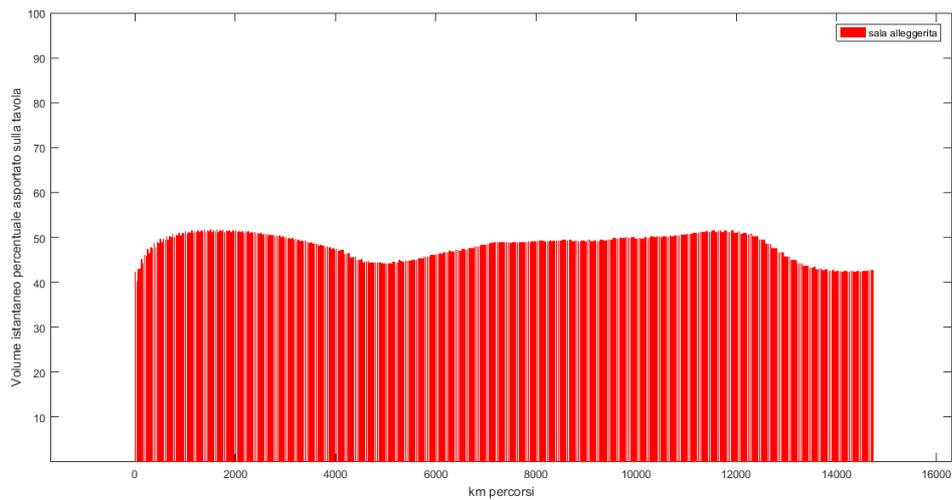


Figura 8.47 - Andamento del volume istantaneo percentuale asportato sulla tavola della sala alleggerita

Con l'alleggerimento della sala si nota una migliore tendenza percentuale di rimozione del materiale dalla tavola e dalla flangia con l'avanzare del chilometraggio (Figura 8.46, Figura 8.47). Infatti, tale asportazione si ridistribuisce costantemente intorno ad un valor medio del 50%. Pertanto, considerando la tratta e l'automotrice in esame in questo lavoro di tesi, sarà possibile definire un trend di asportazione di materiale.

Infine, in Figura 8.48 è illustrato l'andamento della quota Qr.

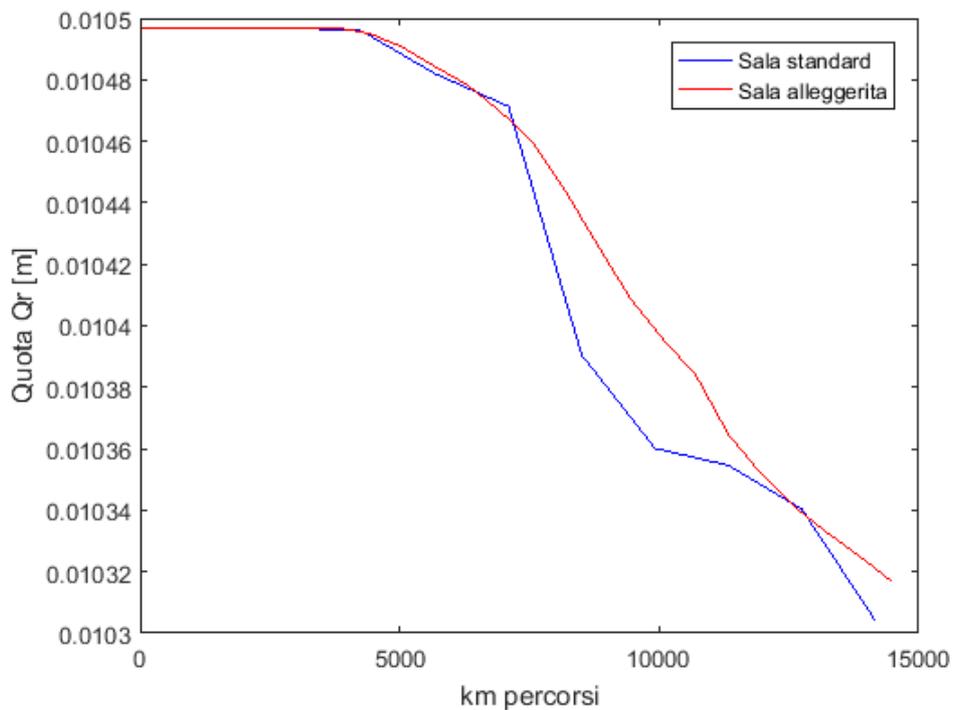


Figura 8.48 - Andamento della quota Qr: sala standard, sala alleggerita

9. Conclusioni e sviluppi futuri

9.1. Conclusioni

Nel seguente lavoro di tesi si è valutata l'usura sulle ruote dell'automotrice ALn 663 lungo la linea Aosta-Prè Saint Didier tramite il modulo Wheel Profile Wear implementato nel software Simpack. L'obiettivo principale delle simulazioni numeriche effettuate in ambiente Simpack è stato quello di avere un simulatore che ci permettesse di comprendere l'effetto della dinamica del veicolo sull'usura del profilo, quindi, ci permettesse di ottimizzare i parametri del veicolo al fine di ridurre il più possibile l'usura. In particolare, in questo lavoro di tesi, ci siamo concentrati nel valutare l'influenza dell'alleggerimento delle masse non sospese sull'usura delle ruote. Tale alleggerimento ha interessato le sale, con una riduzione del 50% rispetto al peso iniziale, mantenendo costante il carico per asse (ottenibile in progettazione mediante l'impiego di materiali compositi o design innovativi). È importante sottolineare che le analisi effettuate mediante codici multibody permettono di effettuare un controllo relativo e non assoluto sui risultati ottenuti in quanto risulta impossibile poter stimare con precisione quale sarà il volume di profilo usurato, poiché questo dipenderà da molti fattori esterni i quali non possono essere controllati simultaneamente durante una simulazione multibody (come il coefficiente di adesione, le irregolarità del tracciato, l'effetto dell'ungi-bordo, ecc.).

Prima di procedere all'analisi dei risultati delle masse non alleggerite si è proceduto a effettuare ulteriori confronti con l'obiettivo di comprendere a pieno il modulo Wear utilizzato per il calcolo delle usure; in particolare:

- Confronto tra le simulazioni ottenute utilizzando la legge di Archard e fattore moltiplicativo crescente con l'obiettivo di valutare il possibile impiego del moltiplicatore in modo da ottenere risultati in tempi più ridotti.
- Confronto tra i risultati ottenuti utilizzando la legge di Archard e quella di Krause/Poll per il calcolo del volume asportato sui profili in modo da comprendere le differenze che intercorrono tra le due leggi.

Per ogni confronto realizzato è stata studiata l'evoluzione del profilo ORE S 1002 usurato in funzione della chilometrica tramite specifici indici studiati appositamente per comprendere la quantità di volume asportata dai profili delle ruote e dunque definire un trend di rimozione del materiale.

È possibile pertanto riassumere i risultati ottenuti nel seguente lavoro di tesi in base ai confronti effettuati:

- L'andamento del volume totale asportato sul profilo della ruota al variare del moltiplicatore utilizzato è abbastanza lineare: le principali irregolarità sono registrate sul bordino. Infatti, questa presenta un andamento differente a seconda se si usa il moltiplicatore di distanza: il suo utilizzo comporta una crescita irregolare della curva dovuto ad un errata redistribuzione del volume asportato lungo tutto il bordino (effettuata a passi discreti). Pertanto, all'aumentare del moltiplicatore si otterrà una redistribuzione errata dell'usura lungo il profilo della ruota.
- Le due leggi analizzate presentano un comportamento differente nel calcolo del volume asportato dal profilo della ruota: la legge di Krause/Poll tende a sovrastimare le usure poiché considera i coefficienti di usura in funzione della potenza d'attrito e dell'area di contatto; pertanto tali coefficienti risultano influenzati dalla geometria del profilo a differenza dei coefficienti di usura di Archad i quali sono influenzati prevalentemente dalla cinematica del veicolo.
- Attraverso l'alleggerimento della sala si nota una riduzione del volume totale asportato sul bordino del 3,4% ed un leggero incremento sulla tavola del 1,9%, incremento dovuto ad una redistribuzione dell'usura sulla larghezza del profilo della ruota.

Dall'analisi dell'evoluzione dei profili si nota che in tutti i casi l'usura più rilevante è ottenuta sul bordino della ruota; la tavola subisce invece usure meno importanti. Questo comportamento è dato dal tipo di tracciato che percorre l'automotrice. Infatti, la geometria del tracciato risulta uno tra gli elementi che influenzano l'usura: tracciati tortuosi, con curve di raggio molto stretto sono più sottoposti ad usurarsi e sono più aggressivi sui bordini, come nel caso della linea in esame. Attraverso l'alleggerimento delle sale dell'automotrice abbiamo dimostrato una diminuzione notevole dell'usura sul bordino. Pertanto, possiamo affermare che l'alleggerimento delle sale dell'automotrice è una possibile soluzione per migliorare il problema di usure sul bordino.

9.2. Sviluppi futuri

Mediante il seguente lavoro di tesi è stato possibile creare una routine la quale permettesse di modificare durante le simulazioni numeriche i profili delle ruote e di verificare il tracciato e le velocità di riferimento. Avendo a disposizione tutte le informazioni

riguardanti l'effetto del moltiplicatore e delle leggi implementate in Simpack sarà possibile confrontare i dati ottenuti mediante le simulazioni numeriche con risultati ottenibili in seguito a simulazioni sperimentali su banchi prova con il fine di comprendere quali delle due leggi è più fedele alla realtà. In più tra gli sviluppi futuri possiamo considerare l'effetto della sospensione primaria e secondaria sull'usura finale o l'ottimizzazione della geometria del profilo della ruota per minimizzare l'usura.

Inoltre, durante l'attività numerica si sono riscontrati problemi in Simpack. Il più rilevante è dato dall'interpolazione automatica dei profili eseguita da Simpack. Infatti, a causa dell'errata interpolazione è possibile notare delle usure in punti dove non dovrebbero esserci (Figura 9.1). Pertanto, si consiglia di effettuare delle migliorie nel modulo ottimizzando l'interpolazione dei punti per la creazione del profilo prima di procedere al lancio delle simulazioni in Simpack.

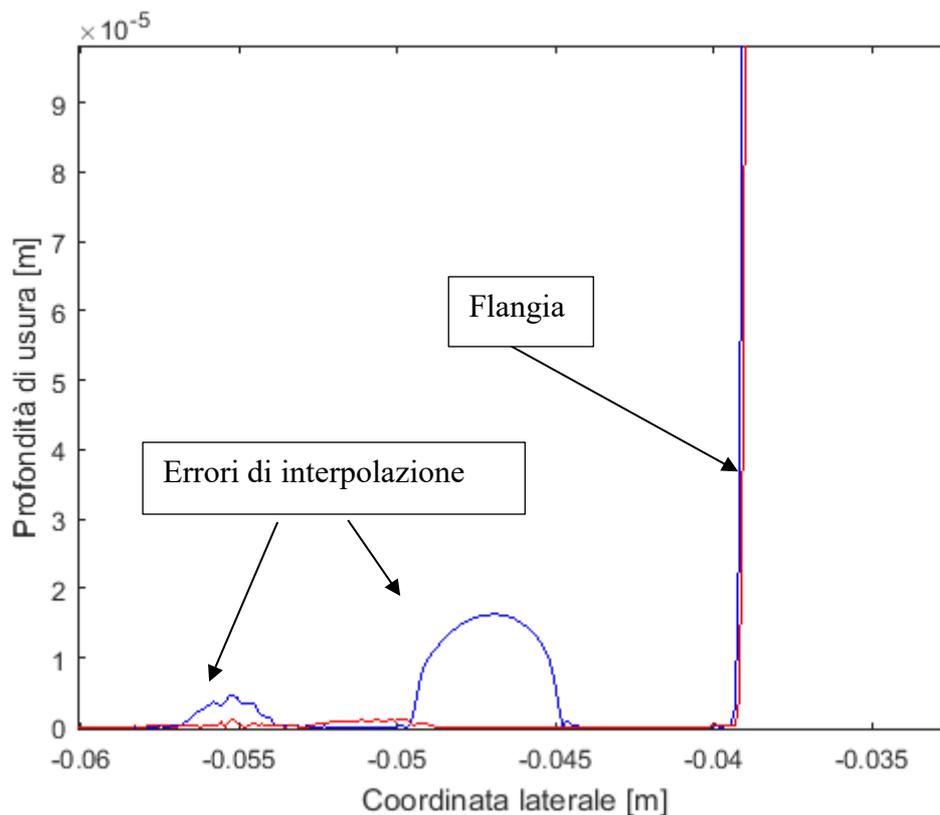


Figure 9.1 – Errori computazionali dovuti ad errata interpolazione dei profili

Allegato

```
//VARIABILI ESTERNE
var num_it;
var percdat;
var percout;
percdat=args[1];
percout=args[2];
num_it=args[3];

//VARIABILI INTERNE
var i=0;
var stato_iniz;
var percorsoout=new Dir;
var percorsodat=new Dir;
var percorso3=new Dir;
var fileprof;
var fileprof2;
var k=0;
var stringa;
var stringa2;
var stringa3;
var myBody;

for (i = 0; i < num_it; i++) {
try
{
var myModelname = args[0];
var myModel = Spck.openModel(myModelname);
    stato_iniz = myModel.createStset();
    Spck.Slv.integ(myModel);

print("*** Finished Time Integration *** for \n" + myModelname);
```

```
Spck.Slv.meas(myModel);

}
catch(err)
{

print("\nError: Errors occurred, the script will be aborted!\n" + err)

myModel.close();
return 1;
}
if (i % 2==0)
{
    myBody = myModel.findElement("$RWP_11");
    myBody.wheel.prof.file.val="ripulito_89_PRELOAD.wear0116.prw";
myBody = myModel.findElement("$RWP_12");
myBody.wheel.prof.file.val="ripulito_89_PRELOAD.wear0115.prw";
myBody = myModel.findElement("$RWP_21");
myBody.wheel.prof.file.val="ripulito_89_PRELOAD.wear0114.prw";
myBody = myModel.findElement("$RWP_22");
myBody.wheel.prof.file.val="ripulito_89_PRELOAD.wear0113.prw";
myBody = myModel.findElement("$RWP_31");
myBody.wheel.prof.file.val="ripulito_89_PRELOAD.wear0112.prw";
myBody = myModel.findElement("$RWP_32");
myBody.wheel.prof.file.val="ripulito_89_PRELOAD.wear0111.prw";
myBody = myModel.findElement("$RWP_41");
myBody.wheel.prof.file.val="ripulito_89_PRELOAD.wear0110.prw";
myBody = myModel.findElement("$RWP_42");
myBody.wheel.prof.file.val="ripulito_89_PRELOAD.wear0109.prw";
myBody = myModel.findElement("$Trk_defaultname_3");
myBody.cart.file.val="Tracc_Aosta_Pre_Ritorno.trc";
myBody = myModel.findElement("$N_Irregolarita");
myBody.file.val="all_scart_new_Ritorno.tre";
```

```
myBody = myModel.findElement("$I_VELRIF");
myBody.file.val="Velocita_ritorno.afs";
}
else {
myBody = myModel.findElement("$RWP_11");
myBody.wheel.prof.file.val="ripulito_89_PRELOAD.wear0109.prw";
myBody = myModel.findElement("$RWP_12");
myBody.wheel.prof.file.val="ripulito_89_PRELOAD.wear0110.prw";
myBody = myModel.findElement("$RWP_21");
myBody.wheel.prof.file.val="ripulito_89_PRELOAD.wear0111.prw";
myBody = myModel.findElement("$RWP_22");
myBody.wheel.prof.file.val="ripulito_89_PRELOAD.wear0112.prw";
myBody = myModel.findElement("$RWP_31");
myBody.wheel.prof.file.val="ripulito_89_PRELOAD.wear0113.prw";
myBody = myModel.findElement("$RWP_32");
myBody.wheel.prof.file.val="ripulito_89_PRELOAD.wear0114.prw";
myBody = myModel.findElement("$RWP_41");
myBody.wheel.prof.file.val="ripulito_89_PRELOAD.wear0115.prw";
myBody = myModel.findElement("$RWP_42");
myBody.wheel.prof.file.val="ripulito_89_PRELOAD.wear0116.prw";
myBody = myModel.findElement("$Trk_defaultname_3");
myBody.cart.file.val="Tracc_Aosta_Pre_Andata.trc";
myBody = myModel.findElement("$N_Irregolarita");
myBody.file.val="all_scart_new_Andata.tre";
myBody = myModel.findElement("$I_VELRIF");
myBody.file.val="Velocita_andata.afs";
}
stato_iniz.copyToModel();
myModel.save(myModelname);
myModel.close();

if (i==0)
{
```

```
    percorsout.cd(percout);
    percorsodat.cd(percdat);
}
fileprof=percorsodat.entryList('*.prw');
fileprof2=percorsout.entryList('*.prw');
if ((Dir(percorsodat.absFilePath().concat("\\").concat(i+1)).exists)==1)
{
    Dir(percorsodat.absFilePath().concat("\\").concat(i+1)).rmdirForced();
}
percorsodat.mkdir(i+1);
stringa=percorsodat.absFilePath().concat("\\").concat(i+1);
percorsout.cd(stringa);
for (k=0;k<fileprof2.length;++k)
{
    stringa2=stringa.concat("\\").concat(fileprof2[k]);
    stringa3=percorsout.absFilePath().concat("\\").concat(fileprof2[k]);
    File(stringa3).copy(stringa2);
}
for (k=0;k<fileprof.length;++k)
{
    percorsodat.remove(fileprof[k]);
}
for (k=0;k<fileprof2.length;++k)
{
    stringa2=percorsodat.absFilePath().concat("\\").concat(fileprof2[k]);
    stringa3=percorsout.absFilePath().concat("\\").concat(fileprof2[k]);
    File(stringa3).copy(stringa2);
}
}
}
```

Bibliografia

- [1] 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..
- [2] M. Ignesti, A. Innocenti, L. Marini, E. Meli e A. Rinadi, «Development of a model for the simultaneous analysis of wheel and rail in railway sistem,» *Multibody System Dynamics*, November 2013.
- [3] M. Ramadori, Il rapporto tra lo sviluppo longitudinale di un tracciato ferroviario e l'evoluzione del fenomeno di usura, Università degli studi di Firenze.
- [4] E. E. Magel e J. Kalousek, «The application of contact mechanics to rail profile,» *Wear*, vol. 253, p. 308–316, 2002.
- [5] I. Povilaitiene, I. Zenonas Kamaitis e I. Podagelis, «Influence of gauge width on rail side wear on track,» *Journal of Civil Engineering and Management*, vol. 12, n. 3, pp. 255-260, October 2010.
- [6] J. Tunna, J. Sinclair e J. Perez, «A Review of wheel wear and rolling contact fatigue,» *Journal Rail and Rapid Transit*, vol. 2, n. 221, pp. 271-289, March 2007.
- [7] S. Zakharov , I. Komarovskiy e I. Zharov, «Wheel flange/rail head wear simulation,» *Wear*, vol. 215, pp. 1 18-24, 1998.
- [8] G. P. H. Krause, «Wear of wheel-rail surfaces.,» *Wear* , vol. 113, pp. 103-122, 1986.
- [9] S. Zakharov e I. Zharov, «Simulation of mutual wheel/rail wear,» *Wear*, vol. 253, pp. 100-106, 2002.
- [10] T. Telliskivi e U. Olofsson, «Wheel–rail wear simulation,» *Wear*, vol. 257, p. 1145–1153, 2004.
- [11] J. Kalousek, «Wheel/rail damage and its relationship to track curvature,» *Wear*, vol. 258, p. 1330–1335, 2005.
- [12] K. Sawley e H. Wu, «The formation of hollow-worn wheels and their effect on wheel/rail interaction,» *Wear*, vol. 258, p. 1179–1186, 2005.

- [13] H. M. Tournay, «A future challenge to wheel/rail interaction analysis and design: Predicting worn shapes and resulting damage modes,» *Wear*, vol. 265, p. 1259–1265, 2008.
- [14] X. Jin, X. Xiao, Z. Wen, J. Guo e M. Zhu, «An investigation into the effect of train curving on wear and contact stress of wheel and rail,» *Tribology International*, vol. 42, p. 475–490, 2009.
- [15] R. Bayer, «Wear analysis for engineers,» *HNB Publishing*, 2002.
- [16] T. C. A. K. F.J. Franklin, «Ratcheting and fatigue-led wear in railwheel,» *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, vol. 26, pp. 949-955, 2003.
- [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] R. L. R. D.-J. A. Ward, «Incorporating a railway wheel wear model into multibody simulations of wheelset dynamics,» Lyon, 2002.
- [20] 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.
- [21] Official site of Simpack, «<http://www.simpack.com>,» [Online]. [Consultato il giorno 2018].
- [22] Fiat ferroviaria Savigliano, Automotrice ALn 663 per F.S. Serie 1000-1100. Descrizione uso e manutenzione norme di guida.
- [23] N. Angelo, «La maturità delle ALn 668. Il restyling in ALn 663,» *Tutto treno*, pp. 29-34, 39-40, 2010.
- [24] F.S. (Trenitalia), Automotrice ALn663 Catalogo n.1.04.242, Ottobre 2005.
- [25] H. Krause e G. Poll, «Verschleiß bei gleitender und wälzender Relativbewegung. Tribologie und Schmierungstechnik Vol. 31 no. 4,» German, 1984, pp. 209-214.
- [26] T. Jandel, Prediction of wheel profile wear—methodology and verification, KTH Stockholm, Dept. of Vehicle Engineering: Licenciate Thesis, 2000.
- [27] T. Jendel, «Prediction of Wheel Profile Wear - Comparisons with Field,» *Wear*, vol. 253, 2002.

- [28] A. Di Polito , «Controllo dimensionale degli organi di sicurezza dei rotabili tramite tecniche innovative,» Politecnico di Torino.

Ringraziamenti

Desidero ringraziare in modo particolare il Prof. Antonio Gugliotta, il Prof. Nicola Bosso e l'Ing. Nicolò Zampieri per avermi permesso di affrontare il seguente lavoro di tesi e per il loro costante supporto didattico.

Ringrazio anche tutte le persone che hanno collaborato allo svolgimento di questo lavoro: Pierangelo Farina e tutta la Blue engineering di Rivoli.

Infine desidero rivolgere l'ultimo ringraziamento alla mia famiglia per il loro costante incoraggiamento.