

# POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica



Tesi di Laurea Magistrale

## Studio del contatto ruota-ceppo durante l'operazione di frenatura di veicoli ferroviari merci

Relatori

Prof. Nicolò ZAMPIERI

Prof. Bosso NICOLA

Laureando

Francesco Matteo NIGRO

DICEMBRE 2020



# Indice

<b>Elenco delle tabelle</b>	<b>v</b>
<b>Elenco delle figure</b>	<b>vi</b>
<b>SOMMARIO</b>	<b>xii</b>
<b>ABSTRACT</b>	<b>xiv</b>
<b>1 INTRODUZIONE</b>	<b>1</b>
<b>2 SISTEMA DI FRENATURA</b>	<b>4</b>
2.1 Introduzione . . . . .	4
2.2 Storia del sistema frenante . . . . .	5
2.3 Layout dell'impianto frenante . . . . .	6
2.4 Funzionamento dell'impianto pneumatico . . . . .	8
2.5 Timoneria . . . . .	10
2.6 Configurazioni del freno a ceppi . . . . .	17
2.7 Diagramma di corpo libero della ruota . . . . .	18
2.8 Calcolo della forza frenante a partire dall'equilibrio longitudinale del veicolo . . . . .	20
<b>3 STATO DELL'ARTE</b>	<b>24</b>
3.1 Introduzione . . . . .	24
3.2 Modello di Petersson . . . . .	26
3.3 Modello di Vernersson . . . . .	33
3.3.1 Calibrazione del modello di Vernersson con il solo contatto tra ruota e ceppo . . . . .	37
3.3.2 Calibrazione del modello di modello di Vernersson con il contatto tra ruota e ceppo e il contatto tra ruota e rotaia . .	44
3.4 Modello di Babu e Prasad . . . . .	52
3.5 Modello di Milosevic . . . . .	55

3.6	Modello di Wasilewski e Grzes . . . . .	58
<b>4</b>	<b>PROBLEMA NON LINEARE DEL CONTATTO</b>	<b>60</b>
4.1	Introduzione . . . . .	60
4.2	Generalità sugli algoritmi di studio del contatto impiegati . . . . .	64
4.3	Penalty Method . . . . .	65
4.4	Lagrange multipliers method . . . . .	69
4.5	Il metodo di Newton-Raphson per la risoluzione dei problemi non lineari . . . . .	72
<b>5</b>	<b>MODELLAZIONE FEM DEL CONTATTO MECCANICO TRA LA RUOTA E IL CEPPO</b>	<b>78</b>
5.1	Introduzione . . . . .	78
5.2	Geometria della ruota e del ceppo . . . . .	78
5.3	Ipotesi semplificative sullo stato di tensione della ruota e del ceppo	80
5.4	Realizzazione del modello FEM . . . . .	81
5.4.1	Definizione dei parametri in ambiente Preprocessor . . . . .	81
5.5	Definizione degli elementi impiegati nello studio del modello . . . . .	82
5.5.1	Elemento PLANE183 . . . . .	83
5.5.2	Elemento CONTA172 . . . . .	84
5.5.3	Elemento TARGE169 . . . . .	84
5.5.4	Elemento MPC184 . . . . .	85
5.5.5	Elemento COMBIN14 . . . . .	86
5.6	Definizione dei materiali . . . . .	86
5.7	Realizzazione della geometria in ambiente Ansys . . . . .	87
5.8	Realizzazione della mesh . . . . .	88
5.9	Definizione degli elementi del contatto . . . . .	89
5.10	Applicazione di carichi e vincoli . . . . .	91
5.11	Realizzazione di un modello semplificato per lo studio locale della pressione di contatto . . . . .	93
5.12	Ambiente solution . . . . .	95
5.13	Ambiente postprocessor . . . . .	95
5.14	Analisi dei risultati . . . . .	97
5.14.1	Errore di discretizzazione . . . . .	97
5.14.2	Risultati delle simulazioni . . . . .	100
<b>6</b>	<b>MODELLAZIONE FEM DEL PROBLEMA TERMICO</b>	<b>105</b>
6.1	Introduzione . . . . .	105
6.2	Realizzazione della geometria della mesh in ambiente preprocessor .	105

6.3	Applicazione del carico termico e della convezione con la TABLE interpolante variabile rispetto al tempo. . . . .	107
6.4	Calcolo del coefficiente di convezione . . . . .	112
6.5	Ambiente solution e modello matematico di lavoro . . . . .	114
6.5.1	Impostazioni del risolutore . . . . .	114
6.6	Ambiente postprocessor e analisi dei risultati . . . . .	117
<b>CONCLUSIONI</b>		<b>121</b>
<b>A LISTATO ANSYS APDL DELLO STUDIO DEL CONTATTO MECCANICO TRA LA RUOTA E IL CEPPO</b>		<b>124</b>
<b>B LISTATO ANSYS APDL DEL PROBLEMA TERMICO DELLA RUOTA</b>		<b>136</b>
<b>Bibliografia</b>		<b>141</b>

# Elenco delle tabelle

2.1	Tabella della forza normale agente sul ceppo rispetto a varie condizioni di carico per asse. . . . .	23
3.1	Condizioni operative del sistema di frenatura per ciascun materiale del ceppo. . . . .	39
3.2	Tabella indicativa del rapporto di partizione del calore generato in fase di frenata tra ruota e ceppo. . . . .	44
3.3	Tabella dei risultati delle simulazioni termiche transienti. . . . .	57
5.1	Parametri geometrici del modello. . . . .	81
5.2	Proprietà meccaniche dell'acciaio. . . . .	87
5.3	Proprietà meccaniche della ghisa. . . . .	87
5.4	Tabella degli elementi e dei nodi di discretizzazione della mesh in funzione del parametro MOL. . . . .	99
5.5	Numero di elementi CONTA172 in funzione del parametro MOL. . . . .	100

# Elenco delle figure

1.1	Freno a ceppi ferroviario. . . . .	1
2.1	Schema del primo sistema frenante Westinghouse. . . . .	6
2.2	Schema del layout dell'impianto pneumatico. . . . .	6
2.3	Impianto pneumatico di frenatura. . . . .	7
2.4	Immagine del rubinetto di controllo del freno. . . . .	8
2.5	Spaccato del distributore. . . . .	9
2.6	Schema funzionale della timoneria di frenatura . . . . .	10
2.7	Schema della timoneria iperstatica. . . . .	11
2.8	Schema della timoneria isostatica. . . . .	12
2.9	Cinematismo della timoneria centrale. . . . .	12
2.10	Schema semplificato della timoneria . . . . .	13
2.11	Immagine del Nottolino Mobile. . . . .	14
2.12	Meccanismo di timoneria con dispositivo di pesatura autocontinuo. . . . .	15
2.13	Cinematismo della timoneria inferiore. . . . .	15
2.14	Timoneria collegata alla molla di pesatura. . . . .	16
2.15	Configurazioni del freno a ceppi . . . . .	17
2.16	Equilibrio dinamico della ruota in frenata. . . . .	18
2.17	Legame tra il coefficiente di attrito e la velocità. . . . .	20
2.18	Diagramma di corpo libero dell'intero veicolo. . . . .	21
2.19	Diagramma di corpo libero della ruota configurazione 1Bg. . . . .	21
3.1	Ruota modellata con una geometria a corona circolare. . . . .	26
3.2	Grafico della pressione di contatto tra ruota e ceppo rispetto alla coordinata circonferenziale. . . . .	27
3.3	Schema delle resistenze termiche di freno e ruota in corrispondenza del contatto. . . . .	28
3.4	Temperature della ruota nel tempo in corrispondenza di diverse posizioni radiali, ottenute considerando la distribuzione di pressione sinusoidale. . . . .	29

3.5	Partizione del calore di frenatura tra ruota e freno in funzione del tempo. . . . .	30
3.6	Andamento della temperature del ceppo frenante nel tempo per diverse posizioni della coordinata curvilinea. . . . .	30
3.7	Andamento della Temperatura della superficie della ruota in funzione del tempo con $r_b + r_w$ costante e $r_b/r_w$ variabile. . . . .	31
3.8	Andamento della Temperatura della superficie della ruota in funzione del tempo con $r_b/r_w$ costante e $r_b + r_w$ variabile. . . . .	31
3.9	Le temperature del ceppo con distribuzione di pressione lineare. . .	32
3.10	Le temperature del ceppo con distribuzione di pressione costante. .	33
3.11	Modello FEM assialsimmetrico di Vernersson . . . . .	34
3.12	Plot della distribuzione del flusso termico lungo la coordinata assiale nel caso di $\bar{q}^{\text{brake}} = 10^6 \frac{W}{m^2 K}$ . . . . .	35
3.13	Schema illustrativo del profilo della ruota considerando la coordinata assiale $\xi_t$ . . . . .	35
3.14	Immagine di banco di prova dinamometrico della Lucchini Sweden/-Chalmers in Svezia. . . . .	37
3.15	Immagine della distribuzione di temperatura della ruota rilevata dalla termocamera. . . . .	38
3.16	Confronto tra le temperature di ruota e freno raggiunte a parità di condizioni operative, variando il materiale del ceppo impiegato. . .	40
3.17	Confronto tra le temperature raggiunte con la configurazione 1Bgu rispetto alla configurazione 2Bgu a parità di condizioni operative con ceppo freno in ghisa. . . . .	40
3.18	Confronto tra le temperature raggiunte con diverse condizioni di potenza frenante. . . . .	41
3.19	Confronto tra le temperature raggiunte con varie condizioni di velocità iniziale di frenata. . . . .	41
3.20	Evoluzione della temperatura nella ruota e nel ceppo lungo la coordinata radiale. . . . .	42
3.21	Andamento della partizione del calore generato in frenata tra la ruota e il freno del tempo e del materiale del ceppo frenante. . . . .	43
3.22	Schema del banco di prova dinamometrico con una ruota con carico assiale P che sostituisce la rotaia. . . . .	45
3.23	Immagine del banco di prova dinamometrico impiegato in tale studio di calibrazione del modello con contatto tra la ruota ferroviaria e la rotaia. . . . .	45
3.24	Immagine rilevata dalla termocamera rappresentativa della distribuzione della temperatura nelle ruote e nel freno. . . . .	46
3.25	Andamento della temperatura della ruota e della rotaia nel tempo per varie condizioni di carico per asse. . . . .	47



3.26	Andamento della temperatura della ruota e della rotaia nel tempo per due condizioni di velocità. . . . .	47
3.27	Risultato della calibrazione del modello FEM assialsimmetrico della ruota e freno (a) e della rotaia (b). . . . .	49
3.28	Legame tra il calore dissipato attraverso la zona del contatto e il carico per asse. . . . .	50
3.29	Legame tra il calore dissipato attraverso la zona del contatto tra ruota e rotaia e la velocità. . . . .	50
3.30	Grafico della partizione del calore tra ruota e freno in assenza del trasferimento di calore nella zona di contatto tra ruota e rotaia. . .	51
3.31	Grafico della partizione del calore tra la ruota, il freno e la rotaia. .	51
3.32	Grafico della temperatura della ruota durante il tempo di simulazione.	53
3.33	Confronto della funzione velocità nel tempo tra i risultati sperimentali e il modello FEM. . . . .	54
3.34	Confronto della distribuzione di pressione lungo la coordinata angolare del ceppo in diversi istanti del tempo di simulazione, corrispondenti alle velocità di rotazione della ruota di $4rad/s$ e $10rad/s$ . . . . .	54
3.35	Geometria del modello con configurazione 2Bgu. . . . .	55
3.36	Immagine illustrativa della mesh del modello con elementi tetraedrici.	56
3.37	Distribuzione dei risultati di temperatura dell'analisi con velocità di 60 km/h e condizione di alta pressione nell'impianto pneumatico di frenatura. . . . .	57
4.1	Contatto tra corpi cilindrici con elementi CONTA e TARGE. . . . .	61
4.2	Schema di assemblaggio della matrice di rigidezza. . . . .	61
4.3	Algoritmo semplificativo dello studio del problema non lineare del contatto. . . . .	62
4.4	Schema semplificativo delle strutture elastiche presenti nel problema del contatto. . . . .	63
4.5	Esempio dell'andamento dell'energia potenziale totale rispetto alla coordinata dello spostamento. . . . .	63
4.6	Schema illustrativo di due corpi in contatto. . . . .	64
4.7	Schema dei corpi $B_1$ e $B_2$ in contatto con un solo nodo. . . . .	66
4.8	Schema del contatto tra due nodi con $\epsilon \rightarrow 0$ . . . . .	67
4.9	Schema del contatto tra due nodi con $\epsilon \rightarrow \infty$ . . . . .	67
4.10	Rappresentazione della rigidezza $\epsilon$ . . . . .	68
4.11	Schema di tre iterazioni della soluzione con il Penalty method. . . .	68
4.12	Schema dei nodi in contatto nel caso del Multipliers Lagrange Method.	70
4.13	Corpi a contatto senza penetrazione. . . . .	71
4.14	Legame lineare sforzo deformazione. . . . .	72
4.15	Legame non lineare tra forza e deformazione. . . . .	72

4.16	Schema iterativo di studio dei problemi non lineari. . . . .	73
4.17	Schema iterativo di risoluzione di un problema non lineare con il metodo di Newton Rapshon. . . . .	74
4.18	Prima iterazione del metodo di Newton Rapshon. . . . .	75
4.19	Successive iterazioni del metodo di Newton Rapshon. . . . .	75
4.20	Convergenza del metodo iterativo di Newton Rapshon. . . . .	76
4.21	Finestra di Ansys nello studio dell'analisi non lineare con il metodo di Newton Rapshon. . . . .	77
5.1	Immagine della ruota. . . . .	79
5.2	Immagine del ceppo. . . . .	79
5.3	Sezione assiale della ruota e del ceppo. . . . .	80
5.4	Vista quotata dell'assieme ruota-ceppo . . . . .	82
5.5	Geometria degli elementi PLANE183. . . . .	83
5.6	Schema rappresentativo dell'elemento CONTA172. . . . .	84
5.7	Schema rappresentativo dell'elemento TARGE169. . . . .	85
5.8	Schema illustrativo degli elementi MPC184. . . . .	85
5.9	Schema illustrativo dell'elemento COMBIN14 . . . . .	86
5.10	Immagini illustrative della realizzazione della geometria. . . . .	88
5.11	Rappresentazioni della mesh della ruota e del freno. . . . .	89
5.12	Immagini illustrative dei versori normali relativi agli elementi super- ficiali di contatto. . . . .	90
5.13	Ingrandimento del foro del ceppo per mostrare la struttura rigida con gli elementi MPC184. . . . .	91
5.14	Immagine rappresentativa della condizione di carico nel nodo centrale del foro del ceppo. . . . .	92
5.15	Supporto da modellare. . . . .	93
5.16	Immagini illustrative della struttura del modello semplificato. . . . .	94
5.17	Distribuzione della pressione di contatto normale in [Pa]. . . . .	96
5.18	Distribuzione del campo di spostamenti in [m]. . . . .	96
5.19	Prerr di ruota e freno in funzione del numero di nodi ed elementi. . . . .	100
5.20	Andamento della pressione normale nel caso di forza noramle di 35 kN in relazione a diverse discretizzazioni della mesh. . . . .	101
5.21	Andamento della pressione normale nel caso di forza noramle di 85 kN in relazione a diverse discretizzazioni della mesh. . . . .	101
5.22	Andamenti di pressione normale di contatto in funzione dell'angolo di apertura del ceppo in relazione alle varie condizioni di carico normale. . . . .	102
5.23	Confronto della pressione normale tra contatto senza attrito e contatto con attrito. . . . .	103

5.24	Confronto dell'andamento della distribuzione della penetrazione [m] nell'interfaccia di contatto. . . . .	104
6.1	Immagine rappresentativa degli elementi PLANE77. . . . .	106
6.2	Immagine rappresentativa della mesh con elementi PLANE77. . . . .	106
6.3	Rappresentazione del carico termico rotante. . . . .	109
6.4	Rappresentazione della table. . . . .	110
6.5	Rappresentazione della TABLE con carico termico . . . . .	110
6.6	Rappresentazione della TABLE con carico termico nel caso di tre rotazioni. . . . .	111
6.7	Rappresentazione della TABLE con coefficienti di convezione nel caso di tre rotazioni. . . . .	112
6.8	Andamento della temperaturura di un nodo della superficie della mesh per un giro di rotazione del carico termico. . . . .	118
6.9	Andamento di temperatura di un nodo superficiale della ruota nel tempo per 14 giri di rotazione del carico termico. . . . .	119
6.10	Andamento di temperatura nel tempo nel caso di 650 rotazioni del carico termico. . . . .	119
6.11	Distribuzione di temperatura della ruota al termice della simulazione di 650 rotazioni del carico termico. . . . .	120



# SOMMARIO

Il lavoro di tesi consiste nello studio termo-meccanico del contatto tra la ruota ferroviaria e il freno a ceppi in fase di frenatura. Applicazioni di tale sistema di frenatura si riscontrano particolarmente nel caso di veicoli ferroviari per trasporto merci, grazie alla notevole affidabilità del sistema frenante e alla facile progettazione. Tuttavia, si hanno diversi inconvenienti circa la generazione di calore d'attrito lungo la superficie del cerchione della ruota, ossia nell'interfaccia di contatto tra ruota e ceppo durante l'operazione di frenatura.

In particolare, il calore di attrito generato può provocare un effetto globale di deformazione termica della ruota oppure effetti termici localizzati come hot spots o cricche. In aggiunta, gli sforzi del materiale di natura termica e meccanica derivanti dal riscaldamento della ruota potrebbero provocare cambiamenti della microstruttura del materiale, cricche e altri danneggiamenti che influenzerebbero negativamente la vita della ruota.

Risulta, quindi, estremamente importante poter prevedere il comportamento termico della ruota in fase di frenatura, per ottimizzare la progettazione del sistema con l'obiettivo di migliorare la diffusione di calore della ruota verso l'ambiente circostante.

In passato, la tipica metodologia di studio consisteva nell'eseguire prove su banco di prova dinamometrico del modello di freno a ceppi progettato, con l'obiettivo di studiare il comportamento termico in funzione dei tipici parametri di funzionamento come la velocità di rotazione della ruota e la potenza di frenatura. Tale procedura risultava particolarmente onerosa e costosa, specie perché era necessario eseguire nuove prove per ogni modifica di progettazione realizzata.

Oggigiorno, è possibile generare dei prototipi virtuali con modelli agli elementi finiti su specifici software di calcolo, con l'obiettivo di prevedere quali scelte progettuali consentano di ottimizzare il problema studiato, ed in seguito validare il modello finale con delle prove di banco dinamometriche opportunamente realizzate.

Nel lavoro di tesi si è affrontato lo studio del contatto tra la ruota e il ceppo frenante dal punto di vista meccanico e termico in modo disaccoppiato, con un modello agli elementi finiti sul software "Ansys Mechanical APDL" versione educational 2020. Il problema meccanico del contatto è stato studiato con un modello bidimensionale

in stato di tensione piana per la ruota ed il ceppo frenante, impiegando gli elementi TARGE169 e CONTA172 per simulare il contatto tra i due corpi; e l'elemento PLANE183 in stato di tensione piana per la mesh della geometria di ruota e ceppo. Tale studio ha consentito il calcolo della distribuzione di pressione lungo l'interfaccia di contatto tra ruota e ceppo e la valutazione della corretta zona di contatto tra i due elementi.

Il problema termico è stato affrontato sulla sola ruota, al fine di predirne la distribuzione di temperatura in fase di frenata. Tale studio è stato eseguito con un'analisi termica transiente con carico termico rotante lungo la superficie esterna della ruota in funzione del tempo di simulazione e della velocità di rotazione della ruota. In questo modo si sono trascurati gli effetti dinamici di natura meccanica che sarebbero nati in una analisi transiente, nel caso in cui il problema meccanico e termico del contatto fossero stati accoppiati, comportando una notevole riduzione del costo computazionale del problema.

# ABSTRACT

The thesis deals with the investigation of the thermo-mechanical contact between the rail wheel and brake block during braking operations. Applications of this type of braking system are very common in freight railway vehicles, since they are very reliable and easy to design. However, there are a lot of issues related to the heat generation due to the contact between the wheel tread and the brake block during braking operations.

More in detail, the generated friction heat can cause a global effect of thermal deformation of the wheel or local thermal effect such as hot spots or cracks. In addition, the material stress of thermal and mechanical nature due to the wheel heating may result in changes of material microstructure, cracks and other damages which can strongly reduce the wheel service life.

So, it is extremely important to be able to forecast the thermal behavior of the wheel during braking manoeuvres, in order to optimize the design of the whole braking system so as to have an excellent thermal conductivity and to guarantee the proper functionality of braking system.

In the past, the typical methodology of investigation was based on tests performed on dynamometer benches on the prototype of the designed brake block system, with the purpose of studying the thermal behavior as a function of the typical operation parameters, such as the rotational velocity of the wheel and the braking power. This approach was quite onerous and expensive, especially because it was necessary to repeat it for each change in the prototype design.

Nowadays, it is possible to create virtual prototypes with finite elements models on specific software platforms, with the aim to optimize the braking system design, and to validate the final model with experimental data obtained from dynamometer bench tests.

The thesis deals with the study of the wheel-brake block contact from a mechanical and thermal point of view with an uncoupled approach, using a finite element model built using the commercial software “Ansys Mechanical APDL” 2020 educational version.

The mechanical problem was studied with a bidimensional model in plane stress for the wheel and the brake block, using the TARGE169 and CONTA172 elements

to simulate the contact between the two bodies, and the PLANE183 element in plane stress for meshing the geometry of the wheel and the brake block. This study has allowed the computation of the contact pressure distribution along the contact interface between the wheel and the brake block and the evaluation of the contact zone between the two elements.

The thermal problem was solved only for the wheel, with the aim to forecast the temperature field during a braking manoeuvre. This study was performed with a thermal transient analysis with a rotating thermal load along the external surface of the wheel as a function of the simulation time and the rotational velocity of the wheel. Therefore, with this decoupled analysis, the transient mechanical phenomena were neglected. In fact, if a coupled thermo-mechanical analysis was carried out, the computational time would be extremely high.





# Capitolo 1

## INTRODUZIONE

Il freno a ceppi nei veicoli ferroviari, illustrato in figura 1.1, è usato in fase di frenatura per ridurre la velocità o mantenere il veicolo in moto stazionario in discesa. Il fenomeno fisico sfruttato dal freno, consiste nella generazione di una forza d'attrito all'interfaccia tra i due corpi in scorrimento, ossia la ruota e il ceppo stesso. In tale fase gli elementi di frizione del freno trasformano l'energia cinetica posseduta dal veicolo in energia termica lungo le superfici di contatto del freno. Tale calore generato provoca l'incremento della temperatura della ruota e del ceppo. Nella progettazione del sistema di frenatura è importante valutare il carico termico generato dall'attrito, per la scelta dei materiali di produzione della ruota ferroviaria e del freno a ceppi.



**Figura 1.1:** Freno a ceppi ferroviario.

Storicamente, sin dalla nascita della tecnologia ferroviaria, il materiale impiegato per i ceppi di frenatura era la ghisa, che per mezzo della sua elevata conducibilità termica ( $50 \frac{W}{mK}$ ) consente una facile dissipazione del calore. In aggiunta la ghisa

ha una accentuata predisposizione all'usura, dovuta ad una durezza in superficie inferiore rispetto alla durezza dell'acciaio, che generalmente è il materiale di produzione delle ruote ferroviarie. Un fattore limitante dei freni a ceppo consiste nell'avere la superficie della ruota come elemento di frizione sottoposto a notevoli fonti di calore d'attrito. Tale fenomeno comporta sia l'eventualità che nascano distorsioni termiche superficiali, sia l'effetto benefico di "ritornitura" della superficie della ruota per mezzo del ceppo. Pertanto, l'evoluzione ingegneristica ha consentito la progettazione di diversi sistemi frenanti. Un esempio è il freno a disco, costituito da un disco solidale all'asse della ruota, che viene frenato premendovi contro una o più pastiglie, generando forze d'attrito e calore. In tal modo, la fonte di calore è dislocata rispetto alla superficie della ruota e si colloca sul disco, un elemento indipendente da essa.

Tuttavia, i freni a ceppi costituiscono ancora una soluzione tecnica molto comune, specialmente nei veicoli ferroviari per il trasporto merci, in cui si ha uno spazio molto limitato per eventuali elementi meccanici del sistema frenante. I più importanti vantaggi che hanno consentito lo sviluppo dei freni a ceppi sono la facilità di progettazione e la sua notevole affidabilità. In un tipico freno ferroviario la forza frenante è determinata da un cilindro-freno pneumatico collegato a una serie di leve (timoneria), che amplificano l'intensità dello sforzo frenante applicato ai ceppi. Data la notevole diffusione di tale sistema frenante, risulta particolarmente importante poter valutare la temperatura raggiunta dalla ruota in frenata a seconda delle condizioni di velocità, carico ecc. del veicolo. Durante la frenatura, in particolare nelle frenate continuative, consecutive o di emergenza, gli elementi di frizione sono sottoposti a notevoli carichi termici a fronte di pochi periodi di raffreddamento. Tale fenomeno fisico se non considerato in fase di progettazione può causare due effetti principali: un effetto globale di deformazione termica della ruota oppure effetti termici localizzati come hot spots o cricche. Gli sforzi del materiale di natura termica e meccanica derivanti dal riscaldamento della ruota possono portare a cambiamenti della microstruttura del materiale, cricche e altri danneggiamenti che hanno una influenza negativa sulla vita della ruota. Dato che i requisiti in termini di durabilità, affidabilità e, soprattutto, sicurezza del veicolo ferroviario sono sempre più stringenti, è cruciale determinare i carichi termici generati dall'accoppiamento di frizione del freno che si hanno in condizioni operative di frenata.

A tal proposito, molti gruppi di ricerca del mondo accademico e aziendale si sono interessati al problema fisico, realizzando modelli analitici, modelli agli elementi finiti e talvolta eseguendo accurati test su banchi di prova in scala per calibrare correttamente il modello numerico implementato.

Sin dagli albori la ricerca è stata sempre concentrata sulla valutazione delle proprietà dei materiali di frizione con cui produrre gli elementi frenanti, con vari tests su un banco prova dinamometrico che simula le condizioni operative del veicolo. Da tali studi si sono analizzate le caratteristiche di accoppiamento di frizione tra la ruota e

il freno sotto differenti condizioni di carico, ovvero la dipendenza tra il coefficiente di attrito e l'usura degli elementi di frizione rispetto alla temperatura. In tale campo di studio si è particolarmente distinto il gruppo di ricerca dell'università svedese "Chalmers University of Technology" [1, 2], realizzando un modello analitico di diffusione del calore per la ruota e poi eseguendo una approfondita calibrazione su banco di prova.

Estese campagne sperimentali, benché utili e spesso necessarie per un'approfondita analisi delle prestazioni del sistema nel suo complesso, possono risultare estremamente onerose in termini di tempi e costi, soprattutto nelle fasi iniziali della progettazione, quando molteplici soluzioni sono in studio. In questo contesto, lo sviluppo di modelli analitici e numerici in grado di fornire stime del comportamento del sistema in esercizio è essenziale, sia nell'ottica di ridurre il numero di prove sperimentali, sia per ottenere una più precisa conoscenza dei fenomeni fisici.

Il presente lavoro di tesi è costituito da due parti fondamentali: nella prima parte si realizza un modello agli elementi finiti che studi il contatto tra il ceppo e la ruota, determinando la corretta distribuzione di pressione esercitata sulla superficie della ruota; nella seconda parte si procede con lo studio agli elementi finiti del problema termico determinato a partire dalla generazione del calore che si ottiene dalla frizione dagli elementi del freno. L'obiettivo che si vuole perseguire è la realizzazione di un modello FEM che permetta di predire la distribuzione di temperatura della ruota ferroviaria in fase di frenata, focalizzando l'attenzione sulla frenata a velocità costante quando il veicolo è in discesa, e sulla frenata di rallentamento con decelerazione costante.

## Capitolo 2

# SISTEMA DI FRENATURA

### 2.1 Introduzione

Il sistema frenante di un veicolo ferroviario ricopre da sempre un'importanza strategica per quanto riguarda la sicurezza di marcia, poiché consente di rallentare o arrestare il veicolo. In fase di frenatura si ha la conversione dell'energia cinetica in un'altra forma di energia a seconda del freno considerato [3].

I sistemi frenanti si dividono in due principali categorie: quelli in cui la forza frenante, dipendente dall'aderenza, viene esercitata sulle ruote del veicolo con elementi di attrito (freni a ceppi o a dischi); e quelli in cui lo sforzo frenante, indipendente dall'aderenza, agisce sulla rotaia come forza antagonista al moto (un esempio sono i freni elettromagnetici).

Si hanno, quindi, tante tipologie di impianti che consentono il controllo e l'azionamento dei freni:

- Freno pneumatico, in cui la forza frenante è ottenuta con un attuatore pneumatico in un impianto ad aria compressa e il controllo avviene meccanicamente;
- Freno elettropneumatico, in cui la forza frenante è ottenuta con un attuatore pneumatico e il controllo è affidato a elementi elettropneumatici;
- Freno elettroidraulico, in cui la forza frenante è generata da azioni idrauliche, ma il controllo è affidato ad elementi elettrici o elettronici;
- Freno elettromagnetico, in cui la forza frenante è generata da interazioni di natura elettromagnetica, ma l'azionamento degli organi frenanti è affidato ad attuatori a comando elettropneumatico;

- Freno rigenerativo, in cui l'azione frenante è ottenuta trasmettendo il moto a motori elettrici che generano corrente;

La tipologia d'impianto più diffusa nel caso di treni merci è il freno pneumatico automatico e continuo. L'organo frenante genera la forza frenante sulle ruote del veicolo per mezzo dell'attrito, convertendo l'energia cinetica e potenziale posseduta dallo stesso in energia termica, dissipata in seguito per convezione con l'aria dell'ambiente circostante.

I principali requisiti di un freno ferroviario in accordo con le norme UIC [4, 5] sono:

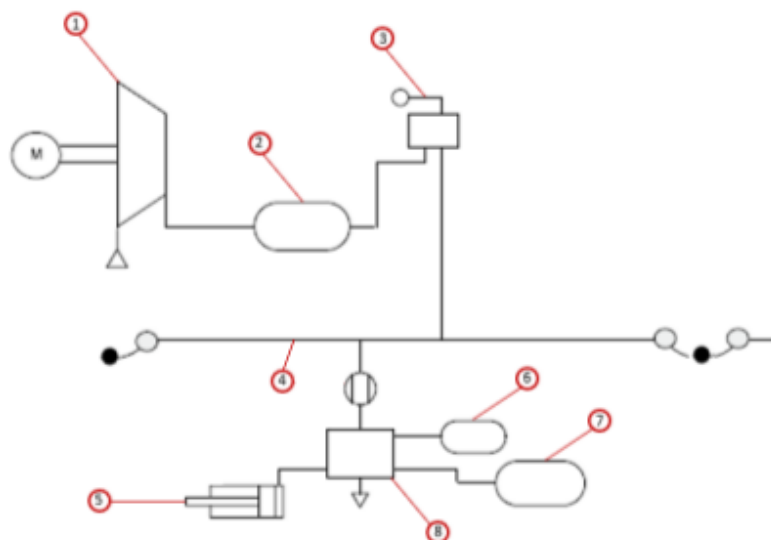
- Automatico, deve garantire la sua efficacia di azione anche in caso di spezzamento del convoglio;
- Continuo, ovvero si garantisce che l'azione frenante si estenda a tutti i veicoli del convoglio, consentendo la possibilità di azionarlo in qualsiasi parte del treno in caso di emergenza;
- Regolabile, ovvero moderabile in frenatura e sfrenatura;
- Inesauribile, ossia si vuole che la sua funzione sia assicurata anche in seguito a precedenti cicli di frenatura e sfrenatura;

In aggiunta sono desiderabili altre proprietà come compatibilità e interscambiabilità per consentire la circolazione sulla stessa linea a veicoli ferroviari appartenenti a soggetti diversi.

## 2.2 Storia del sistema frenante

Nei primi dell'Ottocento si assiste alla nascita dei primi veicoli ferroviari concentrando gli sforzi di realizzazione soprattutto sul sistema di propulsione. Con l'aumento di potenza dei veicoli nasce l'esigenza di realizzare un sistema di frenatura efficace ed affidabile. Il primo vero sistema frenante, realizzato da Stephenson era costituito da un freno a vapore, agente solo sulla locomotiva, composto da un cilindro con pistone azionato dal vapore in pressione. Il pistone era collegato ai ceppi e consentiva di esercitare la forza frenante sulla ruota arrestandone il moto. Tale sistema era poco efficiente all'aumentare del numero dei vagoni del convoglio, pertanto seguirono numerose innovazioni fino ad arrivare al sistema frenante pneumatico automatico continuo progettato dall'ingegnere statunitense George Westinghouse. Tale freno inizialmente era una estensione del modello di Stephenson a tutti i veicoli del convoglio, ottenuta con una condotta comune che trasportava il segnale di pressione per ogni cilindro-freno. In fase di frenatura, azionando la valvola di controllo, il vapore poteva fluire dalla condotta comune sino a ciascun cilindro-freno





**Figura 2.3:** Impianto pneumatico di frenatura.

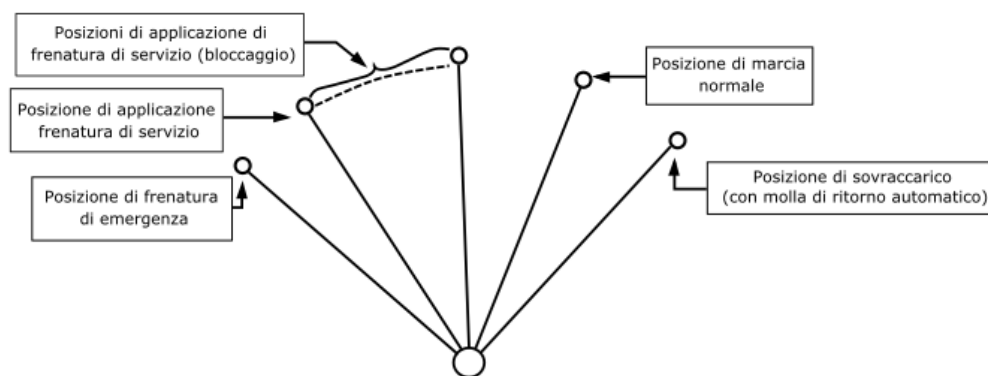
è trattata con stadi di filtraggio ed essiccazione per eliminare il vapore acqueo presente ed altri elementi contaminanti, che altrimenti causerebbero una importante usura dell'impianto. Dopo il trattamento, l'aria viene accumulata nel serbatoio principale (2) con capacità di 1200 litri ad una pressione di 8-10 bar. Tale serbatoio consente di fornire l'aria per il funzionamento dell'impianto frenante e l'aria per il funzionamento di impianti supplementari. L'aria che viene accumulata nel serbatoio principale viene successivamente convogliata nel sistema pneumatico con la condotta generale (brake pipe)(4). Si tratta di una condotta che procede per tutto il convoglio per trasportare il segnale di pressione in tutto l'impianto. Per mezzo del rubinetto di comando (3) è possibile far fluire l'aria dal serbatoio principale alla condotta generale. Tale condotta generale comunica con un organo di estrema importanza, il distributore o valvola tripla (8), ovvero una valvola pneumatica che gestisce il collegamento tra il serbatoio ausiliario e il cilindro-freno nella fase di frenatura e sfrenatura. Il distributore è un elemento molto importante per il funzionamento dell'impianto pneumatico del sistema frenante, pertanto viene spiegato con maggiore dettaglio nel paragrafo 2.4.



## 2.4 Funzionamento dell'impianto pneumatico

L'elemento che consente di azionare il sistema frenante è il rubinetto, schematizzato in figura 2.4. Quest'ultimo è azionato dal macchinista muovendo una leva di comando dotata di varie posizioni di lavoro, nonché:

- Posizione di frenatura di emergenza;
- Posizione di applicazione della frenatura di servizio;
- Posizioni di applicazione della frenatura di servizio, in fase di bloccaggio;
- Posizione di marcia normale;
- Posizione di sovraccarico (con pressione  $> 5$  bar);

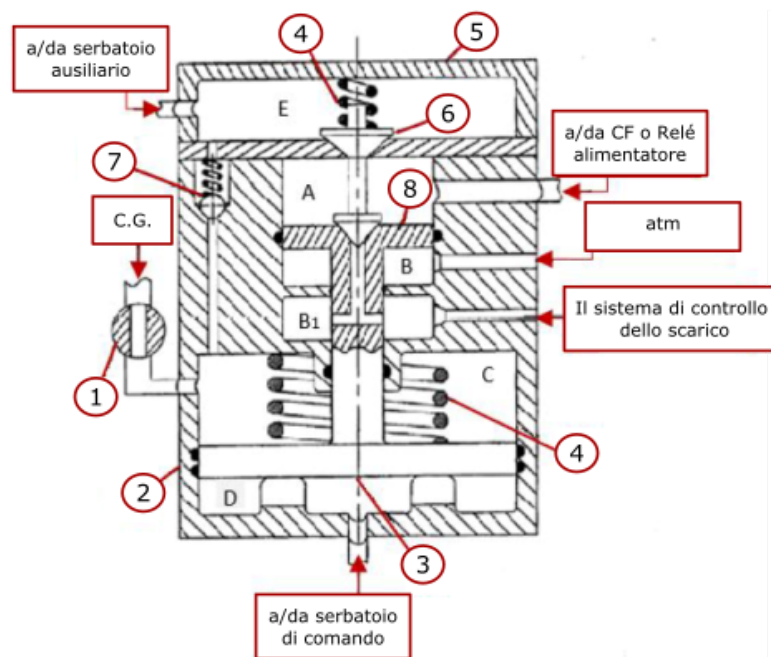


**Figura 2.4:** Immagine del rubinetto di controllo del freno.

L'elemento più importante del sistema frenante è il distributore, per chiarire il funzionamento si propone uno spaccato della valvola considerata in figura 2.5.

Nelle condizioni di marcia normale, la camera C, collegata alla condotta generale tramite un foro calibrato, si trova alla pressione di 5 bar. L'otturatore principale (3) è in equilibrio grazie alla molla di polarizzazione (4) e al segnale di pressione di 5 bar in camera D, derivante dal serbatoio di comando di capacità di circa 15 litri. In tale situazione l'otturatore risulta completamente abbassato e la camera A può comunicare con la camera B1, quindi l'alimentazione dell'impianto frenante è messa a scarico, mentre per mezzo della valvola di non ritorno (7) l'aria procede dalla camera C alla camera E sino al raggiungimento della pressione di 3.8 bar nel serbatoio ausiliario. Tale serbatoio ha una capacità di 65 litri e consente di caricare il cilindro-freno per determinare l'azione di frenata.

Nella fase di frenatura, la leva del rubinetto generale, azionata dal macchinista,



**Figura 2.5:** Spaccato del distributore.

fa comunicare la condotta generale con l'ambiente esterno portando la pressione della camera C a un massimo di 1.5 bar. In tal modo l'otturatore principale (3) risulta sbilanciato dato che la camera D è ad una pressione costante di 5 bar, pertanto l'otturatore sale verso l'alto. Tale spostamento comporta una traslazione del doppio otturatore verso l'alto consentendo di interrompere il collegamento tra la camera A e la camera B1 e generare il collegamento tra la camera A e la camera E. Quest'ultimo collegamento permette il passaggio dell'aria compressa dal serbatoio ausiliario al cilindro-freno, generando la frenata.

Nella fase di sfrenatura, la leva del rubinetto, azionata dal macchinista ripristina il collegamento tra la condotta generale e la pressione di 5 bar riportando l'otturatore della condizione iniziale grazie alla maggiore pressione in camera C e all'azione della molla di polarizzazione. Quindi la valvola commuta la sua direzione di funzionamento ponendo il cilindro freno a scarico e permettendo il collegamento tra la camera C e la camera E per via della valvola di non ritorno per la ricarica del serbatoio ausiliario sino alla pressione di 3.8 bar.

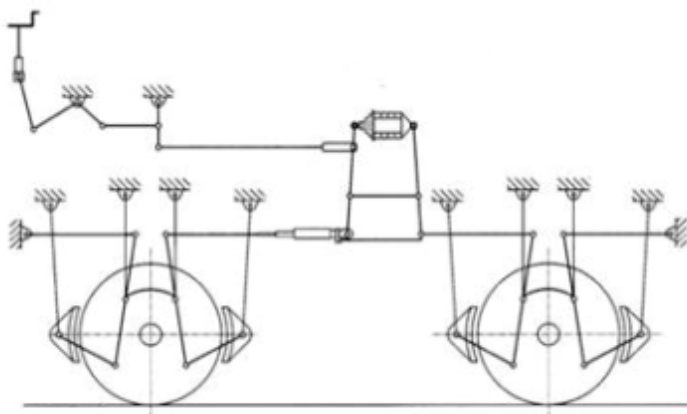
Si deduce che il distributore eroga aria in pressione verso il cilindro-freno, per via di una riduzione di pressione in condotta generale, che rappresenta il segnale di comando. In realtà vi sono molti altri dispositivi ausiliari: il dispositivo di primo tempo, il dispositivo di isolamento del serbatoio di comando, gli ugelli calibrati che regolano i tempi di frenata per regime merci/passeggeri, il dispositivo vuoto-carico,

ecc.

Il dispositivo di primo tempo permette di riempire il cilindro freno più rapidamente sino alla pressione di 0.6 bar, in tale fase iniziale si assiste all'accostamento rapido dei ceppi alle ruote. Tale dispositivo permette di ridurre parzialmente il ritardo di frenatura tra i vari carri nella prima fase di erogazione dello sforzo frenante.

Il dispositivo vuoto-carico permette di regolare la pressione di alimentazione del cilindro freno, quindi la forza frenante a seconda della massa del convoglio che viene rilevata da una cella di pesatura. Esso è particolarmente importante nei carri merci, dato che a vuoto il peso è molto inferiore di quello a pieno carico.

Infine, è importante precisare che il cilindro-freno è un cilindro pneumatico a singolo effetto, il cui stelo è direttamente collegato alla timoneria che consente l'accostamento, l'azione e la rimozione dei ceppi sulle ruote del veicolo (figura 2.6)



**Figura 2.6:** Schema funzionale della timoneria di frenatura

## 2.5 Timoneria

Il sistema frenante è costituito da un impianto pneumatico che consente di azionare il cilindro-freno. Tale azionamento è trasmesso al ceppo grazie a un sistema di collegamenti meccanici chiamato timoneria.

Si possono avere diverse configurazioni di disposizione dei cilindri-freno e dei collegamenti meccanici con il sistema frenante. Per esempio, nel caso di veicoli ferroviari per trasporto merci, si può avere un cilindro-freno per carro o un cilindro freno per asse, con un sistema di timoneria che rimanda il moto ai ceppi di tutte le ruote. Mentre nel caso di treni per trasporto passeggeri si preferiscono i freni a disco con un cilindro-freno per ogni disco. Quindi rispetto alla funzionalità del veicolo cambia

anche la tipologia di freno impiegato e la struttura meccanica di collegamento tra i freni e gli attuatori dell'impianto pneumatico di comando.

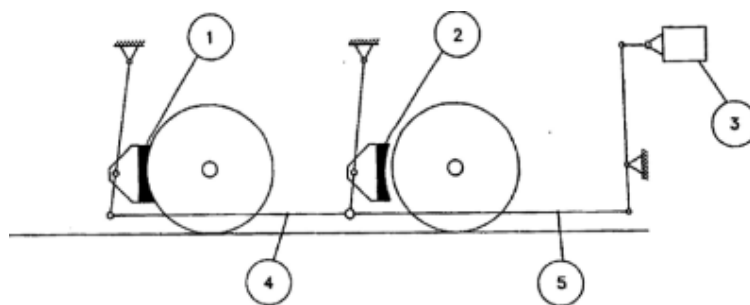
La timoneria permette di realizzare le seguenti funzioni:

- collegare l'azionamento del cilindro-freno a più ceppi di varie ruote del veicolo del convoglio;
- amplificare o ridurre la forza agente sul ceppo a parità di azionamento determinato dal cilindro-freno. Per i veicoli ferroviari è necessario realizzare un sistema che assolva tale compito perché si hanno dei vincoli sulla massima forza esercitabile sul ceppo per evitare il pattinamento della ruota. Quindi a seconda che il veicolo sia carico o vuoto la forza esercitabile sul ceppo diventa maggiore o minore grazie all'aumento della forza di aderenza tra ruota e rotaia.

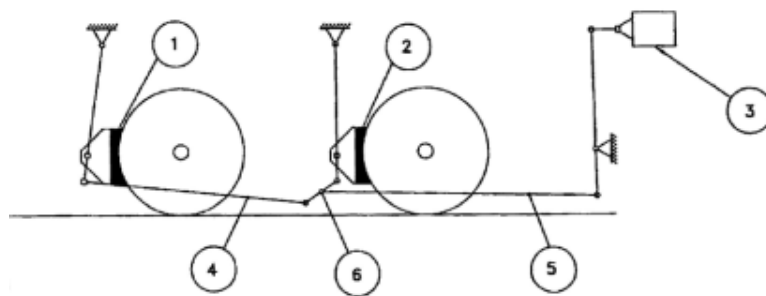
Nel caso di veicoli ferroviari per trasporto merci si hanno tre sistemi di timoneria:

- la timoneria inferiore: consente di valutare il carico del veicolo a partire dai carichi delle sospensioni a balestra;
- la timoneria centrale: permette di amplificare o ridurre la forza da trasmettere ai ceppi in funzione del carico del veicolo rilevato dalla timoneria inferiore;
- la timoneria d'asse: consente di collegare la timoneria centrale alla barra a triangolo che collega in maniera sincrona i ceppi delle ruote collegate all'assile del veicolo;

Si mostrano degli esempi di timoneria iperstatica e isostatica:

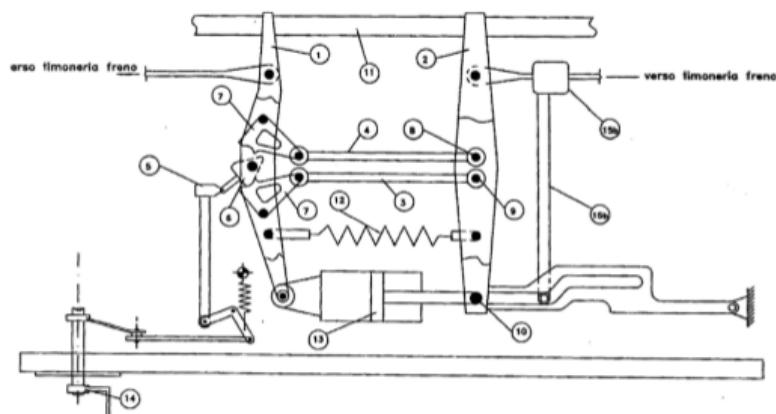


**Figura 2.7:** Schema della timoneria iperstatica.



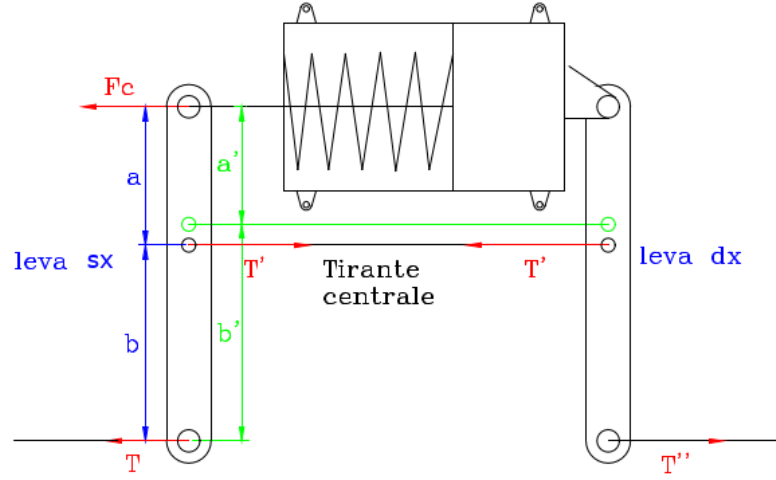
**Figura 2.8:** Schema della timoneria isostatica.

Generalmente, è importante che la timoneria sia isostatica in modo da consentire a ciascun ceppo di aderire in maniera sincrona sulle ruote ed ottenere per ciascuno una uguale usura. Al contrario, una timoneria iperstatica causerebbe la frenatura degli assi che per primi accostano i ceppi, lasciando gli altri sfrenati. La funzione di amplificazione o riduzione della forza frenante può essere eseguita meccanicamente per mezzo della variabilità di un braccio di leva del meccanismo. Come si nota nella figura 2.9 si può definire il collegamento con il tirante 3 o il tirante 4:



**Figura 2.9:** Cinematismo della timoneria centrale.

Per comprendere meglio tale funzionalità si osservi in figura 2.10 una rappresentazione schematica del cinematismo considerato:



**Figura 2.10:** Schema semplificato della timoneria

Lo stelo del cilindro freno determina la forza  $F_c$  sulla leva sinistra e a seconda del tirante centrale impiegato, se a distanza “ $a$ ” o “ $a'$ ” si ottiene una forza  $T$  minore o maggiore.

Se è attivo il tirante inferiore, per l’equilibrio della leva sinistra si ha:

$$T \cdot b = F_C \cdot a \Rightarrow T = F_C \cdot \frac{a}{b} \quad (2.1)$$

La forza  $T$  va al gruppo freno sinistro.

Scrivendo l’equazione di equilibrio del tirante centrale si ha:

$$T' = F_C + T = F_C \cdot \left(1 + \frac{a}{b}\right) = F_C \cdot \left(\frac{a+b}{b}\right) \quad (2.2)$$

Facendo l’equilibrio alla rotazione della leva destra intorno al perno superiore si ha:

$$T' \cdot a = T'' \cdot (a+b) \quad (2.3)$$

Da cui:

$$T'' = T' \cdot \left(\frac{a}{a+b}\right) = F_C \cdot \left(\frac{a+b}{b}\right) \cdot \left(\frac{a}{a+b}\right) = F_C \cdot \frac{a}{b} \quad (2.4)$$

Pertanto:

$$T = T'' = F_C \cdot \frac{a}{b} \quad (2.5)$$

Se si adotta come fulcro di rotazione per le due aste la seconda leva posta più in alto si ha:

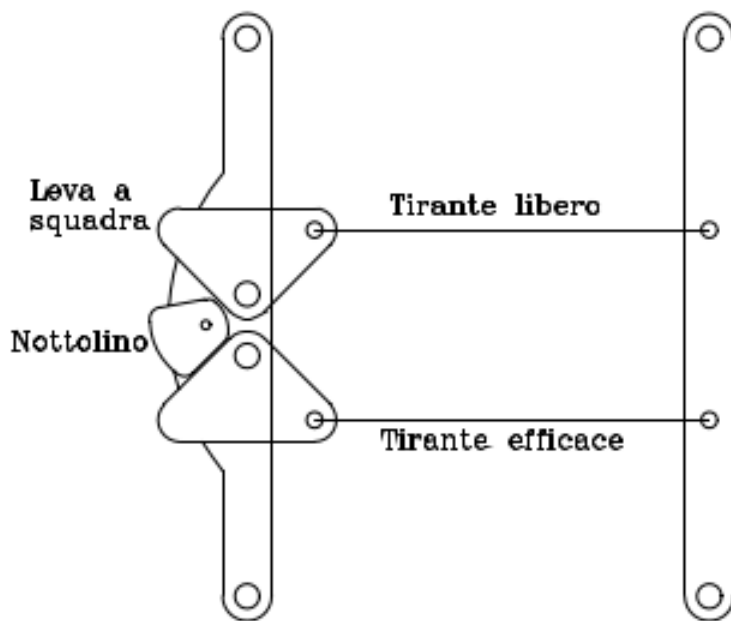
$$T = T'' = F_C \cdot \frac{a'}{b'} \quad (2.6)$$

Dove:

- $a < a'$ ;
- $b < b'$ ;

Quindi risulta  $\frac{a'}{b'} < \frac{a}{b}$ .

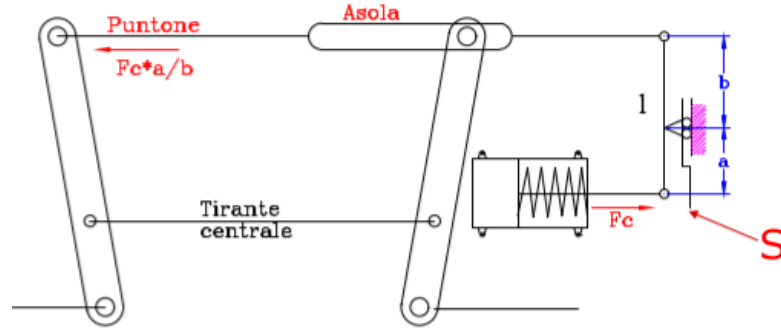
In tal modo si riduce lo sforzo frenante (si usa a tara), nel caso della leva superiore corrisponde al “peso di conversione” che va scelto in modo opportuno. Il fissaggio di uno dei due tiranti avviene grazie ad un nottolino mobile, come si vede in figura 2.11:



**Figura 2.11:** Immagine del Nottolino Mobile.

Si può anche realizzare la timoneria con dispositivo di pesatura autocontinuo che consente di modificare il braccio di leva gradualmente determinando una variazione continua dello sforzo frenante per via meccanica.

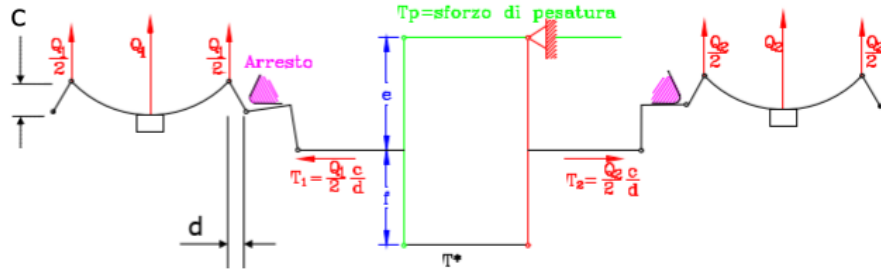
La variazione si ottiene collegando il meccanismo della timoneria con la forza derivante dalle sospensioni del veicolo, in particolare si realizza tale collegamento



**Figura 2.12:** Meccanismo di timoneria con dispositivo di pesatura autocontinuo.

consentendo la traslazione della slitta S che consente di modificare i bracci “a” e “b” della leva collegata alla timoneria.

Il carico determinato dal veicolo sulle sospensioni è rilevato attraverso la timoneria inferiore. Uno schema semplificato si riporta in figura 2.13.



**Figura 2.13:** Cinematismo della timoneria inferiore.

Il meccanismo della timoneria inferiore consente di determinare lo sforzo di pesatura  $T_p$  mediante una molla di pesatura a partire dai carichi  $Q_1$  e  $Q_2$  agenti sulle molle a balestra della sospensione primaria. La balestra di sinistra determina la forza  $T_1$  sul lato sinistro del quadrilatero centrale:

$$T_1 = \frac{Q_1}{2} \cdot \frac{c}{d} \quad (2.7)$$

Allo stesso modo dal lato destro del quadrilatero si ha la forza  $T_2$ :

$$T_2 = \frac{Q_2}{2} \cdot \frac{c}{d} \quad (2.8)$$

Ciò vale se la leva a squadra che collega ciascuna balestra ai tiranti del quadrilatero non tocca l'arresto.

Il quadrilatero articolato è vincolato al vertice superiore dal carico di pesatura  $T_p$



che nello schema del meccanismo corrisponde alla reazione vincolare della cerniera, ma in realtà è il carico che agisce sulla slitta S della figura 2.12 per variare in modo continuo il braccio della leva collegata alla timoneria.

A partire dall'equazione di equilibrio della leva verticale sinistra del quadrilatero rispetto alla cerniera si ottiene:

$$T^* \cdot (e + f) = T_1 \cdot e \quad (2.9)$$

Per la leva destra si ha:

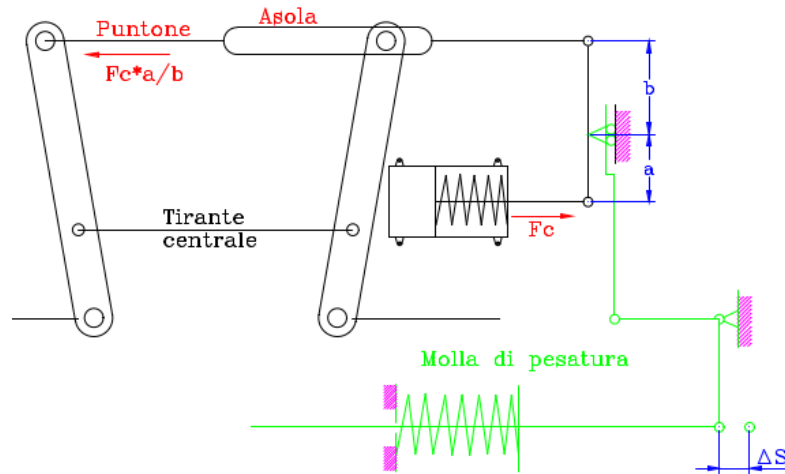
$$T^* \cdot (e + f) = T_2 \cdot e \quad (2.10)$$

In cui  $T^*$  è il carico sull'asta inferiore del quadrilatero. Le precedenti due equazioni definiscono la condizione che  $T_1$  e  $T_2$  risultano uguali. In particolare se  $T_1 > T_2$  tutto il sistema si sposta a destra finché la leva a squadra di  $T_2$  non tocca l'arresto. La forza trasmessa al quadrilatero per mezzo dei tiranti è sempre la minore tra  $T_1$  e  $T_2$ , l'eccedenza tra esse è bilanciata dalle reazioni nei vincoli di arresto. In particolare è possibile calcolare il carico di pesatura a seconda della disuguaglianza tra  $Q_1$  e  $Q_2$ :

$$T_p = T_1 \cdot \frac{f}{e + f} = Q_1 \cdot \frac{f}{e + f} \cdot \frac{c}{2 \cdot d} \quad \text{se } Q_1 < Q_2 \quad (2.11)$$

$$T_p = T_1 \cdot \frac{f}{e + f} = Q_2 \cdot \frac{f}{e + f} \cdot \frac{c}{2 \cdot d} \quad \text{se } Q_1 < Q_2 \quad (2.12)$$

Il tiro  $T_P$  è proporzionale al carico inferiore tra i due ed il vincolo è realizzato con una molla che aziona il movimento della slitta su cui sono realizzati i bracci "a" e "b" come si può vedere nella figura in basso.

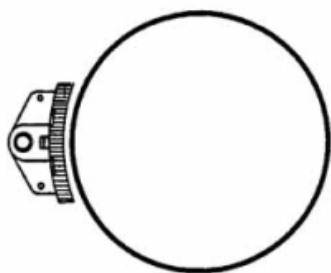


**Figura 2.14:** Timoneria collegata alla molla di pesatura.

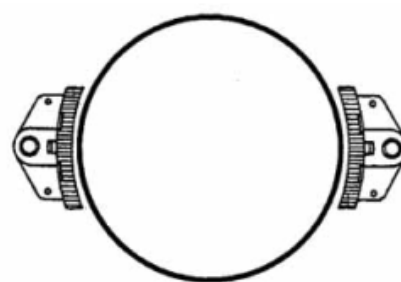
## 2.6 Configurazioni del freno a ceppi

Il freno a ceppi si presenta in quattro configurazioni molto comuni in Europa, ciascuno caratterizzato da un nome standardizzato:

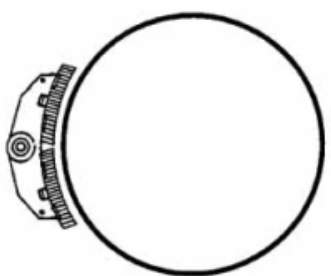
- “Bremsklotz geteilt” indicato con le iniziali “Bg” consiste in un ceppo frenante per ogni supporto corrispondente, si può avere un unico ceppo frenante (1Bg) o due ceppi frenanti (2Bg);
- “Bremsklotz geteilt unterteilt” indicato con le iniziali “Bgu” consiste in due ceppi frenanti per ogni supporto corrispondente, collocati sullo stesso lato della ruota. Si possono avere due ceppi frenanti vicini (1Bgu) o quattro ceppi frenanti, due collocati da un lato della ruota e altri due dal lato opposto, si ha la configurazione 2Bgu.



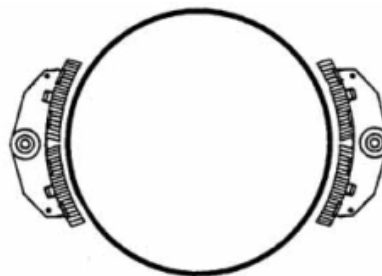
(a) Configurazione 1Bg



(b) Configurazione 2Bgu



(c) Configurazione 1Bgu



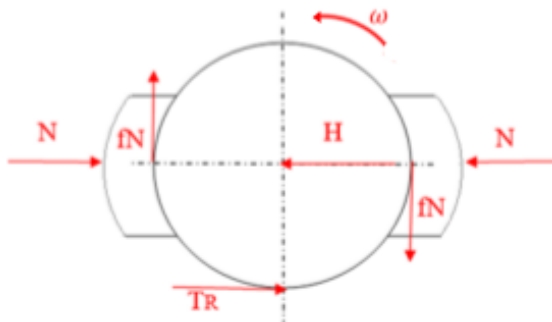
(d) Configurazione 2Bgu

**Figura 2.15:** Configurazioni del freno a ceppi

La lunghezza di un ceppo frenante con configurazione Bg è, normalmente, 320mm; mentre per un ceppo frenante da collocare con configurazione Bgu la lunghezza risulta di 250 mm.

La partizione del calore in fase di frenatura dipende strettamente dalla configurazione dei ceppi, dato che in relazione ad essa varia la superficie di contatto tra freno e ruota, di conseguenza la totale generazione di calore e le condizioni di raffreddamento.

## 2.7 Diagramma di corpo libero della ruota



**Figura 2.16:** Equilibrio dinamico della ruota in frenata.

In figura 2.16 si ha il diagramma di corpo libero della singola ruota considerando una configurazione freno 2Bgu, ove:

- $N$  è la forza normale tra ceppo e ruota, responsabile dell'azione frenante;
- $T_R$  è lo sforzo tangenziale, all'interfaccia ruota-rotaia;
- $H$  è la reazione vincolare che la boccola esercita sull'asse;
- $f \cdot N$  è la forza tangenziale dovuta all'attrito tra ceppo e ruota, (è metà della forza frenante);
- si trascura l'inerzia della ruota.

La forza  $T_R$ , dovuta al contatto ruota-rotaia, si contrappone alla forza frenante  $f \cdot N$  e prende il nome di forza di “aderenza”. È importante ottenere una forza longitudinale al contatto ruota-rotaia minore della forza di aderenza massima, in modo che non si verifichi il fenomeno del bloccaggio della ruota durante la sua rotazione. In presenza del bloccaggio, infatti, si ha una riduzione della forza frenante e un fenomeno di danneggiamento noto come lo “spiattellamento della ruota”, che potrebbe compromettere la sicurezza dell'intero convoglio e la funzionalità della ruota. La forza di adesione tra ruota e rotaia dipende dal coefficiente di adesione, e il massimo valore di tale coefficiente si ha nelle condizioni di puro rotolamento,

nonché il coefficiente di attrito statico. Tuttavia, nella realtà si ha sempre uno scorrimento tra ruota e rotaia, e il coefficiente di adesione ha un massimo per valori di scorrimento pari a 1-2% , superato tale valore di scorrimento il coefficiente di adesione diminuisce. Quindi, in caso di ruota bloccata si ha una forza frenante ridotta rispetto a quella massima.

Per il calcolo del momento frenante si ha:

$$M_f = \sum_{i=1,2} f_i \cdot N_i \cdot r \quad (2.13)$$

Esso risulta pari alla reazione della ruota sul tracciato:

$$\sum_{i=1,2} f_i \cdot N_i \cdot r = T_r \cdot r \quad (2.14)$$

Estendendo il concetto all'intera sala, si può scrivere la seguente relazione:

$$\sum_{i,j} f_{i,j} \cdot N_{i,j} \cdot r = \sum_j T_r \cdot r \quad j = \text{lato} \quad (2.15)$$

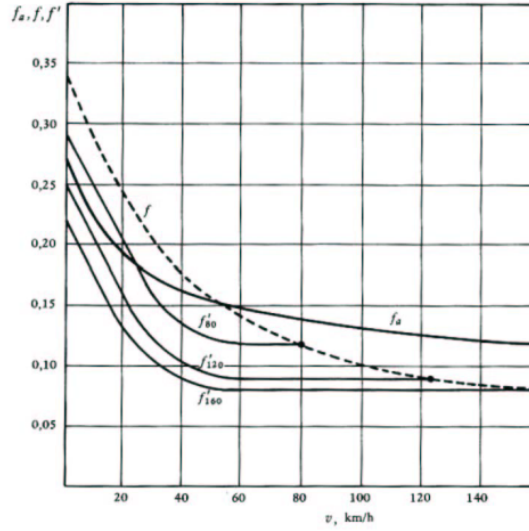
Noto che:

$$\sum T_r \leq f_a \cdot P \quad (2.16)$$

In cui  $P$  è il carico per asse, si arriva alla seguente espressione:

$$\sum f \cdot N \cdot r \leq f_a \cdot P \cdot r \quad (2.17)$$

Con  $f$  e  $f_a$  costanti in prima approssimazione, per un'analisi più dettagliata bisogna considerare la variabilità rispetto alla velocità della ruota. Il carico per asse  $P$  è variabile in relazione alla condizione di marcia a vuoto o marcia a pieno carico, ne segue che occorre adeguare  $N$  al suo valore corrispondente.



**Figura 2.17:** Legame tra il coefficiente di attrito e la velocità.

A partire da tale condizione è necessario adoperare il sistema di timoneria spiegato nel paragrafo precedente che permette di realizzare il sistema vuoto-carico.

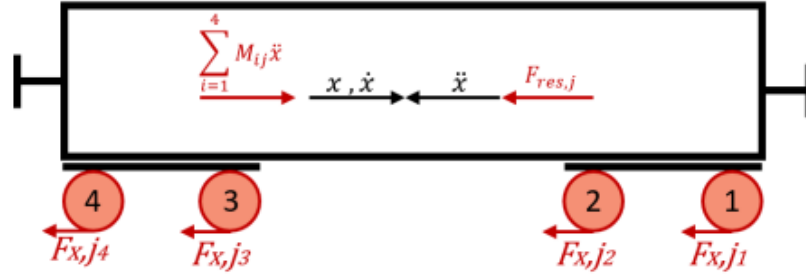
## 2.8 Calcolo della forza frenante a partire dall'equilibrio longitudinale del veicolo

Considerando tutte le sale del veicolo, si può studiare la dinamica dell'intero convoglio, in figura 2.18 si nota il diagramma di corpo rigido dell'intero veicolo. Si studia l'equilibrio longitudinale, supponendo che gli elementi di collegamento tra i veicoli siano infinitamente rigidi, fino a considerare l'intero convoglio come un corpo rigido unico in moto e soggetto ad una decelerazione  $\ddot{x}$ .

Osservando la figura 2.18, l'indice "i" si riferisce agli assi del carro in esame, mentre l'indice "j" indica il veicolo esaminato che costituisce il convoglio.  $M_{ij}$  indica il carico per asse del veicolo j-esimo,  $F_{res}$  è la forza resistente al moto, mentre  $F_X$  è la forza di contatto complessiva scambiata tra le ruote della sala e la rotaia. Si può considerare la seguente equazione di equilibrio:

$$\sum_{j=1}^{N_V} \sum_{i=1}^{N_{W,j}} F_{X,ji} = \sum_{j=1}^{N_V} \sum_{i=1}^{N_{w,j}} M_{ji} \ddot{x} - \sum_{j=1}^{N_V} F_{res,j} \quad (2.18)$$

Per uno studio semplificato si considera  $F_{res}$  nulla, ovvero si trascurano tutte le resistenze immaginando che il veicolo proceda in rettilineo e si trascuri la forza

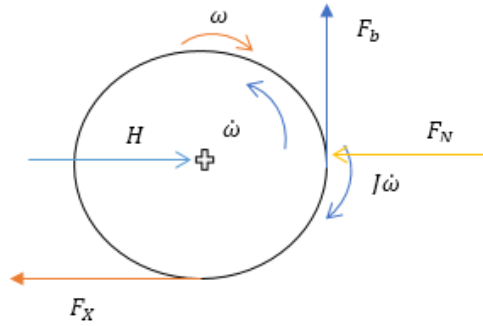


**Figura 2.18:** Diagramma di corpo libero dell'intero veicolo.

aerodinamica. In aggiunta si semplifica la relazione precedente ipotizzando che i carichi per asse siano tutti identici, si ha:

$$F_X = M\ddot{x} \quad (2.19)$$

Considerando con  $M$  il carico per asse costante su tutti gli assi studiati. Si passa quindi all'equilibrio di corpo rigido della sala, nell'ipotesi di configurazione del freno 1Bg risulta:



**Figura 2.19:** Diagramma di corpo libero della ruota configurazione 1Bg.

$$F_X R_W + J\dot{\omega} = F_b R_W \quad (2.20)$$

$$F_b = \frac{F_X R_W + J\dot{\omega}}{R_W} \quad (2.21)$$

Ipotizzando di essere in completa adesione si può legare la accelerazione angolare  $\dot{\omega}$  e la accelerazione del veicolo  $\ddot{x}$  secondo la seguente:

$$\dot{\omega} = \frac{\ddot{x}}{R_W} \quad (2.22)$$

Sostituendo la 2.22 nella 2.21:

$$F_b = F_X + \frac{J}{R_W^2} \ddot{x} \quad (2.23)$$

Sostituendo la relazione 2.19 che lega la forza d'attrito con la forza d'inerzia:

$$F_{N,ceppo} = \frac{F_b}{f_b n_b} = \frac{\ddot{x}}{f_b n_b} \left( M + \frac{J}{R_W^2} \right) \quad (2.24)$$

Dove:

$F_{N,ceppo}$ : la forza normale agente sul ceppo di frenatura;

$F_b$ : la forza di attrito complessiva agente sulla sala e data dal contatto tra i ceppi e le ruote;

$f_B$ : il coefficiente di attrito tra ruota e ceppo;

$n_B$ : il numero di ruote che costituiscono una sala;

$M$ : Il carico d'asse agente su ciascuna sala;

$J$ : momento d'inerzia rotazionale di una sala;

$R_W$ : raggio di una ruota.

Considerando una frenata con decelerazione costante  $\ddot{x} = 1 \text{ m/s}^2$ , il momento d'inerzia della sala pari a  $110 \text{ kgm}^2$ , il raggio ruota  $R_W = 0.46 \text{ m}$ , il coefficiente di attrito pari a 0.15 rilevato dal grafico in figura 2.17 per i ceppi in ghisa e per una condizione di velocità della ruota tra  $40 \text{ km/h}$  e  $80 \text{ km/h}$ ; si ottengono i risultati in tabella 2.1 di forza normale agente sul ceppo a seconda delle differenti condizioni di carico per asse:

<i>Carico per asse [t]</i>	<i><math>F_{N,ceppo}</math> [kN]</i>
10	35.07
12	41.73
14	48.39
16	55.07
18	61.73
20	68.39
22.5	76.73
25	85.07

**Tabella 2.1:** Tabella della forza normale agente sul ceppo rispetto a varie condizioni di carico per asse.



## Capitolo 3

# STATO DELL'ARTE

### 3.1 Introduzione

Le alte temperature dovute al calore di attrito durante la frenata costituiscono un importante fattore di dimensionamento per le ruote ferroviarie, poiché influenzano le proprietà dei materiali e il conseguente danneggiamento termico dei corpi a contatto. Esiste una estesa letteratura che adopera sia tecniche numeriche, sia sperimentali per capire il comportamento del trasferimento del calore del sistema frenante ferroviario a ceppi.

Il problema termico può essere modellato considerando il contatto tra ruota e freno, ove si ha strisciamento relativo con generazione di calore. In aggiunta, alcuni autori modellano anche il contatto tra ruota e rotaia, in cui si ha il puro rotolamento, studiando il contributo di dissipazione di calore per conduzione termica tra la ruota calda e la rotaia fredda. Di particolare interesse è la ripartizione del calore nel contatto tra ruota e freno e il trasferimento della potenza termica nella zona di contatto tra ruota e rotaia, che influenza il raggiungimento della massima temperatura nella ruota e nel freno. La ricerca sperimentale dimostra che le interazioni termomeccaniche tra il freno e la ruota durante la frenata portano alla generazione di zone più calde di altre (HOT SPOTS) e inizializzazioni di cricche sulla superficie della ruota, che risultano particolarmente dannose per la vita della ruota [6]. Pertanto, lo studio dell'effetto di riscaldamento ciclico localizzato lungo la superficie della ruota, che si ottiene come risultato della fase di frenatura risulta di notevole interesse per migliorare la fase progettuale.

In aggiunta, nella zona di contatto tra ruota e rotaia ha una particolare importanza il raffreddamento della ruota in fase di frenatura. Dato che l'intero cerchione della ruota passa lungo l'ellisse di contatto tra ruota e rotaia, il calore si trasmette per conduzione dalla ruota calda alla rotaia fredda. È stato dimostrato sia con studi sperimentali, sia con studi numerici, che l'effetto del raffreddamento della

ruota per mezzo della conduzione con la rotaia assume un ruolo considerevole nel raffreddamento globale della ruota ad elevate temperature di contatto [7].

Il danneggiamento della superficie delle ruote ferroviarie impatta particolarmente sulla loro vita, pertanto bisogna considerarlo in fase di progettazione sia per i treni passeggeri che per i treni merci, in particolar modo per alte velocità e onerosi carichi assiali.

È stato studiato che il materiale del ceppo di frenatura influenza in modo preponderante il danneggiamento della superficie della ruota [8]. Stone [9] afferma che il ceppo in materiale composito se paragonato al ceppo in ghisa, sotto le stesse condizioni di frenatura dissipa meno calore e porta la ruota a una temperatura maggiore. Tuttavia i ceppi in composito determinano un minore danneggiamento e una minore variabilità delle tensioni residue.

Vernersson [2] ha portato a termine diversi studi sperimentali con cui comprendere come i vari materiali di produzione dei ceppi causino la nascita di hot spots sulla superficie della ruota. Si evince che i ceppi in ghisa generano velocemente dei punti molto caldi sulla superficie della ruota, mentre i ceppi in composito e in materiale sinterizzato necessitano di maggiori velocità e di più tempo per generare i pattern di hot spots. Altri studi di comparazione dei risultati di analisi dei tests sperimentali tra ceppi in ghisa e ceppi in composito dimostrano che i ceppi in ghisa possono incrementare la formazione di piccole cricche di natura termica nella ruota, mentre i ceppi in composito non modificano la microstruttura della superficie della ruota in martensite fragile [10]. In questi anni si sta assistendo ad un crescente impiego dei ceppi in composito, sostituendo i vecchi ceppi in ghisa. Questo passaggio dipende dal fatto che i ceppi in ghisa comportano un maggiore sviluppo della rugosità sulla superficie della ruota, incrementando la generazione del rumore di rotolamento.

Fec e Sehitoglu [11] hanno eseguito degli studi sul danneggiamento termomeccanico nelle ruote ferroviarie dovuto a hot spot generati in fase di frenatura. L'obiettivo di tale studio consiste nel prevedere la vita della ruota sottoponendola a ripetute applicazioni di frenatura, utilizzando i risultati di test dinamometrici e termomeccanici. Gli autori studiano la crescita e la decrescita dei punti caldi per una applicazione di frenatura completa. Si ha che gli hot spot crescono molto velocemente all'inizio dell'applicazione della frenatura, considerando per hot spot una area localizzata della superficie della ruota in cui si raggiunge la temperatura di 450 °C con una velocità di soglia di 22 m/s. Gli autori affermano che un hot spot è esposto a due tipologie di carico termico: il calore pulsante dal contatto tra ruota e freno e la deformazione ciclica che deriva dai vari cicli di riscaldamento e raffreddamento. Gli autori hanno concluso che gli hot spots sono il motivo principale per la nascita di cricche termiche sulla ruota e che è importante studiare i risultati di deformazione che si hanno in corrispondenza di zone molto calde per valutare il comportamento della fatica termomeccanica del materiale della ruota.

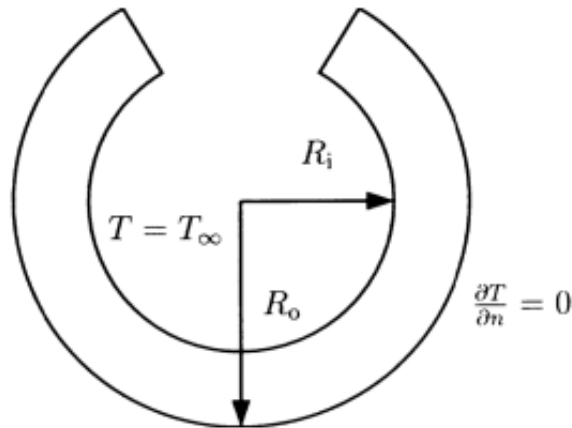
Data l'importanza della previsione della temperatura del freno a ceppi ferroviario,

molti studi di ricerca si sono incentrati sulla realizzazione di modelli con cui valutare il calore generato tra gli elementi di frizione.

La ricerca in tale campo di studi è molto avanzata, nelle molteplici pubblicazioni scientifiche si fa spesso riferimento a modelli fisico-matematici di simulazione agli elementi finiti o di natura analitica da calibrare correttamente con opportune misure sperimentali rilevate da veicoli ferroviari reali o da prove di banco opportunamente realizzate. Nei paragrafi successivi si fa riferimento ai lavori di ricerca più rilevanti in tale problema di studio. In particolare si pone l'attenzione su come i ricercatori hanno studiato il contatto meccanico tra ceppo e ruota per valutare le pressioni di contatto, e come hanno implementato il problema termico, modellando i vari fenomeni di generazione e dissipazione di calore che intervengono nello studio. In aggiunta si pone l'attenzione anche sul fenomeno di ripartizione del calore generato tra ruota e ceppo e tra ruota e rotaia.

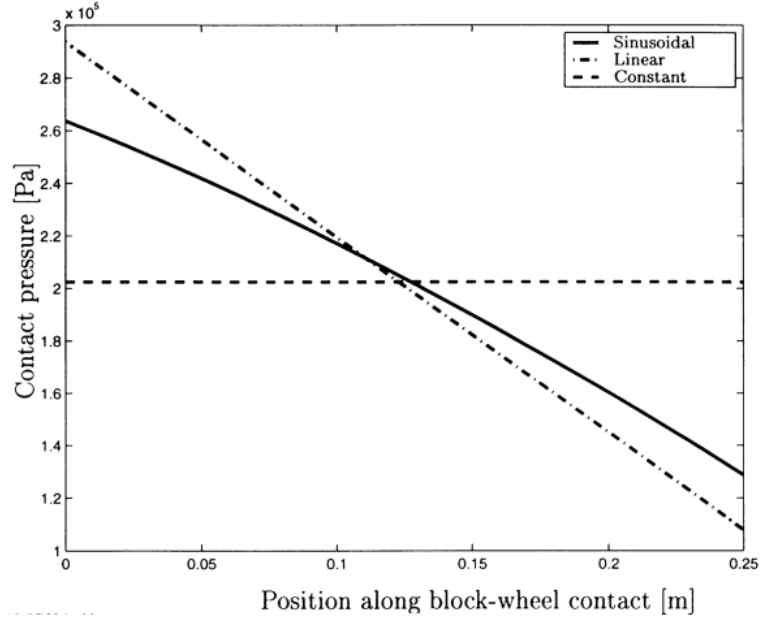
### 3.2 Modello di Petersson

Petersson [12] ha realizzato un modello bidimensionale agli elementi finiti (FE) del freno a ceppi ferroviario costituito da un singolo elemento frenante in composito (250 mm di lunghezza, 80 mm di larghezza e 40 mm di spessore). La modellazione della ruota è eseguita con una corona circolare nelle vicinanze della superficie del freno per ridurre il costo computazionale, come illustrato in figura 3.1. Dopo aver realizzato il modello, si sono studiati i risultati ottenuti per una frenata continua per mantenere la velocità del veicolo costante a 80 km/h, mentre la forza normale esercitata sul ceppo del freno era 4 kN.



**Figura 3.1:** Ruota modellata con una geometria a corona circolare.

La distribuzione di pressione di contatto tra ceppo e ruota è stata assunta a priori, con tre diversi andamenti lungo la direzione circonferenziale del contatto: costante, lineare e sinusoidale. In figura 3.2 si mostra un grafico dell'articolo di Petersson, in cui si hanno i tre diversi andamenti della pressione di contatto lungo la direzione circonferenziale. Lo studio è stato eseguito considerando l'andamento di pressione sinusoidale, tuttavia i casi di andamento di pressione costante e lineare sono stati studiati in modo meno rilevante per confronto.



**Figura 3.2:** Grafico della pressione di contatto tra ruota e ceppo rispetto alla coordinata circonferenziale.

L'applicazione del freno durava 300 s. Il calore generato all'interfaccia tra freno e ruota era definito come:

$$q_{in} = \mu p V \quad (3.1)$$

Dove:

$q_{in}$  : flusso di calore generato;

$p$ : pressione di contatto con andamento sinusoidale dal grafico in figura 3.2;

$V$ : velocità di scorrimento.

$\mu$ : il coefficiente di attrito costante a 0.20.

Il calore di attrito generato in frenata, è stato ripartito tra la ruota e elemento frenante usando le equazioni seguenti:

$$q_w = \frac{T_b - T_w}{r_w + r_b} p + \frac{r_b}{r_w + r_b} q_{in} \quad (3.2)$$

$$q_b = \frac{T_w - T_b}{r_w + r_b} p + \frac{r_w}{r_w + r_b} q_{in} \quad (3.3)$$

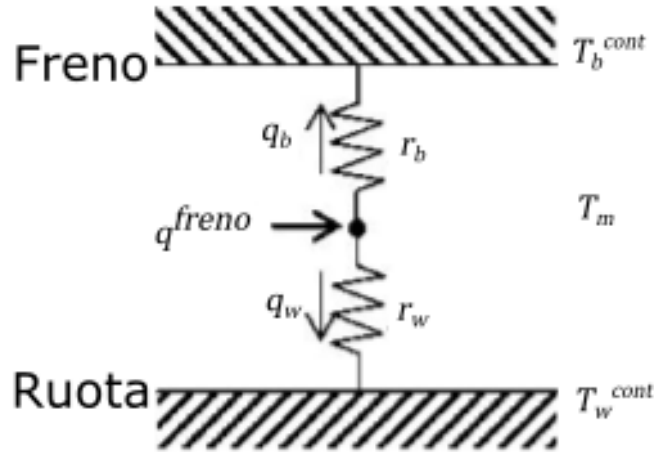
Dove:

$r$ : resistenza termica di contatto costante  $[\frac{N^{\circ}C}{W}]$ ;

$T$ : temperatura;

I pedici “b” e “w” denotano rispettivamente le grandezze relative all’elemento freno e alla ruota.

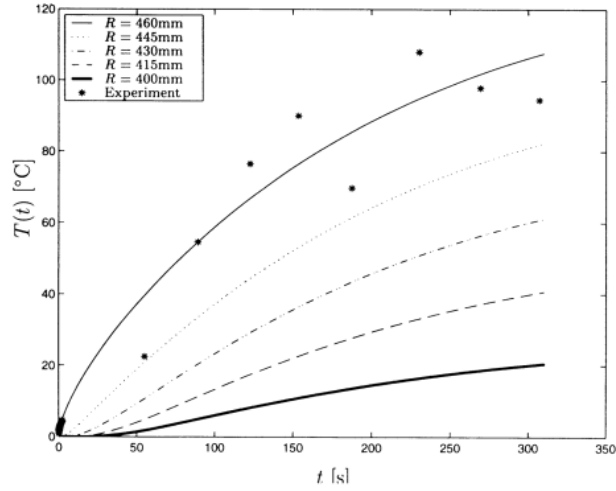
Le resistenze termiche modellate nella zona del contatto tra ruota e ceppo indicano che la temperatura raggiunta da tali corpi a contatto durante la frenata non è la medesima, bensì si hanno temperature diverse. Dal punto di vista fisico è come se ci fosse un terzo corpo nell’interfaccia tra ruota e ceppo che consentisse di portare tali elementi di frenatura a due temperature differenti 3.3.



**Figura 3.3:** Schema delle resistenze termiche di freno e ruota in corrispondenza del contatto.

Il modello è stato calibrato con ulteriori analisi, misurando valori di temperatura in una fase di testing con un banco di prova dinamometrico. L’autore ha studiato l’influenza sulla distribuzione di temperatura della partizione del calore, della distribuzione della pressione di contatto e della conducibilità termica del freno.

Il risultato ottenuto dalla calibrazione è  $r_b = 42.28 \frac{N^{\circ}C}{W}$  e  $r_w = 251.7 \frac{N^{\circ}C}{W}$ , che implica  $\frac{r_b}{r_w} = 0.168$ .



**Figura 3.4:** Temperature della ruota nel tempo in corrispondenza di diverse posizioni radiali, ottenute considerando la distribuzione di pressione sinusoidale.

In figura 3.4 si ha la temperatura transiente della ruota appena il ceppo lascia il contatto sulla superficie, la temperatura della superficie del cilindro della ruota è considerata in corrispondenza di altre quattro posizioni a diversi raggi lungo il cilindro della ruota stessa.

In figura 3.5 si ha la divisione del calore di attrito tra il ceppo di frenatura e la ruota in funzione del tempo:

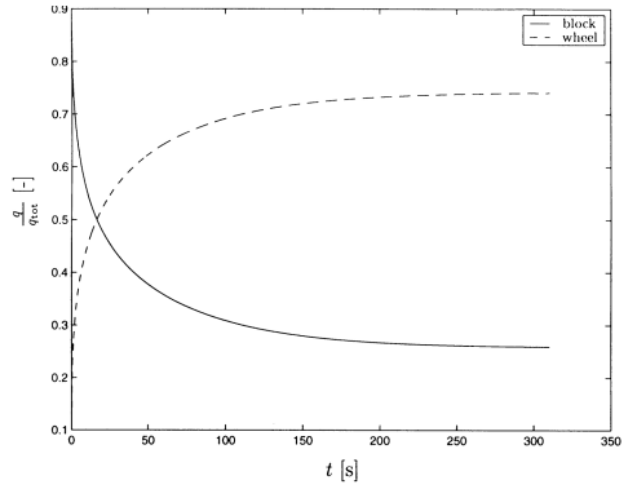
In figura 3.6 si hanno temperature calcolate sulla superficie del ceppo freno a differenti posizioni della coordinata curvilinea sono:

Si nota che il freno raggiunge una temperatura massima di  $900^{\circ}\text{C}$  nel tempo di simulazione di  $300\text{s}$ .

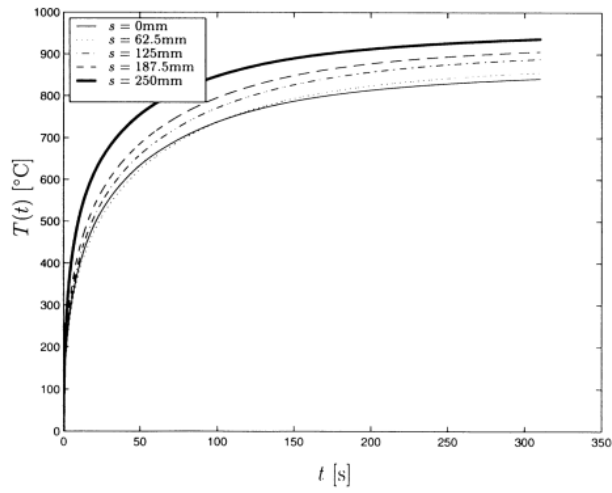
La partizione del calore è stata modificata in due modi:

1. Variando il rapporto delle costanti di resistenza termica di contatto, mentre si mantiene costante la loro somma;
2. Variando la somma delle resistenze termiche di contatto, mentre si mantiene costante il loro rapporto.

In figura 3.7 si hanno le temperature della superficie della ruota dalla simulazione con  $r_b + r_w = 294.0 \frac{\text{N}^{\circ}\text{C}}{\text{W}}$ , variando il quoziente  $r_b/r_w$ , che aumenta spostandosi dal basso verso l'alto. I valori di  $r_b/r_w$  sono  $1/36, 1/24, 1/18, 1/6, 1/3, 1/2$  e  $1$ . Nel caso di riferimento è  $r_b/r_w = 0.168$ ;



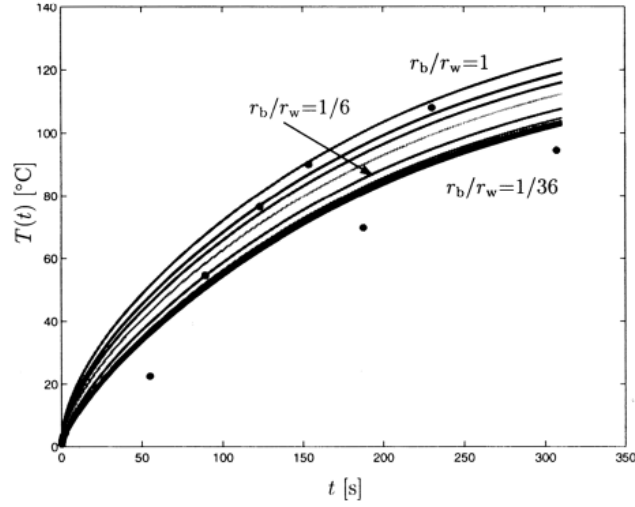
**Figura 3.5:** Partizione del calore di frenatura tra ruota e freno in funzione del tempo.



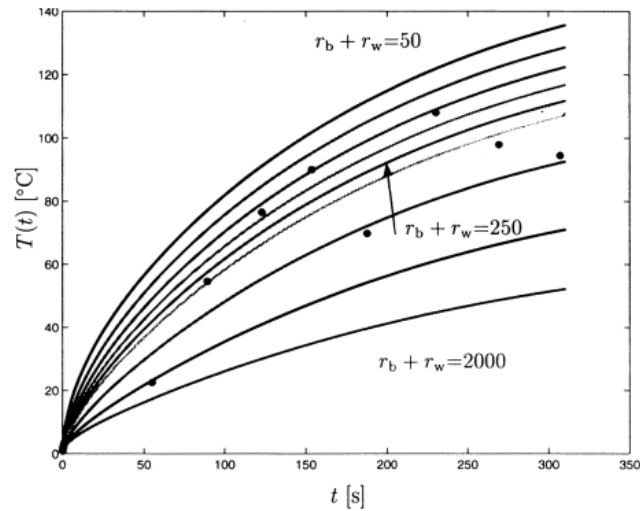
**Figura 3.6:** Andamento della temperature del ceppo frenante nel tempo per diverse posizioni della coordinata curvilinea.

Come atteso, in figura 3.7 si nota che incrementando il rapporto  $r_b/r_w$  si ha un aumento della temperatura della ruota. Mentre in figura 3.8 si nota che incrementando la somma  $r_b + r_w$ , mantenendo costante il rapporto tra le resistenze, la temperatura della ruota si riduce.

In aggiunta è stato studiato il comportamento del fenomeno nel caso di andamento di pressione lineare e costante mostrate in figura 3.2. Nel caso di una



**Figura 3.7:** Andamento della Temperatura della superficie della ruota in funzione del tempo con  $r_b + r_w$  costante e  $r_b/r_w$  variabile.

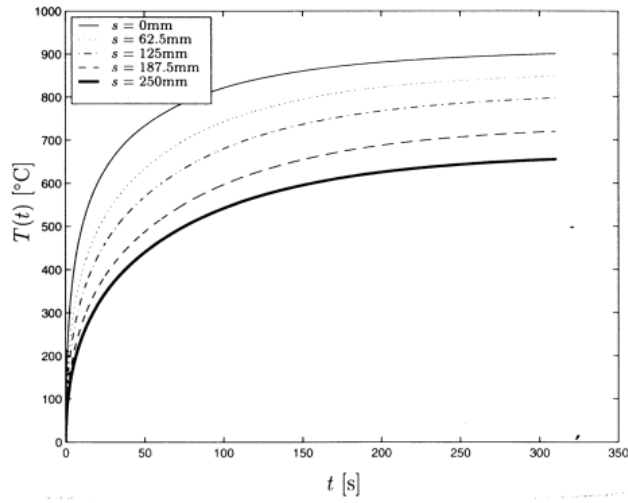


**Figura 3.8:** Andamento della Temperatura della superficie della ruota in funzione del tempo con  $r_b/r_w$  costante e  $r_b + r_w$  variabile.

distribuzione di pressione lineare, le temperature della ruota calcolate risultano inferiori rispetto al caso di riferimento. Le temperature sono più alte al bordo d'attacco del ceppo e decrescono con l'incremento della coordinata circonferenziale  $s$ , come conseguenza della decrescita della distribuzione di pressione lineare in figura 3.2. La temperatura maggiore nel ceppo è circa  $50^\circ\text{C}$  inferiore al caso di

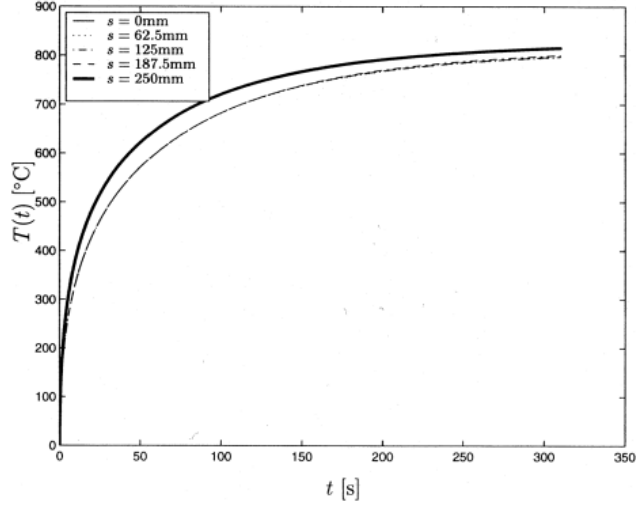


riferimento con andamento sinusoidale di pressione, come è possibile notare in figura 3.9. Tuttavia, il punto di massima temperatura è al bordo d'attacco del ceppo, mentre nel caso di riferimento è al bordo d'uscita.



**Figura 3.9:** Le temperature del ceppo con distribuzione di pressione lineare.

Se si ha una distribuzione di pressione costante, si ottiene un risultato simile a quello in figura 3.9. Le temperature del ceppo sono di nuovo molto diverse. Si nota in figura 3.10 che la temperatura è maggiore in corrispondenza del bordo d'attacco e del bordo d'uscita del ceppo. Inoltre, è leggermente inferiore e approssimativamente costante nella sezione centrale del ceppo. La temperatura più alta nel ceppo è di circa 120 °C inferiore rispetto al caso di riferimento. La minima variazione di temperatura lungo la superficie del ceppo è dovuta alla distribuzione costante di pressione.



**Figura 3.10:** Le temperature del ceppo con distribuzione di pressione costante.

### 3.3 Modello di Vernersson

Vernersson [1, 7] ha implementato un modello FEM bidimensionale assialsimmetrico, illustrato in figura 3.11, per determinare la temperatura media sulla superficie dell'elemento frenante e la ruota durante la frenata. Il ceppo in figura 3.11 è modellato usando elementi assialsimmetrici con delle proprietà termiche modificate per tener conto della reale lunghezza circonferenziale dell'elemento.

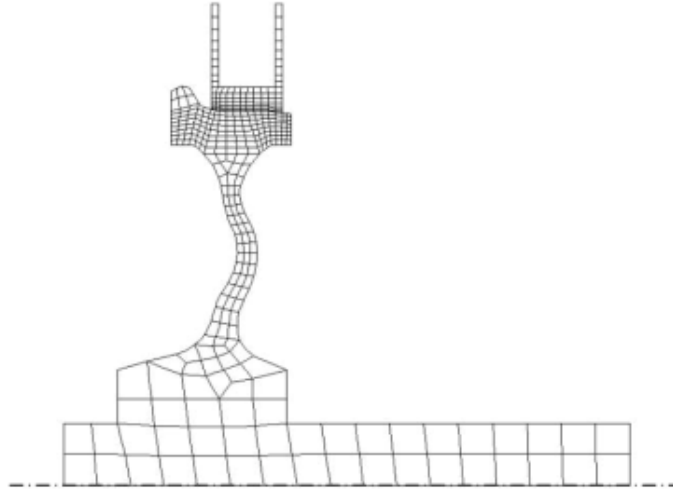
Il metodo è applicabile ai calcoli del campo di temperatura riguardanti le applicazioni di frenata di arresto, le applicazioni di frenata a velocità costante, così come le applicazioni di frenata multipla con presenza di eventuali raffreddamenti delle superfici di frizione. La divisione del calore di attrito generato nel corso delle applicazioni di frenata tra la ruota e il freno è definita in modo simile al metodo di Petereson [12] e dipende dalla resistenza termica degli elementi di contatto:

$$q_w = \frac{T_b^{cont} - T_w^{cont}}{R_w + R_b} + \frac{R_b}{R_w + R_b} q^{brake} \quad (3.4)$$

$$q_w = \frac{T_b^{cont} - T_w^{cont}}{R_w + R_b} + \frac{R_b}{R_w + R_b} q^{brake} \quad (3.5)$$

Dove:

$$q^{brake} = q_w + q_b \quad (3.6)$$



**Figura 3.11:** Modello FEM assialsimmetrico di Vernersson

e:

$$q^{\text{brake}} = \bar{q}^{\text{brake}} \left( 1 + \gamma \left( \xi_t - \frac{1}{2} \right) \right) \quad (3.7)$$

$$\bar{q}^{\text{brake}} = \frac{Q^{\text{brake}}}{BL_b} \quad (3.8)$$

In cui:

$q$ : flusso di calore;

$T^{\text{cont}}$ : temperature di contatto;

$R$ : resistenza termica  $\frac{m^2 \circ C}{W}$ ;

$\gamma$ : parametro adimensionale di distribuzione circonferenziale del calore variabile tra -2 e 2;

$\xi_t$ : coordinata assiale adimensionale lungo la tavola della ruota, introdotta per tener conto della variazione assiale del flusso di calore ( $\xi_t = 0$  e  $\xi_t = 1$  corrispondono rispettivamente ai due bordi del blocco freno);

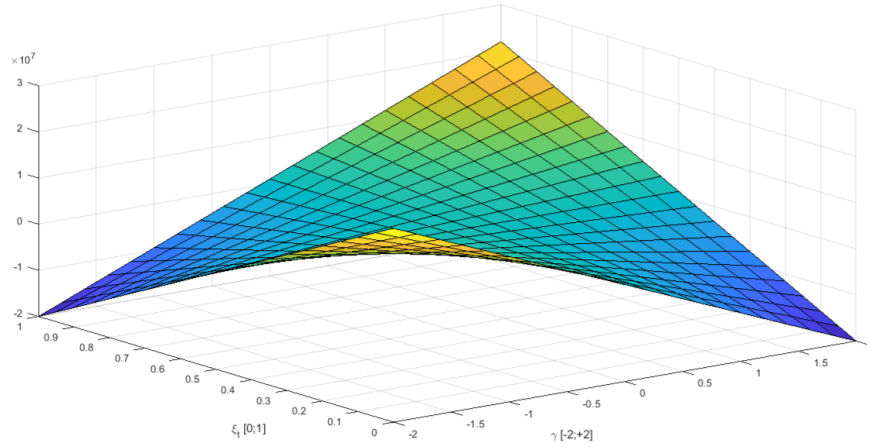
$Q^{\text{brake}}$ : potenza termica di frenatura;

$B$ : larghezza del freno;

$L_b$ : lunghezza di ciascun freno.

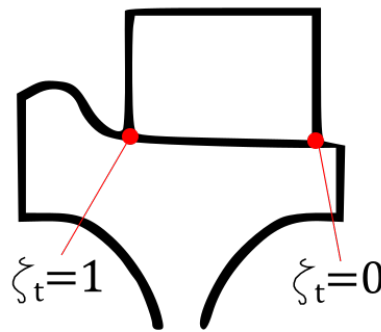
I pedici " $b$ " e " $w$ " fanno riferimento al freno e alla ruota rispettivamente. Il modello di Vernersson [1, 13, 7] è molto simile a quello di Petereson [12] per quanto riguarda il calcolo della potenza termica di contatto, ma si elimina l'ipotesi di avere il calore costante, e si considera la variabilità lungo la coordinata assiale.

Quindi si definisce la relazione 3.7 che permette di tener conto della variazione circonferenziale del calore con il parametro adimensionale  $\gamma$  e della variazione assiale con il parametro adimensionale  $\xi$ , mentre con Petersson si analizza solo la variazione circonferenziale del calore in funzione della pressione di contatto all'interfaccia ruota-ceppo.



**Figura 3.12:** Plot della distribuzione del flusso termico lungo la coordinata assiale nel caso di  $\bar{q}^{\text{brake}} = 10^6 \frac{W}{m^2 K}$ .

La distribuzione del flusso termico della equazione 3.7 variabile lungo la coordinata assiale prevede che sia a  $\xi_t = 1$ , nonché sulla zona flangiata, sia a  $\xi_t = 0$ , ovvero sul bordo opposto della ruota, si abbia la completa variazione del flusso termico dal minimo al massimo valore.



**Figura 3.13:** Schema illustrativo del profilo della ruota considerando la coordinata assiale  $\xi_t$ .

Sono presi in considerazione il raffreddamento per convezione e per irraggiamento degli elementi di frizione ed è importante sottolineare che si ha una notevole trattazione sul trasferimento di calore per conduzione nella zona del contatto tra ruota e rotaia. Tale valutazione è eseguita con due approcci: il primo è anche definito come il contatto termico perfetto tra la ruota e la rotaia (ottenendo la medesima temperatura all'interfaccia del contatto); mentre, il secondo considera la presenza di una resistenza termica di contatto come conseguenza di un film esistente all'interfaccia tra ruota e rotaia (salto di temperatura all'interfaccia). Questo secondo approccio è molto simile alla metodologia di studio del contatto ruota-ceppo con le resistenze  $R_w$  e  $R_b$ .

Nel caso di contatto termico perfetto, la potenza termica condotta dalla ruota alla rotaia  $Q_r^{\text{perfect}}$  è:

$$Q_r^{\text{perfect}} \approx 6.99 \frac{b\lambda}{\sqrt{k}} (T_{w0} - T_{r0}) \sqrt{\frac{av}{8\pi}} \quad (3.9)$$

Dove:

$a, b$ : sono i semi assi dell'ellisse di contatto tra ruota e rotaia;

$\lambda$ : è la conduttività termica;

$k$ : è la diffusività termica;

$T_{w0}$ : è la temperatura della ruota prima del contatto con la rotaia;

$T_{r0}$ : è la temperatura della rotaia prima del contatto con la ruota;

$v$ : è la velocità di scorrimento;

Tuttavia, è stata realizzata un'analisi che dimostra che la potenza termica associata alla zona del contatto tra ruota e rotaia è trascurabile se confrontata con la potenza termica generata durante l'applicazione del freno di arresto ( nel caso di velocità iniziale 100 km/h, carico assiale di 22.5 t e decelerazione media di 0.385  $m/s^2$  si genera un massimo di potenza termica di frenata pari a 152 kW mentre la potenza termica associata al contatto di rotolamento tra ruota e rotaia è solo di 2.2 kW).

Un esempio di calcolo numerico mostra che la zona del contatto tra ruota e rotaia può influire sul raffreddamento della ruota durante la frenata, in particolar modo se la temperatura della ruota è elevata. I risultati del calcolo indicano che, in relazione alle condizioni operative e al materiale dell'elemento frenante, gran parte della potenza termica generata durante la frenata (anche più del 25%) entra nella rotaia.

Nell'articolo pubblicato da Vernersson [13] in parallelo al FEM assialsimmetrico e al modello analitico è stata eseguita una calibrazione per tre diversi materiali del ceppo di frenatura utilizzando dati derivanti da prove sperimentali (misure di temperatura).

### 3.3.1 Calibrazione del modello di Vernersson per il solo contatto tra ruota e ceppo

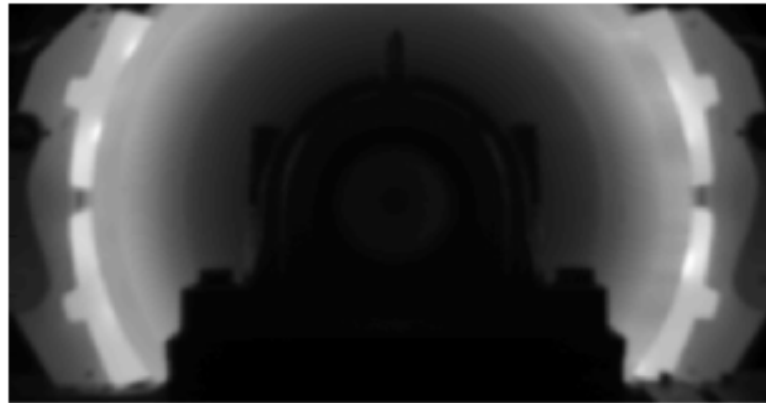
Lo studio sperimentale del modello di Vernersson [13] è stato realizzato con il banco di prove dinamometrico della Lucchini Sweden/Chalmers in Svezia, (figura 3.14). Il dinamometro è dotato di un motore elettrico che fornisce una coppia frenante costante per ogni simulazione di frenatura. La forza normale agente sul freno è automaticamente controllata durante il ciclo di frenata per mantenere una potenza di frenatura costante.



**Figura 3.14:** Immagine di banco di prova dinamometrico della Lucchini Sweden/Chalmers in Svezia.

Durante la frenata di arresto, la forza agente sul freno è mantenuta costante e l'inerzia del treno è simulata con dei dischi solidali all'asse di rotazione della ruota. Non si ha un sistema di ventilazione che possa simulare il raffreddamento dovuto alla corrente di aria contraria che si verifica nel reale moto del treno. In alcuni test sperimentali la velocità di rotazione della ruota si è mantenuta costante anche dopo aver terminato la fase di frenatura, in tal modo con le misurazioni si è potuto registrare un raffreddamento del sistema frenante. I parametri monitorati sono: la velocità rotazionale dell'asse della ruota, la temperatura del cerchione della ruota (con opportune termocoppie), la pressione di frenatura e, solo in alcune prove, la deflessione assiale della flangia del cilindro ruota. Una termocamera è utilizzata per rilevare informazioni dettagliate sulle temperature della superficie di contatto

tra ruota e il ceppo frenante. In particolare, durante la frenatura le temperature della ruota sono misurate eseguendo delle scansioni visive con la termocamera a un raggio fisso della ruota con una frequenza di 2.5 kHz. Le immagini termiche sono usate per misurare le temperature del ceppo. Per assicurare che i materiali del banco prova abbiano un corretto coefficiente di emissività, la ruota e i ceppi sono colorati con un debole colore nero, che è resistente alle alte temperature. Per via delle limitazioni del dispositivo di memoria di archiviazione, le temperature della ruota e del freno sono memorizzate solamente ogni 2 minuti durante la frenata di rallentamento. Per la ruota, i dati termici sono distribuiti lungo la geometria, e procedendo dal centro sino alla superficie del cerchione si estrae ad ogni raggio la temperatura media per una rotazione e la si usa nella calibrazione. Per il ceppo frenante si esegue il calcolo della temperatura media.



**Figura 3.15:** Immagine della distribuzione di temperatura della ruota rilevata dalla termocamera.

In figura 3.15 si ha un esempio dell'immagine termica generata dalla termocamera in cui si ha una ruota con due ceppi frenanti in ghisa con configurazione 2Bg. L'immagine mostrata è relativa all'istante successivo al 44.5 min della frenata a 30 kW di potenza frenante e 100 km/h di velocità di rotazione della ruota. La più alta temperatura nell'immagine è di 575 °C (bianco), mentre la più bassa è 0°C (nero). Il profilo della sede del cuscinetto può essere visualizzato al centro dell'immagine. La ruota usata nei test è molto piccola, SJ 57H (con diametro 840 mm), che è la ruota standard per i veicoli di trasporto merci usata normalmente in Svezia con un carico per asse di 22.5 tonnellate. Si è impiegata una ruota piuttosto piccola per considerare la situazione peggiore in termini di deflessioni assiali e stress residui della ruota, rispetto ad avere una ruota di dimensioni maggiori a parità di carico. I ceppi frenanti impiegati nei tests sono di tre tipologie: ghisa, composito e materiale sintetico. Per ogni ceppo analizzato si eseguono più analisi per considerare varie configurazioni di installazione e diverse condizioni operative (tabella 3.1).

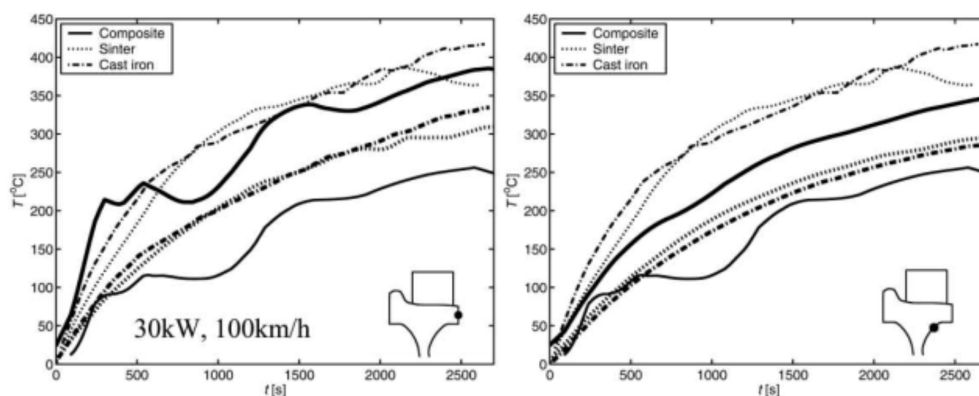
Materiale del Ceppo	Potenza di frenatura (kW)	Velocità (km/h)	Configurazione del freno
Ghisa	30	100	1Bgu e 2Bgu
Ghisa	30	75 e 50	2Bgu
Ghisa	20 40 e 50	100	2Bgu
Composito	30	100 e 75	1Bg e 2Bg
Composito	30	50	2Bg
Composito	40 e 50	100	2Bg
Sinterizzato	30 e 50	100	2Bg
Sinterizzato	30	100	1Bg

**Tabella 3.1:** Condizioni operative del sistema di frenatura per ciascun materiale del ceppo.

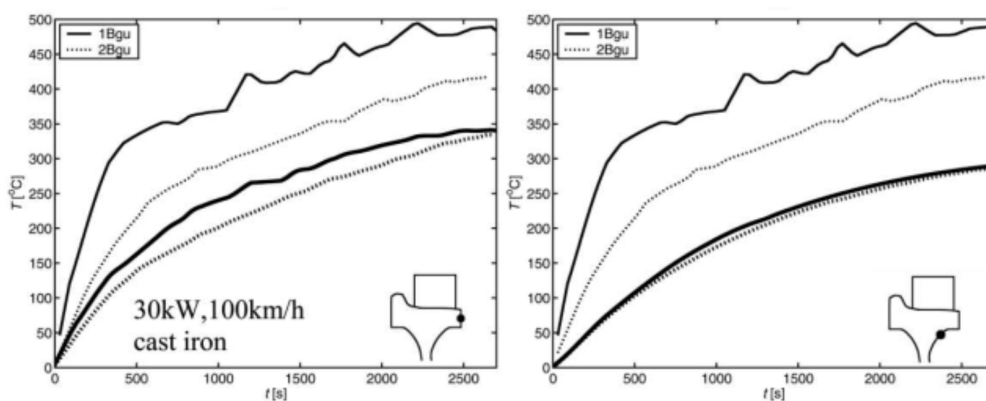
Nel seguito, le temperature della ruota e del freno sono confrontate per definire un'indicazione sull'importanza del materiale del ceppo freno, della configurazione del freno, della potenza frenante, e della velocità rotazionale. Questi fattori sono considerati nel modello di calibrazione. Le temperature di ruota e ceppo freno misurate durante la frenatura a 30 kW e 100 km/h, usando i ceppi frenanti in ghisa (con configurazione 2Bgu), ceppi frenanti in materiale sinterizzato (con configurazione 2Bg) e ceppi frenanti in materiale composito (con configurazione 2Bg) sono mostrati nelle figure 3.16, 3.17, 3.18 e 3.19. Nella parte sinistra delle figure 3.16, 3.17, 3.18 e 3.19 si hanno le temperature misurate della ruota al centro dello spessore del cerchione, e per il freno si considera la temperatura media. Per i ceppi in ghisa e materiale sinterizzato, l'evoluzione della temperatura della ruota e del ceppo frenante è all'incirca continua, mentre le temperature misurate per il ceppo frenante in composito mostrano alcune oscillazioni per via della maggiore flessibilità del sistema di frenatura. Nella parte destra delle figure 3.16, 3.17, 3.18 e 3.19, le temperature di ruota e freno sono nuovamente plottate, ma qui le temperature della ruota sono estratte alla transizione tra il mozzo centrale della ruota e il cerchione. Le oscillazioni che erano presenti sulla sede del cerchione non si ripropongono nelle misurazioni che si eseguono più in profondità. Si precisa che gli andamenti di temperatura del cerchione della ruota sono rappresentati con linee più marcate e spesse rispetto agli omologhi del ceppo freno.

In figura 3.16, la frenatura eseguita con ceppi in composito determina la più alta temperatura della ruota, 350°C, con ceppi in materiale sinterizzato genera una temperatura intermedia, 300°C, e con ceppi in ghisa si ha la temperatura inferiore





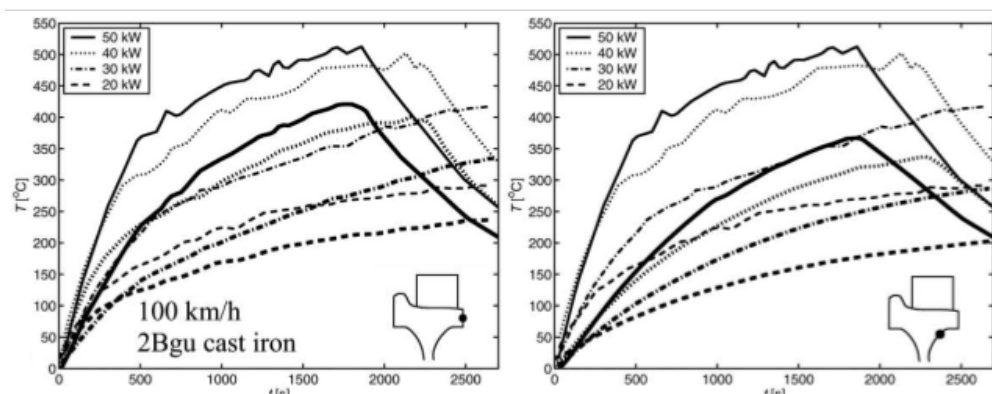
**Figura 3.16:** Confronto tra le temperature di ruota e freno raggiunte a parità di condizioni operative, variando il materiale del ceppo impiegato.



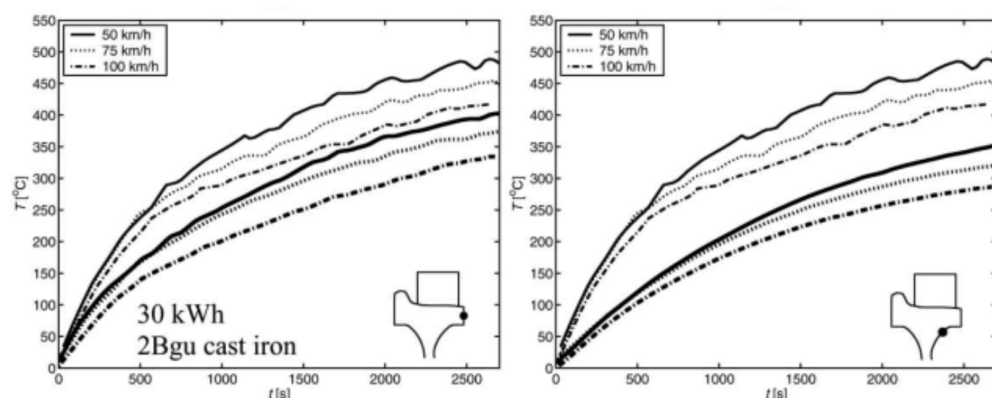
**Figura 3.17:** Confronto tra le temperature raggiunte con la configurazione 1Bgu rispetto alla configurazione 2Bgu a parità di condizioni operative con ceppo freno in ghisa.

sulla ruota, 290°C. Da ciò si può concludere i ceppi in composito trasferiscono la maggior parte del calore di frizione generato sulla superficie della ruota, e che i ceppi in ghisa permettono una migliore dissipazione del calore, trasferendo una minor parte di calore sulla superficie della ruota.

In figura 3.17, si hanno i risultati di temperatura della superficie della ruota e del ceppo frenante considerando una potenza di frenatura di 30 kW con la configurazione di 2Bgu e 1 Bgu con ceppo frenante in ghisa. Le curve mostrano che la configurazione 2Bgu permette di generare meno calore di frizione, ottenendo una temperatura massima inferiore rispetto a quanto si ha con la configurazione 1 Bgu. Tuttavia, come è possibile notare la differenza è piuttosto piccola a parità di



**Figura 3.18:** Confronto tra le temperature raggiunte con diverse condizioni di potenza frenante.

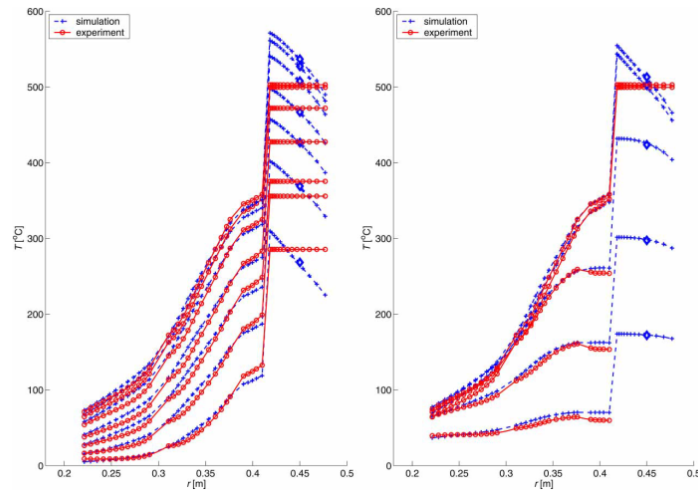


**Figura 3.19:** Confronto tra le temperature raggiunte con varie condizioni di velocità iniziale di frenata.

condizioni di frenatura.

In figura 3.18, si ha l'andamento di temperatura di ruota e ceppo durante la frenatura, considerando ceppi in ghisa e la configurazione 2Bgu a 100 km/h, con potenze di frenatura pari a 20, 30, 40, e 50 kW. Incrementando la potenza frenante, si manifesta un incremento delle temperature della ruota e del ceppo freno, come atteso. In figura 3.19, si ha l'andamento di temperatura di ruota e ceppo durante la frenata a 30 kW, usando i ceppi di frenatura in ghisa con configurazione 2Bgu e velocità di 50, 75 e 100 km/h. Come atteso, l'incremento della velocità di rotazione della ruota a parità di potenza frenante comporta un incremento del raffreddamento per convezione della ruota, pertanto con l'aumento della velocità si realizza una riduzione della temperatura.

A partire dai dati sperimentali l'autore ha eseguito la calibrazione del modello FEM assialsimmetrico monodimensionale di propagazione del calore nella ruota ferroviaria. Si consideri la figura 3.20 proposta dello sviluppo della temperatura nella ruota e nel ceppo frenante con il salto di temperatura tra i due elementi. I risultati sperimentali si riferiscono al caso di una frenata con 30 kW di potenza frenante e una velocità di 100 km/h con elementi frenanti in ghisa nella configurazione 1Bgu. La differenza tra i dati sperimentali e quelli derivanti dalla simulazione è poco rilevante nella ruota, dove le temperature risentono poco della distribuzione assiale del calore generato tra ruota e freno. Al contrario, nel caso del ceppo si riscontra un importante discostamento tra il risultato ottenuto sperimentalmente e quello derivante dalla simulazione, per via della maggiore rilevanza della distribuzione assiale del flusso di calore lungo il freno.

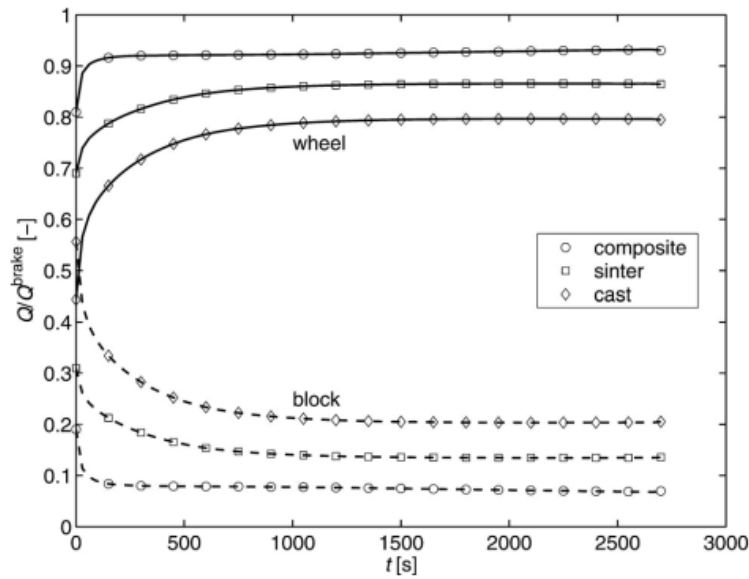


**Figura 3.20:** Evoluzione della temperatura nella ruota e nel ceppo lungo la coordinata radiale.

La calibrazione del modello consiste nel modificare in un range di variabilità i parametri che consentono di ottenere una buona corrispondenza tra i risultati delle simulazioni FE e i dati sperimentali. Tali parametri sono:

- il coefficiente di convezione termica a partire dalla valutazione di opportuni numeri adimensionali ( $Re$ ,  $Pr$  e  $Nu$ ), consente di definire il corretto peso determinato dalla dissipazione del calore per convezione;
- le resistenze  $R_w$  e  $R_b$  relative alla ruota e al freno per la partizione del calore tra ruota e freno.

Dal punto di vista fisico, la calibrazione del modello consiste nello stimare correttamente la partizione di calore tra ruota e freno, e definire la giusta quantità di calore che si dissipa per convezione, in modo che il modello di simulazione impiegato sia in accordo con i risultati sperimentali. Relativamente alla partizione del calore si riporta la figura 3.21 con un confronto tra il ceppo in materiale composito, sinterizzato e in ghisa nel caso di potenza frenante totale pari a 30 kW, velocità di 100 km/h con configurazione 2Bg per il ceppo in composito e in materiale sinterizzato e configurazione 2Bgu per il ceppo in ghisa.



**Figura 3.21:** Andamento della partizione del calore generato in frenata tra la ruota e il freno del tempo e del materiale del ceppo frenante.

Si riporta a titolo di esempio la tabella 3.2 riassuntiva dei risultati di partizionamento del calore tra ruota e ceppo, ottenuti per varie condizioni operative di lavoro sia in termini di velocità che di potenza termica frenante e per varie configurazioni di sistema frenante; e considerando che il ceppo sia in materiale sinterizzato, ghisa o composito.

Si può notare che i ceppi in composito consentono un trasferimento maggiore del 90% del calore generato in fase di frenatura alla ruota, mentre i ceppi in materiale sinterizzato una percentuale tra l'80% e il 90% e infine i ceppi in ghisa una percentuale tra il 75% e l'85%.

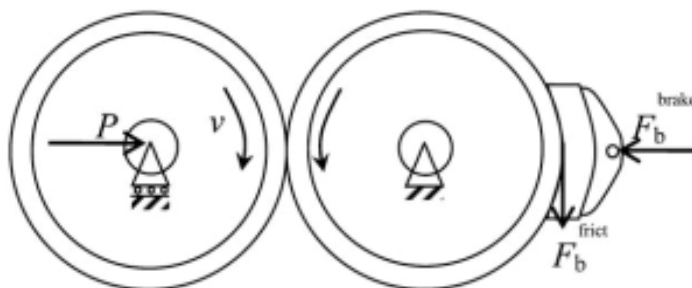
Materiale del Ceppo	Configurazione del freno	$Q^{brake}$ (kW)	$v$ (km/h)	$Q_w/Q^{brake}$ (%)
Composito	2Bg	30	100	93%
Composito	2Bg	50	100	93%
Composito	2Bg	30	75	93%
Composito	1Bg	30	100	96%
Composito	1Bg	30	75	95%
Composito	1Bg	30	50	95%
Sinterizzato	2Bg	30	100	87%
Sinterizzato	2Bg	50	100	86%
Sinterizzato	1Bg	30	100	91%
Ghisa	2Bgu	20	100	82%
Ghisa	2Bgu	30	100	80%
Ghisa	2Bgu	40	100	78%
Ghisa	2Bgu	50	100	77%
Ghisa	2Bgu	30	75	78%
Ghisa	2Bgu	30	50	76%
Ghisa	1Bgu	20	100	87%
Ghisa	1Bgu	30	100	85%

**Tabella 3.2:** Tabella indicativa del rapporto di partizione del calore generato in fase di frenata tra ruota e ceppo.

### 3.3.2 Calibrazione del modello di modello di Vernersson con il contatto tra ruota e ceppo e il contatto tra ruota e rotaia

Nel successivo studio [7] Vernersson propone la calibrazione del modello analitico iniziale completo con l'influenza del raffreddamento per conduzione in corrispondenza della zona di contatto tra ruota e rotaia (Rail chill). Dallo schema in figura 3.22 si può notare il principio di funzionamento dell'apparato sperimentale utilizzato per la calibrazione del modello. Si ha la ruota ferroviaria con il sistema di frenatura a ceppi sulla destra, mentre sulla sinistra si ha la ruota che funge da rotaia in puro rotolamento con la ruota di studio. Il carico statico  $P$  tra le due ruote, trasferito

attraverso l'interfaccia di contatto, è controllato nei tests per mezzo del cilindro pneumatico. Variando il carico, le condizioni di contatto tra le due ruote vengono modificate.



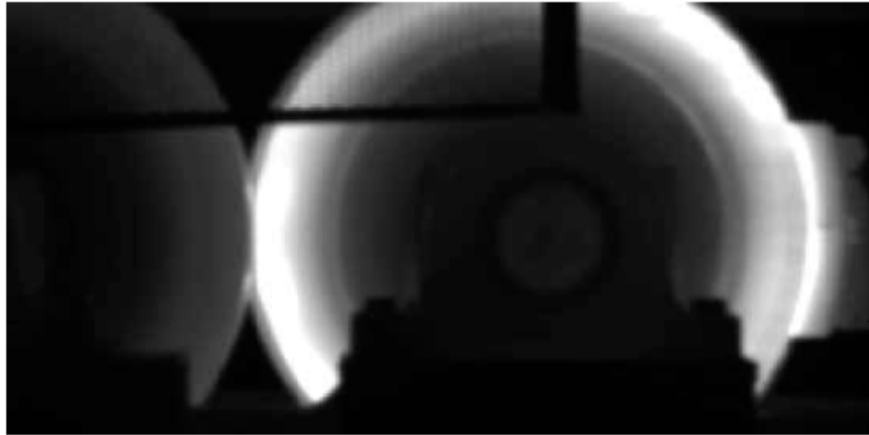
**Figura 3.22:** Schema del banco di prova dinamometrico con una ruota con carico assiale  $P$  che sostituisce la rotaia.

Dall'immagine in figura 3.23 del banco di prova dinamometrico si può notare la presenza dei dischi solidali alla ruota che simulano l'inerzia del treno, il moto di rotazione è fornito da un motore elettrico. Si considera la configurazione 1Bg, con un solo ceppo frenante. La ruota e la ruota-rotaia sono tinte con un debole colore nero resistente alle alte temperature e capace di mantenere un preciso coefficiente di emissività.



**Figura 3.23:** Immagine del banco di prova dinamometrico impiegato in tale studio di calibrazione del modello con contatto tra la ruota ferroviaria e la rotaia.

La termocamera AGEMA THV900 LW consente di fornire un'immagine del ceppo freno, della ruota e di metà ruota-rotaia ogni 90s per i tests, in aggiunta permette di realizzare una scansione lungo una linea orizzontale che segua i raggi di entrambe le ruote, catturando immagini con una frequenza di 2.5 kHz durante 1s ogni 90s.



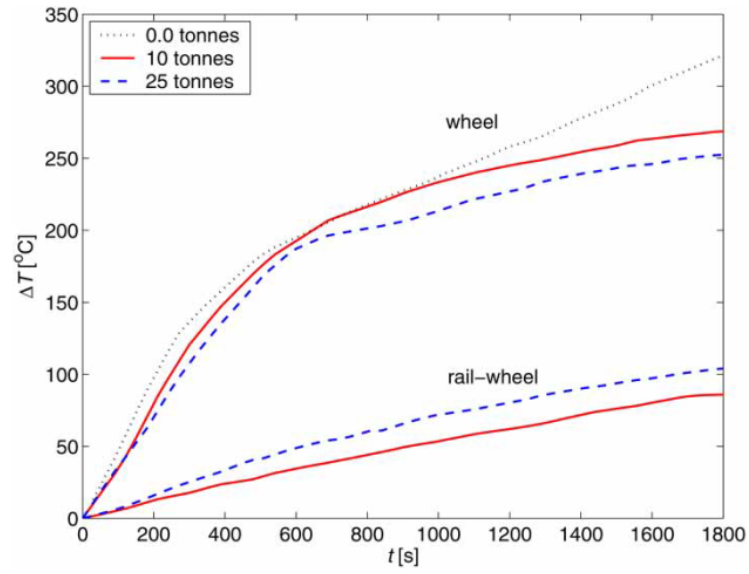
**Figura 3.24:** Immagine rilevata dalla termocamera rappresentativa della distribuzione della temperatura nelle ruote e nel freno.

In figura 3.24 si ha un esempio di un'immagine generata dalla termocamera con cui si è eseguita l'analisi sperimentale dello studio. Tale immagine corrisponde all'istante successivo a 30 minuti di frenata con potenza frenante di 31.5 kW, carico assiale di 25 tonnellate e velocità di 100 km/h. La più alta temperatura dell'immagine è 410 °C (parti bianche) e la più bassa è 5°C (parti nere).

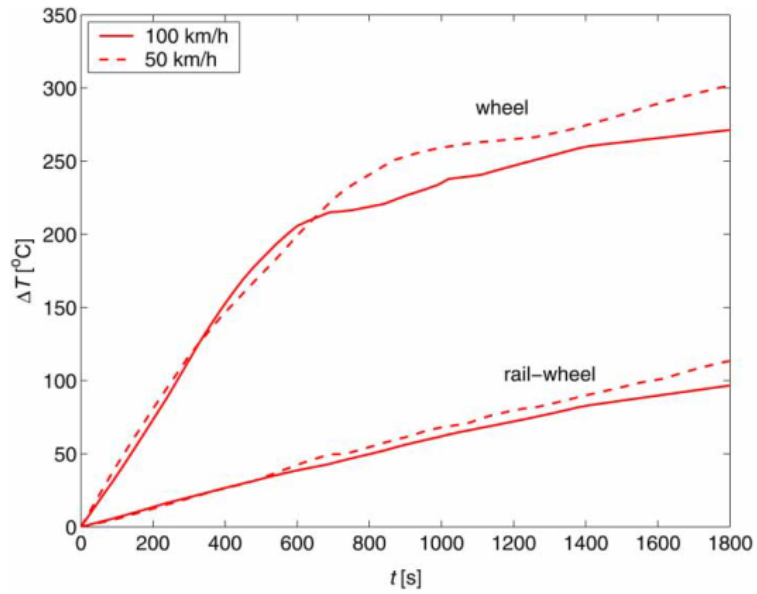
Eseguendo una scansione con la termocamera lungo la linea radiale comune delle due ruote, passando per la loro interfaccia di contatto, si estraggono le variazioni di temperatura lungo le loro circonferenze per il calcolo di una temperatura media per un numero di diverse coordinate radiali delle due ruote.

Le temperature sono misurate anche usando delle termocoppie installate nelle due ruote, in parallelo con le immagini della termocamera, per trovare la distribuzione di temperatura della ruota e delle superfici del freno.

I dati nelle figure 3.25 e 3.26 sono generati estraendo le temperature per le posizioni rilevate dalla sequenza dei dati termici. Si nota la moderata dipendenza delle temperature della ruota dal carico per asse, che è la conseguenza del parallelo incremento di temperatura della ruota-rotaia. Si osserva che l'effetto del raffreddamento nella zona di contatto tra ruota e rotaia è significativo solo se durante la frenatura si raggiungono temperature relativamente alte.



**Figura 3.25:** Andamento della temperatura della ruota e della rotaia nel tempo per varie condizioni di carico per asse.



**Figura 3.26:** Andamento della temperatura della ruota e della rotaia nel tempo per due condizioni di velocità.

La figura 3.25 presenta un esempio di misura della temperatura della ruota e della ruota-rotaia in funzione del tempo considerando le condizioni di carico assiale di



0.0 t (cioè assenza del contatto), 10.0 t e 25.0 t (cioè la ruota con carichi di 0.0 t, 5.0 t e 12.5 t). La potenza di frenatura si considera pari a 31.5 kW e la velocità è 100 km/h. Si precisa che la temperatura della ruota è pari al valor medio delle temperature sulla superficie del cilindro della ruota alla distanza radiale di 40 mm dal punto di contatto. Mentre, la temperatura della ruota-rotaia è presa alla distanza radiale di 25 mm dal punto di contatto.

Dalla figura 3.26 si nota la dipendenza dell'andamento di temperatura rispetto alla velocità, in relazione alla quale si modifica il fenomeno di dissipazione termica per convezione.

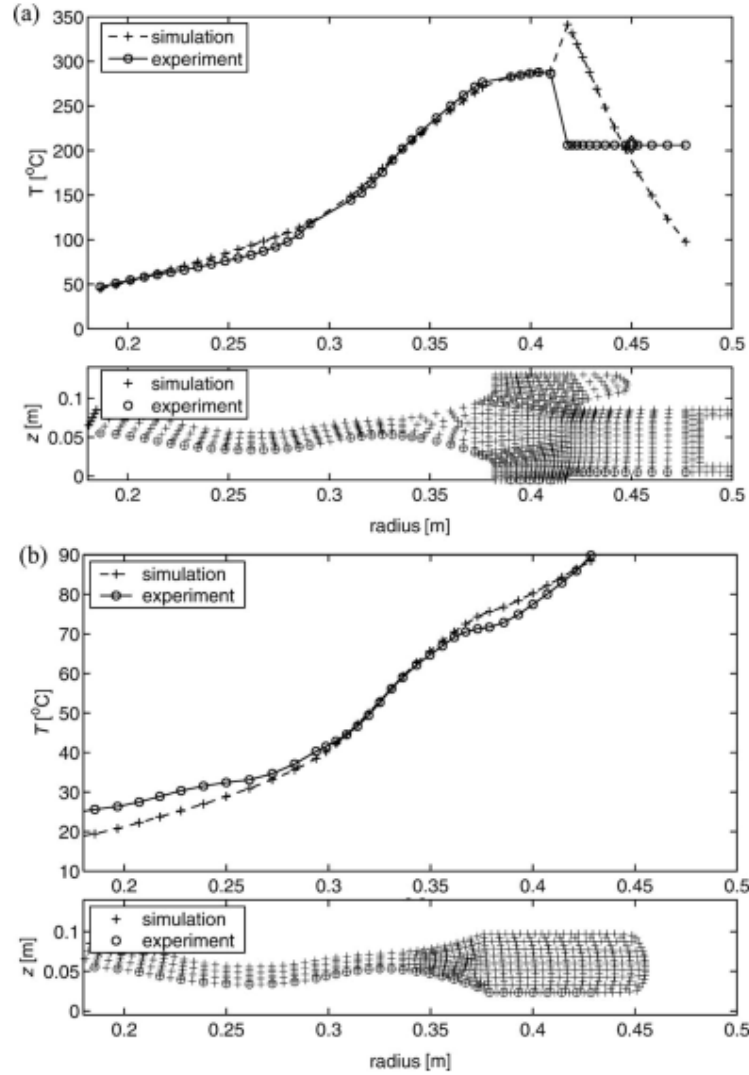
Il grafico in figura 3.26 presenta l'andamento delle temperature di ruota e rotaia come funzione del tempo di frenatura  $t[s]$ , per le velocità di 50 e 100 km/h. La potenza di frenatura è 31.5 kW e il carico assiale è 20 t. Tali andamenti di temperatura si ottengono come nel grafico precedente, figura 3.25. La calibrazione del modello passa per la corretta valutazione di una serie di parametri come  $R_w$ ,  $R_b$ , il coefficiente di convezione ecc. affinché si abbia una congruenza tra l'andamento della temperatura in direzione radiale alla fine della frenatura ottenuto dai dati sperimentali e quello derivante dal modello FEM.

Nella figura 3.27 è possibile osservare il risultato della simulazione con modello FEM assialsimmetrico per la ruota con il freno a ceppi e per la rotaia, evidenziando lo sviluppo della temperatura lungo la coordinata radiale della ruota. Nell'immagine (a) si hanno i grafici relativi a ruota e elemento frenante, mentre nell'immagine (b) si hanno i grafici relativi alla rotaia.

Dalle calibrazioni si ricava il parametro di raffreddamento in corrispondenza della zona del contatto tra ruota e rotaia  $Q_{wr}/\Delta T$  calcolato per i differenti casi di studio. Nella figura 3.28 abbiamo la variabilità del parametro di raffreddamento della rotaia come funzione del carico assiale, mentre nella figura 3.29 si evidenzia la variabilità di tale parametro con la velocità.

Confrontando i risultati calcolati usando l'equazione per il calcolo di  $Q_{wr}$  si espongono i due casi di curvatura del fungo del binario ferroviario, il caso con raggio di curvatura pari a 300 mm e il caso con raggio di curvatura pari a 530 mm. Si evince che il calore trasferito dalla ruota in frenatura alla ruota-rotaia è maggiore rispetto a quello dato dal contatto termico perfetto. Tuttavia, nei tests, la grandezza del contatto tra ruota e rotaia è stata determinata usando l'inchiostro ed è all'incirca 16 mm per un carico per asse di 20 tonnellate. La ragione di un contatto maggiore tra le due ruote può essere dovuta all'usura delle superfici o alla deformazione locale.

Confrontando il risultato sperimentale con il caso di contatto perfetto tra ruota e rotaia con raggio di curvatura fittizio della testa pari a 530 mm, si ottiene una larghezza della zona del contatto pari a 16 mm per un carico per asse di 20 tonnellate. Da tale confronto si evince che il calore trasferito dalla ruota in frenatura alla zona del contatto tra ruota e rotaia è simile a quello che si ottiene

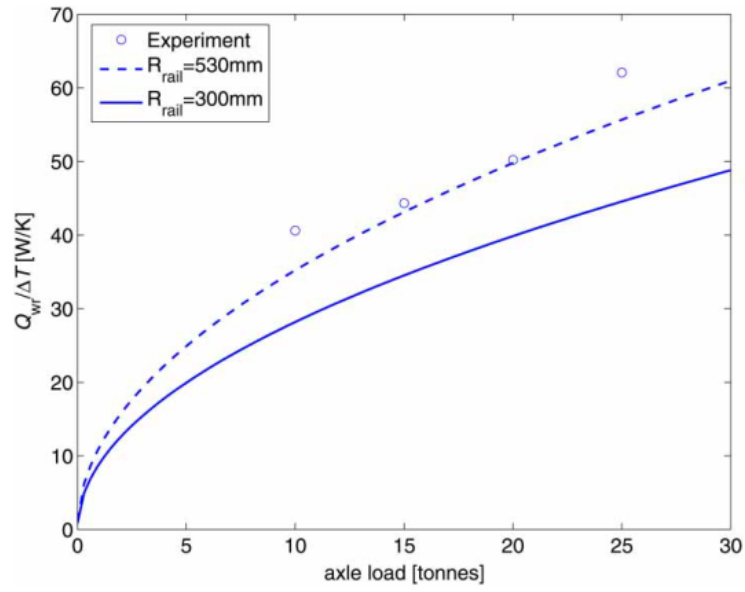


**Figura 3.27:** Risultato della calibrazione del modello FEM assialsimmetrico della ruota e freno (a) e della rotaia (b).

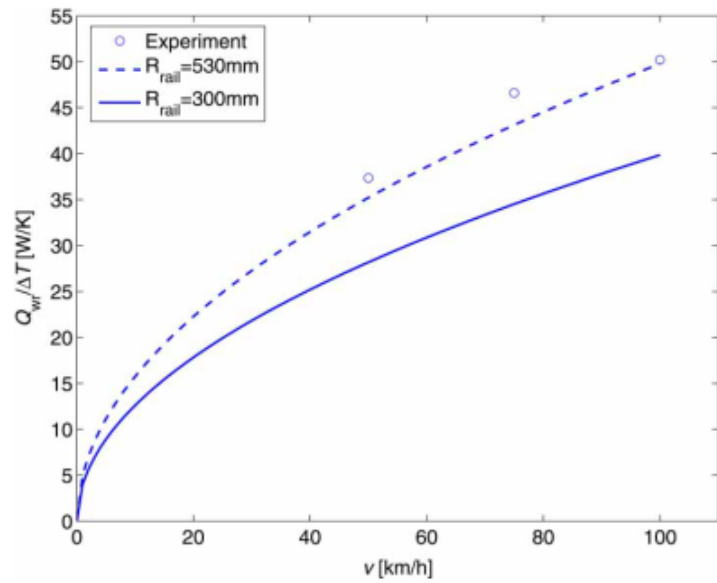
nel caso di contatto termico perfetto.

All'inizio di questo lavoro, uno degli scopi era la stima della conducibilità termica di contatto tra ruota e rotaia, a partire dal calore trasferito tra le ruote utilizzate nelle analisi sperimentali. Tale risultato si ottiene integrando lungo l'area di contatto il flusso termico  $Q_{wr}$  ottenendo, nell'ipotesi di contatto termico perfetto, un valore maggiore di  $10^7 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$ .

Considerando la partizione del calore per una frenata di rallentamento con potenza di frenatura di 30 kW e 50 kW per una durata di 30 minuti, con e senza il

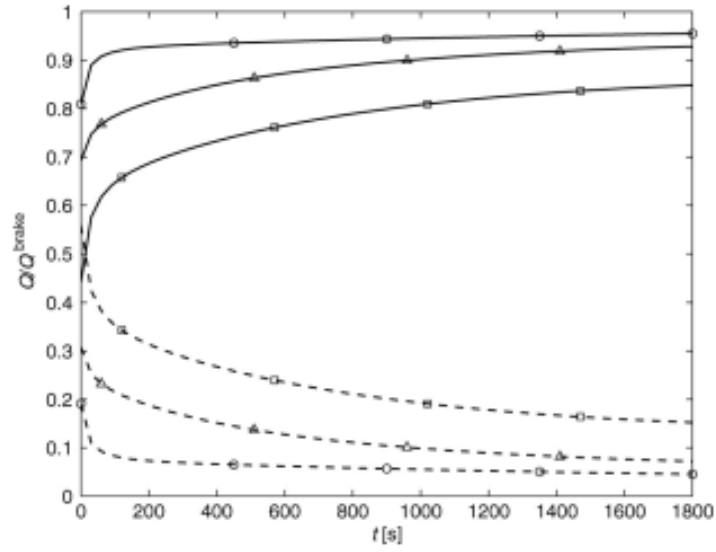


**Figura 3.28:** Legame tra il calore dissipato attraverso la zona del contatto e il carico per asse.

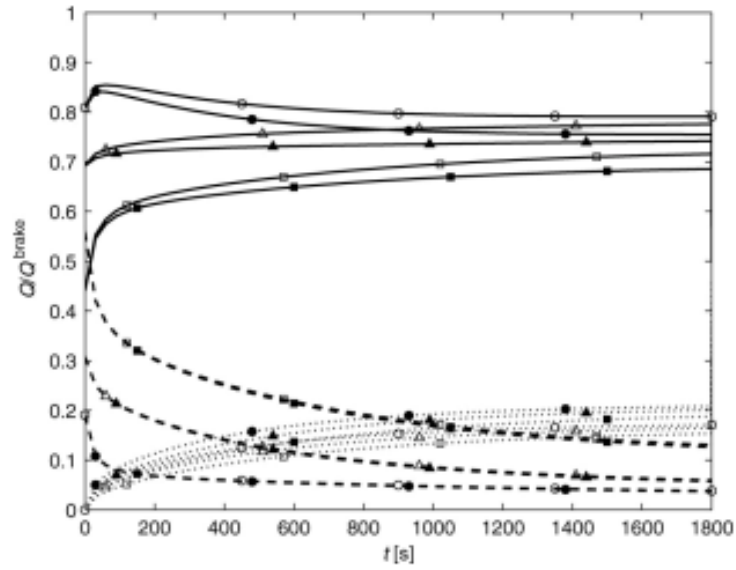


**Figura 3.29:** Legame tra il calore dissipato attraverso la zona del contatto tra ruota e rotaia e la velocità.

raffreddamento nella zona del contatto tra ruota e rotaia, si ottengono i grafici delle figure 3.30 e 3.31.



**Figura 3.30:** Grafico della partizione del calore tra ruota e freno in assenza del trasferimento di calore nella zona di contatto tra ruota e rotaia.



**Figura 3.31:** Grafico della partizione del calore tra la ruota, il freno e la rotaia.

Nel grafico in figura 3.31 le linee continue fanno riferimento alla ruota, quelle tratteggiate al freno, mentre quelle definite con i puntini sono relative al binario. I markers usati sono il cerchio per il ceppo in materiale composito, il triangolino per

il ceppo in materiale sinterizzato e il quadrato per il ceppo in ghisa. In aggiunta, i markers pieni si riferiscono alla condizione di carico assiale di 25 tonnellate, mentre i markers vuoti alla condizione di carico di 15 tonnellate di carico assiale. Dai risultati sperimentali, si evince che la parte del calore generato nella frenatura, condotto dalla ruota alla rotaia, è compresa tra il 15% e il 21% alla fine di ogni ciclo di frenatura. Il cambiamento più rilevante, determinato dall'introduzione del raffreddamento nella zona del contatto tra ruota e rotaia, si ha nel caso di ceppo di frenatura in composito, infatti  $Q/Q^{brake}$  passa dal 96% al 75% quando si introduce il raffreddamento tra la ruota e la rotaia, considerando un carico assiale di 25 tonnellate. Il cambiamento meno rilevante si riscontra nel caso di ceppo in ghisa, si passa dall'84% in assenza del raffreddamento tra la ruota e la rotaia al 72% quando si introduce tale raffreddamento per un carico assiale di 15 tonnellate. Pertanto, il raffreddamento per conduzione che si verifica tra la ruota e la rotaia è particolarmente rilevante nel caso di frenate di rallentamento con potenza di frenatura costante eseguita per un lungo intervallo di tempo, tale contributo di raffreddamento diventa maggiormente importante man mano che la temperatura della superficie della ruota aumenta.

### 3.4 Modello di Babu e Prasad

Babu e Prasad [14] hanno eseguito un'analisi accoppiata termo-strutturale agli elementi finiti con un modello bidimensionale e non assialsimmetrico. L'analisi strutturale consente di determinare la distribuzione in direzione circonferenziale della pressione normale al contatto ruota-ceppo. La simulazione riguarda una applicazione di una frenata di arresto dalla velocità iniziale di 40 km/h ed è stata divisa in 100 steps ciascuno di 0.18 s. L'analisi è stata eseguita considerando una dissipazione di calore per convezione con l'ambiente circostante con un coefficiente di trasferimento del calore pari a  $90 \text{ W/m}^2$  e assenza di dissipazione di calore per irraggiamento. Il flusso di calore nella ruota  $q_W$  e nell'elemento frenante  $q_L$  sono definiti come:

$$q_W = \gamma \mu p V \quad (3.10)$$

$$q_L = (1 - \gamma) \mu p V \quad (3.11)$$

Dove:

$\mu = 0.175$  , Il coefficiente di attrito è costante;

$p$ : pressione di contatto;

$V$ : velocità di scorrimento.

Il coefficiente di partizione del calore  $\gamma$  dipende dalle proprietà dei materiali del sistema frenante, si ha:

$$\gamma = \frac{q_W}{q_W + q_L} = \frac{1}{\left(1 + \frac{\rho_L c_L k_L}{\rho_W c_W k_W}\right)^{\frac{1}{2}}} \quad (3.12)$$

Dove:

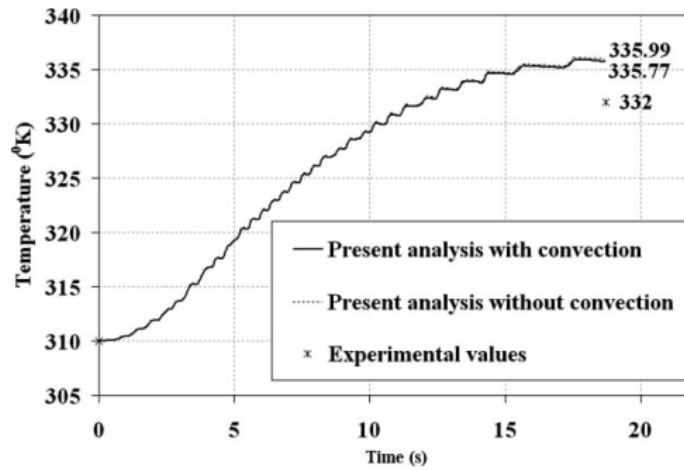
$\rho$ : densità dei materiali di costruzione del freno;

$c$ : calore specifico dei materiali di costruzione del freno;

$k$ : conduttività termica dei materiali di costruzione del freno.

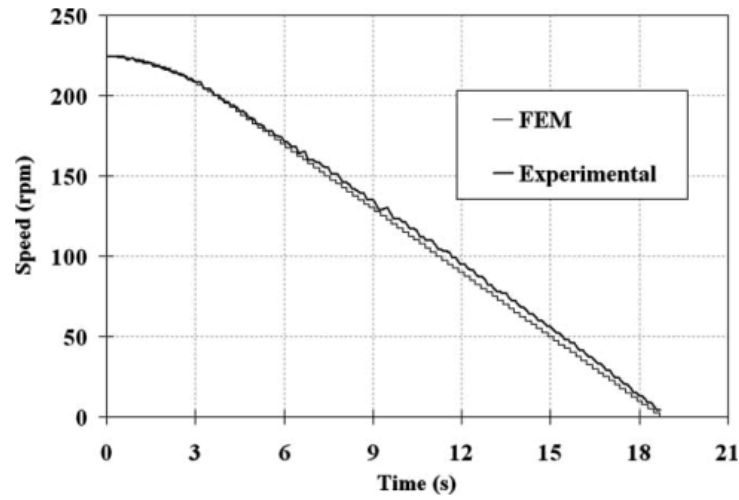
Nell'esempio considerato, nel corso dell'applicazione della frenata il 99% del calore generato è trasferito alla ruota, mentre l'1% è stato trasferito all'elemento frenante. La ruota si considera rigida con l'obiettivo di ridurre il costo computazionale, gli autori hanno verificato che tale ipotesi non ha una significativa influenza sui risultati dell'analisi.

L'analisi numerica è stata preceduta da un test con una prova banco dinamometrica usata per determinare il tempo di frenatura, la velocità in funzione del tempo come la temperatura iniziale e finale sulla superficie della ruota. I risultati del calcolo numerico risultano molto concordi con le misurazioni sperimentali in termini di temperature finali (valori misurati: 332 K, valori calcolati: 335.77 K e 335.99 K, con e senza considerare il raffreddamento convettivo rispettivamente). Anche la velocità decresce nel tempo riflettendo bene la sua variazione nei test sperimentali.

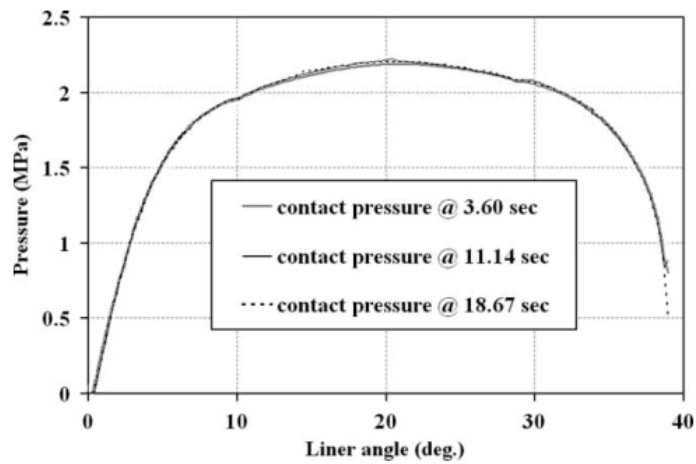


**Figura 3.32:** Grafico della temperatura della ruota durante il tempo di simulazione.

Gli autori hanno valutato l'influenza della velocità rotazionale lungo la distribuzione di pressione di contatto circonferenziale.



**Figura 3.33:** Confronto della funzione velocità nel tempo tra i risultati sperimentali e il modello FEM.

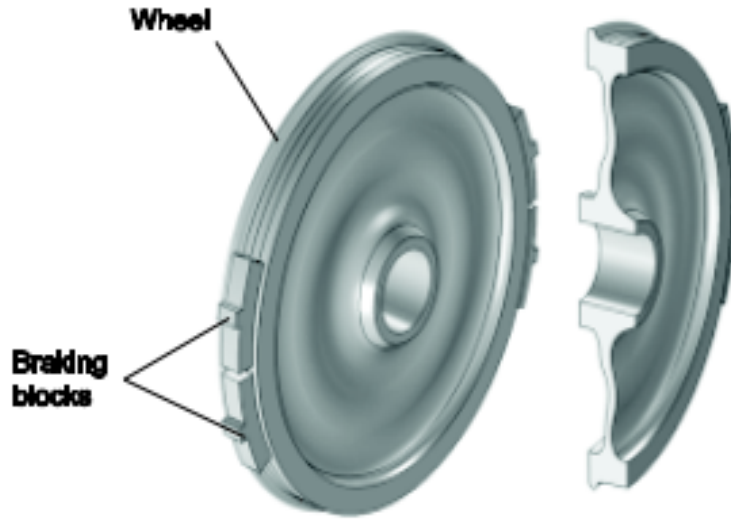


**Figura 3.34:** Confronto della distribuzione di pressione lungo la coordinata angolare del ceppo in diversi istanti del tempo di simulazione, corrispondenti alle velocità di rotazione della ruota di  $4\text{rad/s}$  e  $10\text{rad/s}$ .

Confrontando i risultati ottenuti a  $4\text{ rad/s}$  e  $10\text{ rad/s}$  si arriva alla conclusione che l'effetto della velocità sulla distribuzione di pressione è trascurabile.

### 3.5 Modello di Milošević

Gli autori serbi Milošević et al. [15] hanno realizzato un modello FEM tridimensionale della ruota e del freno a ceppi per studiare il fenomeno termico transiente in fase di frenatura, con cui determinare la distribuzione di temperatura della ruota. Il lavoro prevede anche un modello analitico con cui si definiscono il calore generato dall'attrito tra freno e ruota e il calore dissipato per convezione e irraggiamento con l'ambiente esterno. Non si prende in considerazione il calore dissipato per conduzione nella zona di contatto tra ruota e rotaia. Il software utilizzato per realizzare il modello FEM è COSMOL Multiphysics con il modulo Heat Transfer, che consente di modellare gli scambi di calore di qualsiasi forma. Il modello geometrico è stato inizialmente realizzato in Solidworks e prevede la configurazione 2Bgu.



**Figura 3.35:** Geometria del modello con configurazione 2Bgu.

L'equazione differenziale di trasferimento del calore transiente usata nei calcoli numerici è la seguente:

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} + \nabla(-k \nabla T) = -\rho C_p u \nabla T \quad (3.13)$$

Dove:

$\rho$ : è la densità;

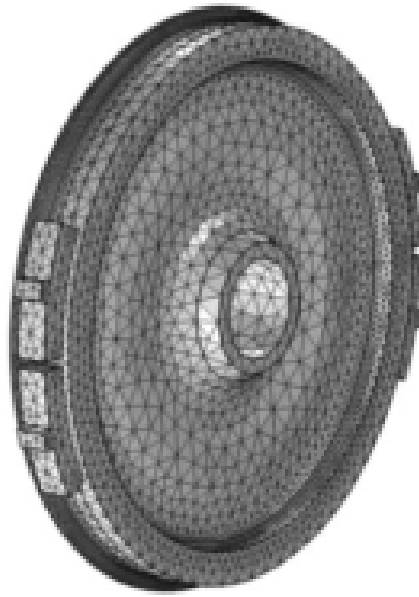
$C_p$ : è il calore specifico;

$k$ : è la conduttività termica;

$u$ : è il campo di velocità.



Il coefficiente di attrito è stato assunto costante a 0.115. Si considera un contatto termico perfetto all'interfaccia tra ruota e elemento frenante, ossia si ammette che il contatto tra ruota e ceppo avvenga lungo tutta la superficie di contatto del ceppo con pressione di contatto costante. I materiali impiegati nello studio sono l'acciaio per la ruota e la ghisa per gli elementi frenanti. L'operazione di meshing è eseguita in modo automatico utilizzando 68771 elementi solidi tetraedrici (figura 3.36).



**Figura 3.36:** Immagine illustrativa della mesh del modello con elementi tetraedrici.

Dopo la realizzazione della mesh, si sono applicati i seguenti vincoli al modello:

- Condizione al contorno della fonte di calore generato dall'attrito tra freno e ruota lungo l'interfaccia tra i due componenti;
- Condizione di bordo del trasferimento del calore per convezione e per irraggiamento con l'ambiente circostante attraverso le superfici degli elementi frenanti e della ruota in cui non si ha contatto;
- Condizione di movimento rotazionale della sorgente di calore.

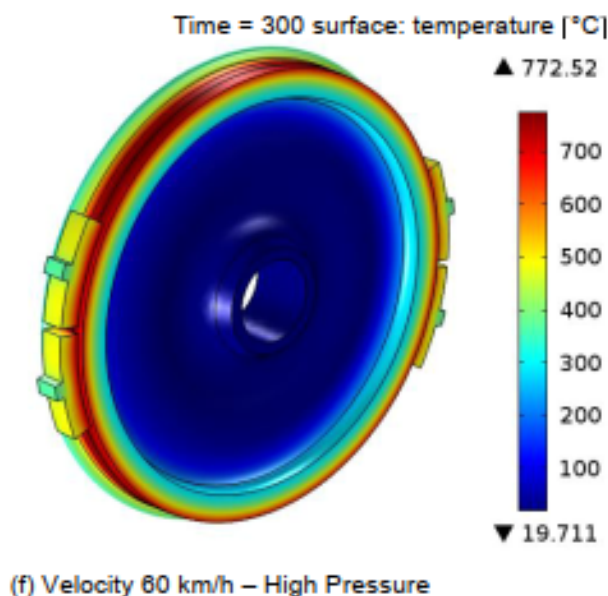
Il calcolo numerico dell'evoluzione del campo di temperatura riguarda l'applicazione di una frenatura di servizio eseguita per 300 s a tre velocità differenti (20 km/h, 40 km/h e 60 km/h) e due valori di forze di contatto (20379 N e 37162 N per elemento frenante), cioè in totale sono stati analizzati 6 casi.

Quindi in totale si sono eseguite sei analisi, con i seguenti risultati:

Regime di frenatura	Bassa Pressione			Alta pressione		
Velocità della ruota(km/h)	20	40	60	20	40	60
Temperatura della ruota (°C)	172.29	310.77	437.22	296.89	542.38	772.52

**Tabella 3.3:** Tabella dei risultati delle simulazioni termiche transienti.

Si riporta la distribuzione di temperatura nel caso più gravoso in cui si raggiunge la temperatura di 772.52 °C.



**Figura 3.37:** Distribuzione dei risultati di temperatura dell'analisi con velocità di 60 km/h e condizione di alta pressione nell'impianto pneumatico di frenatura.

Come atteso nel caso di applicazione di frenata di rallentamento, la temperatura aumenta con l'incremento della velocità e della pressione di contatto. Il picco di temperatura si ha sulla superficie della ruota ( $r=625\text{mm}$ ), il minimo della temperatura nella parte centrale della ruota. La massima temperatura calcolata sulla superficie risulta 772.52 °C nel caso di potenza termica maggiore ottenuta con velocità di rotazione pari a 60 km/h e pressione dell'impianto frenante maggiore. È stato trovato che il rapporto della massima temperatura calcolata alla maggiore e minore forza di contatto (37162 N e 20379 N per blocco frenante rispettivamente) è approssimativamente costante a 1.72-1.76 in funzione della velocità. Tale risultato è significativo perché consente di eseguire i calcoli nella sola condizione di bassa pressione per vari regimi di moto del veicolo variando la velocità, per poi valutare

anche la massima temperatura raggiunta nella condizione di alta pressione. Tuttavia in questo studio si è posta l'attenzione sul problema termico trascurando importanti fenomeni che si verificano per ridurre la complessità. In particolare si trascura la variabilità delle proprietà meccaniche dei materiali rispetto alla temperatura.

### 3.6 Modello di Wasilewski e Grzes

Wasilewski e Grzes [16] hanno presentato i calcoli dell'evoluzione della temperatura per una ruota con freno a ceppi durante l'applicazione della frenatura di arresto. È stato realizzato un modello tridimensionale di freno a ceppi con configurazione 1xBg. La mesh del modello era grossolana nell'area in cui non si attendevano significativi cambiamenti della temperatura (la parte centrale della ruota) e particolarmente fine nelle vicinanze dell'interfaccia di contatto. Il caso in analisi prevede una frenatura da 80 mph (128.7 km/h) con la forza normale esercitata sul blocco freno di 28590 N. Lo scopo principale di tale studio era confrontare i risultati del campo di temperatura calcolato considerando due differenti assunzioni: (1) un valore costante del coefficiente di attrito nel corso dell'applicazione della frenata, (2) un coefficiente di attrito dipendente dalle condizioni operative. A tal proposito, i dati relativi alla evoluzione del coefficiente di attrito, la velocità della ruota e la forza normale sono acquisiti nel corso di un test eseguito su una completa prova di banco dinamometrica. Nel primo caso si considera un valore costante della forza normale. Il valore del coefficiente di attrito era anche costante e calcolato dai dati sperimentali, definito come:

$$\mu_m = \frac{1}{S_2} \int_0^{S_2} \mu_a dS \quad (3.14)$$

$$\mu_a = \frac{F_t}{F_b} \quad (3.15)$$

Dove:

$\mu_m$ : è il valor medio del coefficiente di attrito;

$S_2$ : è la distanza di arresto dall'istante in cui la forza normale raggiunge il 95% del valore di target;

$\mu_a$ : è il coefficiente di attrito istantaneo;

$F_t$ : è la forza tangenziale istantanea;

$F_b$ : è la forza normale di contatto istantanea.

La frenata studiata prevede che la velocità si riduca fino ad annullarsi, quindi si prende in analisi il tempo totale di frenatura dai dati sperimentali. Affinché si verifichino le condizioni del test del banco di prova dinamometrico, si introduce nella ruota la distribuzione di temperatura iniziale con la procedura chiamata "preriscaldamento".

È stato trovato che quando il modello tiene conto della variazione del coefficiente di attrito nel corso dell'applicazione della frenata, la temperatura massima calcolata in media (272 °C) è molto vicina a quella dei dati sperimentali (282°C), al contrario la temperatura calcolata con coefficiente di attrito costante (336.6°C) è discordante con i risultati sperimentali.

## Capitolo 4

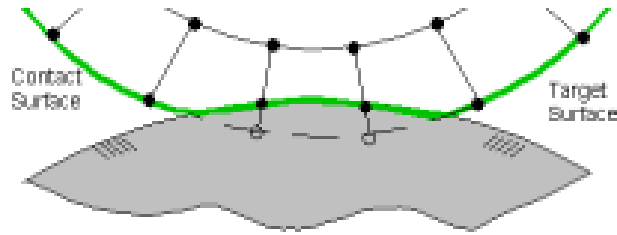
# PROBLEMA NON LINEARE DEL CONTATTO

### 4.1 Introduzione

In questo capitolo si analizza il problema non lineare del contatto, approfondendo soprattutto gli strumenti messi a disposizione dal software Ansys per la gestione di tali problemi. In particolare, il software permette di risolvere tali problemi definendo opportuni elementi sui due corpi a contatto, ossia gli elementi della famiglia CONTA e della famiglia TARGE.

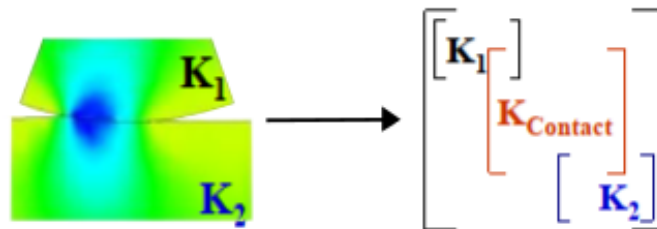
Lo studio computazionale del contatto parte dalla valutazione delle superfici che entrano in contatto tra loro per poi calcolare la matrice di rigidezza del sistema associata al contatto e procedere all'analisi di determinazione delle tensioni e delle deformazioni.

In figura 4.1 si riporta il contatto tra una superficie circolare con elementi deformabili di tipo CONTA con un'altra superficie circolare con elementi rigidi di tipo TARGE. Si nota che il primo importante punto di studio consiste nella valutazione dello stato del contatto, ovvero le parti dei corpi che entrano in contatto.



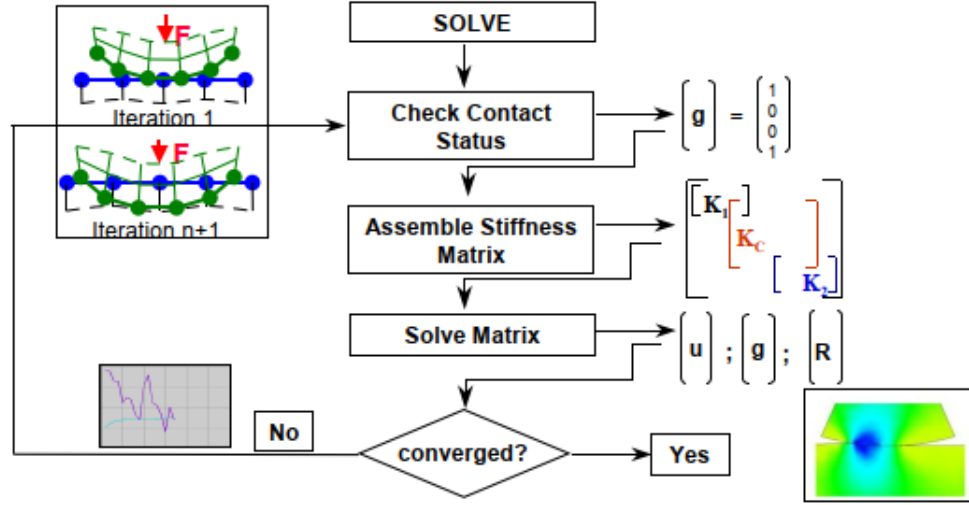
**Figura 4.1:** Contatto tra corpi cilindrici con elementi CONTA e TARGE.

Successivamente si passa al calcolo della matrice di rigidezza, indicata con  $[K_{CONTACT}]$ , e si assembla la matrice di rigidezza complessiva per il calcolo dello stato di tensione e deformazione dei corpi, come è possibile osservare in figura 4.2.



**Figura 4.2:** Schema di assemblaggio della matrice di rigidezza.

Si può definire un algoritmo iterativo di studio del problema del contatto, lo si mostra in modo molto semplificato in figura 4.3.



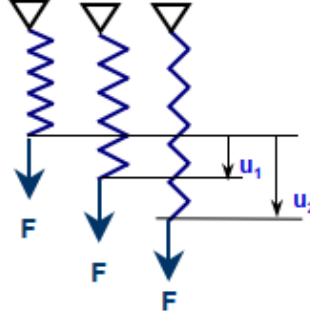
**Figura 4.3:** Algoritmo semplificativo dello studio del problema non lineare del contatto.

Inizialmente è importante valutare lo stato del contatto ponendo l'attenzione sull'estensione della zona del contatto e sull'eventuale condizione di contatto o di gioco presente tra le superfici a contatto tra loro. Successivamente si esegue l'assemblaggio della matrice di rigidità  $[K]$  costituita dalla rigidità degli elementi in contatto ( $[K_1], [K_2]$ ) in funzione delle proprietà dei materiali dei corpi e della rigidità della zona del contatto. Si procede con la risoluzione dell' $i$ -esima iterazione del problema non lineare del contatto ottenendo i risultati di spostamento complessivo della struttura (vettore  $\{u\}$ ), di distribuzione di pressione, di distribuzione dello stato del contatto (vettore  $\{g\}$ ), e di stato di tensione (vettore  $\{R\}$ ). Se l'algoritmo di soluzione va a convergenza allora la soluzione trovata è corretta, altrimenti si identifica una nuova zona di contatto in ogni iterazione in funzione della rigidità del contatto associata e della condizione di carico di compressione presente tra i corpi. Dal punto di vista matematico la soluzione del problema del contatto è equivalente alla soluzione di un metodo FE basato sulla così detta forma debole dell'equilibrio o forma variazionale dell'equilibrio. In tali problemi conservativi la condizione di equilibrio si ottiene nel caso in cui si riduce l'energia potenziale del sistema meccanico definita con la relazione 4.1:

$$\Pi(u) = U - W \rightarrow MIN \quad (4.1)$$

Dove:  $u$ : è il vettore dei gradi di libertà del sistema;  
 $U$ : è l'energia potenziale del sistema, dovuta alla presenza di elementi elastici;  
 $W$ : è il lavoro delle forze conservative applicate al sistema.

Paragonando il problema del contatto ad un sistema costituito da tre molle come in figura 4.4 si ha:



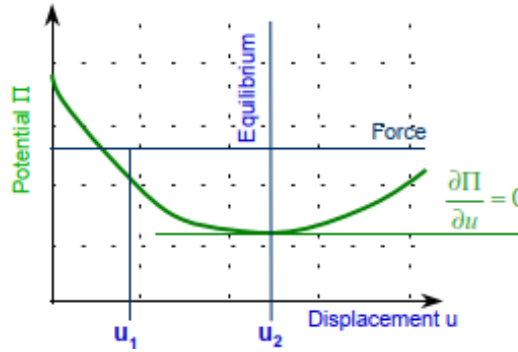
**Figura 4.4:** Schema semplificato delle strutture elastiche presenti nel problema del contatto.

In tal caso si può definire l'energia potenziale ed il lavoro con le seguenti:

$$U = \int_0^u K u du \quad (4.2)$$

$$W = \int_0^u F du \quad (4.3)$$

La minimizzazione della (4.1) si ha in corrispondenza dello zero della derivata prima della stessa rispetto alla coordinata dello spostamento, come visibile in figura 4.5:



**Figura 4.5:** Esempio dell'andamento dell'energia potenziale totale rispetto alla coordinata dello spostamento.

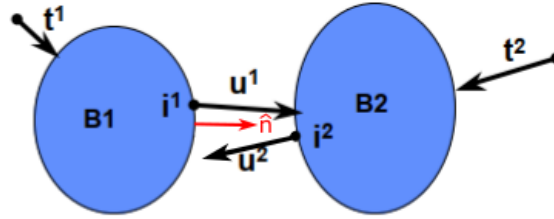
Esistono vari algoritmi per lo studio computazionale del contatto seguendo la filosofia di analisi spiegata in questo paragrafo, i più importanti sono: il Penalty Method, il Lagrange Multipliers Method e infine l'Augumented Lagrange Method.



## 4.2 Generalità sugli algoritmi di studio del contatto impiegati

Per lo studio computazionale del contatto è necessario definire un formalismo matematico preciso per i corpi in contatto. Si considerino le parti sezionate in contatto di due corpi  $B_1$  e  $B_2$ , caratterizzate dalle seguenti caratteristiche:

- $\mathbf{u}_1, \mathbf{u}_2$ : spostamenti dei nodi  $i_1, i_2$  rispettivamente;
- $\mathbf{t}_1, \mathbf{t}_2$ : i vettori degli sforzi relativi ai corpi  $B_1$  e  $B_2$ ;
- $\mathbf{n}$ : la normale alla superficie uscente dalla superficie 1 e comune ai due corpi  $B_1$  e  $B_2$ ;
- $g_0$ : la distanza tra i nodi  $i_1$  e  $i_2$  al tempo  $t = 0$ , si considera un segno positivo se i corpi sono distanti e negativo se si ha compenetrazione tra i corpi.



**Figura 4.6:** Schema illustrativo di due corpi in contatto.

La condizione del contatto è determinata dalla relazione (4.4):

$$g = g(\mathbf{u}) = (\mathbf{u}_1 - \mathbf{u}_2) \cdot \mathbf{n} + g_0 \geq 0 \quad (4.4)$$

La condizione di equilibrio tra i due corpi  $B_1$  e  $B_2$  lungo la direzione del contatto è data dalla seguente:

$$\lambda = \mathbf{t}_1 \cdot \mathbf{n} = -\mathbf{t}_2 \cdot \mathbf{n} \quad (4.5)$$

È intuibile che i corpi  $B_1$  e  $B_2$  sono a contatto se il gioco  $g$  è nullo, mentre si verifica compenetrazione tra i corpi se  $g$  è negativo e separazione tra essi se  $g$  è positivo. Considerando che si hanno più nodi lungo la zona del contatto dei due corpi, si hanno i giochi associati  $g_1, g_2, \dots, g_m$  nel vettore  $\mathbf{g}$  se i nodi in analisi sono " $m$ " in totale.

### 4.3 Penalty Method

Si consideri una struttura in materiale elastico e forze conservative applicate. Le proprietà elastiche della struttura sono considerate con la matrice di rigidezza del sistema  $[K]$ , mentre le forze conservative nel vettore  $\{F\}$ . La struttura è in equilibrio in corrispondenza del minimo dell'energia potenziale, si ha:

$$\Pi = \Pi(u) = \frac{1}{2}\{u\}^T[K]\{u\} - \{F\}\{u\} \quad (4.6)$$

In presenza di contatto tra i due corpi il funzionale definito dalla relazione (4.6) risulta minimizzato, ottenendo le seguenti condizioni (relazioni (7) e (8)):

$$\Pi = \Pi(u) \rightarrow MINIMO \quad (4.7)$$

$$\{g\} = [G]^T\{u\} + \{g_0\} = 0 \quad (4.8)$$

Dove  $[G]$  è una matrice rettangolare con numero di righe pari al numero di gradi di libertà del sistema, equivalente alle dimensioni di  $\{u\}$ , mentre il numero di colonne è uguale al numero di coppie di nodi che entrano potenzialmente in contatto, ossia la metà del numero di gradi di libertà del sistema.

In caso di contatto si aggiunge un altro termine al funzionale per formulare correttamente la minimizzazione del problema senza le condizioni al contorno:

$$\Pi_s = \Pi_\varepsilon(u) = \Pi(u) + \varepsilon \cdot P(u) \quad (4.9)$$

Si considera la seguente forma quadratica del gioco  $\{g\}$  nel caso del funzionale del metodo Penalty:

$$P(u) = \frac{1}{2}\{g\}^T\{g\} \quad (4.10)$$

La minimizzazione del funzionale si ha in corrispondenza dello zero della derivata prima rispetto a vettore spostamento della relazione (4.9):

$$\frac{\partial \Pi_s}{\partial \{u\}} = \frac{\partial \Pi}{\partial \{u\}} + \varepsilon \cdot \frac{\partial \{g\}^T}{\partial \{u\}}\{g\} = 0 \quad (4.11)$$

Si calcolano le derivate della relazione (4.11):

$$\Pi = \frac{1}{2}\{u\}^T[K]\{u\} - \{F\}\{u\} \rightarrow \frac{\partial \Pi}{\partial \{u\}} = [K]\{u\} - \{F\} \quad (4.12)$$

$$\{g\} = [G]^T\{u\} + \{g_0\} \rightarrow \frac{\partial \{g\}}{\partial \{u\}} = [G]^T \quad (4.13)$$

Sostituendo la (4.12) e la (4.13) nella (4.11) si ha:

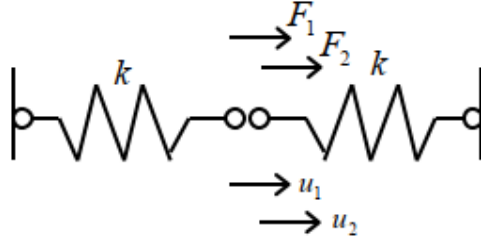
$$\frac{\partial \Pi_\varepsilon}{\partial \{\mathbf{u}\}} = [\mathbf{K}]\{\mathbf{u}\} - \{\mathbf{F}\} + \varepsilon \cdot [\mathbf{G}][\mathbf{G}]^T \{\mathbf{u}\} = 0 \quad (4.14)$$

E infine:

$$([\mathbf{K}] + \varepsilon \cdot [\mathbf{G}][\mathbf{G}]^T) \{\mathbf{u}\} = \{\mathbf{F}\} \quad (4.15)$$

Si nota che il coefficiente " $\varepsilon$ " è pari alla rigidezza del contatto, per piccoli " $\varepsilon$ " la condizione del contatto non è soddisfatta correttamente, mentre per rigidzze di contatto molto alte la condizione del contatto è soddisfatta. Nel caso in cui la rigidezza normale del contatto sia nota a priori tale variabile risulta costante e il Penalty Method consente di studiare il grado di penetrazione tra i corpi considerando una certa rigidezza normale già nota e costante. Tuttavia in molti casi di studio la rigidezza normale del contatto " $\varepsilon$ " è pari ad una variabile di ottimizzazione del problema per migliorarne la convergenza.

A titolo di esempio si considerino due nodi corrispondenti a due corpi in contatto caratterizzati dalla stessa rigidezza di contatto. Si possono rappresentare schematicamente con due molle di rigidezza " $k$ " per le rigidzze dei corpi come in figura 4.7:



**Figura 4.7:** Schema dei corpi  $B_1$  e  $B_2$  in contatto con un solo nodo.

La matrice di rigidezza relativa al contatto è la seguente:

$$[\mathbf{K}] = \begin{bmatrix} k & 0 \\ 0 & k \end{bmatrix} \quad (4.16)$$

Il vettore degli spostamenti associati ai nodi è:

$$\{\mathbf{F}\} = \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{bmatrix} \quad (4.17)$$

La condizione di contatto consiste nel non avere gioco tra i nodi del contatto:

$$g = u_2 - u_1 = [\mathbf{G}]^T \{\mathbf{u}\} = \begin{bmatrix} -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix} \geq 0 \quad (4.18)$$

È possibile calcolare la matrice di rigidezza della relazione (4.15) come:

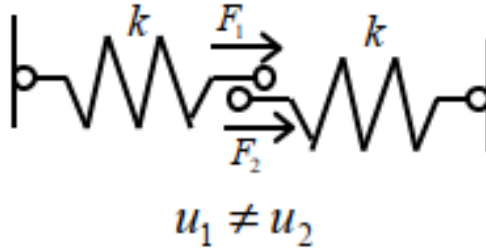
$$[\mathbf{K}] + \varepsilon \cdot [\mathbf{G}][\mathbf{G}]^T = \begin{bmatrix} k & 0 \\ 0 & k \end{bmatrix} + \varepsilon \begin{bmatrix} -1 \\ 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -1 & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k + \varepsilon & -\varepsilon \\ -\varepsilon & k + \varepsilon \end{bmatrix} \quad (4.19)$$

Ricavando il vettore  $\{\mathbf{u}\}$  dalla relazione (4.15) :

$$\begin{aligned} \{\mathbf{u}\} &= [\mathbf{K}] + \varepsilon \cdot [\mathbf{G}][\mathbf{G}]^T)^{-1} \{\mathbf{F}\} \\ \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix} &= \frac{1}{k(k+2\varepsilon)} \begin{bmatrix} k + \varepsilon & \varepsilon \\ \varepsilon & k + \varepsilon \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (4.20)$$

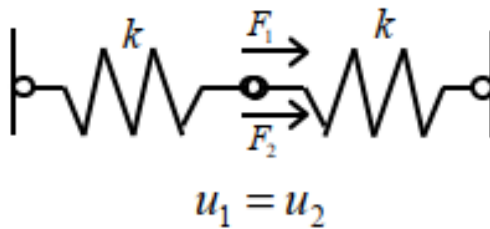
Si considerano due casi limite:

- $\varepsilon \rightarrow 0$  implica che  $\begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{F_1}{k} \\ \frac{F_2}{k} \end{bmatrix}$ , in tal caso non si ha nessun contatto effettivo poiché gli spostamenti  $u_1$  e  $u_2$  sono diversi e si ha la presenza di gioco tra i corpi, (figura 4.8);



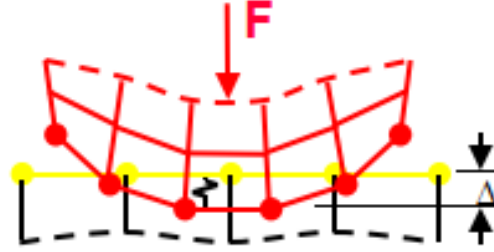
**Figura 4.8:** Schema del contatto tra due nodi con  $\varepsilon \rightarrow 0$

- $\varepsilon \rightarrow \infty$  implica che  $\begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{F_1 + F_2}{2k} \\ \frac{F_1 + F_2}{2k} \end{bmatrix}$ , in tal caso si ha la soluzione esatta del contatto tra i due corpi in quanto gli spostamenti calcolati sono i medesimi e il gioco tra i corpi è nullo, (figura 4.9);



**Figura 4.9:** Schema del contatto tra due nodi con  $\varepsilon \rightarrow \infty$

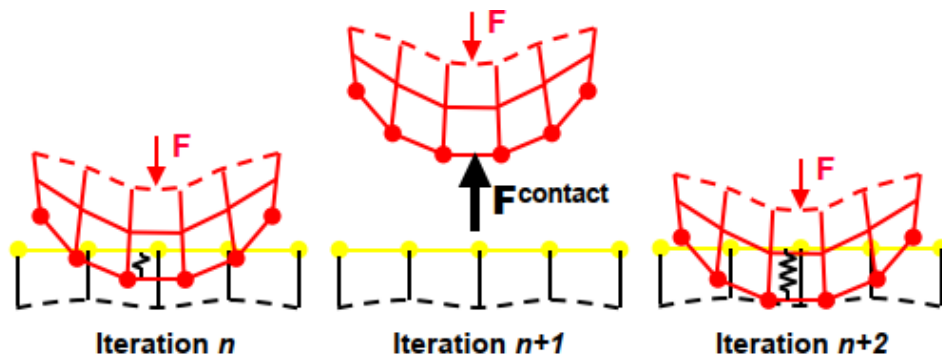
Si comprende che il metodo di lavoro del Penalty method comporta l'introduzione di una rigidezza aggiuntiva  $\epsilon$  tra i due corpi in contatto per minimizzare la penetrazione, (figura 4.10).



**Figura 4.10:** Rappresentazione della rigidezza  $\epsilon$

Si nota che il Penalty method è spesso impiegato nei casi di contatto con penetrazione, con l'obiettivo di minimizzarla a seconda della rigidezza dei corpi in contatto. A tal fine si modifica la rigidezza aggiuntiva  $\epsilon$ , tuttavia risulta che piccoli valori di tale rigidezza comportano grande penetrazione tra i corpi e una buona convergenza della soluzione. Mentre grandi valori della rigidezza aggiuntiva comportano piccole penetrazioni e una minore attitudine alla convergenza della soluzione, dato che la eccessiva rigidezza del sistema influenza non poco la stabilità della convergenza di soluzione.

Si nota in figura 4.11 che nel caso in cui si ha una rigidezza di contatto eccessivamente alta il penalty method porta in alcune iterazioni del calcolo non lineare del contatto a calcolare delle forze di reazione eccessivamente alte, questo porta i due corpi ad allontanarsi molto tra loro nelle iterazioni successive peggiorando la convergenza della soluzione.



**Figura 4.11:** Schema di tre iterazioni della soluzione con il Penalty method.

## 4.4 Lagrange multipliers method

Si considerano le stesse premesse fatte nel caso del Penalty Method, l'obiettivo dell'algoritmo del contatto è poter minimizzare il funzionale del potenziale della relazione (4.7), si esegue una correzione del funzionale introducendo il funzionale Lagrangiano:

$$\Pi_L = \Pi_L(\mathbf{u}, \boldsymbol{\lambda}) = \Pi(\{\mathbf{u}\}) + \{\mathbf{g}(\mathbf{u})\} \cdot \{\boldsymbol{\lambda}\} \quad (4.21)$$

Dove  $\{\boldsymbol{\lambda}\}$  è un vettore di coefficienti detti moltiplicatori di Lagrange associati ciascuno ad una coppia di nodi in contatto che consentono di risolvere il problema di studio, diventando una incognita che si affianca al vettore degli spostamenti  $\{\mathbf{u}\}$  per introdurre nel funzionale  $\Pi(\mathbf{u})$  la condizione di annullamento del gioco presente tra i corpi.

Per minimizzare la funzione potenziale si pone a zero il differenziale  $\delta\Pi_L$  calcolato come:

$$\delta\Pi_L = \frac{\partial\Pi_L}{\partial\{\mathbf{u}\}}\{\delta\mathbf{u}\} + \frac{\partial\Pi_L}{\partial\{\boldsymbol{\lambda}\}}\{\delta\boldsymbol{\lambda}\} = 0 \quad (4.22)$$

La relazione (4.22) implica che le derivate parziali del funzionale Lagrangiano si annullino, quindi si ha:

$$\frac{\partial\Pi_L}{\partial\{\mathbf{u}\}} = \{\mathbf{0}\} \quad (4.23)$$

$$\frac{\partial\Pi_L}{\partial\{\boldsymbol{\lambda}\}} = \{\mathbf{0}\} \quad (4.24)$$

Le derivate delle relazioni (4.23) e (4.24) sono:

$$\frac{\partial\Pi_L}{\partial\{\mathbf{u}\}} = \frac{\partial\Pi}{\partial\{\mathbf{u}\}} + \frac{\partial\{\mathbf{g}\}^T}{\partial\{\mathbf{u}\}} \cdot \{\boldsymbol{\lambda}\} = 0 \quad (4.25)$$

$$\frac{\partial\Pi_L}{\partial\{\boldsymbol{\lambda}\}} = \{\mathbf{g}\} = \{\mathbf{0}\} \quad (4.26)$$

Queste equazioni sono lineari nel caso di contatto nodo a nodo e per materiali lineari. Sostituendo la relazione (4.12) nella (4.25) si ottiene:

$$[\mathbf{K}]\{\mathbf{u}\} + [\mathbf{G}] \cdot \{\boldsymbol{\lambda}\} = \{\mathbf{F}\} \quad (4.27)$$

Dove:  
 $[\mathbf{G}] = \frac{\partial\{\mathbf{g}\}^T}{\partial\{\mathbf{u}\}}$  e  $[\mathbf{G}]^T = \frac{\partial\{\mathbf{g}\}}{\partial\{\mathbf{u}\}}$

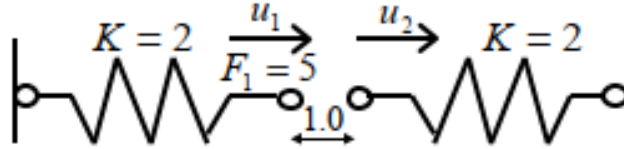
La relazione (4.26) corrisponde alla condizione di contatto tra le superfici dei corpi, definendo il vettore  $\{\mathbf{g}\}$  in funzione del vettore spostamento  $\{\mathbf{u}\}$  con la (4.8), si ottiene la seguente:

$$\{\mathbf{g}\} = [\mathbf{G}]^T \{\mathbf{u}\} + \{\mathbf{g}_0\} = \{\mathbf{0}\} \quad (4.28)$$

Ponendo a sistema le relazioni (4.27) e (4.28) si ottiene:

$$\begin{bmatrix} [\mathbf{K}] & [\mathbf{G}] \\ [\mathbf{G}]^T & [\mathbf{0}] \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \{\mathbf{u}\} \\ \{\lambda\} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \{\mathbf{F}\} \\ -\{\mathbf{g}_0\} \end{bmatrix} \quad (4.29)$$

A titolo di esempio si considerino due nodi corrispondenti a due corpi in contatto caratterizzati dalla stessa rigidità. Si possono rappresentare schematicamente con due molle di rigidità “k” per le rigidità dei corpi come in figura 12:



**Figura 4.12:** Schema dei nodi in contatto nel caso del Multipliers Lagrange Method.

Il primo step consiste nell’organizzare la matrice di rigidità  $[\mathbf{K}]$  e il vettore delle forze  $\{\mathbf{F}\}$ :

$$[\mathbf{K}] = \begin{bmatrix} 2 & 0 \\ 0 & 2 \end{bmatrix} \quad (4.30)$$

$$\{\mathbf{F}\} = \begin{bmatrix} 5 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.31)$$

Dalle condizioni di equilibrio per ciascuna rigidità si ottiene:

$$[\mathbf{K}]\{\mathbf{u}\} = \{\mathbf{F}\} \quad (4.32)$$

Da cui si ricava il vettore degli spostamenti:

$$\{\mathbf{u}\} = [\mathbf{K}]^{-1}\{\mathbf{F}\} = \begin{Bmatrix} 2.5 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (4.33)$$

La condizione di contatto (4.26) risulta:

$$\begin{aligned} g &= \{\mathbf{G}\}^T \{\mathbf{u}\} + g_0 = \begin{bmatrix} -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix} + g_0 = \\ &= \begin{bmatrix} -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 2.5 \\ 0 \end{bmatrix} + 1 = -1.5 < 0 \end{aligned} \quad (4.34)$$

Quindi si nota che nella condizione iniziale, considerando gli spostamenti della relazione (4.29) tra i due nodi, si ha la presenza di penetrazione come indicato da  $g < 0$ . Il secondo step consiste nell'applicare la relazione (4.29) specifica del Lagrange Multipliers Method:

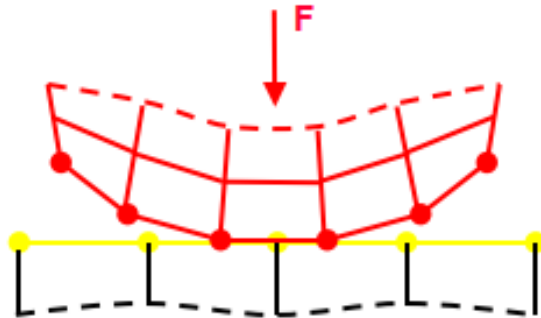
$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} [\mathbf{K}] & [\mathbf{G}] \\ [\mathbf{G}]^T & \mathbf{0} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \{\mathbf{u}\} \\ \lambda \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} \{\mathbf{F}\} \\ -g_0 \end{bmatrix} \rightarrow \begin{bmatrix} 2 & 0 & -1 \\ 2 & 2 & 1 \\ -1 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ \lambda \end{bmatrix} = \\ &= \begin{bmatrix} 5 \\ 0 \\ -1 \end{bmatrix} \rightarrow \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ \lambda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1.75 \\ 0.75 \\ -1.5 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (4.35)$$

Le forze interne sono:

$$\{\mathbf{F}^{int}\} = [\mathbf{K}]\{\mathbf{u}\} = \begin{bmatrix} 2 & 0 \\ 0 & 2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1.75 \\ 0.75 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 3.5 & (\text{trazione}) \\ 1.5 & (\text{compressione}) \end{bmatrix} \quad (4.36)$$

In tale configurazione la condizione di contatto è soddisfatta.

Il metodo dei moltiplicatori di Lagrange non lavora con una rigidità di contatto, ma soddisfa la condizione di contatto introducendola direttamente nel funzionale. Essa consente di controllare direttamente la penetrazione nei problemi del contatto, si ottiene il risultato in figura 4.13.



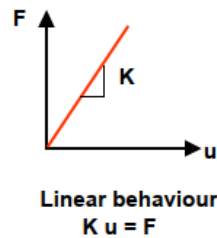
**Figura 4.13:** Corpi a contatto senza penetrazione.



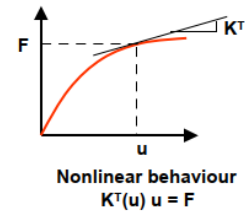
I metodi risolutivi del Penalty Method e Multipliers Lagrange Method del problema del contatto sono spesso combinati tra loro per risolvere il problema del contatto normale e tangenziale tra i corpi. In aggiunta si ha la presenza dell'Augmented Lagrange Method che consente di impiegare il metodo del Penalty per rilevare la rigidità normale del contatto nel caso di una condizione di equilibrio, e successivamente le penetrazioni risultanti possono essere minimizzate usando la parte Lagrangiana dell'equilibrio. Il metodo impiegato nell'analisi di studio del contatto è l'Augmented Lagrange Method.

## 4.5 Il metodo di Newton-Rapshon per la risoluzione dei problemi non lineari

Lo studio meccanico del contatto ricade nei tipici problemi non lineari in cui la rigidità del sistema cambia a seconda della condizione della deformazione della struttura. Nelle figure 4.14 e 4.15 si mostra un confronto tra il comportamento lineare e non-lineare del legame fra stato di tensione e di deformazione.

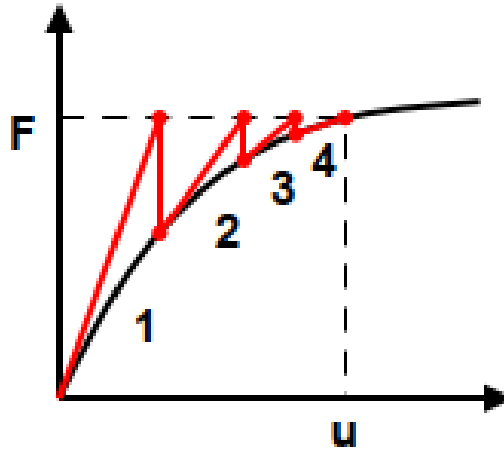


**Figura 4.14:** Legame lineare sforzo deformazione.



**Figura 4.15:** Legame non lineare tra forza e deformazione.

Nel caso di comportamento non-lineare, in figura 4.15, si nota che la tangente della curva di della forza al variare della deformazione “u” rappresenta la rigidità del sistema. La soluzione numerica dei problemi lineari si ottiene risolvendo un sistema lineare di equazioni. Per ciascuna condizione di carico si trova il campo di deformazione associato. Nel caso di un problema strutturale non-lineare si definisce una curva di soluzione costituita da più rette per approssimare il comportamento non-lineare della funzione (figura 4.16), risolvendo molti sistemi lineari di equazioni in serie. In particolare si procede con il metodo di Newton-Rapshon, [17].



**Figura 4.16:** Schema iterativo di studio dei problemi non lineari.

Lo schema del metodo di Newton-Rapshon prevede che:

$$[K^T] \{\Delta u\} = \{F^{ext}\} - \{F^{int}\} \quad (4.37)$$

Dove:

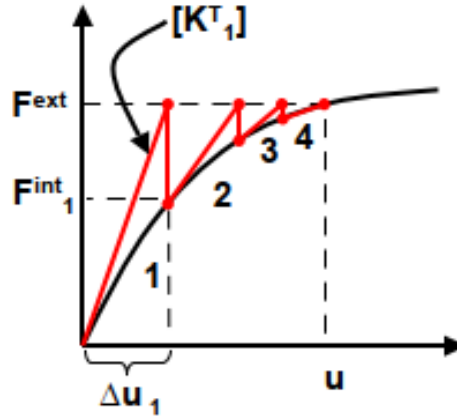
$[K^T]$ : Matrice di rigidezza tangenziale, ovvero la pendenza di ciascun tratto di retta che approssima la funzione;

$\{\Delta u\}$ : Vettore incrementale degli spostamenti;

$\{F^{ext}\}$ : Vettore dei carichi esterni;

$\{F^{int}\}$ : Vettore dei carichi interni, ovvero carichi di reazione relativi agli elementi interni;

Se si considera lo schema di iterazioni della figura 4.17 si hanno quattro iterazioni differenti, pertanto lo sforzo numerico per risolvere il problema considerato è quattro volte maggiore rispetto al caso di sistema lineare, dato che sono stati risolti quattro sistemi di equazioni lineari caratterizzati dalle relazioni (4.37).

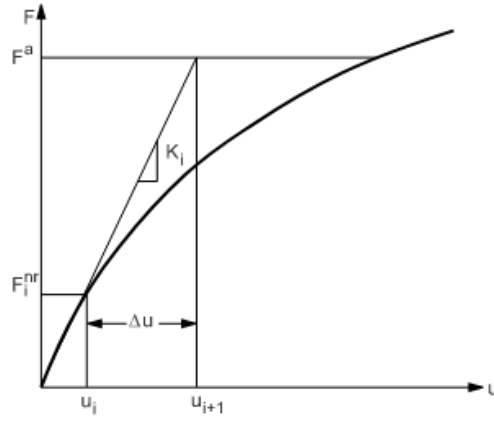


**Figura 4.17:** Schema iterativo di risoluzione di un problema non lineare con il metodo di Newton Rapshon.

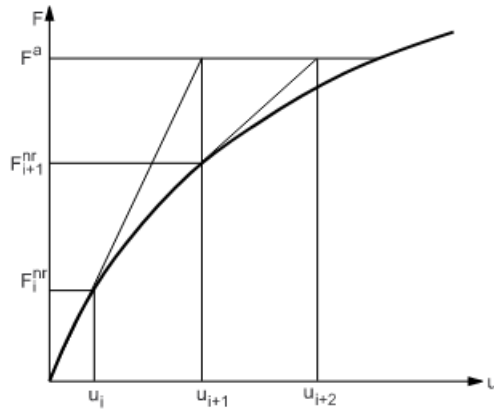
Lo scopo del metodo di Newton-Rapshon è quello di minimizzare lo sbilanciamento di forze definito come  $\{\mathbf{F}^{ext}\} - \{\mathbf{F}^{int}\}$ , affinché diventi nullo. La soluzione finale del problema si ottiene se il metodo va a convergenza.

Le operazioni iterative che devono essere eseguite con il metodo di Newton-Rapshon sono:

1. Assumere  $\{\mathbf{u}_0\}$ ; in genere si considera pari alla soluzione di spostamento che si è ottenuta all'iterazione precedente. Nel caso della prima iterazione si ha  $\{\mathbf{u}_0\} = \{\mathbf{0}\}$ ;
2. Definire la nuova matrice di rigidezza  $[\mathbf{K}^T]$  e la forza di richiamo elastico del materiale  $\{\mathbf{F}^{int}\}$  per la configurazione  $\{\mathbf{u}_i\}$ .
3. Calcolare  $\{\Delta \mathbf{u}_i\}$  dalla relazione (4.37);
4. Aggiungere  $\{\Delta \mathbf{u}_i\}$  a  $\{\mathbf{u}_i\}$  affinché si ottenga la successiva approssimazione  $\{\mathbf{u}_{i+1}\}$  ;
5. Ripetere i punti 2), 3) e 4) finché si raggiunge la convergenza.

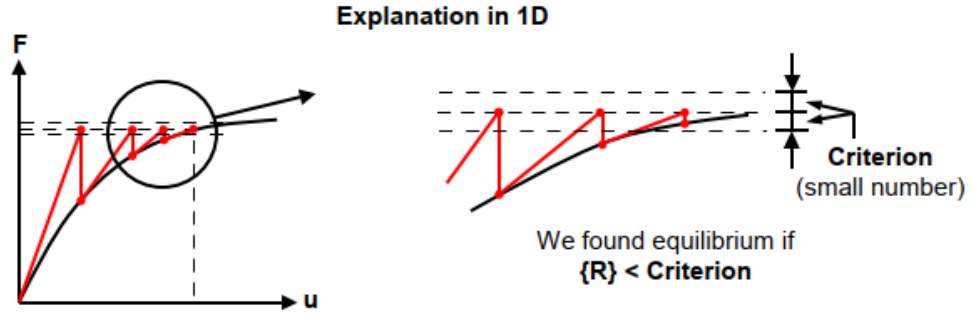


**Figura 4.18:** Prima iterazione del metodo di Newton Rapshon.



**Figura 4.19:** Successive iterazioni del metodo di Newton Rapshon.

Il metodo di Newton-Rapshon consente di definire il numero di “substeps” di simulazione, in tal modo si può incrementare il numero di “substeps” migliorando la convergenza della soluzione, tuttavia il tempo di simulazione aumenta. La convergenza si ha quando il residuo di forza calcolato con  $\{\mathbf{R}\} = \{\mathbf{F}^{ext}\} - \{\mathbf{F}^{int}\}$  è molto piccolo, in particolare deve essere minore di un certo valore critico.



**Figura 4.20:** Convergenza del metodo iterativo di Newton Rapshon.

La convergenza si ha quando:

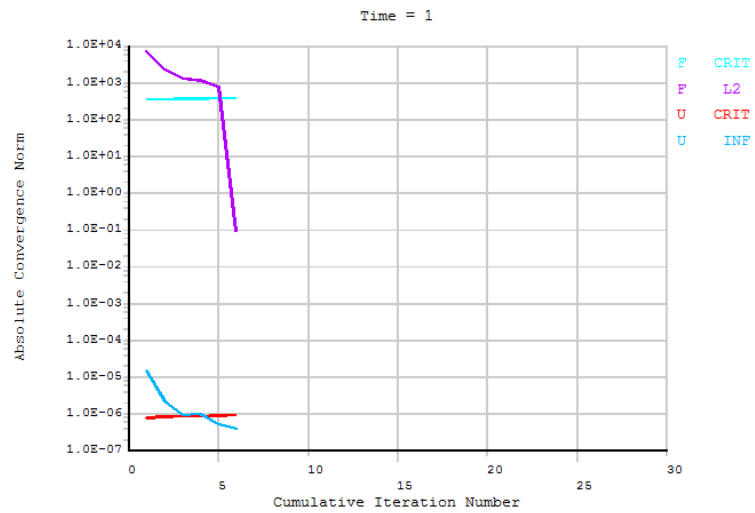
$$\|\{\mathbf{R}\}\| < \varepsilon_R R_{ref} \quad (4.38)$$

Per la convergenza dello sbilanciamento tra i carichi esterni e le forze di richiamo elastico interne del materiale;

$$\|\{\Delta \mathbf{u}_i\}\| < \varepsilon_U R_{ref} \quad (4.39)$$

Per la convergenza della variazione incrementale per ciascun spostamento dei nodi.

La norma dei vettori  $\{\mathbf{R}\}$  e  $\{\Delta \mathbf{u}_i\}$  è pari alla norma euclidea, mentre  $\varepsilon_R$  e  $\varepsilon_U$  sono delle tolleranze che possono essere modificate a seconda del grado di convergenza che si vuole ottenere, di default si ha  $\varepsilon_R - \varepsilon_U = 0.001$  e  $R_{ref} = 10^{-3}$  nel caso strutturale, quindi si ottiene che la norma del vettore degli sbilanciamenti di forza  $\{\mathbf{R}\}$  e del vettore degli incrementi degli spostamenti deve essere minore di  $10^{-6}$ . Durante l'analisi iterativa non lineare di Newton-Rapshon, nell'interfaccia grafica di Ansys si hanno dei grafici che mostrano l'andamento di convergenza della soluzione, in modo da comprendere se il comportamento del risolutore è stabile o instabile. In particolare si ha un plot che mostra il trend della norma euclidea delle variabili di studio come  $\|\{\mathbf{R}\}\|$  e  $\|\{\Delta \mathbf{u}_i\}\|$  in funzione del numero iterativo della soluzione. In aggiunta, nel grafico sono rappresentati anche i valori critici associati alle variabili di studio. La convergenza si ottiene se la norma della forza residua e dello spostamento incrementale cadono al di sotto dei valori critici, in modo da rispettare le disequaglianze (4.38) e (4.39), (figura 4.21).



**Figura 4.21:** Finestra di Ansys nello studio dell'analisi non lineare con il metodo di Newton Rapshon.

## Capitolo 5

# MODELLAZIONE FEM DEL CONTATTO MECCANICO TRA LA RUOTA E IL CEPPO

### 5.1 Introduzione

Il principale scopo del lavoro di tesi consiste nello stimare le temperature raggiunte da una ruota ferroviaria durante una frenata. Un requisito essenziale per poter effettuare tale stima è conoscere la distribuzione di pressione dovuta al contatto tra la ruota e il ceppo. In questo lavoro si è deciso di ricorrere a metodi numerici per calcolare l'andamento di tale pressione, data la geometria, il materiale e la forza agente sul ceppo.

In particolare, questo capitolo descrive le fasi principali della creazione del modello e dell'analisi strutturale, eseguita in Ansys Mechanical APDL.

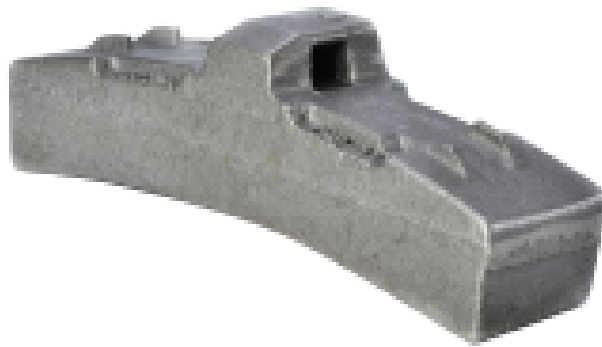
### 5.2 Geometria della ruota e del ceppo

La ruota ferroviaria ha una geometria cilindrica con un profilo flangiato da un lato e con un profilo trasversale non costante, come visibile in figura 5.1, per il profilo S1002, comunemente in uso in Europa. In questo studio preliminare, si considera una geometria semplificata, in cui la ruota viene modellata come un cilindro di diametro 1000 mm e spessore 80 mm, riducendo così il costo computazionale delle analisi, come illustrato nel seguito.



**Figura 5.1:** Immagine della ruota.

Il ceppo ha una geometria a corona circolare di larghezza 40 mm, lunghezza circonferenziale pari a 260 mm e spessore 80 mm, si riporta un'immagine in figura 5.2.



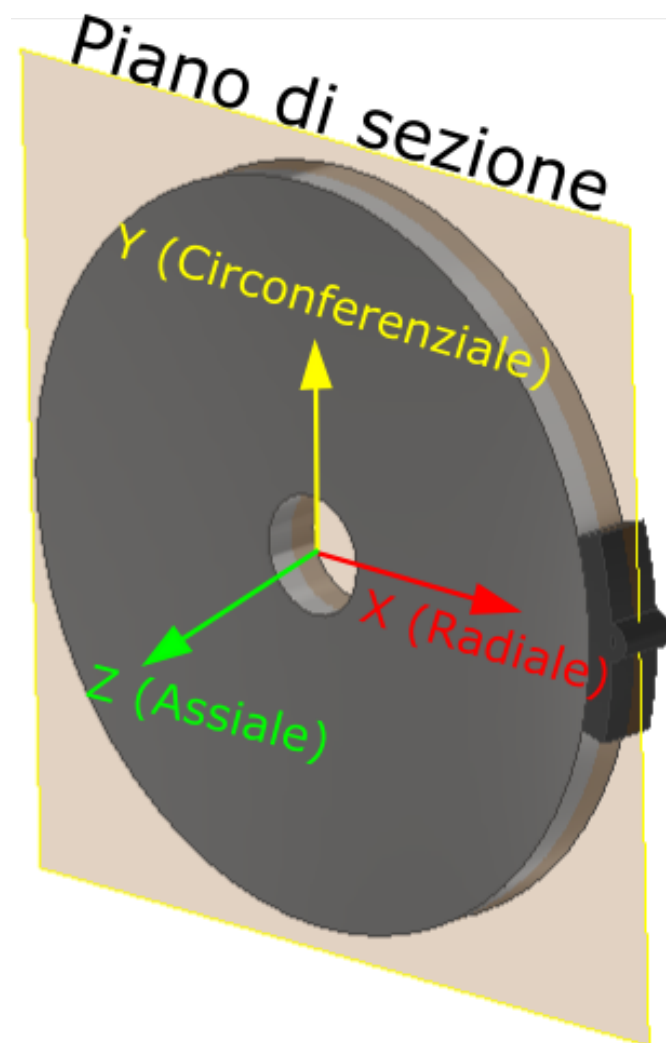
**Figura 5.2:** Immagine del ceppo.

Lo studio comporta una semplificazione della geometria, considerando una sezione bidimensionale della ruota e del ceppo lungo un piano parallelo al cerchio di base del cilindro ruota e passante per una posizione media dello spessore in direzione assiale dei componenti.



### 5.3 Ipotesi semplificative sullo stato di tensione della ruota e del ceppo

Lo studio meccanico del contatto dell'interfaccia tra la ruota e il ceppo è stato eseguito realizzando un modello bidimensionale considerando l'ipotesi di stato di tensione piana. Si analizza una sezione assiale della ruota, ipotizzando che lo stato di tensioni in direzione perpendicolare a tale piano sia nullo, consentendone la deformazione; pertanto, è chiaro che si esegue una analisi nell'ipotesi di stato di tensione piana.



**Figura 5.3:** Sezione assiale della ruota e del ceppo.

Tale ipotesi semplificativa è realistica nel caso in cui il componente meccanico abbia una dimensione (tipicamente lo spessore) molto più piccola delle altre. Nel caso della ruota, la dimensione caratteristica della circonferenza è il diametro = 1000 *mm*, mentre lo spessore è  $t = 80$  *mm*, quindi la disuguaglianza è rispettata. Nel caso del ceppo le dimensioni non consentono di considerare realistica la condizione di stato di tensione piana. Tuttavia, dato che lo studio si incentra sulla valutazione della distribuzione delle pressioni di contatto, trascendendo dallo studio dello stato di tensione del ceppo, possiamo considerare valida l'ipotesi di stato di tensione piana anche per il ceppo seppur non sia realistica.

## 5.4 Realizzazione del modello FEM

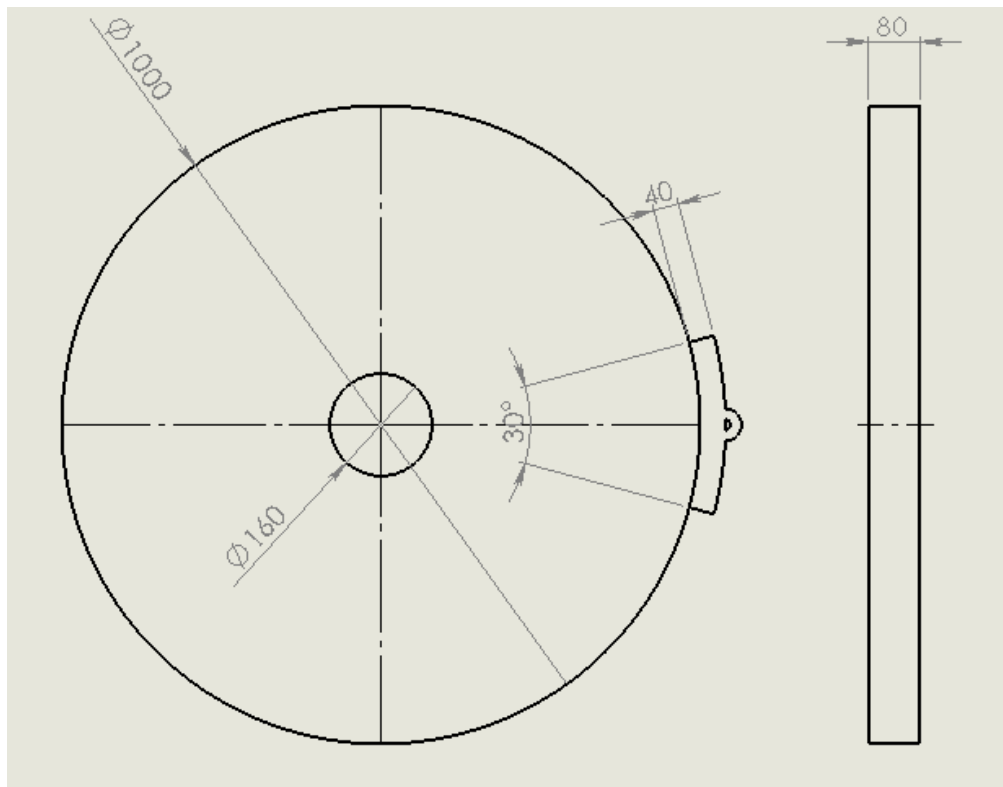
### 5.4.1 Definizione dei parametri in ambiente Preprocessor

La prima fase di realizzazione del modello consiste nella definizione dei parametri fondamentali di tipo geometrico che consentono di realizzare la geometria. Tali parametri sono riassunti in tabella 5.1:

Parametro	Definizione	Valore
$\alpha$	Angolo di apertura del ceppo	30°
$R$	Raggio della ruota	500 mm
$R_1$	Raggio interno del foro del ceppo	8 mm
$R_2$	Raggio esterno del foro del ceppo	25 mm
$R_3$	Raggio dell'assile	80 mm
$D$	Larghezza del ceppo	40 mm
$T$	Spessore della ruota e del ceppo	80 mm

**Tabella 5.1:** Parametri geometrici del modello.

I parametri geometrici del modello presenti in Tabella 5.1 sono rappresentati graficamente nell'immagine di figura 5.4:



**Figura 5.4:** Vista quotata dell'assieme ruota-ceppo

## 5.5 Definizione degli elementi impiegati nello studio del modello

Gli elementi impiegati per la realizzazione del modello sono:

- Elementi PLANE183: sono elementi strutturali bidimensionali piani, impiegati per discretizzare le geometrie di ruota e ceppo;
- Elementi CONTA172: sono elementi strutturali bidimensionali di superficie, impiegati per simulare la superficie di contatto della ruota;
- Elementi TARGE 169: sono elementi strutturali bidimensionali di superficie, impiegati per simulare la superficie di contatto del ceppo;
- Elementi MPC184: sono elementi rigidi usati per collegare rigidamente il nodo in cui si applica il carico normale al ceppo con tutti i nodi presenti sul foro del ceppo;

- Elementi COMBIN14: sono elementi molla-smorzatore impiegati per vincolare il nodo di applicazione del carico normale al ceppo rispetto ad un nodo fisso nello spazio con molle con rigidezze differenti in direzione X e Y;

Si procede ad un'analisi più approfondita delle caratteristiche dei vari elementi.

### 5.5.1 Elemento PLANE183

L'elemento PLANE183 è un elemento piano bidimensionale a 8 nodi. Per ciascun nodo si hanno due gradi di libertà corrispondenti agli spostamenti lungo la coordinata X e Y di riferimento in figura 5.5:

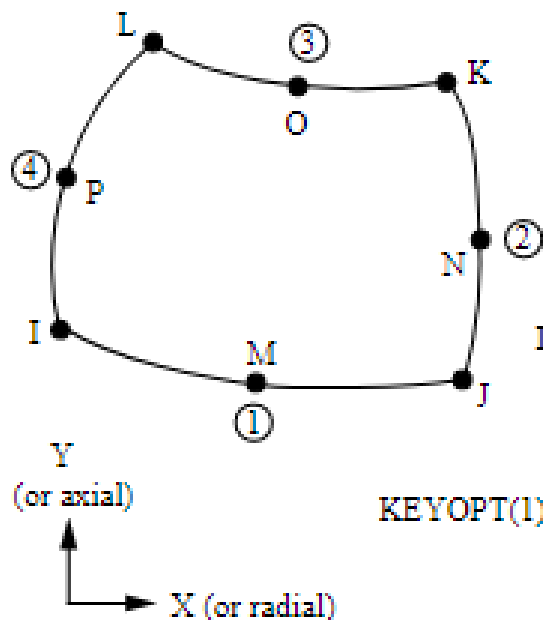
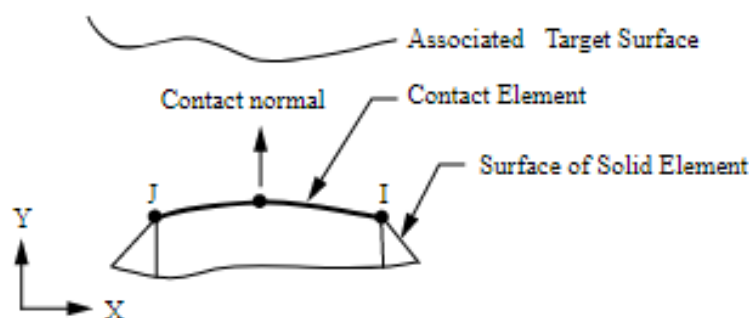


Figura 5.5: Geometria degli elementi PLANE183.

In ambiente Ansys è possibile modificare il comportamento di un elemento definito inserendo opportune opzioni di lavoro, dette KEYOPTS. In particolare, per ottenere gli elementi PLANE183 in stato di tensione piana è necessario porre la KEYOPT(3)=3. In tal modo, è possibile anche associare lo spessore  $t=80$  mm (tabella 5.1), definendo un'opportuna “real constant” (REAL), da richiamare insieme al tipo (TYPE) di elemento considerato in fase di meshing.

### 5.5.2 Elemento CONTA172

L'elemento CONTA172 è usato per definire il contatto con strisciamento in 2D tra due superfici. Tale elemento è utilizzabile in analisi strutturali e di contatto accoppiate tra loro, consentendo lo studio strutturale di un corpo a partire da condizioni di carico dovute al contatto con altri corpi. In particolare è necessario definire due superfici di contatto: una con gli elementi superficiali CONTA172 per il primo componente ed un'altra con gli elementi TARGE169 per il secondo componente, definendo correttamente la coppia del contatto.



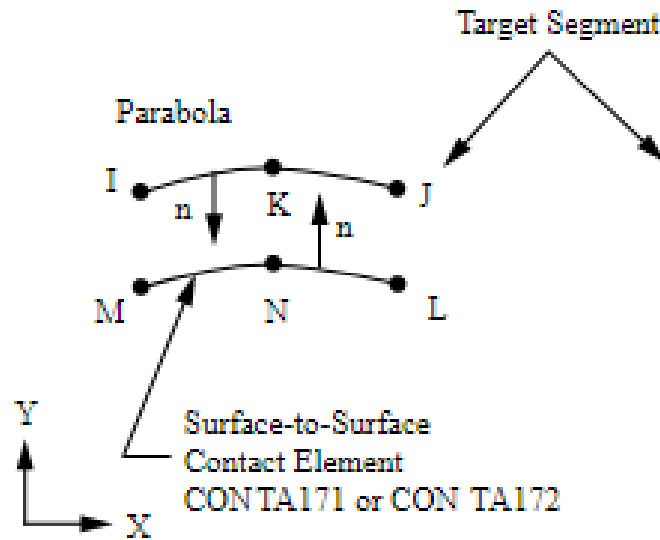
**Figura 5.6:** Schema rappresentativo dell'elemento CONTA172.

L'elemento CONTA172 è definito da tre nodi, come visibile in figura 5.6. In corrispondenza del nodo centrale si nota l'orientazione del versore normale alla superficie dell'elemento. Tali elementi sono collocati lungo la superficie esterna della ruota, (si rinvia al paragrafo 5.9). In aggiunta è necessario definire molte opzioni di lavoro per considerare le condizioni di implementazione dell'algoritmo del contatto Augmented Lagrange Method, come si spiega nel capitolo 4.

### 5.5.3 Elemento TARGE169

L'elemento TARGE169 è usato per definire la superficie "target" da associare agli elementi del contatto CONTA172. Nello studio eseguito gli elementi TARGE169 sono distribuiti lungo la superficie di contatto della geometria del ceppo freno.

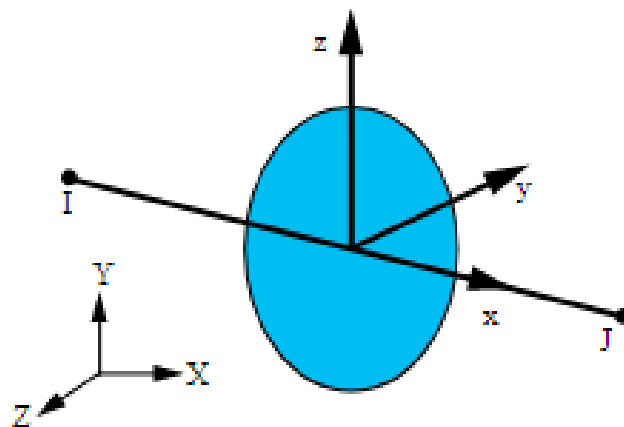
Si nota dall'immagine in figura 5.7, relativa ad uno schema rappresentativo degli elementi TARGE169 che il numero di nodi è il medesimo dei CONTA172, mentre la freccia normale alla superficie, ossia il versore che indica la direzione e il verso lungo cui si ha l'accostamento delle due superfici in contatto, ha verso opposto rispetto alla omologa dell'elemento CONTA172. Si precisa che per implementare il contatto tra gli elementi CONTA172 e TARGE169 è importante che essi abbiano lo stesso set di real constant associato, come si preciserà nel paragrafo 5.9.



**Figura 5.7:** Schema rappresentativo dell'elemento TARGE169.

#### 5.5.4 Elemento MPC184

Gli elementi MPC184 sono elementi rigidi usati per modellare un vincolo rigido tra due corpi deformabili o come un componente rigido usato per trasmettere carichi strutturali nelle applicazioni ingegneristiche. Dalla figura 5.8 si nota gli elementi MPC184 sono costituiti dai nodi I e J collegati rigidamente. Il cerchio in blu indica la possibilità di associare la forma della sezione trasversale nel caso in cui l'elemento si comporti come una trave rigida.



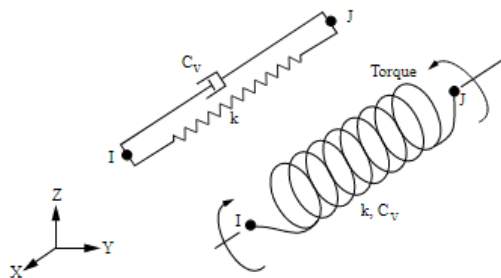
**Figura 5.8:** Schema illustrativo degli elementi MPC184.

I vincoli cinematici per i nodi dell'elemento MPC184 sono imposti usando il metodo di eliminazione diretta, ovvero i gradi di libertà di un nodo dipendente nelle equazioni MPC sono eliminati in favore di un nodo indipendente della struttura cui è collegato.

Nel nostro caso di studio tali elementi si impiegano per collegare il nodo in cui si applica il carico normale alla superficie del ceppo con tutti i nodi del pin del ceppo, in modo da distribuire in maniera omogenea la condizione di carico.

### 5.5.5 Elemento COMBIN14

Gli elementi COMBIN14 sono usati per introdurre elementi molla-smorzatore in parallelo e possono avere gradi di libertà traslazionali o rotazionali. I coefficienti di rigidità elastica “ $k$ ” e di smorzamento “ $c$ ” sono definiti con opportune real constant, mentre la direzione longitudinale lungo cui l'elemento COMBIN14 manifesta le sue proprietà elastiche o smorzanti è definita con opportune Keyoptions.



**Figura 5.9:** Schema illustrativo dell'elemento COMBIN14

Tali elementi vengono definiti tra due nodi I e J coincidenti nello spazio cartesiano di lavoro, ovvero caratterizzati dalle stesse coordinate cartesiane, ma appartenenti a corpi differenti. Per esempio un nodo può essere vincolato nello spazio e l'altro ad un corpo al quale si vuole esercitare la forza di reazione dell'elemento COMBIN14. Nella implementazione del modello sono stati impiegati per vincolare nello spazio il nodo centrale del foro del ceppo freno, come si vedrà nel paragrafo 5.10 in cui si precisano i vincoli applicati al modello.

## 5.6 Definizione dei materiali

I materiali con cui si è realizzato il modello sono l'acciaio per la ruota e la ghisa per il ceppo freno con comportamento lineare elastico. Le proprietà dei materiali

sono definite con il comando MP e riassunte nelle tabelle 5.2 e 5.3:

Modulo di Young	210 <i>GPa</i>
Coefficiente di Poisson	0.3
Densità	7.8e3 <i>kg/m<sup>3</sup></i>

**Tabella 5.2:** Proprietà meccaniche dell'acciaio.

Modulo di Young	120 <i>GPa</i>
Coefficiente di Poisson	0.24
Densità	7.9e3 <i>kg/m<sup>3</sup></i>

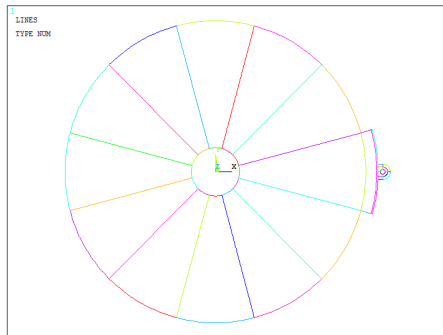
**Tabella 5.3:** Proprietà meccaniche della ghisa.

Si considera un coefficiente di attrito tra la ruota in acciaio e il ceppo in ghisa pari a 0.15.

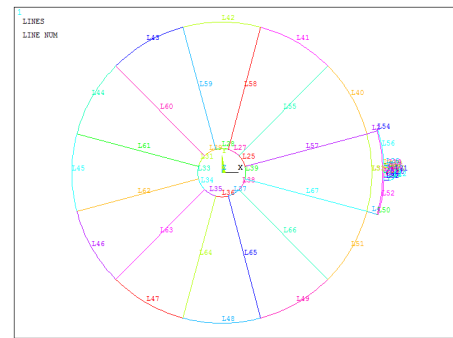
## 5.7 Realizzazione della geometria in ambiente Ansys

La geometria in ambiente /Prep7 di Ansys Mechanical APDL versione educational 2020 è stata realizzata impiegando i parametri geometrici di interesse presenti in tabella 5.1, e utilizzando i comandi CIRCLE per generare rispettivamente il cerchio interno corrispondente all'assile e il cerchio esterno corrispondente alla superficie esterna della ruota. Successivamente si sono impiegati altri comandi come LARC o LINE e si sono definiti KEYPOINTS specifici per realizzare la geometria del freno, (appendice A). Si ottiene il risultato in figura 5.10 per la geometria della ruota e del freno. Inizialmente si realizzano le linee e gli archi con cui si è realizzata la geometria, come visibile in figura 5.10a. Il software numera ciascuna linea in ordine crescente, si nota in figura 5.10b la geometria delle linee con la numerazione fornita dal software. Tale numerazione consente all'utente di selezionare le linee per eseguire specifiche divisioni che consentono di migliorare la finezza della mesh, il comando usato è LESIZE e si può vedere in figura 5.10c il risultato ottenuto. Infine, si realizzano le aree della geometria, anch'esse numerate dal software, si rappresenta un'immagine in figura 5.10d.

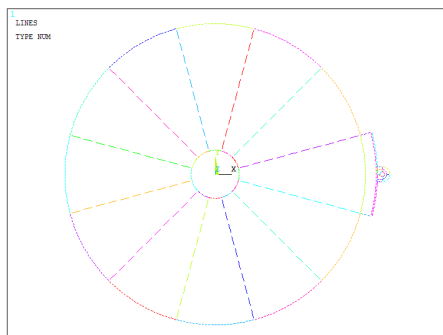




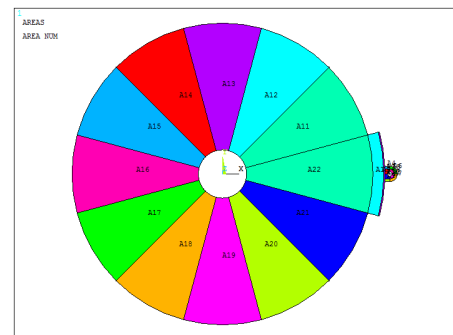
(a) Linee della geometria della ruota e del ceppo frenante.



(b) Immagine illustrativa del numero di linea associato da Ansys nella numerazione delle linee della geometria realizzata.



(c) Linee della geometria della ruota e del freno suddivise con il comando LESIZE.

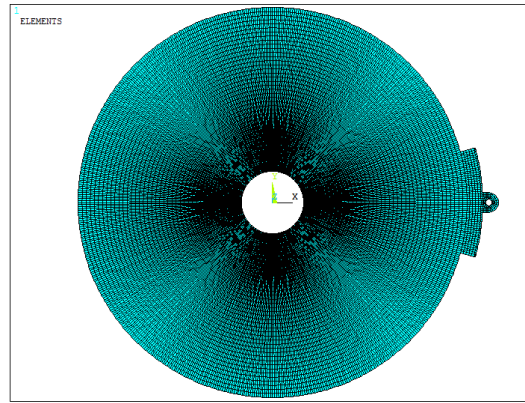


(d) Immagine illustrativa delle aree della geometria di ruota e ceppo frenante.

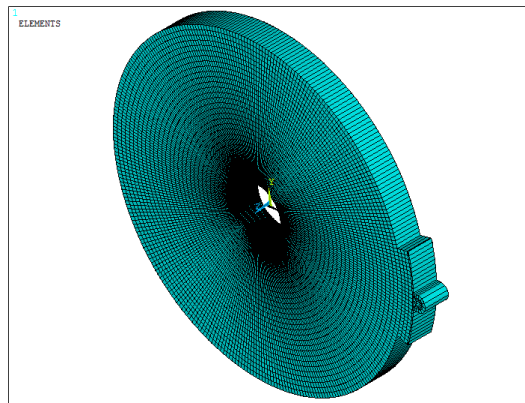
**Figura 5.10:** Immagini illustrative della realizzazione della geometria.

## 5.8 Realizzazione della mesh

L'operazione di meshing della ruota e del freno si esegue selezionando le aree di interesse e richiamando gli elementi PLANE183 con i quali si vuole realizzare la mesh. Successivamente con il comando AMESH, ALL si realizza la mesh del modello. Dato che il freno è in ghisa e la ruota è in acciaio, la mesh della ruota e quella del freno si eseguono in fasi separate richiamando opportunamente il materiale specifico per i due componenti. La mesh finale risulta ben strutturata grazie alla suddivisione delle linee che si è eseguita al passo precedente, si riporta un'immagine in figura 5.11a. È possibile visualizzare gli elementi della mesh della ruota e del freno nello spazio tridimensionale, utilizzando il comando /ESHAPE,1. Si tratta di una semplice rappresentazione, dato che gli elementi sono bidimensionali, si riporta un'immagine in figura 5.11b.



(a) Mesh della ruota e del freno.



(b) Mesh della ruota e del ceppo nello spazio tridimensionale.

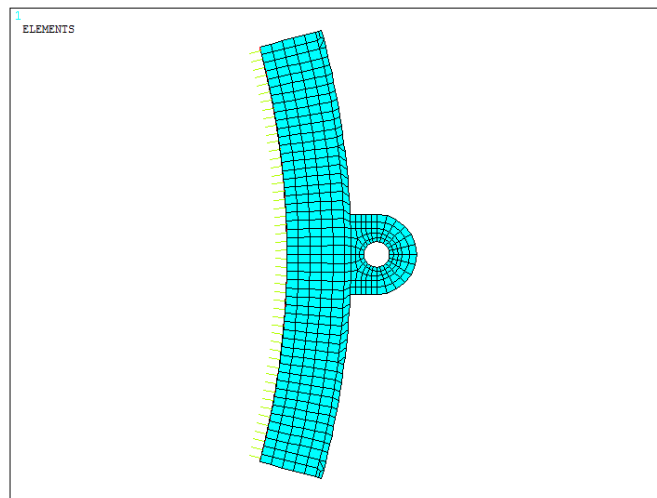
**Figura 5.11:** Rappresentazioni della mesh della ruota e del freno.

## 5.9 Definizione degli elementi del contatto

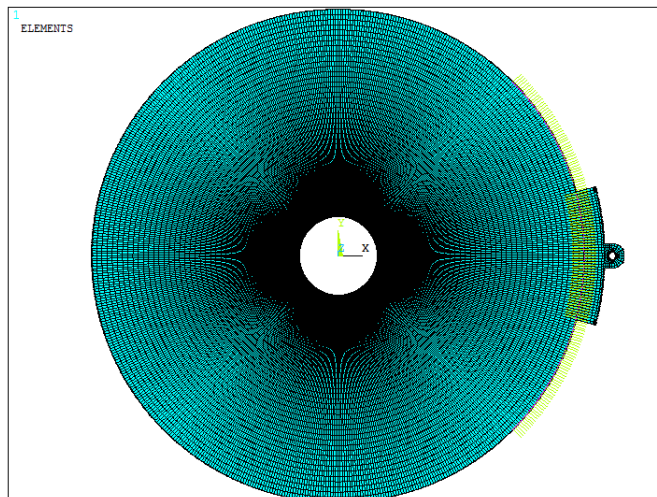
Per la definizione degli elementi del contatto si selezionano i nodi della superficie esterna della ruota, per un arco di  $90^\circ$  lungo la zona di contatto con il ceppo. Si definisce il tipo dell'elemento CONTA172 da realizzare e la REAL constant associata per poi generare gli elementi superficiali tra i nodi selezionati con il comando ESURF, [18].

Per definire gli elementi TARGE169 si esegue la stessa procedura spiegata per la realizzazione degli elementi CONTA172, selezionando i soli nodi della parte del ceppo che entrano in contatto con la ruota.

Si riporta in figura 5.12a e 5.12b un'immagine in cui è possibile vedere i versori degli elementi del contatto in direzione normale alla superficie.



(a) Immagine illustrativa dei versori normali agli elementi TARGE169 del ceppo freno.



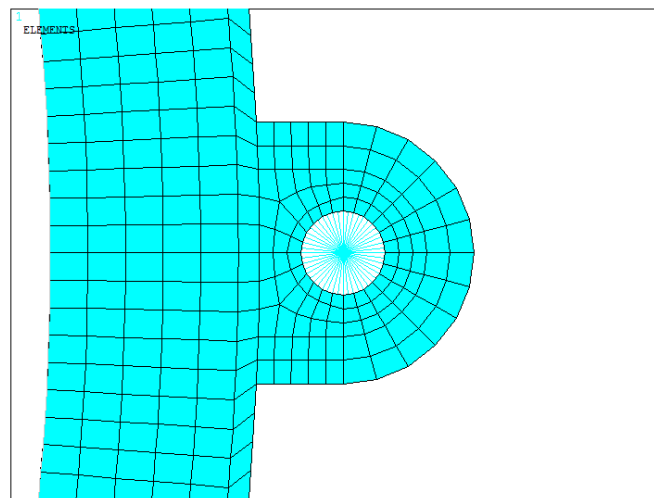
(b) Immagine illustrativa dei versori normali agli elementi CONTA172 e TARGE169.

**Figura 5.12:** Immagini illustrative dei versori normali relativi agli elementi superficiali di contatto.

## 5.10 Applicazione di carichi e vincoli

La ruota risulta vincolata con cerniere in corrispondenza dei nodi presenti lungo la circonferenza interna dell'assile, impedendo i due gradi di libertà di traslazione di tali nodi.

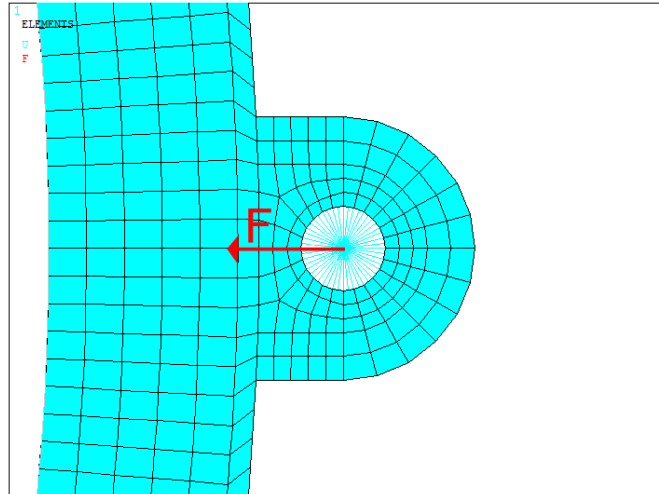
Il ceppo freno è vincolato attraverso una serie di elementi MPC184 che collegano un nodo opportunamente creato nel centro del foro con i nodi presenti lungo la circonferenza del foro, cui arriva un'asta della timoneria, che è collegata con rimandi meccanici allo stelo del cilindro freno (si rinvia al paragrafo 2.5). In questo modo, il nodo centrale creato è legato rigidamente ai nodi della circonferenza del pin, responsabili delle condizioni di vincolo e carico del ceppo, si riporta un'immagine in figura 5.13 della struttura rigida così realizzata.



**Figura 5.13:** Ingrandimento del foro del ceppo per mostrare la struttura rigida con gli elementi MPC184.

La condizione di vincolo del freno è definita in corrispondenza del nodo centrale del foro, realizzando degli elementi COMBIN14, ovvero elementi molla tra tale nodo e un altro nodo opportunamente creato con le stesse coordinate spaziali del nodo centrale del foro. Gli elementi molla realizzati sono due, uno agente in direzione X con rigidezza  $K = 0.01 \text{ N/m}$ , in modo da consentire la traslazione orizzontale del nodo e uno agente in direzione Y con rigidezza  $K = 10 \cdot 10^{10} \text{ N/m}$  in modo da impedire la traslazione verticale del nodo. Il risultato ottenuto da questo lavoro è pari alla realizzazione di un vincolo di carrello lungo la direzione di traslazione orizzontale. La condizione di carico è pari ad una forza orizzontale applicata nel nodo centrale del pin di modulo pari alle diverse condizioni di carico calcolate nel

capitolo 2 alla tabella 2.1. Si riporta un'immagine rappresentativa della condizione di carico applicata in figura 5.14.



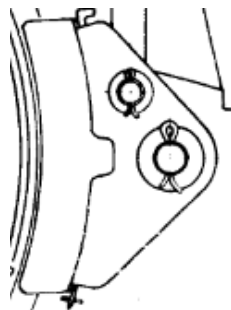
**Figura 5.14:** Immagine rappresentativa della condizione di carico nel nodo centrale del foro del ceppo.

## 5.11 Realizzazione di un modello semplificato per lo studio locale della pressione di contatto

Lo studio del contatto meccanico tra il ceppo e la ruota si è realizzato anche mediante un modello semplificato, per ridurre il costo computazionale delle analisi eseguite con il modello completo, ottenendo risultati simili; e permettendo anche di simulare meglio la reale geometria del ceppo, che ha il suo supporto in acciaio sul quale agisce il carico, con il compito di distribuire meglio il carico su tutta la suola. Nel paragrafo analisi dei risultati 5.14 si fa riferimento ai risultati del problema del contatto ottenuti in tale con tale modello.

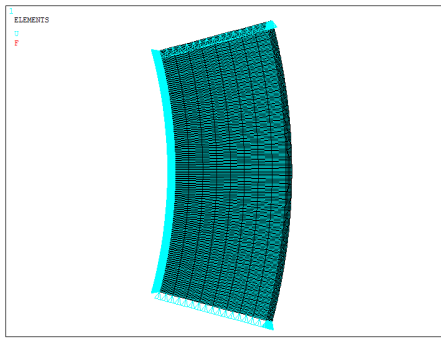
La geometria semplificata prevede la modellazione di una sola parte della ruota, nelle vicinanze del contatto, vincolando opportunamente il corpo in corrispondenza delle zone di taglio. In aggiunta si definisce una modifica costruttiva nella modellazione del ceppo, definendo il nodo di applicazione del carico ad una distanza di 100 mm dalla superficie esterna del ceppo e collegando tale nodo con tutti i nodi presenti sulla linea della superficie laterale con gli elementi MPC184. In tal modo il carico normale agente sul ceppo si ripartisce in maniera molto più uniforme, e la struttura rigida degli elementi MPC184 sono impiegati per modellare il supporto della suola del ceppo, considerato infinitamente rigido rispetto al ceppo.

Si rappresenta in figura 5.15 un'immagine rappresentativa del supporto che si vuole modellare.

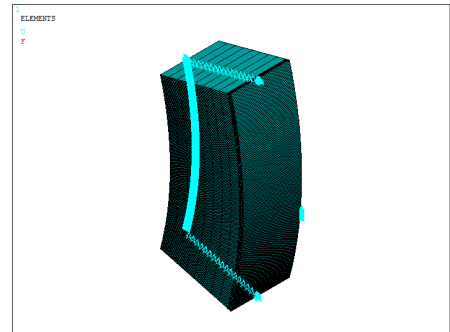


**Figura 5.15:** Supporto da modellare.

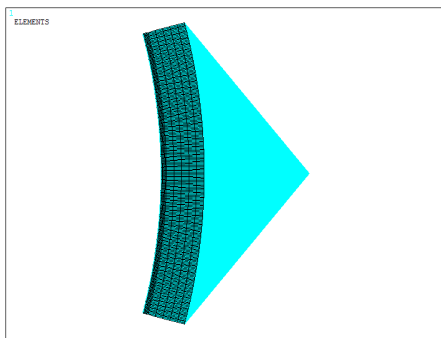
In aggiunta in questo modello semplificato si esegue una ponderata scelta della geometria per migliorare la regolarità degli elementi, come visibile nell'immagine in figura 5.16. L'immagine in figura 5.16a rappresenta la porzione della ruota modellata in 3D. Le immagini 5.16c e 5.16d rappresentano la nuova configurazione del ceppo con il collegamento dei nodi della superficie esterna con un nodo comune con gli elementi rigidi MPC184. L'immagine 5.16e rappresenta l'insieme del modello semplificato della porzione della ruota con il ceppo frenante.



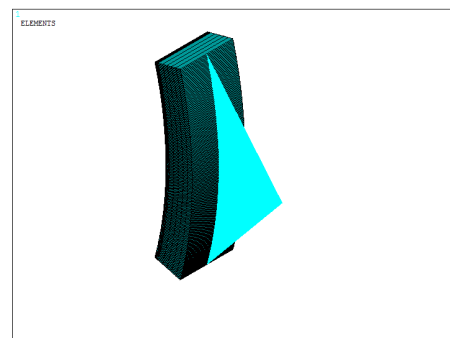
(a) Immagine rappresentativa della modellazione della porzione della ruota del modello semplificato



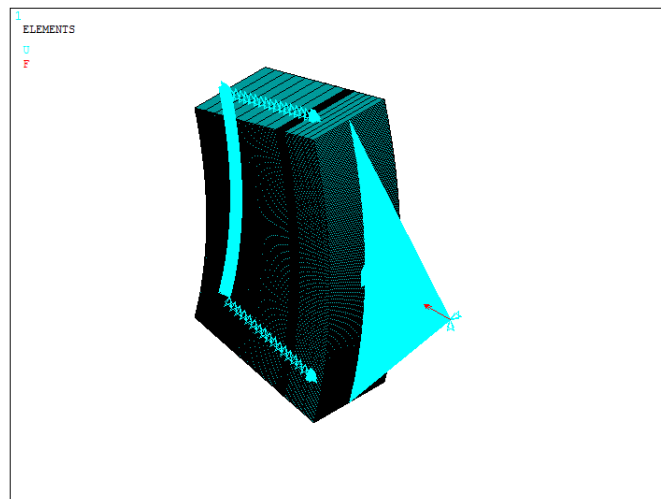
(b) Rappresentazione 3D della porzione della ruota



(c) Immagine rappresentativa del ceppo frenante.



(d) Rappresentazione 3D del ceppo frenante.



(e) Rappresentazione 3D del modello semplificato.

**Figura 5.16:** Immagini illustrative della struttura del modello semplificato.

## 5.12 Ambiente solution

Il principale scopo della simulazione è quello di ricavare gli andamenti della pressione normale di contatto all'interfaccia tra la ruota e il ceppo, data la geometria, i materiali dei corpi modellati, e la forza di accostamento del ceppo in fase di frenata. Dopo aver completato il modello in ambiente /Prep7 con la realizzazione della geometria, la definizione degli elementi, la definizione dei materiali, l'operazione di mesh e, infine, l'applicazione di vincoli e carichi, si entra in ambiente /SOLU, ossia l'ambiente di soluzione per definire le proprietà di analisi del risolutore.

In questa fase si esegue la soluzione statica del solo problema strutturale inserendo il comando `ANTYPE, STATIC`, che definisce il tipo di soluzione con cui il risolutore deve affrontare il problema di studio. Successivamente, dopo aver ricavato la pressione normale di contatto si eseguirà l'analisi termica.

Il problema del contatto rientra nei tipici problemi di studio non-lineari in cui la rigidità del sistema cambia a seconda della deformazione dei corpi in contatto, pertanto la risoluzione si esegue con il metodo di Newton-Rapshon, come è più ampiamente spiegato nel paragrafo dedicato 4.5.

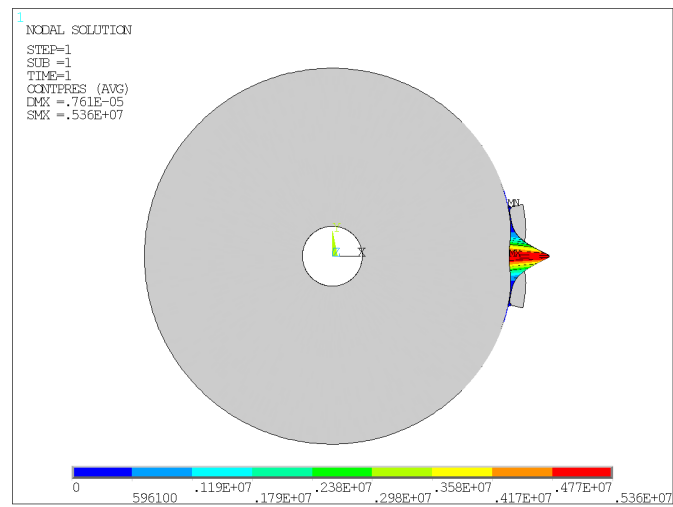
In ambiente solution si definisce il comando `"NROPT,UNSYM"` per impostare il risolutore asimmetrico per il metodo Newton-Rapshon. L'asimmetria considerata è associata alla matrice di rigidità del contatto dato che si ha la presenza dell'attrito tra i due corpi; pertanto, l'algoritmo di Newton-Rapshon in regolare funzionamento tenderebbe a trasformare le zone asimmetriche della matrice di rigidità, affinché la si simmetrizzi completamente. Nel nostro caso di studio il contributo dell'attrito tra gli elementi della ruota e del ceppo sono fondamentali per l'analisi, pertanto è importante inserire la riga di comando `"NROPT,UNSYM"` per migliorare la convergenza della soluzione.

Infine si inserisce la riga di comando `"SOLVE"` per avviare il processo di soluzione del problema, dopo l'analisi di convergenza con il metodo di Newton-Rapshon, Ansys informa di aver risolto correttamente il problema con una finestra asserente: «Solution is done!».

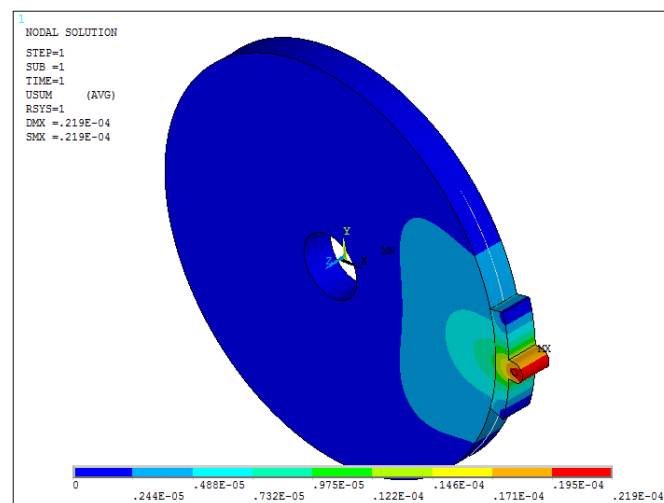
## 5.13 Ambiente postprocessor

Dopo aver realizzato la soluzione è possibile rilevare i risultati dell'analisi dall'ambiente postprocessor (/POST1), a titolo di esempio si riporta la distribuzione di pressione e di spostamento che si ottiene con la condizione di carico di 61.73 kN.





**Figura 5.17:** Distribuzione della pressione di contatto normale in [Pa].



**Figura 5.18:** Distribuzione del campo di spostamenti in [m].

Si nota dalla figura 5.17 un picco di pressione di contatto di 5.36 MPa e dalla figura 5.18 uno spostamento massimo del foro del ceppo di 0.022 mm.

## 5.14 Analisi dei risultati

### 5.14.1 Errore di discretizzazione

Per valutare la bontà dei risultati ottenuti si esegue un'analisi di convergenza incrementando il numero di elementi del modello, nonché della finezza della mesh nelle vicinanze delle zone di contatto.

La convergenza dei risultati si è eseguita attraverso la valutazione dell'errore energetico PRERR, ossia un errore calcolato a partire dalla incongruenza dei risultati del campo di tensione associato a nodi di elementi adiacenti. Nel caso reale il campo di tensione e di spostamento risultano continui, mentre in tale analisi numerica strutturale agli elementi finiti si conserva la condizione di continuità tra gli elementi per il campo di spostamento, ma non per il campo di deformazione. Tuttavia, se la taglia degli elementi è piccola a sufficienza, si ottiene un campo di deformazione discontinuo che ben approssima il campo di deformazione continuo che si otterrebbe nel caso reale.

Le analisi agli elementi finiti consentono di risolvere i problemi di studio di natura meccanica portando ad una approssimazione del risultato esatto. L'operazione di mesh consente di discretizzare il corpo continuo in un numero finito di elementi costituiti da un certo numero di nodi. In aggiunta, l'ipotesi di continuità porta alla realizzazione di un campo di spostamenti continuo tra i vari elementi, da cui deriva la generazione di un campo di sollecitazione discontinuo. Pertanto, in corrispondenza del medesimo nodo si associano delle tensioni differenti a seconda dell'elemento legato al nodo preso in analisi. Per realizzare una migliore distribuzione delle tensioni, il software ricalcola per ciascun nodo la media delle tensioni associate ai vari elementi che convergono in quel nodo. Relativamente al nodo "n" dell'elemento "i" si può considerare che:

$$\{\Delta\sigma_n^i\} = \{\sigma_n^a\} - \{\sigma_n^i\} \quad (5.1)$$

Dove:

$\{\Delta\sigma_n^i\}$ : vettore che contiene l'errore di stress sul nodo n dell'elemento i;

$\{\sigma_n^a\} = \frac{\sum_{i=1}^{N_e^n} \{\sigma_n^i\}}{N_e^n}$ : vettore di stress medio al nodo n;

$\{\sigma_n^i\}$ : vettore di stress del nodo n dell'elemento i;

Pertanto se la mesh è sufficientemente fine in modo che gli elementi adiacenti tra loro abbiano i bordi di sollecitazione perfettamente continui, l'errore di sollecitazione tende a zero. Il software Ansys Mechanical APDL non presenta questo errore direttamente, ma lo integra sul volumetto dell'elemento e riporta l'energia

associata all'errore per ogni elemento.

$$e_i = \frac{1}{2} \int_{vol} \{\Delta\sigma\}^T \{\Delta\varepsilon\} d(vol) = \frac{1}{2} \int_{vol} \{\Delta\sigma\}^T [D]^{-1} \{\Delta\sigma\} d(vol) \quad (5.2)$$

Dove:

$e_i$ : errore energetico per l'elemento  $i$ ;

$vol$ : volume dell'elemento;

$[D]$ : matrice sforzo-deformazione valutata alla temperatura di riferimento;

$\{\Delta\sigma\}$ : vettore di errore sulle tensioni nei nodi dell'elemento sul quale si calcola l'energia di deformazione;

$\{\Delta\varepsilon\}$ : vettore di errore deformazione;

L'errore di energia dell'intero modello è dato dalla somma degli errori sui singoli elementi:

$$e = \sum_{i=1}^{N_r} e_i \quad (5.3)$$

Dove:

$e$ : errore energetico su tutto il modello (o parte di esso);

$N_r$ : numero di elementi del modello o parte di esso;

L'errore energetico può essere normalizzato rispetto all'energia di deformazione in modo da ottenere un valore percentuale:

$$E = 100 \sqrt{\left( \frac{e}{e + U} \right)} \quad (5.4)$$

Dove:

$E$ : la norma energetica associata all'errore (PRERR);

$U$ : energia immagazzinata nei corpi a causa della deformazione, questo valore è calcolato dai risultati di stress e deformazione.

Per migliorare il modello si può ridurre la dimensione degli elementi a parità del tipo di elemento impiegato e, questa metodologia è indicata con il nome "h-convergence", indicando con "h" la dimensione caratteristica che deve essere ridotta.

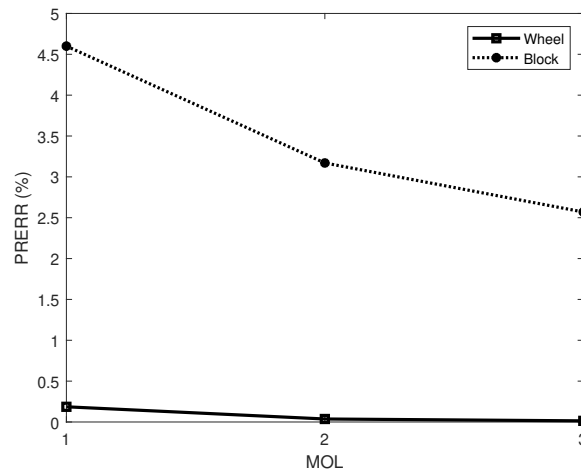
L'analisi di convergenza dei risultati consiste nell'eseguire molte simulazioni con differenti finiture della mesh in modo da ridurre la taglia degli elementi impiegati. Al termine di ciascuna simulazione, in ambiente Postprocessor si rileva il valore dell'errore energetico "PERR" in maniera separata tra la ruota e il freno, in quanto Ansys non calcola un errore energetico globale se il modello è costituito da differenti materiali.

L'operazione di infittimento della mesh è eseguita parametrizzando la divisione delle linee della geometria della ruota e del freno in funzione di un parametro indicato nel codice con "MOL", nella tabella 1 si riportano le informazioni in termini del numero di nodi, di elementi PLANE183 e di elementi CONTA172 e TARGE169 relativi alla discretizzazione realizzata.

MOL	1	2	3
ELEMENTI PLANE183 RUOTA	3380	13520	30420
ELEMENTI PLANE183 FRENO	2600	10400	23400
NODI RUOTA	10687	41653	92899
NODI FRENO	8341	32281	71821
ELEMENTI CONTA172	260	520	780
ELEMENTI TARGE169	260	520	780
NODI CONTATTO	521	1041	1561

**Tabella 5.4:** Tabella degli elementi e dei nodi di discretizzazione della mesh in funzione del parametro MOL.

I risultati del PRERR per la ruota e il freno sono diagrammati in funzione del parametro "MOL" nel grafico in figura 5.19



**Figura 5.19:** Prerr di ruota e freno in funzione del numero di nodi ed elementi.

Si nota che il PRERR della ruota è inferiore a 1%, pertanto la finitura della mesh della ruota è ben eseguita; mentre, il PRERR del freno è compreso tra 2.5% e 4.5%, si tratta di un errore energetico maggiore rispetto a quello della ruota, ma comunque inferiore al 15%, pertanto la discretizzazione della mesh è ben eseguita, come spiegato nell'articolo [19].

#### 5.14.2 Risultati delle simulazioni

I risultati delle simulazioni riportati sono relativi al modello semplificato, perché consente di ridurre il tempo di simulazione e di raffinare la mesh con maggiore efficacia.

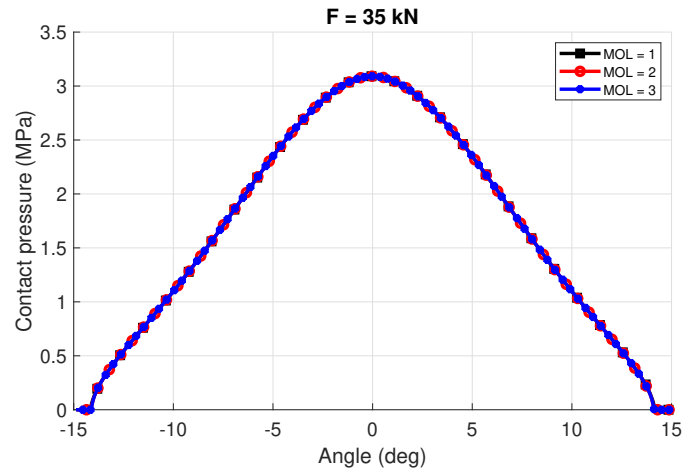
La maggiore finezza della mesh consente di aumentare il numero di elementi CONTA172 e TARGE169, si riporta in tabella 5.5 il numero di elementi in funzione del parametro di discretizzazione “MOL” impiegato nel codice.

MOL	ELEMENTI TARGE169	ELEMENTI TARGE172
1	260	260
2	520	520
3	780	780

**Tabella 5.5:** Numero di elementi CONTA172 in funzione del parametro MOL.

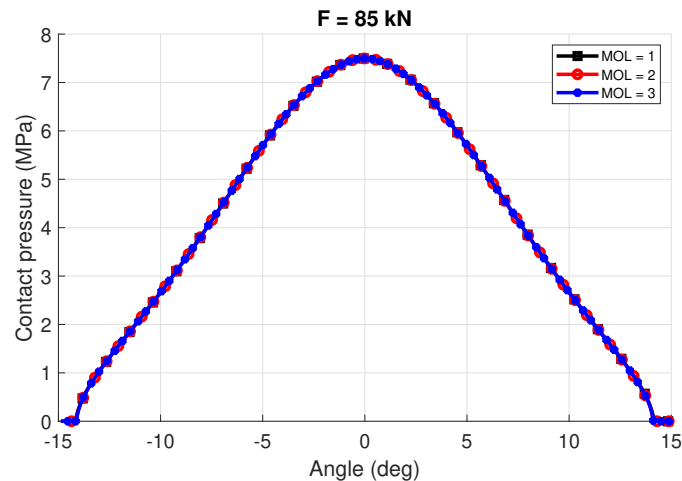
Si nota che, aumentando il numero di elementi di discretizzazione della zona del contatto (elementi CONTA172), si ottiene la convergenza dell'andamento di

pressione normale di contatto, a tal proposito si riporta l'andamento della pressione normale di contatto nella condizione di carico di 35 kN e 85 kN in funzione delle differenti discretizzazioni della mesh.



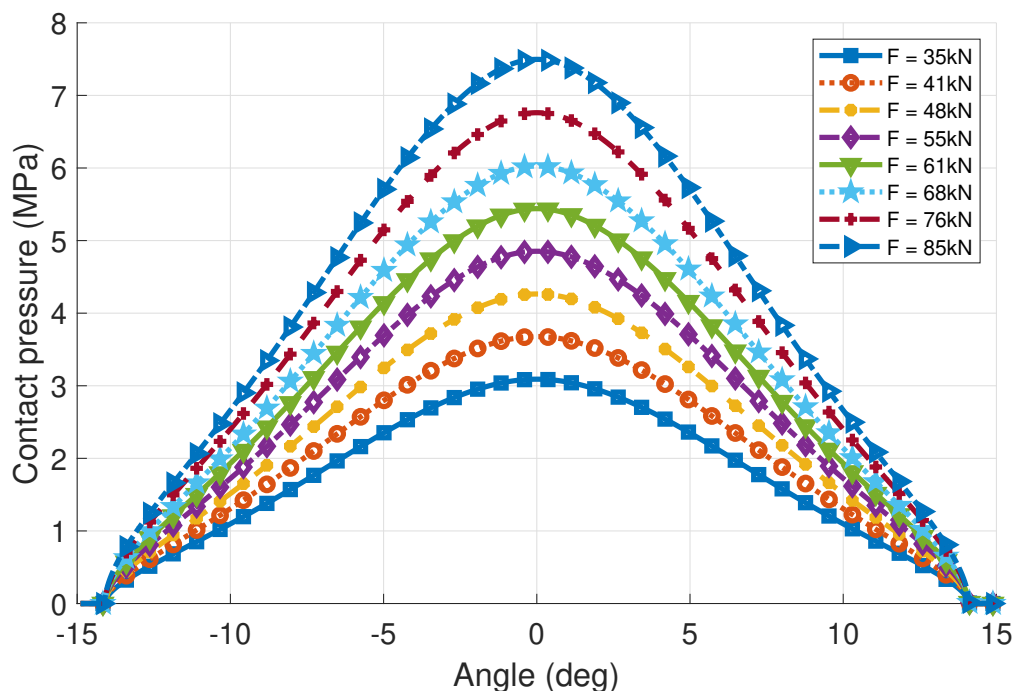
**Figura 5.20:** Andamento della pressione normale nel caso di forza normale di 35 kN in relazione a diverse discretizzazioni della mesh.

Dalle figure 5.20 e 5.21 è possibile notare che gli andamenti di pressione all'aumentare della discretizzazione della mesh sono sovrapposti, pertanto l'analisi converge con l'aumento del numero di elementi.



**Figura 5.21:** Andamento della pressione normale nel caso di forza normale di 85 kN in relazione a diverse discretizzazioni della mesh.

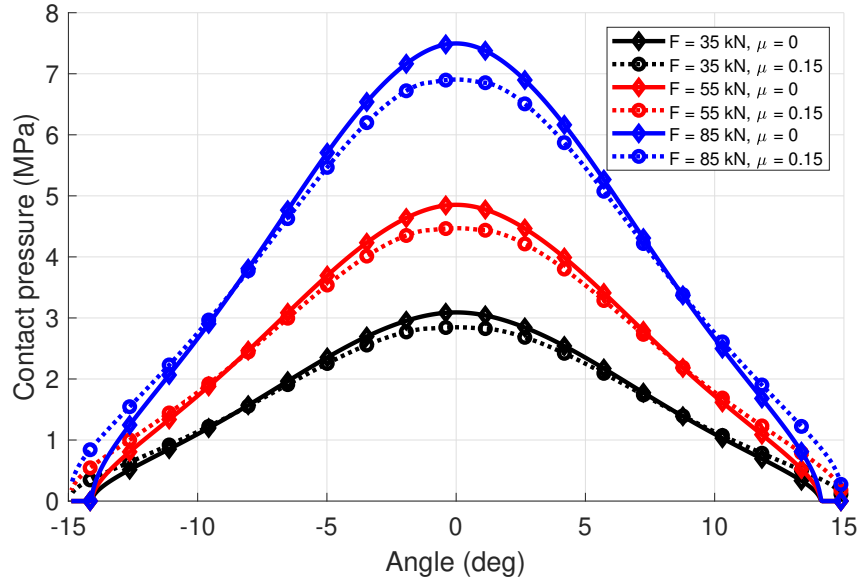
Si presenta un confronto dei risultati di pressione normale ottenuti per le varie condizioni di carico del ceppo come spiegato nel capitolo 2, tabella 2.1. Tale confronto si mostra in figura 5.22. Con l'aumento della condizione di carico del ceppo si nota che il picco di pressione normale di contatto aumenta e l'arco di contatto in cui si concentra la pressione normale con maggiore intensità si mantiene all'incirca costante, in particolare il contatto si verifica lungo  $28^\circ$  di apertura del ceppo.



**Figura 5.22:** Andamenti di pressione normale di contatto in funzione dell'angolo di apertura del ceppo in relazione alle varie condizioni di carico normale.

Le simulazioni relative alle diverse condizioni di carico normale del ceppo sono state eseguite considerando una notevole finezza della mesh, in particolare il parametro MOL, che parametrizza la discretizzazione della mesh, è stato posto a 3; si rinvia alla tabella 5.5 per avere informazioni sul numero di elementi della mesh, e alla figura 5.19 per l'errore energetico PRERR associato.

Se si considera il contributo dell'attrito, si nota che la pressione normale diminuisce a parità di carico, mentre l'area di contatto aumenta, diventando pari all'intero arco di apertura del ceppo, come visibile in figura 5.23, ciò è dovuto al fatto che le forze di attrito danno una componente orizzontale che bilancia la forza di contatto applicata sul ceppo.



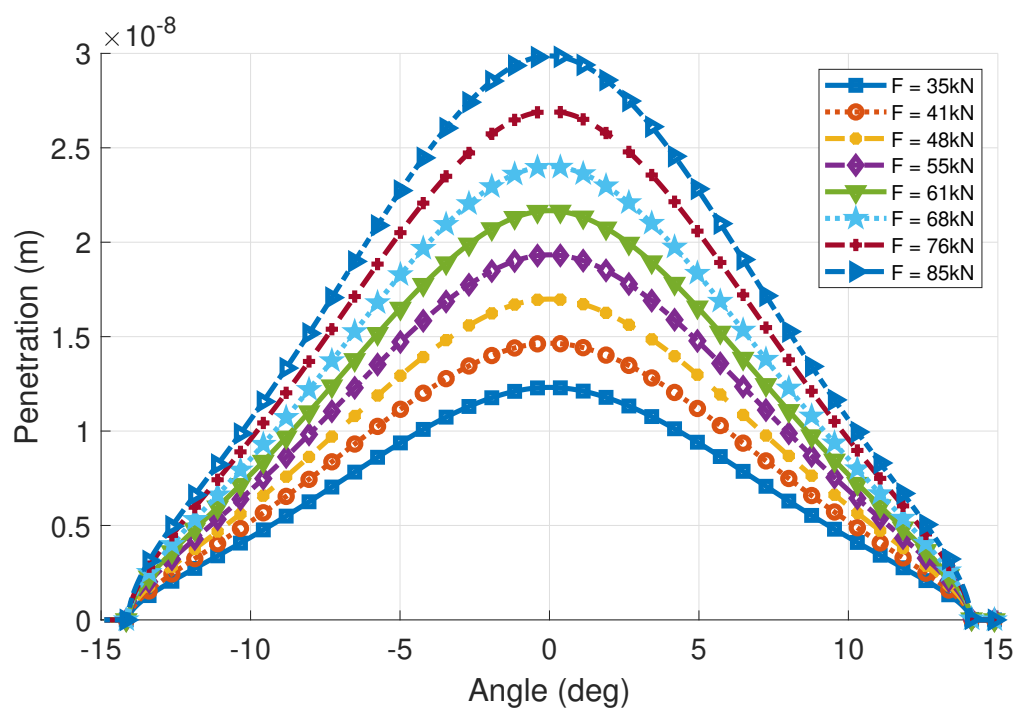
**Figura 5.23:** Confronto della pressione normale tra contatto senza attrito e contatto con attrito.

Si riporta in figura 5.24 un confronto dell'andamento della penetrazione della superficie di contatto della ruota per le diverse condizioni di carico normale applicato sul ceppo.

Si nota che la penetrazione è dell'ordine di grandezza di  $10^{-8}$  m, l'algoritmo di contatto ha lavorato con il vincolo di non poter compenetrare la superficie della ruota per più di  $10^{-4}$  m, tale condizione è stata ampiamente rispettata. In aggiunta l'andamento della penetrazione della superficie rispetto all'angolo di apertura del ceppo è in accordo con i corrispondenti andamenti di pressione che si hanno in figura 5.22.

Nella realtà il ceppo non compenetra la superficie della ruota, i due corpi si accostano tra loro senza compenetrare. Il risultato della penetrazione è fornito dall'algoritmo Augmented Multipliers Lagrange per raggiungere la convergenza dell'analisi, ma di tratta di un risultato che non ha valenza fisica. Tuttavia, è bene assicurarsi che la penetrazione sia inferiore alla deformazione locale degli elementi CONTA172. Calcolando, per ciascun nodo del contatto, il rapporto tra la penetrazione e la deformazione totale corrispondente, si ottiene un valore dell'ordine di grandezza di  $10^{-5}$ , pertanto la penetrazione è molti ordini di grandezza inferiore alla deformazione locale degli elementi del contatto.





**Figura 5.24:** Confronto dell'andamento della distribuzione della penetrazione [m] nell'interfaccia di contatto.

## Capitolo 6

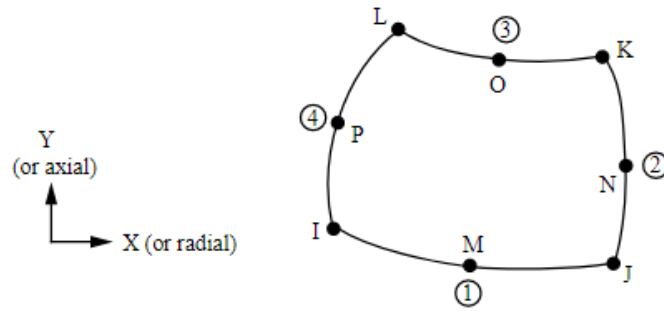
# MODELLAZIONE FEM DEL PROBLEMA TERMICO

### 6.1 Introduzione

In questo capitolo si spiega la metodologia con cui è stato realizzato il modello termico in ambiente Ansys. Tale studio consente di valutare la distribuzione di temperatura raggiunta dalla ruota al termine di una frenata condotta con la velocità del veicolo considerata costante. L'analisi termica transiente è eseguita considerando la rotazione del carico termico generato all'interfaccia tra il ceppo e la ruota.

### 6.2 Realizzazione della geometria della mesh in ambiente preprocessor

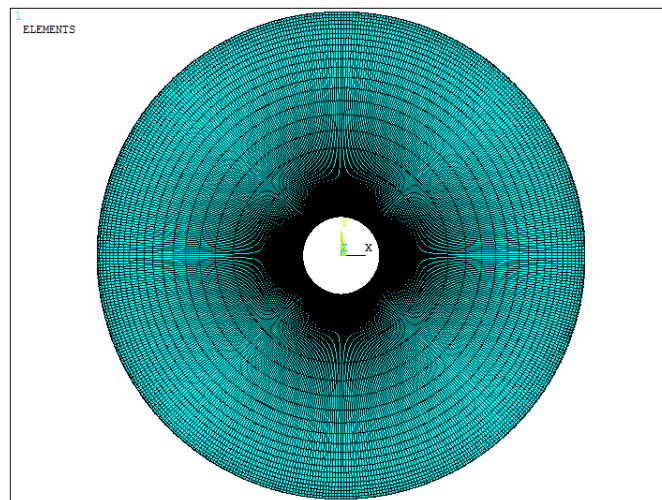
Il modello termico è stato implementato per la sola ruota a partire dalla realizzazione della geometria in ambiente Preprocessor (/PREP7), in modo analogo al modello strutturale (paragrafo 5.8). La mesh è stata realizzata con gli elementi termici PLANE77, si tratta di elementi termici bidimensionale a 8 nodi ai quali è associato il grado di libertà della temperatura, come visibile in figura 6.1.



**Figura 6.1:** Immagine rappresentativa degli elementi PLANE77.

Gli elementi PLANE77 lavorano come elementi bidimensionali piani con la proprietà dello spessore definita da un'opportuna real constant, definendo la condizione di lavoro ponendo la Keyopton(3) pari a 3.

In tal modo si ottiene una mesh molto simile a quella realizzata per il modello strutturale (paragrafo 5.8), con la differenza che in questo caso si è preferito migliorare la finezza degli elementi nelle vicinanze della superficie esterna, e ridurla nelle vicinanze della circonferenza dell'assile.



**Figura 6.2:** Immagine rappresentativa della mesh con elementi PLANE77.

### 6.3 Applicazione del carico termico e della convezione con la TABLE interpolante variabile rispetto al tempo.

L'analisi termica consiste in un'analisi transiente con rotazione del carico termico lungo la superficie esterna della ruota, tale rotazione consente di definire l'effetto termico che deriva dalla rotazione della ruota in fase di movimento del veicolo ferroviario, trascurando la dinamica della ruota e considerando il solo fenomeno termico. In tal modo si realizza un'analisi termica disaccoppiata dall'analisi strutturale, a partire dalla condizione di carico termico che si genera dalla pressione di contatto tra il ceppo e la ruota, la cui distribuzione è calcolata in precedenza mediante l'analisi strutturale statica descritta al capitolo 5.

Il carico termico applicato alla superficie della ruota è calcolato in termini di flusso termico come il prodotto tra la pressione tangenziale di contatto e la velocità di strisciamento della ruota nell'interfaccia con il ceppo, e considerando un fattore di dissipazione ripartizione del calore tra la ruota e il ceppo [1] in funzione delle proprietà termiche dei materiali e dell'area di scambio termico di ruota e ceppo. La relazione (6.1) definisce la distribuzione locale del carico termico come il prodotto della pressione tangenziale in ciascun nodo dell'area di contatto e la velocità periferica della ruota:

$$q_{TOT} = \dot{Q}(x, y) = \begin{cases} \mu \cdot p_n(x, y) \cdot v_{per}, & (x, y) \in \text{Area di contatto} \\ 0, & (x, y) \notin \text{Area di contatto} \end{cases} \quad (6.1)$$

Dove:

$q_{TOT}$ : il flusso termico totale derivante dal contatto tra la ruota e il ceppo;

$\mu$ : coefficiente di attrito tra l'acciaio della ruota e la ghisa del ceppo;

$p_n(x, y)$ : la pressione normale agente sul nodo  $(x, y)$  della superficie di contatto;

$v_{per}$ : la velocità periferica della ruota (si tratta della velocità di strisciamento, ma poiché la ruota gira e il ceppo è fermo le due sono uguali);

Il calore generato caratterizzato dal flusso termico totale  $q_{TOT}$  si ripartisce tra la ruota e il ceppo introducendo un fattore  $\beta$ , ottenendo le seguenti relazioni:

$$q_w = \beta \cdot q_{TOT} \quad (6.2)$$

$$q_b = (1 - \beta) \cdot q_{TOT} \quad (6.3)$$

Dove:

$q_w$ : flusso di calore relativo alla ruota;

$q_b$ : flusso di calore relativo al freno.

Il coefficiente di ripartizione del calore  $\beta$  è definito in funzione della geometria del ceppo e della ruota, e delle proprietà termiche dei materiali attraverso la relazione (6.4):

$$\beta = \left\{ 1 + \left( \frac{k_w}{k_b} \right)^{\frac{1}{2}} \frac{\lambda_b A_b}{\lambda_w A_w} \right\}^{-1} \quad (6.4)$$

Dove:

$k_w$ : diffusività termica dell'acciaio relativo alla ruota,  $m^2/s$ ;

$k_b$ : diffusività termica della ghisa relativa al freno,  $m^2/s$ ;

$\lambda_b$ : conducibilità termica della ghisa relativa al freno;

$\lambda_w$ : conducibilità termica dell'acciaio relativo alla ruota;

$A_b$ : area di contatto geometrica del ceppo sulla ruota;

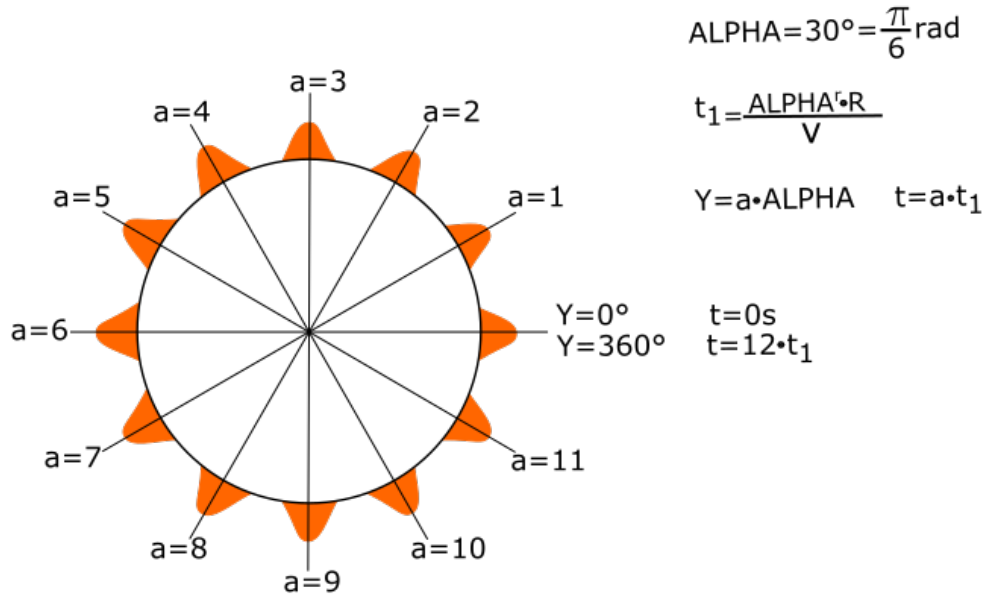
$A_w$ : area del cerchione della ruota lungo cui avviene il contatto con il freno, ossia il prodotto di  $A_w$  per la lunghezza della circonferenza della ruota.

Considerando  $k_w = 1.4 \cdot 10^{-5} \frac{m^2}{s}$ ,  $k_b = 1.2 \cdot 10^{-5} \frac{m^2}{s}$ ,  $\lambda_b = 50 \frac{W}{mK}$ ,  $\lambda_w = 54 \frac{W}{mK}$ ,  $A_b = 0.21 m^2$ , e  $A_w = 0.658 m^2$ , si ottiene  $\beta = 0.75$  nel caso di contatto tra ceppo in ghisa e ruota in acciaio. Pertanto, si ha che il 75% del calore generato all'interfaccia tra la ruota e il ceppo si diffonde nella ruota, mentre il 25% si diffonde nel ceppo frenante per il caso di ceppo in ghisa. Nel caso di impiego di composito o sinterizzato per il ceppo, si nota che il coefficiente di ripartizione del calore " $\beta$ " aumenta, massimizzando l'effetto del riscaldamento della ruota.

La rotazione del carico termico è stata implementata con una "TABLE" interpolante in grado di far ruotare il carico termico applicato lungo la superficie della ruota in funzione del tempo e della velocità di rotazione della ruota. In generale, la "TABLE" interpolante è uno strumento fornito da Ansys per definire i carichi variabili rispetto alla posizione spaziale e al tempo in fase di simulazione. In particolare, per definire il carico termico rotante, è necessario che esso sia applicato in posizioni angolari differenti lungo la superficie esterna della ruota in funzione del tempo di simulazione, nonché della velocità di rotazione della ruota.

Pertanto, è necessario eseguire la discretizzazione dell'angolo giro della ruota in un numero "N" di intervalli, in relazione al quale si associa la discretizzazione del tempo utile ad eseguire la rotazione della ruota a velocità costante. Tale operazione è eseguita definendo il vettore "YVAL" per la discretizzazione dell'angolo giro e il vettore "TVAL" per la discretizzazione tempo relativo alla rotazione della ruota corrispondente a ciascuna posizione del vettore "YVAL", (appendice B). È anche possibile realizzare delle TABLE che permettono di simulare l'applicazione del carico termico nel caso di frenata con arresto del veicolo, per semplicità

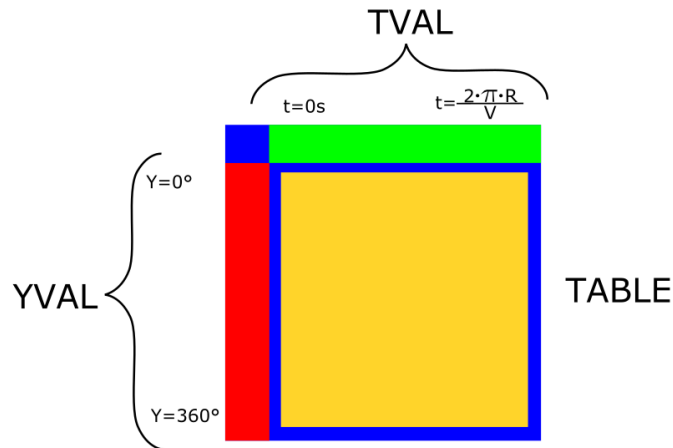
si mostra la realizzazione della TABLE considerando la velocità del veicolo costante.



**Figura 6.3:** Rappresentazione del carico termico rotante.

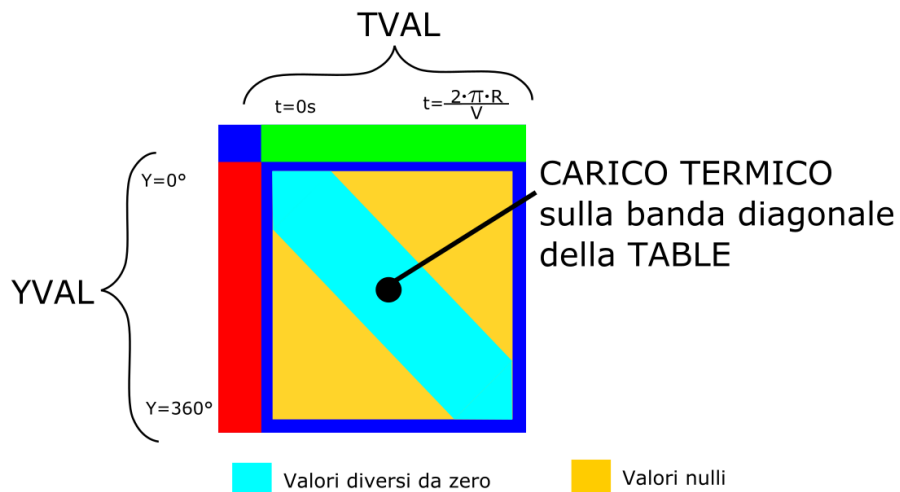
Dal punto di vista fisico, si può semplificare il ragionamento pensando che le posizioni del vettore “YVAL” rappresentino lo spazio percorso dalla ruota, e le posizioni del vettore “TVAL” rappresentino il tempo impiegato a percorrere tale spazio in funzione della velocità di moto della ruota.

In seguito è possibile realizzare la TABLE interpolante, che equivale ad una matrice con la prima riga e la prima colonna indicizzata in funzione del vettore “YVAL” e “TVAL” come visibile in figura 6.4.



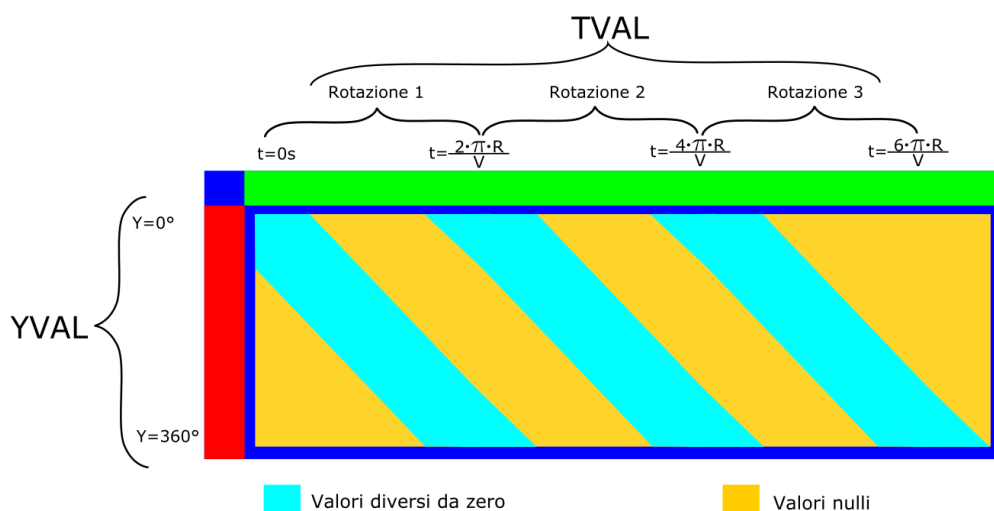
**Figura 6.4:** Rappresentazione della table.

Per ciascuna colonna della TABLE è possibile definire una condizione di carico termico per la ruota in relazione ad un istante di tempo differente e quindi di una posizione angolare diversa. Si nota che la TABLE relativa al carico termico è riempita lungo la diagonale principale della matrice con una banda larga in funzione del passo di discretizzazione del vettore "YVAL". Successivamente si definisce la condizione di vincolo di convezione termica per tutti i nodi della superficie esterna della ruota ai quali non è applicato il carico termico, impiegando una seconda TABLE.



**Figura 6.5:** Rappresentazione della TABLE con carico termico

In tal modo la TABLE consente di far variare la condizione di carico per un giro di rotazione, per implementare più giri di rotazione si inserisce un nuovo parametro, chiamato “ROT” che possiamo impostare per definire il numero di giri di rotazione che si vogliono simulare, in funzione dello spazio di frenata. Tale parametro permette di ampliare la dimensione del vettore “TVAL”, e di implementare una TABLE rettangolare definita come una duplicazione della TABLE iniziale per un numero di volte pari al numero di rotazioni che si vogliono simulare, si rappresenta in figura 6.6 l’immagine della rappresentazione della TABLE nel caso di tre rotazioni.

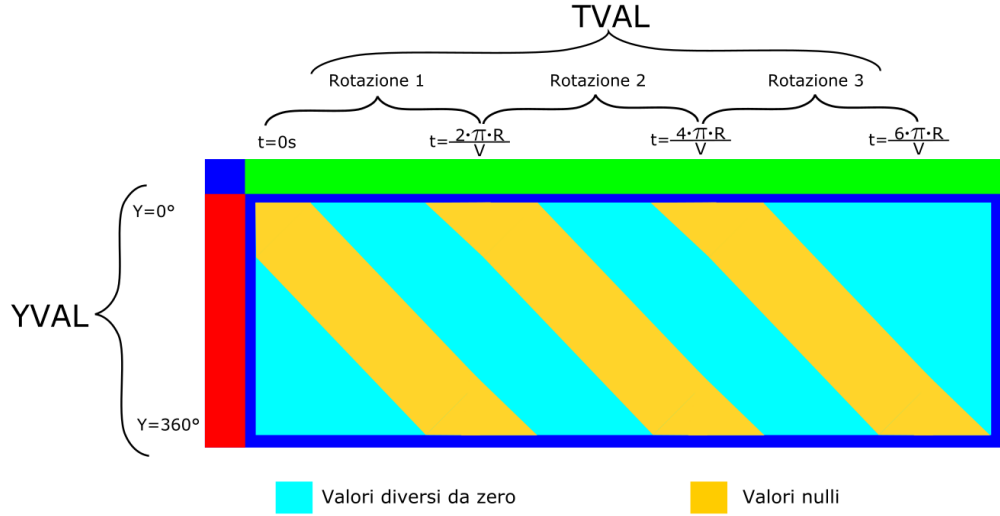


**Figura 6.6:** Rappresentazione della TABLE con carico termico nel caso di tre rotazioni.

Una volta eseguita l’implementazione della TABLE, si procede con la condizione di applicazione del carico termico lungo tutti i nodi della superficie della ruota con il comando `F,ALL,HEAT,%ccc%`; poiché la TABLE è stata indicata in ANSYS con il nome “ccc” per il carico termico.

Nei nodi della superficie esterna della ruota che circondano la zona del contatto con il ceppo si ha il fenomeno della convezione termica, pertanto si tratta di una condizione di vincolo variabile rispetto al tempo in modo complementare alla condizione di carico. Tale operazione si esegue definendo una nuova TABLE chiamata “ddd” per implementare la convezione. Tale TABLE presenta un riempimento complementare rispetto alla TABLE della condizione di carico, come mostrato in figura 6.7, poiché se si ha la generazione di calore per via dell’attrito tra il ceppo e la ruota, nella zona di contatto non si ha convezione termica, bensì la sola conduzione a partire dalle superfici a contatto.





**Figura 6.7:** Rappresentazione della TABLE con coefficienti di convezione nel caso di tre rotazioni.

## 6.4 Calcolo del coefficiente di convezione

La ruota subisce il fenomeno termico di convezione con l'ambiente esterno, infatti considerando che il veicolo ferroviario si muova con una certa velocità indicata con "w", si genera un flusso di aria contrario con pari velocità verso la ruota, che amplifica il fenomeno di dissipazione del calore con l'ambiente esterno.

La convezione è un fenomeno termico molto complesso che dipende dalle proprietà del fluido (viscosità dinamica  $\mu$ , conduttività termica  $\lambda$ , densità  $\rho$ , e calore specifico  $c_p$ ), come pure dalla velocità del fluido.

La potenza termica trasmessa per convezione si può esprimere con la legge di Newton per il raffreddamento in maniera proporzionale alla differenza di temperatura:

$$\dot{Q}_{\text{conv}} = hA_{\text{spf}}(T_{\text{spf}} - T_{\infty}) \quad (6.5)$$

Dove:

$Q_{\text{conv}}$ : potenza termica in dissipata per convezione,  $W$ ;

$h$ : coefficiente di convezione,  $\frac{W}{m^2K}$ ;

$A_{\text{spf}}$ : area della superficie di scambio termico,  $m^2$ ;

$T_{\text{spf}}$ : temperatura della superficie di scambio termico,  $K$ ;

$T_{\infty}$ : temperatura dell'ambiente circostante,  $K$ .

Nella trattazione della convezione è pratica comune combinare le variabili da cui dipende il fenomeno, raggruppandole in numeri adimensionali, in modo da ridurre il numero di parametri da considerare. Il coefficiente di convezione si adimensionalizza

con il numero di Nusselt:

$$Nu = \frac{hL_c}{\lambda} \quad (6.6)$$

Dove:

$L_c$ : è la lunghezza caratteristica,  $m$ ;

$\lambda$ : è la conduttività termica del fluido,  $\frac{W}{mK}$ ;

Il numero di Nusselt è rappresentativo dell'incremento della potenza termica trasmessa per convezione attraverso uno strato di fluido rispetto a quella trasmessa per conduzione attraverso lo stesso strato.

Nel caso di studio della ruota si ha convezione forzata esterna, in quanto se si osserva la ruota in un sistema di riferimento inerziale solidale ad essa l'aria appare in movimento con velocità pari alla velocità del veicolo, pertanto si ha un flusso di aria che aumenta la dissipazione per convezione.

Per il calcolo del numero di Nusselt per una geometria cilindrica in tali condizioni di lavoro [20], si ha:

$$Nu = \frac{hr}{\lambda} = 0.3 + \frac{0.62Re^{\frac{1}{2}}Pr^{\frac{1}{2}}}{\left[1 + (0.4/Pr)^{\frac{2}{3}}\right]^{\frac{1}{4}}} \left[1 + \left(\frac{Re}{282000}\right)^{\frac{5}{8}}\right]^{\frac{4}{5}} \quad (6.7)$$

Dove:

$r$ : raggio della ruota,  $m$ ;

$Re$ : numero di Reynolds;

$Pr$ : numero di Prandtl.

Il numero di Reynolds dà informazioni sulla transizione da moto laminare a moto turbolento del flusso di aria, in generale nel moto laminare le forze viscosi tra le particelle del fluido hanno una valenza maggiore delle forze d'inerzia. Il numero di Reynolds consente stimare il rapporto tra le forze d'inerzia e le forze viscosi delle particelle del fluido, pertanto quando tale rapporto è molto elevato ( $Re > 2 \cdot 10^5$  per flussi esterni di cilindri e sfere) si parla di flusso turbolento completamente sviluppato.

$$Re = \frac{wr}{v_a} \quad (6.8)$$

Dove:

$w$ : è la velocità del fluido, ossia la velocità relativa tra la ruota e l'aria,  $\frac{m}{s}$ ;

$r$ : è il raggio della ruota,  $m$ ;  
 $v_a$ : è la viscosità cinematica dell'aria,  $\frac{m^2}{s}$ .

Considerando la condizione di velocità di avanzamento della ruota di  $80 \frac{km}{h} = 22.22 \frac{m}{s}$ , il raggio della ruota  $r = 0.5 m$ , e la viscosità cinematica dell'aria  $v_a = 1.5 \cdot 10^{-5} \frac{m^2}{s}$ , si ottiene un numero di Reynolds pari a  $7.41 \cdot 10^5$ , pertanto si ha il flusso turbolento.

Il numero di Prandtl dà informazioni sul rapporto tra la diffusività molecolare della quantità di moto delle particelle del fluido e la diffusività molecolare del calore. In tale caso di studio è possibile calcolare il numero di Prandtl come:

$$Pr = \frac{\mu_a c_p}{\lambda} \quad (6.9)$$

Dove:

$\mu_a = 1.8 \cdot 10^{-5} \frac{kg}{ms}$ : viscosità dinamica dell'aria;

$c_p = 1005 \frac{J}{kgK}$ : calore specifico dell'aria a pressione costante;

$\lambda = 0.026 \frac{W}{mK}$ : conducibilità termica dell'aria.

Il numero di Prandtl corrispondente è  $Pr = 0.067$ . Sostituendo i numeri adimensionali calcolati nella relazione (6.7) è possibile calcolare il numero di Nusselt  $Nu = 9.53 \cdot 10^2$ , da cui:

$$h = \frac{\lambda Nu}{r} = 49.6 \frac{W}{m^2K} \quad (6.10)$$

## 6.5 Ambiente solution e modello matematico di lavoro

### 6.5.1 Impostazioni del risolutore

In ambiente Solution si imposta il risolutore con modalità di analisi termica transiente con il comando "ANTYPE, TRANS". Si definiscono le condizioni iniziali di temperatura a 293 K per tutti i nodi della mesh. In seguito, si imposta una limitazione in merito al tempo di integrazione in relazione alla finezza della mesh con il comando DELTIM.

Il modello termico FEM consente di risolvere il problema termico alle derivate parziali su un corpo continuo con un numero finito di elementi costituito da un certo numero di nodi che rappresentano i punti del dominio del corpo studiato in cui si calcolano in modo approssimato le temperature. Le equazioni differenziali

del modello FEM in formato matriciale [17] sono:

$$[C]\{\dot{T}\} + [K]\{T\} = \{Q^a\} \quad (6.11)$$

Dove:

$[C]$ : è la matrice relativa alla proprietà del calore specifico del materiale, cioè la sua capacità di immagazzinare energia nell'unità di massa in presenza di un aumento di temperatura nel tempo;

$[K]$ : è la matrice relativa alla proprietà della conduttività del materiale, ossia l'attitudine del materiale a condurre calore nello spazio;

$\{T\}$ : vettore delle temperature dei nodi della mesh, si tratta dei gradi di libertà incogniti del problema;

$\{\dot{T}\}$ : vettore delle derivate parziali delle temperature dei nodi rispetto al tempo;

$\{Q^a\}$ : vettore del flusso di calore esterno associato ai nodi analizzati.

Per risolvere studiare l'evoluzione temporale del sistema di equazioni differenziali (6.11) si considera la discretizzazione del vettore  $\{\dot{T}\}$  in funzione del valore assunto dalle temperature  $\{T\}$  agli istanti di tempo " $t$ " e " $t + \Delta t$ ", dove " $\Delta t$ " è il passo temporale d'integrazione. Si considera anche l'impiego di un parametro di integrazione transiente " $\vartheta$ " in modo che si ottenga la seguente:

$$\frac{\{T_{t+\Delta t}\} - \{T_t\}}{\Delta t} = (1 - \vartheta) \{\dot{T}_t\} + \vartheta \{\dot{T}_{t+\Delta t}\} \quad (6.12)$$

Dalla relazione (6.12) si ricava il vettore delle derivate temporali delle temperature nodali al tempo " $t + \Delta t$ ":

$$\{\dot{T}_{t+\Delta t}\} = \frac{\{T_{t+\Delta t}\} - \{T_t\}}{\vartheta \Delta t} + (1 - \vartheta) \{\dot{T}_t\} \quad (6.13)$$

Si consideri il sistema di equazioni differenziali (6.11) al tempo " $t + \Delta t$ ":

$$[C] \{\dot{T}_{t+\Delta t}\} + [K] \{T_{t+\Delta t}\} = \{Q_{t+\Delta t}^a\} \quad (6.14)$$

Sostituendo la relazione (6.13) nella (6.14) si ottiene:

$$[C] \left( \frac{\{T_{t+\Delta t}\} - \{T_t\}}{\vartheta \Delta t} + (1 - \vartheta) \{\dot{T}_t\} \right) + [K] \{T_{t+\Delta t}\} = \{Q_{t+\Delta t}^a\} \quad (6.15)$$

Da cui si ricava il vettore delle temperature nodali  $\{T_{t+\Delta t}\}$ :

$$\left(\frac{1}{\vartheta\Delta t}[C] + [K]\right) \{T_{t+\Delta t}\} = \{Q_{t+\Delta t}^a\} + [C] \left(\frac{1}{\vartheta\Delta t} \{T_t\} + \frac{(1-\vartheta)}{\vartheta} \{\dot{T}_t\}\right) \quad (6.16)$$

Si nota che è possibile ricavare il vettore delle derivate temporali delle temperature al tempo "t" a partire dalla relazione (6.11).

Il parametro di integrazione transiente  $\theta$  consente di impostare il metodo della discretizzazione della derivata temporale delle temperature dei nodi, nel caso in analisi si utilizza il metodo di Crank-Nicholson ponendo  $\theta = 0.5$  (come da default di Ansys). Si tratta di un metodo incondizionatamente stabile, pertanto la stabilità del problema di risoluzione è indipendente dal passo di integrazione " $\Delta t$ " scelto.

Tuttavia, è importante considerare una precisa relazione tra la dimensione del più grande elemento nella direzione del flusso di calore e l'ampiezza dell'intervallo temporale di integrazione, affinché si ottengano risultati corretti nelle regioni in cui si hanno severi gradienti termici durante analisi termiche transienti. Con gli elementi PLANE77 quadratici, caratterizzati dalla presenza di un nodo centrale lungo ciascun lato, è molto importante controllare la taglia degli elementi della mesh e il minimo intervallo temporale di integrazione. Il particolare è necessario definire uno step iniziale di integrazione minore o uguale del massimo valore calcolato con la relazione (6.17) in funzione della taglia dell'elemento della mesh e delle proprietà termiche del materiale impiegato:

$$ITS = \frac{\Delta^2}{4\alpha} \quad (6.17)$$

Dove:

$ITS$ : sigla di "Initial Time Stepping", ovvero step iniziale d'integrazione;

$\Delta$ : è la lunghezza caratteristica del più grande elemento della mesh lungo la direzione di propagazione del flusso di calore, nelle zone in cui si attende di rilevare il maggiore gradiente di temperatura;

$\alpha = \frac{k}{\rho C}$ : è il valore della diffusività termica, si tratta del rapporto tra la conduttività termica " $k$ " e il prodotto tra la densità del materiale " $\rho$ " in e il calore specifico " $C$ " del materiale.

Rilevando opportunamente i dati della dimensione dell'elemento nelle vicinanze della superficie esterna, sottoposta a importanti gradienti termici, si ha  $\Delta = 5.26 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ , mentre la conduttività dell'acciaio è  $k = 54 \frac{W}{mK}$ , la densità è  $\rho = 7.8 \cdot 10^{-3} \frac{kg}{m^3}$  e il calore specifico è  $C = 502 \frac{J}{kgK}$ , si ottiene un massimo time step iniziale di  $ITS = 0.502 \text{ s}$ , di conseguenza si sceglie un tempo di integrazione iniziale inferiore.

Tuttavia, il tempo di integrazione deve anche soddisfare la graduale continuità tra

una condizione di carico definita dalla TABLE e la successiva, pertanto si definisce con il comando DELTIM un tempo di integrazione variabile tra due estremi, si pone il minimo pari a " $\frac{dt}{10}$ " e il massimo pari a " $\frac{dt}{2}$ ", dove " $dt$ " è il tempo utile a passare da una condizione di carico della TABLE alla successiva, variabile rispetto alla velocità del veicolo e alla finezza con cui si esegue la discretizzazione del vettore "YVAL". Nelle simulazioni eseguite si considera una notevole finezza del vettore "YVAL", discretizzando l'angolo giro in 1200 parti, pertanto la condizione di carico termico varia ogni  $dt = 1.18 \cdot 10^{-5}$  s, se si considera la condizione di velocità del veicolo di  $80 \frac{km}{h}$ , e si pone  $ITS = 1.18 \cdot 10^{-6}$  s, mentre il passo temporale d'integrazione durante tutta la simulazione può variare tra  $dt_{min} = 1.18 \cdot 10^{-6}$  s e  $dt_{max} = 0.59 \cdot 10^{-5}$  s.

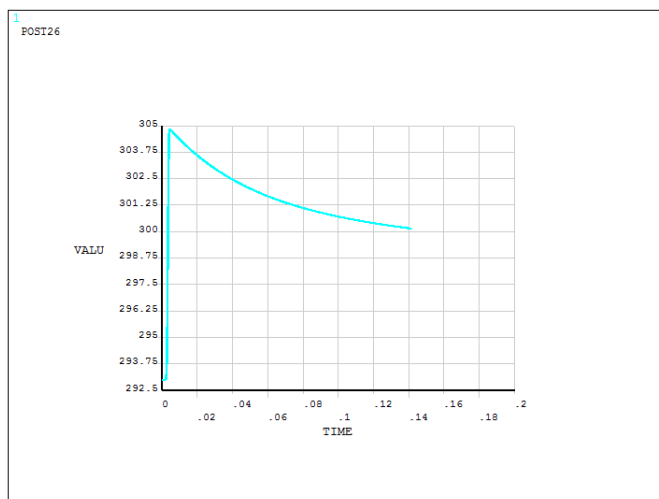
## 6.6 Ambiente postprocessor e analisi dei risultati

In ambiente postprocessor è possibile rilevare i risultati relativi all'ultimo istante di tempo della simulazione eseguita, ovvero la distribuzione di temperatura della ruota al termine della simulazione. Tuttavia, è importante studiare l'evoluzione dell'andamento della temperatura dei nodi degli elementi PLANE77 rispetto al tempo di simulazione, a tal fine si entra in ambiente /POST26, che consente di eseguire una lettura di tutti i risultati di temperatura dei nodi della mesh in funzione dell'istante di tempo di simulazione corrispondente.

Le simulazioni sono state eseguite considerando la condizione di velocità di rotazione del carico termico pari a  $80 \text{ km/h}$ , tale scelta operativa, seppur sia semplificativa, corrisponde alla principale condizione di lavoro definita dalle norme UIC [21, 4] nelle prove di frenatura per la validazione del sistema frenante. Di conseguenza, avere a disposizione un modello numerico in grado di riprodurre frenature a velocità costante può consentire di velocizzare la progettazione almeno nelle fasi di prototipazione, riducendo i test sperimentali solo nelle fasi finali di progettazione ai prototipi che già con il modello numerico sembravano i più promettenti.

In figura 6.8 si riporta l'andamento della temperatura di un nodo della superficie della mesh in funzione del carico termico, considerando la velocità di rotazione del carico termico di  $80 \text{ km/h}$ , ossia la velocità di strisciamento relativo tra il ceppo e la ruota. Si può calcolare il tempo necessario per lo scambio termico conduttivo tra ruota e ceppo, come il tempo utile affinché il carico termico ruoti di un angolo pari all'angolo  $\alpha=30^\circ$  di apertura del ceppo, ovvero  $t = 1.18 \cdot 10^{-2}$  s; ovviamente in tale arco di tempo il nodo riceve un flusso termico variabile rispetto all'intensità della pressione di contatto agente localmente ad esso. L'effetto dello scambio termico conduttivo tra la ruota e il ceppo è ben visibile in figura 6.8, si nota esso si verifica nei primi istanti di simulazione, mentre successivamente si ha il fenomeno della

convezione termica, con riduzione della temperatura. In un primo giro di rotazione della durata di  $1.414 \cdot 10^{-1} \text{ s}$  si ha un incremento di temperatura a partire dalla temperatura iniziale di 293 K sino alla temperatura di 305 K in fase di scambio termico conduttivo tra la ruota e il ceppo, mentre con il successivo fenomeno della convezione termica si ha una riduzione sino a 300 K.

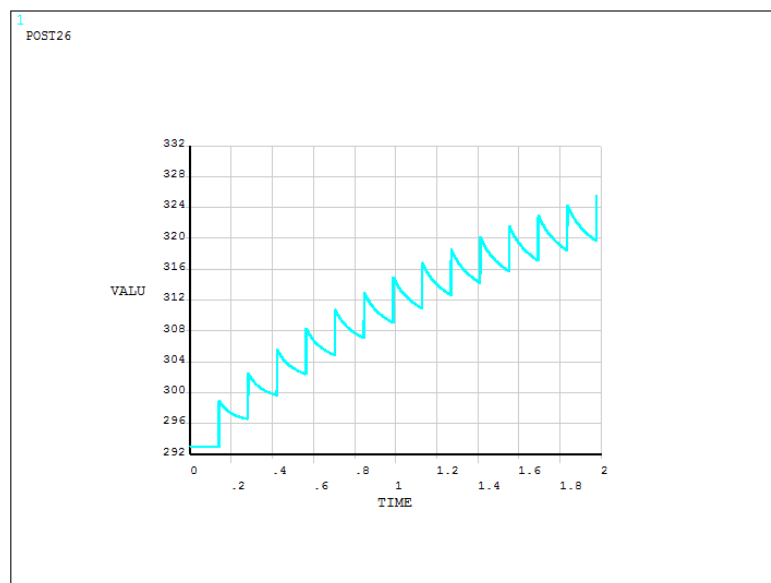


**Figura 6.8:** Andamento della temperatura di un nodo della superficie della mesh per un giro di rotazione del carico termico.

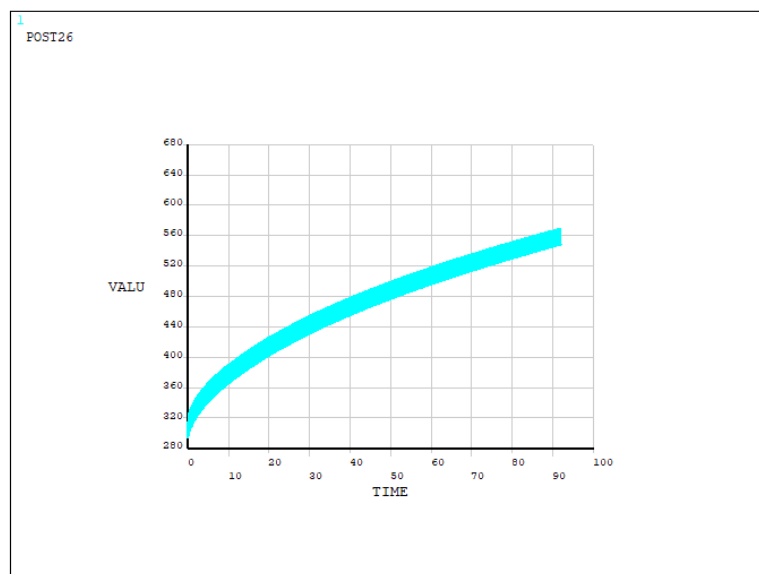
In seguito si passa a successive rotazioni del carico termico partendo dalla condizione di temperatura finale raggiunta nella precedente rotazione. In figura 6.9 si ha il tipico andamento di temperatura che si realizza nel caso di più rotazioni del carico termico, in particolare si tratta dell'andamento di temperatura di un nodo della superficie della ruota nel caso di 14 rotazioni del carico termico con un tempo finale di simulazione di di 1.98 s, considerando sempre la condizione di velocità costante pari a 80 km/h e la distribuzione di pressione derivante dalla condizione di carico normale del ceppo di 48 kN (tabella 2.1). La temperatura massima raggiunta con 14 rotazioni risulta di 326 K, come visibile in figura 6.9.

In figura 6.10 si nota l'andamento di temperatura di un nodo superficiale della ruota in funzione del tempo di simulazione per 650 rotazioni del carico termico. Il tempo di simulazione totale è di 91.9 s, mentre la temperatura massima raggiunta è circa 570 K.

Si nota in figura 6.11, la omogenea distribuzione dei punti caldi lungo la superficie esterna della ruota in maniera graduale. Tuttavia, il gradiente di temperatura in direzione radiale della ruota è fortemente localizzato nelle vicinanze della superficie esterna della ruota, il che dipende dalla brevità delle simulazioni eseguite. Il



**Figura 6.9:** Andamento di temperatura di un nodo superficiale della ruota nel tempo per 14 giri di rotazione del carico termico.

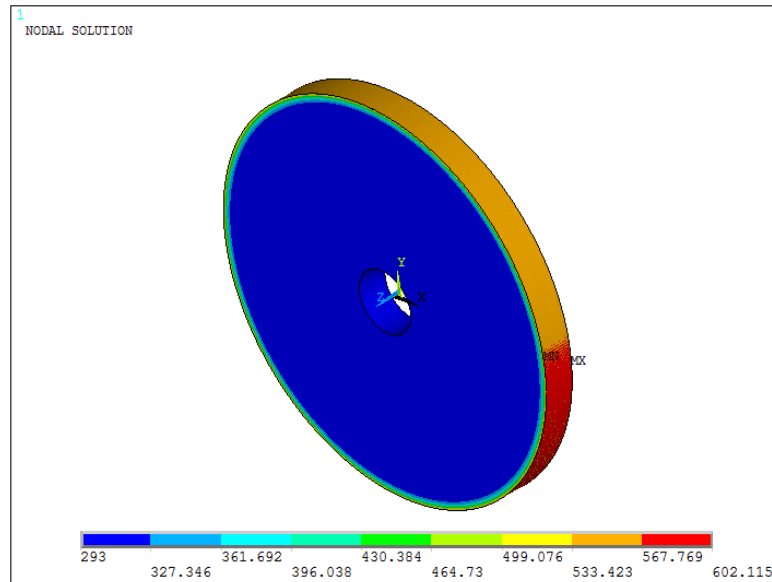


**Figura 6.10:** Andamento di temperatura nel tempo nel caso di 650 rotazioni del carico termico.

fenomeno conduttivo del calore nell'acciaio è funzione della diffusività termica del materiale, e richiede tempi ben più lunghi per raggiungere condizioni di regime,



diffondendo il calore anche nelle parti più interne della ruota. Tale risultato può essere confrontato con i lavori presenti in letteratura spiegati nel capitolo della Storia dell'arte, si pensi alla pubblicazione di Babu e Prasad e a quella di Milosevic (paragrafi 3.5 e 3.4).



**Figura 6.11:** Distribuzione di temperatura della ruota al termice della simulazione di 650 rotazioni del carico termico.

L'analisi dei risultati del problema termico non risulta particolarmente ricca perché l'obiettivo principale del lavoro di tesi consiste nell'implementare un modello FEM termico della ruota in grado di studiare il problema del riscaldamento transiente dovuto al contatto tra la ruota e il ceppo. Pertanto, il modello realizzato è in grado di predire in modo corretto dal punto di vista qualitativo l'andamento della distribuzione della temperatura della ruota nel tempo. Tuttavia, si tratta di un modello di studio iniziale, ossia la base di un nuovo progetto di ricerca incentrato sullo studio termico della ruota ferroviaria in fase di frenatura.

# CONCLUSIONI

Il presente lavoro di tesi tratta lo studio termomeccanico del contatto tra la ruota ferroviaria e il ceppo in fase di frenatura con il metodo agli elementi finiti. Lo studio di implementazione del modello, con il software Ansys Mechanical APDL versione educational 2020, prevede la realizzazione di un modello strutturale e di un modello termico, entrambi bidimensionali, eseguendo due analisi disaccoppiate tra loro. In particolare, il modello strutturale è realizzato con elementi PLANE183 bidimensionali con l'ipotesi semplificativa di stato di tensione piana per la sezione assiale della ruota e del ceppo, mentre il contatto tra i due corpi è stato implementato impiegando gli elementi CONTA172 per la zona della superficie di contatto della ruota e TARGE169 per la superficie di contatto del ceppo. Il modello termico è stato realizzato con elementi PLANE77 bidimensionali. Il codice analizza prima lo studio strutturale statico del contatto tra la ruota e il ceppo, calcolando la pressione normale di contatto, per poi eseguire un'analisi termica transiente disaccoppiata da quella strutturale. La condizione di carico termico è definita in maniera proporzionale rispetto alla pressione normale di contatto e alla velocità di strisciamento relativo tra il ceppo e la ruota. In aggiunta, il modello termico della ruota è caratterizzato dalla condizione di vincolo di dissipazione di calore per convezione con l'ambiente esterno, nelle zone circostanti all'interfaccia contatto. Il carico termico e la condizione di vincolo di convezione sono applicati con lo strumento TABLE interpolante fornito da Ansys, per variare la posizione angolare della ruota in cui sono applicati in funzione del tempo di simulazione. Più precisamente, si vuole ruotare la condizione di carico termico e di vincolo di convezione lungo la superficie esterna della ruota in funzione del tempo di simulazione, nonché della velocità di strisciamento relativo tra la ruota e il ceppo.

I risultati dello studio del modello strutturale mostrano che l'area di contatto del ceppo corrisponde a tutta la superficie laterale del ceppo che si accosta alla ruota, individuando pressioni maggiori nella zona centrale di tale area e pressioni nulle nelle parti terminali. I risultati dello studio del modello termico mostrano che l'andamento della distribuzione di temperatura prevede temperature molto elevate lungo la superficie esterna del cerchione della ruota, con un notevole gradiente di temperatura in direzione radiale nella zona circostante. Di contro, le parti interne

della ruota hanno temperatura pari alla temperatura ambiente, fissata a 25°C. Tale risultato dipende dalla brevità delle simulazioni eseguite, (90 s al massimo), poiché il fenomeno della conduzione termica che caratterizza l'acciaio della ruota non raggiunge le condizioni di regime. Tuttavia, l'obiettivo della tesi è la realizzazione iniziale di un modello FEM in grado di fornire dei risultati dell'andamento della distribuzione di temperatura qualitativamente corretti, focalizzandosi soprattutto sul verificare che l'andamento di temperatura sia in linea con i risultati attesi. Si tratta di un lavoro iniziale di un nuovo progetto di ricerca che in futuro potrà essere perfezionato per cogliere aspetti al momento trascurati.

Un eventuale sviluppo futuro può essere l'introduzione del contributo del raffreddamento della ruota derivante dalla conduzione termica con la rotaia, a tal fine si può realizzare un modello agli elementi finiti strutturale che simuli il contatto ruota-rotaia con l'obiettivo di studiare l'area di contatto tra i due corpi e successivamente eseguire un'analisi termica disaccoppiata introducendo il contributo del raffreddamento lungo l'area di contatto calcolata nella precedente analisi. Inoltre, si può perfezionare lo studio realizzando l'accoppiamento dell'analisi strutturale e l'analisi termica, in modo da approfondire lo studio di altri fenomeni, come la fatica termica che deriva dalla nascita di punti caldi, ossia zone superficiali poco estese della ruota in cui si intensifica fortemente il riscaldamento in maniera ciclica. Per uno studio completo dell'interazione termo-meccanica ruota-ceppe, si potrebbe anche sviluppare un tool in grado di calcolare l'usura della ruota e del ceppo durante la frenatura.

Il lavoro può essere ulteriormente approfondito realizzando un modello 3D con elementi tridimensionali per il modello strutturale, eliminando l'ipotesi semplificativa di stato di tensione piana definita nel caso bidimensionale, in modo tale da valutare anche la distribuzione di pressione in direzione assiale. In aggiunta si può realizzare un modello termico 3D per studiare la distribuzione del campo di temperatura della ruota nella direzione assiale, considerando un carico termico correlato alla distribuzione di pressione calcolata dall'analisi strutturale statica.

In ultima analisi si può passare alla validazione sperimentale dei risultati ottenuti, realizzando un banco di prova con cui eseguire misure sperimentali impiegando delle termocoppie in varie posizioni della ruota, in modo da monitorare l'evoluzione della temperatura nel tempo e confrontarla con i risultati ottenuti dalle simulazioni numeriche. In tale fase è possibile perfezionare ulteriormente il modello FEM, in modo da ottenere la convergenza dei risultati rispetto alle prove sperimentali. Dopo la validazione sperimentale, il modello realizzato potrà essere impiegato con notevole affidabilità nella previsione dell'evoluzione del campo di distribuzione della temperatura raggiunto dalla ruota, in modo da prevedere quali variabili di lavoro sia possibile ottimizzare.



## Appendice A

# LISTATO ANSYS APDL DELLO STUDIO DEL CONTATTO MECCANICO TRA LA RUOTA E IL CEPPO

```
1 finish
2 /clear
3 /prep7
4
5 /rgb,index,100,100,100, 0
6 /rgb,index, 80, 80, 80,13
7 /rgb,index, 60, 60, 60,14
8 /rgb,index, 0, 0, 0,15
9 /replot
10
11 ! Definition of construction parameters
12
13 alpha=30      ! Angular opening of the brake block (deg)
14 r=500e-3      ! Wheel radius (m)
15 r1=8e-3       ! Internal radius of the brake block pin (m)
16 r2=25e-3      ! External radius of the brake block pin (m)
17 r3=80e-3      ! Internal radius of the wheelset (m)
18 d=40e-3       ! Brake block radial width (m)
19 t=80e-3       ! Brake block and rail wheel thickness along z-axis (m)
```

```

20
21
22 ! Definition of loads parameter
23 ! Horizontal force applied on the brake block pin (N)
24 F=35.07e3    !35.07e3    !41.73e3    !48.39e3    !55.07e3    !61.73e3
      !68.39e3    !76.73e3    !85.07e3
25
26 mol=1          ! Multiplicator factor of mesh
27 ls =50*mol     ! Parameter of mesh of brake
28 a=ls           ! Number of wheel arcs
29 a1=ls          ! Number of wheel arcs for the contact zone
30 b=30           ! Number of elements along radial direction
31 b1=100         ! b1 of elements of conta
32
33
34
35 ! Material properties of cast iron (Brake block)
36 mp,ex,1,120000e6    !N/m^2
37 mp,nuxy,1,0.24
38 mp,dens,1,7.9e3     !kg/m^3
39
40 ! Material properties of steel (Wheel)
41 mp,ex,2,210000e6    !N/m^2
42 mp,nuxy,2,0.3
43 mp,dens,2,7.8e3     !kg/m^3
44 mp,mu,2,0.15
45
46 ! Material properties of steel for rigid links
47
48 mp,ex,3,210000e6    !N/m^2
49 mp,nuxy,3,0.3
50
51 ! Definition of elements Plane183
52
53 et,1,plane183
54
55 keyopt,1,3,3          !0:Plane Stress, if you want Plane Strain
      it's 2, 3:if you want plane stress with thickness (TK) real
      constant input
56
57 r,1,t
58
59 ! Definition of element Conta172
60
61 et,2,172
62 r,2,,,1,1,,1e-1      !FKN, FTOLN, PINB
63
64 ! All the following keyoptions are related to element CONTA-172
65

```

```

66 !Keyopt(1) deals sets the degrees of freedom of contact, they are UX,
    UY if keyipt(1)=0
67
68 keyopt,2,1,0
69
70 !Keyopt(2) deals with the Contact Algoritm
71
72 keyopt,2,2,0          !0: Augmented Method;
73
74 !Keyopt(5) deals with the Auto CNOF/ICONT adjustment
75
76 keyopt,2,5,1          !1: Close Gap with CNOF;
77
78 !keyopt(9) deals with the Inclusion of Initial penetration/gap
79
80 keyopt,2,9,2          !2: Include initial penetration/gap
81
82 !keyopt(10) deals with the Contact Stiffness Update
83
84 keyopt,2,10,2         !2: Contact stiffnes automatic adjust
85
86 !keyopt(11) deals with the inclusion of thickness of bodies in
    contact
87
88 keyopt,2,11,1         !Include the thickness of bodies in contact
89
90 !Definition of element Targe169
91
92 et,3,169
93
94 !BRAKE BLOCK GEOMETRY
95
96 k,1,0,0,0
97
98 PCIRC, r, r+d*0.9, -alpha/2, alpha/2
99
100 PCIRC, r+d*0.9, r+d, -alpha/2, alpha/2
101
102 CYL4, r+d+r1*2,0,r1,0,r2,360
103
104 RECTNG, r+d*0.95, r+d+r1*2, r1*1.2, r2
105
106 RECTNG, r+d*0.95, r+d+r1*2, -r1*1.2, -r2
107
108 APTN,1,2,3,4,5
109
110 AADD,17,7
111
112 AADD,11,12,13,14,15,16,18

```

```

113
114 AADD,8,10,19,9,6
115
116 asel,s,area,,2,3
117
118 ADELE,all
119
120 lsel,s,line,,51
121 lsel,a,line,,30
122 lsel,a,line,,55
123
124 LCOMB, all
125
126 lsel,s,line,,33
127 lsel,a,line,,39
128 lsel,a,line,,58
129 lsel,a,line,,36
130 lsel,a,line,,27
131
132 LDELE, all,,1
133
134 csys,1
135
136 k,32,r+d,-asin(2*r1/(r+d))*180/3.14,0
137 k,33,r+d,0,0
138 k,34,r+d,asin(2*r1/(r+d))*180/3.14,0
139
140 csys,0
141 k,35,r+d+r1*2,2*r1,0
142 k,36,r+d+r1*2,-2*r1,0
143 k,37,r+d+r1*4,0,0
144 k,38,r+d+r1*2,0,0
145
146 larc,31,32,1,r+d
147 larc,32,33,1,r+d
148 larc,33,34,1,r+d
149 larc,34,27,1,r+d
150 larc,35,37,38,2*r1
151 larc,36,37,38,2*r1
152
153 allsel
154
155 a,7,3,2,6,31,32,33,34,27
156 a,33,16,17,35,34
157 a,35,11,27,34
158 a,17,35,37,15
159 a,35,11,10,37
160 a,37,10,13,36
161 a,15,37,36,14

```



```

162 a,13,31,32,36
163 a,14,36,32,33,16
164
165 allsel
166
167 lsel,s,line,,3
168 lesize,all,,,b1
169
170 lsel,s,line,,30
171 lesize,all,,,ls
172
173 allsel
174
175 lsel,s,line,,2
176 lsel,a,line,,4
177
178 lesize,all,,,b
179
180 allsel
181
182 lsel,s,line,,1
183 lsel,a,line,,7
184 lsel,a,line,,19
185 lsel,a,line,,21,22
186 lesize,all,,, $(r2-2*r1)*ls/((r+d)*3.14/6)$ 
187
188 allsel
189
190 lsel,s,line,,5,6
191 lesize,all,,, $(2*r1)*ls/((r+d)*3.14/6)$ 
192
193 allsel
194
195 lsel,s,line,,56
196 lsel,a,line,,52
197
198 lesize,all,,, $((r+d)*3.14/12)-r2)*ls/((r+d)*3.14/6)$ 
199
200 allsel
201
202 lsel,s,line,,8,10
203 lsel,a,line,,12,16
204 lesize,all,,,ls/8
205
206 allsel
207
208 lsel,s,line,,23
209 lsel,a,line,,17
210 lsel,a,line,,11

```

```

211 | lsel ,a,line , ,20
212 | lesize ,all , , ,ls /15
213 |
214 | allsel
215 |
216 | lsel ,s,line , ,26,32,6
217 | lesize ,all , , ,ls /10
218 |
219 | !Brake Block Mesh
220 |
221 | asel ,all
222 | type ,1
223 | MAT,1
224 | real ,1
225 | mshkey ,2
226 | amesh ,all
227 |
228 | !WHEEL GEOMETRY
229 |
230 | k,100,0,0,1
231 |
232 | CIRCLE,1 ,r3,100 , , ,12
233 | CIRCLE,1 ,r,100 , , ,12
234 |
235 | a,8,9,29,28
236 | a,9,12,30,29
237 | a,12,18,39,30
238 | a,18,19,40,39
239 | *repeat ,8,1,1,1,1
240 | a,26,8,28,47
241 |
242 | csys ,1
243 | asel ,s,area , ,11,22
244 | AGEN , ,all , , , ,15 , , , ,1
245 |
246 |
247 | lsel ,s,line , ,40,49
248 | lsel ,a,line , ,28,29
249 | lsel ,a,line , ,31
250 | lsel ,a,line , ,33,38
251 | lsel ,a,line , ,25,27,2
252 | lsel ,a,line , ,51
253 |
254 | lesize ,all , , ,a
255 |
256 | lsel ,s,line , ,39
257 | lesize ,all , , ,ls
258 |
259 | lsel ,s,line , ,53

```

```

260 | lesize ,all , , ,b1
261 |
262 | lsel ,s ,line , ,55,57,2
263 | lsel ,a ,line , ,58,67
264 |
265 | lesize ,all , , ,b
266 |
267 | !Mesh wheel
268 |
269 | asel ,s ,area , ,11,22
270 | type ,1
271 | mat ,2
272 | real ,1
273 | mshkey ,2
274 | amesh ,all
275 |
276 | !DEFINITION OF STRUCTURAL LOAD ON BRAKE
277 | !DEFINITION OF ELEMENT MPC184 PIN
278 |
279 | allsel
280 | n,10000000,r+d+2*r1,0,0
281 | lsel ,s ,line , ,13,16
282 | nsll , ,1
283 | nplo
284 |
285 | et ,4,184
286 |
287 | keyop,4,1,0                !To obtain the rigid behavior of elements
    | MPC184
288 |
289 | *get ,totn ,node , ,count
290 | *dim ,vect__node ,array ,totn
291 | *vget ,vect__node ,node ,1 ,nlist
292 |
293 | type ,4
294 | mat ,3
295 |
296 | *do ,i ,1 ,totn
297 |
298 |     e,10000000,vect__node(i)
299 |
300 | *enddo
301 |
302 | !DEFINITION OF CONSTRAINT OF SPRING ON CENTRAL NODE OF PIN
303 |
304 | allsel
305 | n,10000001,r+d+2*r1,0,0
306 | n,10000002,r+d+2*r1,0,0
307 |

```

```

308 et ,5 ,combin14
309
310 keyop ,5 ,2 ,2          !The spring et ,5 is monodimensional with UY
    degree of freedom and its stiffness is k=10e10 N/m to fix this
    displacement
311
312 r ,3 ,10 e7
313
314 type ,5
315 real ,3
316 mat ,3
317 e ,10000000 ,10000002
318
319 et ,6 ,combin14        !The spring et ,6 is monodimensional with UX
    degree of freedom and its stiffness is k=0.01 N/m to not fix this
    displacement
320
321 keyop ,6 ,2 ,1
322
323 r ,4 ,100
324 type ,6
325 real ,4
326 mat ,3
327 e ,10000001 ,10000000
328
329 !CONTACT CONSTRAINTS
330
331 allsel
332 lsel ,s ,line , ,3 , ,1
333 type ,3
334 real ,2
335 mat ,1
336 nsll , ,1
337 esurf
338 alls
339
340 allsel
341
342 csys ,1
343 lsel ,s ,line , ,51 ,53 ,2
344 lsel ,a ,line , ,40
345 nsll , ,1
346 type ,2
347 real ,2
348 mat ,2
349 esurf
350 alls
351
352 allsel

```

```

353
354 !CONSTRAINTS WHEEL
355
356 lsel ,s ,line , ,28 ,29
357 lsel ,a ,line , ,31
358 lsel ,a ,line , ,33 ,39
359 lsel ,a ,line , ,25 ,27 ,2
360 nsl , ,1
361
362 d ,all , all
363
364 !CONSTRAINTS OF PIN BRAKE
365
366 allsel
367 nsel ,s , , ,10000000
368 d ,all ,uz ,0
369 allsel
370
371 allsel
372 nsel ,s , , ,10000001
373 nsel ,a , , ,10000002
374 d ,all , all
375
376 csys ,1
377
378 !Ruota
379 esel ,s ,cent ,x ,0 ,r
380 esel ,u ,cent ,x ,r ,r+100
381 esel ,a ,type , ,2
382 esel ,u ,type , ,3
383
384 cm ,RUOTA ,elem
385
386 allsel , all
387
388 /ESHAPE ,1
389
390 /solu
391 cncheck , detail
392 finish
393
394 /solu
395 cncheck , post
396 finish
397
398 /solu
399
400 KBC ,0
401 f ,10000000 ,fx , -F

```

```

402 nlgeom , off
403 autots , on
404 outres , all , all
405 nropt , unsym
406
407 ALLSEL
408
409 SOLVE
410
411 !POSTPROCESSOR
412 /POST1
413
414 set , last
415 RSYS,1
416 esel , s , cent , y , -ALPHA/2 , +ALPHA/2
417 esel , r , ename , , 172
418 *get , etot , ELEM , , count
419 *get , emin , ELEM , , NUM , MIN
420 ETABLE , pression , CONT , PRES , AVG
421 ETABLE , penetra , CONT , PENE , AVG
422 ETABLE , centrioi , CENT , Y
423 *DIM , Graph , Table , etot , 4
424 *VGET , Graph ( 1 , 1 ) , ELEM , , eLIST
425 *do , i , 0 , etot - 1
426 *VGET , Graph ( i + 1 , 2 ) , ELEM , emin + i , ETAB , centrioi
427 *VGET , Graph ( i + 1 , 3 ) , ELEM , emin + i , ETAB , pression
428 *VGET , Graph ( i + 1 , 4 ) , ELEM , emin + i , ETAB , penetra
429 *Enddo
430
431 /graphics , full
432 cmsel , s , ruota
433 *GET , PRERR_RUOTA , PRERR , 0 , SEPC
434 ESEL , R , TYPE , , 1
435 *GET , ELEM_RUOTA , ELEM , 0 , COUNT
436 NSLE
437 *GET , NODE_RUOTA , NODE , 0 , COUNT
438
439 allsel
440 cmsel , u , ruota
441 *GET , PRERR_FRENO , PRERR , 0 , SEPC
442 ESEL , R , TYPE , , 1
443 *GET , ELEM_FRENO , ELEM , 0 , COUNT
444 NSLE
445 *GET , NODE_FRENO , NODE , 0 , COUNT
446
447 allsel
448 lsel , s , line , , 53
449 nsll , , 1
450 esln

```

```

451 esel , r , type , , 2
452 *GET,ELEM_CONTA,ELEM,0 ,COUNT
453 *GET,NODE_CONTA,NODE,0 ,COUNT
454
455 allsel
456 lsel , s , line , , 3
457 nsll , , 1
458 esln
459 esel , r , type , , 3
460 *GET,ELEM_TARGE,ELEM,0 ,COUNT
461 *GET,NODE_TARGE,NODE,0 ,COUNT
462
463 /show ,PNG
464 /AXLAB,Y,CONTACT PRESSURE [Pa]
465 /AXLAB,X,ALPHA [DEG]
466 *VPLLOT,Graph(1,2) ,Graph(1,3)
467 /show , close
468
469 /show ,PNG
470 /AXLAB,Y,PENETRATION [m]
471 /AXLAB,X,ALPHA [DEG]
472 *VPLLOT,Graph(1,2) ,Graph(1,4)
473 /show , close
474
475
476 *CREATE,ansuitmp1
477 *CFOPEN, 'ELEM_NUM' , 'txt' ,
478 *VWRITE,Graph(1,1)
479 ( F20.1 )
480 *CFCLOS
481
482 *CFOPEN, 'ANGOLO' , 'txt' ,
483 *VWRITE,Graph(1,2)
484 ( F20.5 )
485 *CFCLOS
486
487 *CFOPEN, 'PRESSURE' , 'txt' ,
488 *VWRITE,Graph(1,3)
489 ( F20.2 )
490 *CFCLOS
491 *CFOPEN, 'PENETRAT' , 'txt' ,
492 *VWRITE,Graph(1,4)
493 ( F20.15 )
494 *CFCLOS
495
496 *END
497 /INPUT,ansuitmp1
498
499 *CREATE,ansuitmp2

```

```

500 *CFOPEN, 'Value_Results', txt
501 *VWRITE, PRERR_RUOTA
502 ( 'PRERR RUOTA=', F6.4)
503 *VWRITE
504 ( ' ')
505 *VWRITE, PRERR_FRENO
506 ( 'PRERR FRENO=', F10.5)
507 *VWRITE
508 ( ' ')
509 *VWRITE, ELEM_RUOTA
510 ( 'ELEMENTS RUOTA=', F15.1)
511 *VWRITE
512 ( ' ')
513 *VWRITE, ELEM_FRENO
514 ( 'ELEMENTS FRENO=', F15.1)
515 *VWRITE
516 ( ' ')
517 *VWRITE, NODE_RUOTA
518 ( 'NODES RUOTA=', F10.1)
519 *VWRITE
520 ( ' ')
521 *VWRITE, NODE_FRENO
522 ( 'NODES FRENO=', F10.1)
523 *VWRITE
524 ( ' ')
525 *VWRITE, ELEM_CONTA
526 ( 'ELEMENTS CONTA=', F10.1)
527 *VWRITE
528 ( ' ')
529 *VWRITE, ELEM_TARGE
530 ( 'ELEMENTS TARGE=', F10.1)
531 *VWRITE
532 ( ' ')
533 *VWRITE, NODE_CONTA
534 ( 'NODES CONTA=', F10.1)
535 *VWRITE
536 ( ' ')
537 *VWRITE, NODE_TARGE
538 ( 'NODES TARGE=', F10.1)
539
540 *CFCLOSE
541 *END
542 /INPUT, ansuitmp2
543
544 SAVE

```



## Appendice B

# LISTATO ANSYS APDL DEL PROBLEMA TERMICO DELLA RUOTA

```
1 finish
2 /clear
3
4 ALPHA=30/50*2           !Alpha discretization of YVAL
5
6 v=80/3.6                 !velocity (m/s)
7
8 dt=(ALPHA*3.14/180)*0.5/V !Time (s) to rotate of ALPHA the thermal
   load
9
10 rot=100                 !Parameter of rotation
11
12 Y1=NINT(360/ALPHA*2+1)   !Dimension of YVAL vector
13 Z1=rot*(Y1-1)+1         !Dimension of TVAL vector
14
15 *dim,yval,array,Y1      !YVAL vector of angle discretization
16
17 yval(1)=0
18
19 *do,jj,2,Y1
20   yval(jj)=(jj-1)*ALPHA/2
21 *enddo
22
23 *dim,tval,array,Z1      !TVAL vector of time discretization
24
```

```

25 tval(1)=0
26 *do,jj,2,Z1
27     tval(jj)=(jj-1)*dt/2
28 *enddo
29
30 *dim,ccc,table,Y1,Z1,,Y,TIME,,1    !Table of thermal load
31 *dim,ddd,table,Y1,Z1,,Y,TIME,,1    !Table of convection boundary
    condition
32
33 *dim,PRESSURE1,array,50              !Definition of PRESSURE1 vector
34 *CREATE,ansuitmpl
35 *vread,PRESSURE1(1,1),PRESSURE,txt  !Read by txt file the vector of
    Pressure
36 (F20.2)
37 *END
38 /INPUT,ansuitmpl
39
40 *get,dim_pressure,PARM,PRESSURE1,DIM,x
41
42 *do,ind,1,Y1
43     ccc(ind,0) = yval(ind)
44     ddd(ind,0) = yval(ind)
45
46     *do,j,1,Z1
47         ddd(ind,j)=49
48     *enddo
49 *enddo
50
51 *do,ind,1,Z1
52     ccc(0,ind) = tval(ind)
53     ddd(0,ind) = tval(ind)
54 *enddo
55
56 *do,i,1,Y1-(dim_pressure-1)
57     *do,ind,1,dim_pressure
58         *do,r,0,rot-1
59             ccc(i+ind-1,i+(Y1-1)*r) = v*PRESSURE1(ind)*0.15*ALPHA
60             ddd(i+ind-1,i+(Y1-1)*r)=0
61         *enddo
62     *enddo
63 *enddo
64
65 ind=0
66
67 *do,ii,Y1-(dim_pressure-2),Y1
68     ind=ind+1
69     *do,jj,1,ind

```

```

71
72      *do,r,0,rot-1
73
74          ccc(jj,ii+(Y1-1)*r)=v*PRESSURE1(dim_pressure-ind+jj)
75      *0.15*ALPHA/2*3.14/180*80e-3*500e-3
76          ddd(jj,ii+(Y1-1)*r)=0
77
78      *enddo
79
80  *enddo
81
82  rev=dim_pressure-ind
83
84  *if,rev,GT,0,then
85      *do,kk,1,rev
86
87          *do,r,0,rot-1
88
89              ccc((Y1-rev)+kk,ii+(Y1-1)*r)=v*PRESSURE1(kk)*0.15*
90          ALPHA/2*3.14/180*80e-3*500e-3
91              ddd((Y1-rev)+kk,ii+(Y1-1)*r)=0
92
93          *enddo
94
95      *enddo
96
97  *endif
98
99  *enddo
100 /PREP7
101
102 KEYW,PR_STRUC,0
103 KEYW,PR_THERM,1      ! Definition of thermal analysis
104
105 ! Definition of construction parameters
106
107 r=500e-3      ! Wheel radius (m)
108 r3=80e-3      ! Internal radius of the wheelset (m)
109 t=80e-3      ! Brake block and rail wheel thickness along z-axis (m)
110
111 mol=1          ! Parameter of discretization of mesh
112
113 a=50*mol      ! Number of wheel arcs
114 b=20*mol      ! Number of elements along radial direction
115 space=10      ! Parameter of ratio of length of elements of radius of
116 wheel
117
118 ! Material properties of steel (Wheel)

```

```

117 mp,dens,1,7.8e3          ! kg/m^3
118 mp,kxx,1,54             ! W/(m*K)
119 mp,C,1,502              ! J/(kg*K)
120 mp,alpx,1,12e-6
121
122 et,1,plane77
123
124 keyopt,1,3,3
125
126 r,1,t
127
128 !WHEEL GEOMETRY
129
130 k,1,0,0,0
131 k,2,0,0,1
132
133 CIRCLE,1,r,2,,10
134 CIRCLE,1,r3,2,,10
135
136 a,3,4,14,13
137 *repeat,9,1,1,1,1
138 a,12,3,13,22
139
140 lsel,s,line,,1,10
141 lsel,a,line,,11,20
142 lesize,all,,a
143
144 allsel
145 lsel,u,line,,1,10
146 lsel,u,line,,11,20
147 lsel,u,line,,22
148
149 lesize,all,,b,space
150
151 allsel
152 lsel,s,line,,22
153 lesize,all,,b,1/space
154
155 !Mesh wheel
156 allsel
157 type,1
158 mat,1
159 real,1
160 mshkey,2
161 amesh,all
162 /ESHAPE,1
163 EPLOT
164 ALLSEL
165

```

```

166 | lsel ,s ,line , ,11 ,20
167 | SFL,ALL,HFLUX,0
168 | ALLSEL
169 |
170 | csys ,1
171 | lsel ,s ,line , ,1 ,10
172 | nsll , ,1
173 | nplot
174 | SF ,ALL,CONV,%ddd%,293
175 | F ,ALL,HEAT,%ccc%
176 |
177 | allsel
178 |
179 | csys ,1
180 | lsel ,s ,line , ,1 ,10
181 | nsll , ,1
182 |
183 | cm,sel_nodes ,nodes
184 | allsel
185 |
186 |
187 | /solu
188 | antyp ,trans
189 | deltim ,dt /5 ,dt /10 ,dt /2 ,on
190 | autots ,auto
191 | IC ,ALL,TEMP,293
192 | outres ,nsol ,all ,sel_nodes
193 | time ,tval(Z1)
194 | solve
195 |
196 | /POST26
197 | nsol ,5 ,28037 ,TEMP
198 | xvar ,1
199 | plvar ,5
200 |
201 | SAVE

```

# Bibliografia

- [1] T. Vernersson. «Temperatures at railway tread braking. Part1: modelling.» In: *Proc.IMEchE, Part F: J. Rail and Rapid Transit* 221. (2007), pp. 167–182.
- [2] T. Vernersson. «Thermally induced roughness of tread-braked railway wheels Part 1: brake rig experiments.» In: *Wear* 236.1-2 (1999), pp. 96–105 .
- [3] Angela Maceri. «Studio sperimentale di un sistema di monitoraggio per l'impianto frenante di veicoli ferroviari= Experimental analysis of a monitoring device for the braking system of a railway vehicles». Tesi di dott. Politecnico di Torino, 2020.
- [4] UIC 540. *Brakes-Air Brakes for freight train and passengers train*.
- [5] UIC 544-1. *Brakes-Braking power*.
- [6] Shahab Teimourimanesh, Tore Vernersson e Rger Lundén. «Modelling of temperatures during railway tread braking: Influence of contact conditions and rail cooling effect.» In: *Proc.IMEchE, Part F: J. Rail and Rapid Transit* 228.(1) (2012), pp. 93–109.
- [7] T. Vernersson. «Temperatures at railway tread braking. Part 3: wheel and block temperatures and the influence of rail chill.» In: *Proc.IMEchE, Part F: J. Rail and Rapid Transit* 221. (2007), pp. 443–454.
- [8] Shahab Teimourimanesh, Tore Vernersson e Rger Lundén. «Braking capacity of rail wheel-State of the art Survey.» In: *Conference paper: 16th International Wheelset Congress (IWC16), Cape Town (RSA),(March 2010)*.
- [9] D.H. Stone. «Two-dimensional finite element simulation of the thermal problem at railway block braking.» In: *Proceedings Joint ASME/IEEE Railroad Conference* (1988), pp. 43–53.

- [10] S. Teimourimanesh, R. Lundén e T. Vernerström. «Braking Capacity of Railway Wheels—State-of-the-art Survey ». In: *16th International Wheelset Congress (IWC16), Cape Town (RSA) March 2010* .
- [11] M.C. Fec e Sehitoglu. «H. Thermal-mechanical damage in railroad wheels due to hot spotting.» In: *Wear* 102 (1985), pp. 31–41.
- [12] M. Petersson. «Two-dimensional finite element simulation of the thermal problem at railway block braking.» In: *Proc.IMEchE, Part C: J. of Mechanical Engineering Science* 216.(3) (2002), pp. 259–273.
- [13] T. Vernerström. «Temperatures at railway tread braking. Part 2: calibration and numerical examples». In: *Proc.IMEchE, Part F: J. Rail and Rapid Transit* 221.(F4) (2007), pp. 429–442.
- [14] A. Suresh Babu e N. Siva Prasad. «Coupled field finite element analysis of railway block brakes.» In: *Proc.IMEchE, Part F: J. Rail and Rapid Transit* 223.(4) (2009), pp. 345–352.
- [15] MS. Milosevic, DS. Stamenkovic, AP. Milojevic e MM. Tomic. «Modeling thermal effects in braking systems of railway vehicles.» In: *Thermal Science* 16.(2) (2012), S581–S592.
- [16] P. Wasilewski e P. Grzes. «Numerical model and experimental study of temperature fields in a single application of railway tread brake.» In: *Proc. EuroBrake* (2016), pp. 1–10.
- [17] Mechanical APDL ANSYS. *Theory reference*. 2013.
- [18] Drive Ansys. «ANSYS mechanical APDL contact technology guide». In: *Notes* 3304 (2015), pp. 724–746.
- [19] Chandresh Shah. «Mesh discretization error and criteria for accuracy of finite element solutions». In: *Ansys users conference*. 2002, pp. 1–12.
- [20] YA Cengel. *Termodinamica e trasmissione del calore*. 1998.
- [21] UIC 541-3. *Brakes-Regulations concerning manufacture of the different brake parts*.