

Politecnico di Torino

Tesi di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

A.a. 2025/2026

Sessione di laurea marzo 2026



Analisi dinamica e diagnosi di un cuscinetto volvente danneggiato mediante simulazione Multibody e Machine Learning

Candidata

Lidia L.R. Gallo

Relatori

Luigi Gianpio di Maggio

Cristiana Delprete

Abstract

La diagnosi precoce dei guasti nei cuscinetti volventi è un aspetto cruciale per garantire l'affidabilità e la continuità operativa dei macchinari industriali. Negli ultimi anni, le tecniche di Machine Learning hanno dimostrato un elevato potenziale nell'ambito della manutenzione predittiva; tuttavia, la loro applicazione è spesso limitata dalla scarsità di dati sperimentali rappresentativi e dalla complessità dei fenomeni dinamici coinvolti.

In questa tesi viene sviluppato un modello dinamico multibody di un cuscinetto orientabile a rulli mediante il software Ansys Motion. Questo lavoro si propone l'obiettivo di generare segnali numerici realistici per diverse condizioni operative e in presenza di difettosità localizzate nel sistema cuscinetto. Il modello sviluppato consente di simulare accuratamente le interazioni di contatto tra gli anelli (IR e OR) e i corpi volventi del cuscinetto e di riprodurre le eccitazioni impulsive associate al danneggiamento delle piste.

I segnali di accelerazione ottenuti dalle simulazioni vengono elaborati per costruire dataset numerici utilizzati nell'addestramento di algoritmi di Machine Learning per la diagnosi automatica dei guasti. Le prestazioni dei modelli sviluppati sono infine valutate attraverso il confronto con dati sperimentali acquisiti su un banco prova dedicato, evidenziando la validità dell'approccio di simulazione come supporto allo sviluppo di sistemi di diagnosi intelligente.

Indice

1. INTRODUZIONE	3
2. BACKGROUND TEORICO	5
2.1 Cuscinetto orientabile a rulli	7
2.2 Comportamento statico dei cuscinetti sotto carico	9
2.2.1 Configurazione geometrica	9
2.2.2 Forze agenti	11
2.2.3 Trasferimento del carico e meccanica del contatto	12
2.2.4 Ripartizione del carico sui corpi volventi	16
2.3 Cinematica dei componenti del cuscinetto	18
2.3.1 Velocità caratteristiche	18
2.4 Vibrazioni nei cuscinetti: cause e caratteristiche	20
2.4.1 Sorgenti delle vibrazioni	20
2.4.2 Frequenze caratteristiche dei difetti	22
2.5 Metodo di analisi dei segnali vibrazionali	24
2.5.1 Filtraggio bassa-banda	24
2.5.2 Involuppo	25
2.5.3 Power Spectral Density	26
2.5.4 Indicatori	28
2.5.5 Trasformata di Walevet	31
2.6 Inquadramento teorico della modellazione multibody	32
3. STATO DELL'ARTE	35
3.1 Modelli analitici	35
4. MODELLAZIONE MULTIBODY ADOTTATA	40
4.1 Obiettivi e validità del modello	40
4.2 Architettura del modello	40
4.2.1 Componenti, gradi di libertà e giunti	40
4.2.2 Modello di contatto	49
4.3 Parametri di simulazione e stabilità numerica	55

5. RISULTATI E VALIDAZIONE SPERIMENTALE	57
5.1 Banco prova sperimentale	57
5.2 Risultati numerici e sperimentali	60
6. DIAGNOSI DI DANNEGGIAMENTO INTELLIGENTE	68
6.1 k-Nearest Neighbors	69
6.2 Risultati	71
7. CONCLUSIONI E LAVORI FUTURI	79
BIBLIOGRAFIA	81

1. Introduzione

In qualsiasi sistema di macchine rotanti, il cuscinetto è stato tradizionalmente un elemento critico dell'intero sistema, poiché è il componente che consente il movimento relativo tra la parte fissa e quella mobile [1]. Infatti, l'utilizzo di cuscinetti volventi nell'industria moderna è un pilastro fondamentale per garantire la rotazione continua di macchinari complessi con minime perdite energetiche. Il danneggiamento e il cedimento dei cuscinetti contribuiscono al guasto dei macchinari, causando di conseguenza notevoli perdite economiche e persino la perdita di vite umane in determinate situazioni [2]. Per queste ragioni, la ricerca si è progressivamente distaccata dalle strategie di manutenzione reattiva e preventiva esplorando sempre di più tecniche di manutenzione predittiva. In quanto la manutenzione reattiva prevede l'intervento esclusivamente a seguito del verificarsi di un guasto, comportando fermi macchina improvvisi, elevati costi di riparazione e anche rischi per la sicurezza degli operatori; la manutenzione preventiva invece si basa sulla sostituzione o revisione dei componenti a intervalli temporali prefissati, indipendentemente dal loro reale stato di salute risultando talvolta inefficiente, poiché porta spesso a interventi non necessari.

Uno dei modi in cui la manutenzione predittiva può essere messa in pratica è la diagnosi intelligente dei guasti (IFD), che si basa sull'impiego di sistemi di sensorizzazione avanzata e di algoritmi di Machine Learning, come Support Vector Machine (SVM), k-Nearest Neighbors (kNN) e reti neurali artificiali (ANN). Sebbene negli ultimi anni si sia assistito a un crescente utilizzo di algoritmi di Machine Learning, storicamente questo tipo di manutenzione è prevalentemente realizzata tramite tecniche di analisi dei segnali e indicatori diagnostici, tuttora le più diffuse nelle applicazioni industriali. Nonostante ciò, gli approcci che coinvolgono tecniche di Machine Learning consentono di individuare in modo affidabile la presenza e la tipologia di danneggiamento, riducendo il ricorso a costose campagne sperimentali e contribuendo al miglioramento della stabilità numerica complessiva del sistema. In particolare, questi metodi sfruttando l'apprendimento automatico, estraggono le conoscenze diagnostiche delle macchine dai dati disponibili. Infatti, l'IFD mira a costruire modelli diagnostici in grado di colmare automaticamente la relazione tra i dati raccolti e gli stati di salute delle macchine [3].

Nonostante i grandi progressi, l'ostacolo principale nell'implementazione di questi algoritmi è la necessità di enormi quantità di dati per l'addestramento poiché la raccolta di dati sperimentali su sistemi reali è un processo laborioso, e spesso limitato dalla presenza di rumore ambientale che maschera i segnali di danneggiamento precoci.

Comunemente, per lo studio dei cuscinetti vengono impiegati i modelli analitici tradizionali; questi, tuttavia, presentano alcune limitazioni intrinseche come: l'adozione di ipotesi di comportamento quasi-statico, la semplificazione dei contatti elastici e la difficoltà nel descrivere fenomeni dinamici non lineari e transitori. Tali criticità risultano particolarmente rilevanti in presenza di difetti localizzati, per i quali la distribuzione del carico sui corpi volventi e la natura impulsiva delle forze di contatto giocano un ruolo fondamentale. In questo contesto, una possibile alternativa efficace è la simulazione numerica di modelli multibody, capaci di replicare fedelmente il comportamento dinamico di un cuscinetto reale in diverse condizioni operative.

Perciò, il cuore del presente lavoro è lo sviluppo di un modello dinamico avanzato del cuscinetto orientabile a rulli tramite il software Ansys Motion che permette di eseguire analisi dinamiche accurate su corpi rigidi reali. Questa scelta metodologica è finalizzata a ottenere una simulazione più robusta e fisicamente coerente delle forze di contatto e dei fenomeni impulsivi derivanti dai difetti localizzati.

La seconda parte del lavoro è finalizzata all'utilizzo dei dataset generati per addestrare algoritmi di Machine Learning capaci di diagnosticare e classificare il danno con elevata precisione. In particolare, gli algoritmi di apprendimento automatico sono stati sottoposti a una fase di addestramento e successiva validazione impiegando dati numerici ottenuti dal modello del cuscinetto; le prestazioni così conseguite sono state quindi valutate mediante l'utilizzo di dati sperimentali acquisiti da un banco prova per cuscinetti disponibile presso i laboratori di Ingegneria Meccanica e Aereospaziale del Politecnico di Torino.

Alla luce di tutte le considerazioni esposte, il presente lavoro ha l'obiettivo di sviluppare e validare un modello dinamico multibody di un cuscinetto orientabile a rulli, finalizzato alla generazione di dataset numerici affidabili per la diagnosi del danneggiamento. Un ulteriore obiettivo è valutare l'efficacia di algoritmi di Machine Learning addestrati su dati numerici nel riconoscimento e nella classificazione dei difetti, mediante il confronto con dati sperimentali acquisiti su un banco prova reale.

2. Background teorico

I cuscinetti sono componenti meccanici progettati per consentire la rotazione relativa tra elementi strutturali accoppiati, riducendo l'attrito e supportando i carichi applicati. Vengono ampiamente utilizzati in applicazioni caratterizzate con velocità di rotazione variabili soprattutto grazie alla loro elevata capacità di carico, alla buona rigidezza e alle perdite di potenza contenute.

Tali componenti possono essere classificati principalmente in due modi: a seconda della direzione del carico e del tipo di elemento volvente.

Una prima classificazione dei cuscinetti si basa sulla direzione dei carichi che essi sono in grado di trasmettere. In particolare, si definiscono cuscinetti radiali quelli destinati a supportare forze agenti prevalentemente in direzione radiale. Quando invece il cuscinetto è in grado di sostenere anche carichi assiali, viene classificato come cuscinetto assiale. La seconda classificazione riguarda il tipo di elemento volvente che si può distinguere in sfere, rulli conici, rulli cilindrici, rullini, rulli a botte.



Figura 1, (a) Cuscinetto a sfere a contatto obliquo, (b) a rulli cilindrici, (c) a rulli conici, (d) a rullini, (e) orientabile a rulli

I cuscinetti a sfere sono caratterizzati da basso attrito e buona idoneità alle alte velocità, ma da una capacità di carico limitata. I cuscinetti a rulli cilindrici offrono un'elevata capacità di carico radiale e una maggiore rigidezza, a fronte di una ridotta capacità di sostenere carichi assiali. I cuscinetti a rulli conici sono progettati per supportare carichi combinati radiali e assiali e consentono la regolazione del gioco o del precarico.

I cuscinetti a rullini rappresentano una soluzione compatta per applicazioni con spazio radiale ridotto, mentre i cuscinetti a rulli sferici si distinguono per l'elevata capacità di carico e la possibilità di compensare disallineamenti, risultando adatti ad applicazioni gravose. Ogni cuscinetto volvente è composto da tre componenti fondamentali: gli elementi volventi, le piste interna ed esterna, sulle quali essi rotolano, e la gabbia, che ne garantisce il corretto posizionamento e la separazione reciproca.

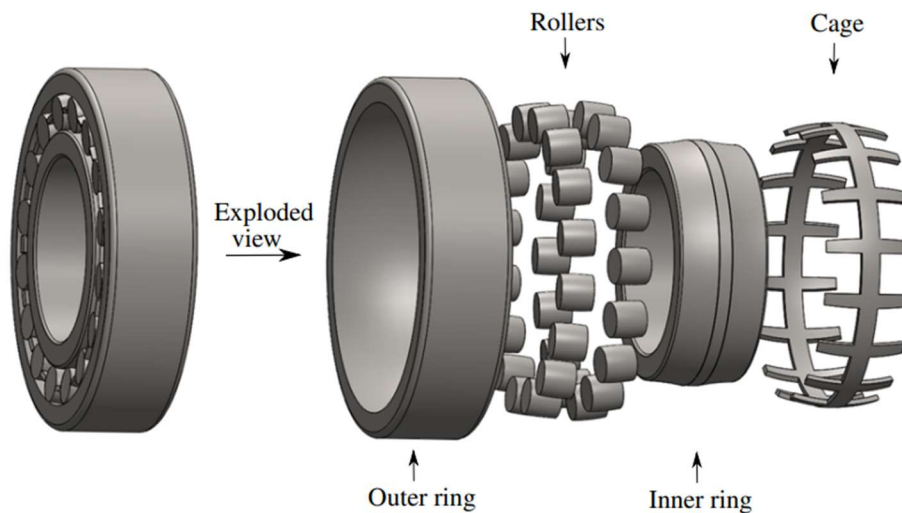


Figura 2, Vista esplosa del cuscinetto orientabile a rulli [8]

Proprio questi componenti rappresentano le zone maggiormente soggette all'insorgenza dei danneggiamenti nei cuscinetti. Quando un elemento volvente entra in contatto con un difetto presente sulla superficie del cuscinetto, si instaura una variazione rapida e localizzata della deformazione elastica, che determina uno squilibrio transitorio delle forze di contatto. Tale squilibrio induce elevate accelerazioni dei componenti del cuscinetto, dando origine a dinamiche complesse, quali contatti oscillatori e urti tra elemento volvente e pista, tra elemento volvente e gabbia e tra gabbia e pista, nonché fenomeni di slittamento o strisciamento degli elementi volventi e della gabbia stessa [4].

Inoltre, i cuscinetti radiali (volventi) vengono costruiti con un certo gioco interno per lasciare ai corpi volventi una certa libertà fra gli anelli in modo da compensare automaticamente lievi dilatazioni o contrazioni degli anelli stessi per forzamento in fase di montaggio. Nell'utilizzo di questi cuscinetti è quindi necessario prestare attenzione alle corrette modalità di installazione, poiché il mancato rispetto delle indicazioni di montaggio può portare in tempi brevi a un danneggiamento del cuscinetto stesso.

2.1 Cuscinetto orientabile a rulli

Il cuscinetto orientabile a rulli è generalmente composto da due corone di rulli, un anello esterno dotato di una pista sferica, un anello interno provvisto di due piste simmetriche inclinate rispetto all'asse del cuscinetto, e una gabbia che mantiene correttamente distanziati gli elementi volventi. Questi cuscinetti presentano un'elevata capacità di carico, poiché sono in grado di sostenere forze assiali in entrambe le direzioni e carichi radiali elevati grazie alle due corone di rulli. Per tali ragioni, i cuscinetti orientabili a rulli sono indispensabili in numerose applicazioni industriali gravose [5].

Il cuscinetto orientabile a rulli analizzato in questo lavoro è della tipologia SKF 22240 CCK/W33 per applicazioni industriali. Tale cuscinetto può essere realizzato con una singola fila oppure con una doppia fila di elementi volventi, chiamate comunemente corone. Nella configurazione a fila singola, l'angolo di contatto tra rulli e piste risulta pressoché nullo anche in presenza di carichi assiali, ciò restringe l'impiego di tali cuscinetti al supporto di carichi prevalentemente radiali. Al contrario, nella configurazione orientabile a doppia fila gli elementi volventi sono inclinati in modo simmetrico rispetto al piano mediano del cuscinetto, in questo modo si genera un angolo di contatto diverso da zero. Questa soluzione costruttiva consente di sostenere, oltre ai carichi radiali, anche componenti assiali applicate in entrambe le direzioni.



Figura 3, SKF 22240 CCK/W33

Per quanto riguarda la geometria, i rulli presentano una forma toroidale tronca, caratterizzata da due principali raggi di curvatura di cui il maggiore è progettato in modo da risultare comparabile a quello delle piste degli anelli. In questo modo i rulli riescono a compiere uno scorrimento parziale nella direzione tangenziale al moto, rendendo possibile l'autoallineamento del cuscinetto in presenza di disallineamenti tra l'anello interno e l'anello esterno. In aggiunta, nel cuscinetto oggetto di studio, le piste di entrambi gli anelli hanno una geometria concava, che consente di accomodare disallineamenti angolari e flessioni degli alberi su cui il cuscinetto è calettato.

2.2 Comportamento statico dei cuscinetti sotto carico

Il funzionamento di un cuscinetto volvente è governato da una combinazione di effetti geometrici, carichi applicati e interazioni di contatto che determinano la distribuzione delle sollecitazioni interne e il comportamento dinamico del sistema. La comprensione di tali fenomeni è essenziale per lo sviluppo di modelli numerici affidabili.

Il presente capitolo introduce i principali aspetti teorici relativi alla geometria, alla trasmissione del carico, alla meccanica del contatto e alla cinematica dei cuscinetti volventi, includendo inoltre i modelli di lubrificazione e smorzamento comunemente adottati in letteratura [6][8][10][11][12]. Questi elementi costituiscono il riferimento teorico per le simulazioni numeriche discusse nel seguito della tesi.

2.2.1 Configurazione geometrica

Come sottolineato nel capitolo precedente, i cuscinetti orientabili a rulli nascono proprio per consentire la rotazione di un albero anche in presenza di disallineamenti rispetto all'alloggiamento, grazie alla particolare geometria delle piste degli anelli e dei rulli. La combinazione tra la forma dei corpi volventi, realizzati come rulli a profilo bombato, e la geometria concava delle piste su entrambi gli anelli, come mostrato in *Figura 4*, garantisce l'adattamento del contatto alle condizioni operative assicurando al tempo stesso un'elevata capacità di carico.

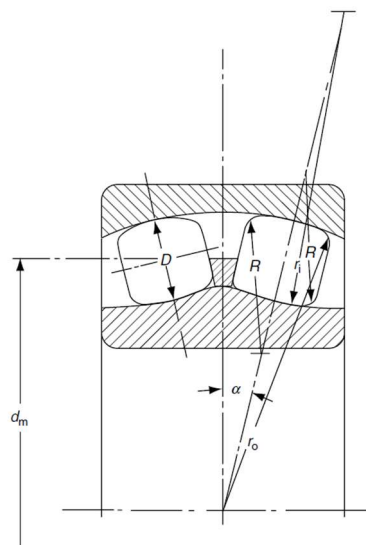


Figura 4, Schema della geometria interna di un cuscinetto orientabile a rulli [6]

In Figura 4, i principali parametri geometrici utilizzati per la descrizione del contatto e della cinematica del cuscinetto:

- D : diametro dell'elemento volvente, misurato nel piano mediano tra le piste;
- r_i : raggio di curvatura della pista dell'anello interno;
- r_o : raggio di curvatura della pista dell'anello esterno;
- α : angolo di contatto;
- d_m : diametro primitivo del cuscinetto;

A partire da questi parametri è possibile formulare le relazioni geometriche che descrivono la compatibilità spaziale tra le superfici di rotolamento. A tal proposito, si può esprimere la dimensione massima ammissibile degli elementi volventi come funzione dei raggi di curvatura delle piste, dell'angolo di contatto e del gioco radiale residuo, tramite la seguente relazione riportata in Eq.(1):

$$D_{RE} = r_{IR,x} + r_{OR,x} - \frac{C_{ir}}{\cos(\alpha)} - g_r \quad (1)$$

dove i raggi r_{IR} e r_{OR} rappresentano i raggi di curvatura delle piste proiettati lungo la direzione radiale, come mostrato in *Figura 5*, e C_{ir} è la distanza tra il centro di curvatura della pista interna e il piano mediano del cuscinetto, misurata lungo la direzione della pista stessa. Tale quantità consente di tenere conto della posizione spaziale del centro di curvatura della pista interna.

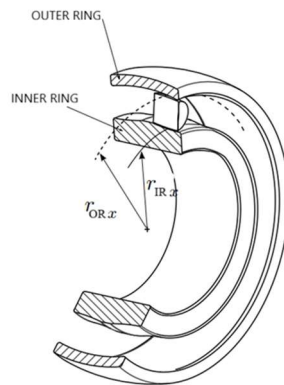


Figura 5, Raggi di curvatura della pista interna ed esterna in direzione radiale

Il valore di gioco radiale g_r modifica la posizione effettiva dell'elemento volvente tra le piste, in quanto rappresenta lo spazio residuo tra gli anelli dopo il montaggio e le condizioni operative iniziali. In regime di esercizio, il gioco radiale tende a ridursi per effetto delle deformazioni elastiche indotte dal carico e dalle variazioni termiche. Per i cuscinetti orientabili, è consuetudine progettuale assumere che il gioco radiale residuo sia molto prossimo a zero durante il funzionamento, al fine di garantire un contatto stabile e una distribuzione uniforme dei carichi sui rulli[8].

Considerando la configurazione geometrica con l'assunzione di gioco radiale nullo, si può definire il diametro primitivo del cuscinetto come in Eq.(2):

$$d_m = r_{OR,x} \cos(\alpha) - \frac{D_{RE}}{2} \quad (2)$$

Anche in questo caso, i parametri geometrici sono definiti nella sezione radiale del cuscinetto.

2.2.2 Forze agenti

Il funzionamento di un cuscinetto volvente è governato da una combinazione di effetti geometrici, carichi applicati e interazioni di contatto che determinano la distribuzione delle sollecitazioni interne e il comportamento dinamico del sistema. Infatti, la loro progettazione e descrizione teorica rappresentano una sfida particolarmente complessa.

In generale, i carichi applicati vengono trasferiti tra anello interno e anello esterno tramite i corpi volventi. La quota di carico sopportata da ciascun elemento è funzione della geometria interna del cuscinetto e della natura del carico agente. A tali sollecitazioni si aggiungono i carichi inerziali dovuti al funzionamento a elevata velocità.

Quando un cuscinetto orientabile a rulli a doppia fila è sottoposto a un carico puramente radiale, le forze trasmesse dai rulli presentano componenti assiali di verso opposto nelle due file. In questo modo, le due componenti assiali risultano auto equilibrate e si annullano reciprocamente determinando l'equilibrio interno, come mostrato in *Figura 6*.

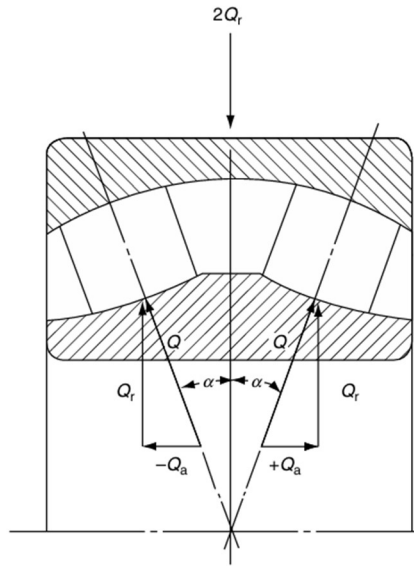


Figura 6, Rulli simmetrici caricati radialmente [6]

In aggiunta, durante il funzionamento a elevata velocità, i corpi volventi sono soggetti a forze inerziali dovute al moto di rotazione attorno all'asse del cuscinetto. Le forze centrifughe, la cui formulazione è riportata in Eq(3), agiscono radialmente verso l'esterno e tendono a spingere i rulli contro la pista dell'anello esterno.

$$F_c = 3.39 \times 10^{-11} D_r^2 L_r d_m n_m^2 \quad (3)$$

In cui D_r è il diametro dell'elemento volvente, L_r rappresenta la lunghezza del rullo e n_m il numero di giri.

La principale differenza con i carichi applicati dall'esterno è che le forze centrifughe non contribuiscono al bilancio globale delle forze sul cuscinetto, ma influenzano in modo significativo le condizioni di contatto locali tra piste e corpi volventi. La loro presenza, infatti, modifica l'entità delle forze di contatto e la loro distribuzione lungo la zona di carico, con effetti proporzionali alla velocità di rotazione.

2.2.3 Trasferimento del carico e meccanica del contatto

La trasmissione del carico è la diretta conseguenza dei contatti localizzati tra piste ed elementi volventi, caratterizzati da aree di estensione limitata. Questo fenomeno determina così lo sviluppo di tensioni di contatto in prossimità della superficie, che decrescono rapidamente con la

profondità nel materiale. Le deformazioni elastiche associate sono generalmente di piccola entità, ciononostante risultano cruciali per la corretta descrizione dello stato di carico interno.

Il problema legato alle tensioni e alle deformazioni locali sviluppate nel contatto tra due corpi elastici trova una formulazione classica nella teoria di Hertz del 1896[9]. Hertz dimostrò che il contatto tra due corpi elastici non avviene in forma puntuale o lineare, ma attraverso una piccola area di contatto, sulla quale il carico risulta distribuito in modo da evitare la presenza di tensioni infinite. Nell'ambito della sua analisi, egli formulò le seguenti ipotesi:

1. Il limite di proporzionalità del materiale non viene superato, ovvero tutte le deformazioni avvengono nel campo elastico.
2. Il carico è applicato perpendicolarmente alla superficie di contatto, trascurando pertanto gli effetti delle tensioni tangenziali superficiali d'attrito.
3. Le dimensioni dell'area di contatto sono piccole rispetto ai raggi di curvatura dei corpi sottoposti a carico, ipotesi che viene specificata a posteriori.
4. I raggi di curvatura delle superfici a contatto sono molto maggiori rispetto alle dimensioni dell'area di contatto [6].

In aggiunta, secondo Hertz, la deformazione delle superfici produce una zona di contatto di forma ellissoidale e simmetrica con a semiasse maggiore e b semiasse minore, *Figura 7*.

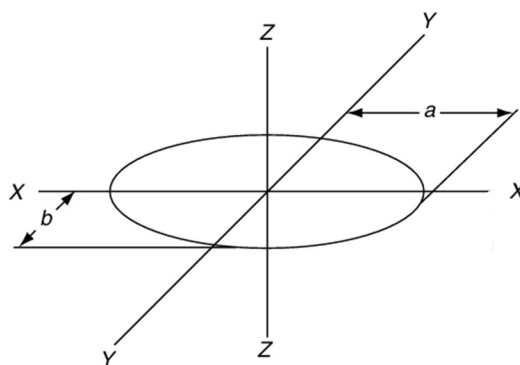


Figura 7, Zona di contatto ellittica [6]

Considerando il parametro adimensionale differenza di curvatura $F(\rho)$ usato per mettere in relazione le curvature principali nel contatto tra due corpi di rivoluzione, esso può essere espresso

anche come in Eq.(4):

$$F(\rho) = \frac{(k^2 + 1)E - 2F}{(k^2 - 1)E} \quad (4)$$

Dove F ed E rappresentano rispettivamente gli integrali ellittici completi di prima e di seconda specie. Introducendo il parametro ellittico, definito in Eq.(5) come:

$$k = \frac{a}{b} \quad (5)$$

È possibile descrivere in forma compatta l'influenza delle curvature principali sulla distribuzione del contatto.

Mediante l'applicazione di un metodo di regressione lineare ai minimi quadrati, Brewe e Hamrock [10] hanno proposto approssimazioni semplificate per i parametri k , F ed E , espresse dalle seguenti relazioni Eq(6), Eq(7), Eq(8), Eq(9), Eq(10):

$$k = 1.0339 \left(\frac{R_y}{R_x} \right)^{0.636} \quad (6)$$

$$E = 1.003 + \frac{0.5968}{\left(\frac{R_y}{R_x} \right)} \quad (7)$$

$$F = 1.5277 + 0.6023 \ln \left(\frac{R_y}{R_x} \right) \quad (8)$$

In cui le curvature equivalenti sono definite come:

$$R_x = r_{1x}^{-1} + r_{2x}^{-1} \quad (9)$$

$$R_y = r_{1y}^{-1} + r_{2y}^{-1} \quad (10)$$

Dove r_{1x} indica il raggio di curvatura del corpo 1 lungo la direzione dell'asse maggiore dell'area di contatto, mentre y indica la direzione dell'asse minore.

A partire dalle ipotesi precedentemente introdotte, è possibile ricavare le seguenti relazioni per gli assi dell'area di contatto e per la deformazione elastica riportate in Eq(11), Eq(12) e Eq(13):

$$a = a^* \left[\frac{3Q}{2 \sum \rho} \left(\frac{(1 - \nu_1^2)}{E_1} + \frac{(1 - \nu_2^2)}{E_2} \right) \right]^{\frac{1}{3}} \quad (11)$$

$$b = b^* \left[\frac{3Q}{2 \sum \rho} \left(\frac{(1 - \nu_1^2)}{E_1} + \frac{(1 - \nu_2^2)}{E_2} \right) \right]^{\frac{1}{3}} \quad (12)$$

$$\delta = \delta^* \left[\frac{3Q}{2 \sum \rho} \left(\frac{(1 - \nu_1^2)}{E_1} + \frac{(1 - \nu_2^2)}{E_2} \right) \right]^{\frac{2}{3}} \frac{\sum \rho}{2} \quad (13)$$

Dove:

$$a^* = \left(\frac{2k^2 E}{\pi} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (14)$$

$$b^* = \left(\frac{2E}{\pi k} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (15)$$

$$\delta^* = \frac{2F}{\pi} \left(\frac{\pi}{2k^2 E} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (16)$$

Il parametro Q , rappresenta la forza normale tra l'elemento volvente e le piste (*Figura 6*). Il modulo di Young E e il coefficiente di Poisson ν sono caratteristici del materiale.

Nel caso di un cuscinetto a rulli cilindrici, l'interazione tra elementi volventi e piste può essere approssimata a un contatto di tipo lineare. In tale configurazione limite, il parametro k tende a infinito e l'area di contatto presenta una geometria assimilabile a una superficie semicilindrica. L'estensione del contatto è caratterizzata da una larghezza pari a $2b$ e da una lunghezza pari a $L_r=2a$. In questo caso i valori dell'asse minore e della deformazione elastica possono essere determinati mediante le relazioni in Eq(17) e Eq(18):

$$b = \left[\frac{4Q}{\pi L_r \Sigma \rho} \left(\frac{(1 - \nu_1^2)}{E_1} + \frac{(1 - \nu_2^2)}{E_2} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (17)$$

$$\delta = \frac{2Q(1 - \nu^2)}{\pi E L_r} \ln \left[\frac{\pi E L_r}{Q(1 - \nu^2)(1 \mp \gamma)} \right] \quad (18)$$

In cui γ rappresenta la tensione di taglio.

Il modello di contatto lineare costituisce però un caso ideale che non tiene conto della bombatura reale dei rulli. Considerando tale aspetto geometrico, la relazione empirica derivata da Palmgren[11] espressa in Eq(19), consente di descrivere la deformazione di contatto in funzione della forza agente ed è comunemente impiegata nella modellazione dei cuscinetti a rulli:

$$\delta = 3.81 \left[\frac{1}{\pi} \left(\frac{(1 - \nu_1^2)}{E_1} + \frac{(1 - \nu_2^2)}{E_2} \right) \right]^{0.9} \frac{Q^{0.9}}{L_r^{0.8}} \quad (19)$$

2.2.4 Ripartizione del carico sui corpi volventi

In presenza di carichi radiali e assiali applicati simultaneamente, il comportamento statico di un cuscinetto volvente senza gioco interno può essere descritto in termini di spostamento relativo tra i due anelli. Pur rimanendo paralleli, anello interno ed esterno risultano traslati sia radialmente di una quantità δ_r che assialmente δ_a , e lo scostamento dipende dalla posizione angolare ϕ del corpo volvente considerato, misurata a partire dall'elemento maggiormente sollecitato:

$$\delta_\phi = \delta_a \sin \alpha + \delta_r \cos \alpha \cos \phi \quad (20)$$

Quindi nella condizione di gioco radiale nullo si ha il massimo scostamento:

$$\delta_{max} = \delta_a \sin \alpha + \delta_r \cos \alpha \quad (21)$$

Eq.(20) e Eq.(21) portano a una relazione tra lo scostamento in funzione della posizione angolare e quello massimo:

$$\delta_\phi = \delta_{max} \left[1 - \frac{1}{\varepsilon} (1 - \cos \phi) \right] \quad (22)$$

Con ε fattore di distribuzione del carico, definito nell' Eq.(23) come:

$$\varepsilon = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{\delta_a \tan \alpha}{\delta_r} \right) \quad (23)$$

Le relazioni precedenti sono formulate in forma generale per cuscinetti a contatto obliquo. Nel caso dei cuscinetti orientabili a doppia corona, il fattore di distribuzione del carico può essere ricondotto alla forma di Eq.(23) sotto opportune ipotesi semplificative.

Sapendo che per i contatti elastici tipici dei cuscinetti volventi, il carico trasmesso da un singolo corpo volvente è legato alla deformazione locale secondo una relazione non lineare espressa in Eq.(24), in cui l'esponente n dipende dalla geometria del contatto:

$$Q = K \delta^n \quad (24)$$

Stribeck [12] espresse la relazione tra il carico trasmesso da un corpo volvente, compresso tra le piste in funzione della sua posizione angolare e rispetto al carico massimo, riportata in Eq.(25):

$$Q_\phi = Q_{max} \left(1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos \phi) \right)^n \quad (25)$$

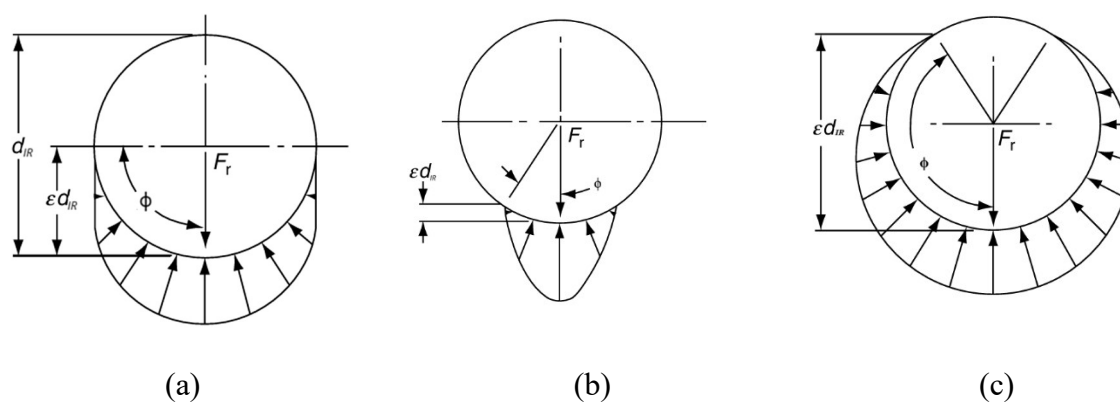


Figura 8, Distribuzione del carico sugli elementi volventi al variare del gioco[12]:

(a) $\varepsilon = 0.5$, (b) $0 < \varepsilon < 0.5$, (c) $\varepsilon > 0.5$

2.3 Cinematica dei componenti del cuscinetto

La cinematica globale del cuscinetto volvente è determinata dal moto relativo tra anello interno, anello esterno, corpi volventi e gabbia. Nel caso di un cuscinetto volvente montato su un albero in rotazione, il moto dei rulli può essere descritto attraverso due componenti principali: una rotazione orbitale attorno all'asse del cuscinetto e una rotazione propria attorno al loro asse. Le velocità associate a tali moti risultano direttamente legate alla velocità di rotazione dell'albero. Quando le velocità di rotazione dell'albero o dell'anello esterno sono contenute, le velocità interne possono essere stimate con buona accuratezza mediante relazioni cinematiche semplificate con l'assunzione che i corpi volventi rotolino senza strisciare, ovvero, il cuscinetto si comporta come un ingranaggio planetario.

In questo capitolo vengono analizzate le principali relazioni cinematiche che governano il moto dei corpi volventi e della gabbia, con particolare attenzione alla determinazione delle velocità caratteristiche in condizioni di funzionamento stazionario.

2.3.1 Velocità caratteristiche

Nel caso più generale, si assume che l'anello interno e quello esterno del cuscinetto siano entrambi in rotazione e condividano lo stesso angolo di contatto α . Dunque, conoscendo la velocità di rotazione n dell'albero si può scrivere la relazione, Eq.(26), per l'anello interno:

$$\omega_{IR} = \frac{2\pi n}{60} \quad (26)$$

Dove ω_{IR} è in *rad/s*. Perciò sulla base dell'Eq. (26):

$$v_{IR} = \frac{1}{2} \omega_{IR} (d_m - D_r \cos \alpha) \quad (27)$$

Ne consegue che:

$$v_{OR} = \frac{1}{2} \omega_{OR} (d_m + D_r \cos \alpha) \quad (28)$$

Nel caso ideale in cui il contatto tra elementi volventi e piste avvenga in puro rotolamento, la velocità angolare della gabbia può essere determinata come valore medio tra quelle dell'anello interno e dell'anello esterno, per cui come riportato in Eq.(29):

$$v_g = \frac{1}{2}(v_{IR} + v_{OR}) \quad (29)$$

$$= \frac{\pi d_m}{120} \left(n_{IR} \left(1 - \frac{D_r \cos \alpha}{d_m} \right) + n_{OR} \left(1 + \frac{D_r \cos \alpha}{d_m} \right) \right)$$

Nel caso specifico analizzato in questo lavoro, assumendo l'anello esterno fermo, l'Eq.(28) può essere riscritta nella forma:

$$v_g = \frac{1}{2} v_{IR} \left(1 - \frac{D_r \cos \alpha}{d_m} \right) \quad (30)$$

In condizioni di puro rotolamento al contatto tra la pista interna e l'elemento volvente, nel punto di contatto la velocità del corpo volvente è identica a quella della pista interna quindi:

$$\frac{1}{2} \omega_g d_m \left(1 - \frac{D_r \cos \alpha}{d_m} \right) = \frac{1}{2} \omega_r D_r \quad (31)$$

Sapendo che la velocità relativa della gabbia rispetto all'anello interno risulta:

$$n_{g,IR} = n_g - n_{IR} \quad (32)$$

Combinando l'Eq.(31) ed Eq.(32) sotto l'ipotesi che solo l'anello interno ruoti, si ottiene facilmente l'Eq.(33) che descrive la velocità di rotazione degli elementi volventi:

$$n_r = \frac{d_m n_{IR}}{2D_r} \left(1 - \frac{D_r \cos \alpha}{d_m} \right) \left(1 + \frac{D_r \cos \alpha}{d_m} \right) \quad (33)$$

2.4 Vibrazioni nei cuscinetti: cause e caratteristiche

Essendo i cuscinetti volventi tra i componenti meccanici di base più importanti. Le loro condizioni di funzionamento influiscono direttamente sulla sicurezza e sulla stabilità delle apparecchiature meccaniche [13].

In numerose applicazioni industriali, il cedimento anticipato dei cuscinetti è spesso riconducibile a condizioni operative non ottimali come: presenza di contaminanti, lubrificazione inadeguata, errori di montaggio, disallineamenti geometrici, squilibri dell'albero ed esposizione a un regime termico severo. Queste criticità alterano il corretto funzionamento del contatto, in particolare generano un incremento delle sollecitazioni dinamiche e quindi un aumento del livello vibrazionale del cuscinetto. Le vibrazioni dei cuscinetti stanno quindi assumendo un'importanza sempre maggiore, sia dal punto di vista ambientale sia in quanto strettamente correlate alla percezione della qualità [14].

2.4.1 Sorgenti delle vibrazioni

L'interazione dinamica tra i diversi componenti del cuscinetto, le sue condizioni operative e caratteristiche geometriche ha come diretta conseguenza lo sviluppo di vibrazioni. Infatti, nonostante tutti i componenti siano realizzati con elevata precisione, il contatto volvente comporta inevitabilmente eccitazioni dinamiche. È pertanto possibile individuare le principali sorgenti di vibrazione nei cuscinetti volventi:

- **Rigidezza variabile**, questo tipo di vibrazione si manifesta poiché il carico esterno è sostenuto da un numero discreto di elementi volventi, la cui posizione relativa rispetto alla linea d'azione del carico varia continuamente nel tempo[14]; infatti durante il moto del cuscinetto la variazione del carico applicato sui singoli corpi volventi comporta differenti livelli di deformazioni elastica nei contatti tra rulli e piste che generano un moto relativo tra l'anello interno ed esterno descritto come una traiettoria periodica. La periodicità del fenomeno è legata alla frequenza con cui gli elementi volventi attraversano la zona di carico: più grande è il numero dei corpi volventi caricati, minori saranno le vibrazioni generate;

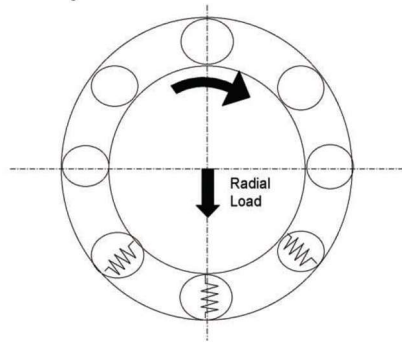


Figura 9, Modello di un cuscinetto semplice con diversa posizione dei corpi volventi rispetto alla linea d'azione del carico[14]

- Imperfezioni geometriche, sempre presenti a causa della natura dei processi di fabbricazione. In particolare, la rugosità superficiale è una sorgente significativa di vibrazione quando è elevata rispetto allo spessore dello strato di lubrificante, in questo caso le asperità superficiali interagiscono con la superficie opposta generando il contatto metallo-metallo[14];

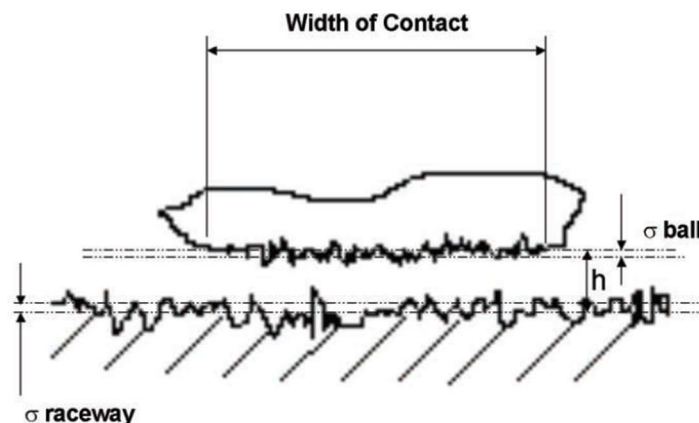


Figura 10, Imperfezioni e rugosità della superficie[14]

- Ondulazione superficiale, legata alle irregolarità geometriche dei corpi volventi e delle piste che si sviluppano su scale dimensionali relativamente grandi in modo che il contatto si sviluppi in modo continuo senza generare impatti localizzati. Il contributo dell'ondulazione alla risposta vibrazionale dipende dalle condizioni operative del cuscinetto, soprattutto dal carico applicato e dalla velocità di rotazione e si manifesta prevalentemente nel campo delle basse e medie frequenze;

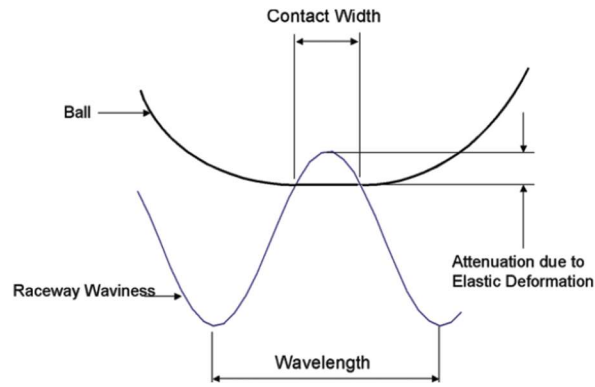


Figura 11, Attenuazione delle ondulazioni superficiali per effetto della larghezza di contatto [14]

- Difetti localizzati, generalmente molto piccoli e difficili da individuare, derivano da operazioni di assemblaggio, contaminazione, condizioni di esercizio, montaggio scorretto o manutenzione non adeguata. Nonostante la loro piccolissima dimensione influenzano significativamente il comportamento vibrazionale talvolta riducendo la vita utile del cuscinetto stesso;

2.4.2 Frequenze caratteristiche dei difetti

Le sorgenti di vibrazione analizzate danno origine a una risposta vibrazionale riconducibile alle cosiddette frequenze caratteristiche del cuscinetto. Sono state formulate delle relazioni tra le caratteristiche cinematiche dei cuscinetti e le frequenze di eccitazione dovute a un contatto con un difetto localizzato, nel caso di anello esterno fermo e anello interno in rotazione:

$$BPFI = \frac{n}{2} (f_{OR} - f_{IR}) (1 - \cos(\alpha)) \frac{D_r}{d_m} \quad (34)$$

$$BPFO = \frac{n}{2} (f_{OR} + f_{IR}) (1 - \cos(\alpha)) \frac{D_r}{d_m} \quad (35)$$

$$BSF = \frac{d_m}{2D_r} (f_{OR} + f_{IR}) (1 - \cos(\alpha)) \frac{D_r}{d_m} \quad (36)$$

In cui f_{OR} e f_{IR} sono le frequenze di rotazione dell'anello interno ed esterno ed n il numero di corpi volventi. È importante ricordare che queste relazioni sono formulate con l'ipotesi di assenza di slittamento e sola rotazione dei corpi volventi sulle piste.

BPFO e BPFI sono rispettivamente la frequenza che corrisponde agli elementi volventi che passano su un difetto della pista esterna e interna. BSF è la frequenza di rotazione di una sfera, che è quindi, per definizione, la metà della frequenza di difetto degli elementi volventi. Tuttavia, nelle applicazioni reali, le frequenze associate ai difetti del cuscinetto spesso si discostano dai valori teorici a causa di uno scorrimento di tipo randomico di pochi punti percentuali. Tra le cause principali di incertezza vi è la presenza di scorrimento al contatto, per cui gli elementi volventi non seguono un moto di rotolamento puro ma scorrono parzialmente sulle piste, pur in presenza della rotazione degli anelli.

2.5 Metodo di analisi dei segnali vibrazionali

L'analisi dei segnali vibrazionali dei cuscinetti volventi deriva dai fenomeni di contatto generati tra corpi volventi e piste, in particolare si osservano i segnali di accelerazione. Quando si hanno difetti localizzati, i contatti producono eccitazioni impulsive ripetute che contengono informazioni fondamentali sullo stato di salute del componente. Per interpretare le informazioni correttamente, il segnale di accelerazione deve essere elaborato attraverso operazioni che combinano analisi nel dominio della frequenza e del tempo, alcune di queste tecniche sono illustrate nel presente lavoro, per una trattazione più approfondita si rimanda al testo di Poularikas [35].

2.5.1 Filtraggio bassa-banda

Il segnale vibrazionale grezzo contiene componenti legate alla cinematica globale della macchina, rumore strutturale e contributi direttamente associati ai fenomeni di danneggiamento. Lo spettro molto ampio del segnale necessita di un filtraggio in modo da isolare una precisa porzione. Dal punto di vista teorico, il filtraggio permette di attenuare sia le componenti a bassa frequenza sia le componenti ad alta frequenza dominate dal rumore. Infatti, sapendo a priori le frequenze caratteristiche di eccitazione, viene ridotto l'effetto di altre eccitazioni presenti nei segnali, ottenendo il segnale filtrato $Y(\omega)$ come riportato in Eq.(37):

$$Y(\omega) = H(\omega) \cdot X(\omega) \quad (37)$$

In cui $H(\omega)$ rappresenta il filtro applicato e $X(\omega)$ il segnale grezzo iniziale. In questo modo il segnale risultante conserva prevalentemente le oscillazioni che fungono da portante per la modulazione impulsiva indotta dai difetti. I filtri passa-banda consentono al segnale di passare attraverso una banda di frequenza costante senza distorcere l'input. Questa banda di frequenza può avere qualsiasi larghezza ed è comunemente nota come larghezza di banda del filtro[33]:

$$BW = f_{cHigh} - f_{cLow} \quad (38)$$

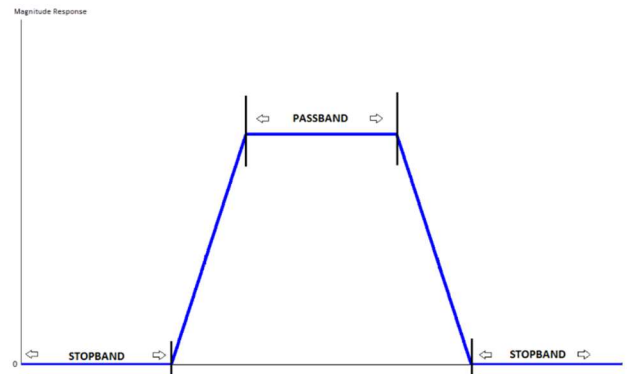


Figura 12, Filtro passa-banda

2.5.2 Inviluppo

L'analisi dell'inviluppo, tecnica ampiamente utilizzata soprattutto nei casi di diagnosi vibrazionale, si basa sul principio che un difetto genera una sequenza di impatti periodici eccitando le risonanze strutturali del sistema e producendo un segnale ad alta frequenza modulato in ampiezza. L'inviluppo consente di estrarre questa modulazione, rendendo evidenti le periodicità associate al danneggiamento.

Dal punto di vista matematico, l'inviluppo viene ricavato a partire dal segnale analitico, ottenuto combinando il segnale reale con la sua trasformata di Hilbert. Data una funzione reale $x(t)$ la sua trasformata di Hilbert può essere ricavata a partire da Eq.(39):

$$H[x(t)] = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} \frac{x(\tau)}{t - \tau} d\tau = x(t) \cdot \frac{1}{\pi t} \quad (39)$$

Per chiarire meglio l'effetto di questa trasformazione bisogna analizzarla nel dominio della frequenza. Se si applica la trasformata di Fourier si osserva che la trasformata di Hilbert equivale a una modifica puramente di fase dello spettro del segnale: le componenti a frequenza positiva vengono sfasate di $-\pi/2$, mentre quelle a frequenza negativa subiscono una rotazione di $+\pi/2$, senza alterarne l'ampiezza. Questo ci permette di definire il segnale analitico associato a $x(t)$ come in Eq.(40):

$$x_{an}(t) = H[x(t)] + x(t) \quad (40)$$

Dove j è l'unità immaginaria. L'involuppo del segnale si ottiene semplicemente calcolando il modulo del segnale analitico:

$$X(t) = |x_{an}(t)| \quad (41)$$

Questa funzione rappresenta l'andamento temporale dell'ampiezza del segnale. L'utilizzo dell'involuppo risulta particolarmente efficace nell'evidenziare le componenti impulsive associate ai fenomeni di danneggiamento trasformando un segnale complesso in una rappresentazione più semplice e informativa.

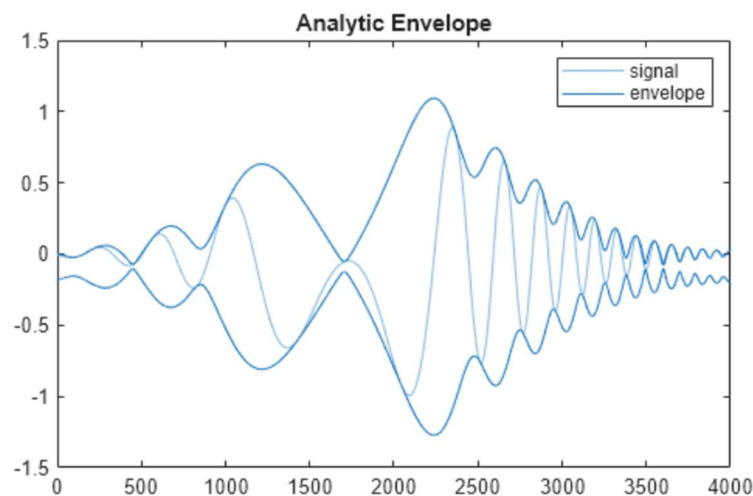


Figura 13, Rappresentazione involuppo del segnale

2.5.3 Power Spectral Density

Per descrivere in modo quantitativo come l'energia del segnale vibrazionale sia distribuita nel dominio della frequenza, si introduce il concetto di densità spettrale di potenza (Power Spectral Density). La PSD fornisce una rappresentazione della potenza del segnale per unità di frequenza ed è particolarmente utile nell'analisi dei segnali vibrazionali, dato che consente di evidenziare le componenti periodiche associate a fenomeni di danneggiamento. Infatti, confrontando la PSD con lo spettro originale della risposta alle vibrazioni dei cuscinetti, è possibile evidenziare in modo efficace le caratteristiche correlate ai guasti[34].

Dato un segnale continuo $x(t)$, la sua trasformata di Fourier si definisce come:

$$X(\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t)e^{-i\omega t} dt \quad (42)$$

Dove la funzione $X(\omega)$ è lo spettro del segnale $x(t)$. Secondo il teorema di Parseval–Plancherel, l'energia totale del segnale nel dominio del tempo è uguale all'energia nel dominio della frequenza:

$$\int_{-\infty}^{+\infty} x^2(t)dt = \int_{-\infty}^{+\infty} |X(\omega)|^2 d\omega \quad (43)$$

L'espressione $|X(\omega)|^2$ fornisce un'informazione energetica importante e risulta anche strettamente connessa alle proprietà di periodicità del segnale nel dominio del tempo. Quindi, la densità spettrale di potenza per l'analisi di segnali stazionari o quasi stazionari è definita come in Eq.(44):

$$PSD = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{|X(\omega)|^2}{T} \quad (44)$$

Nel caso di un segnale discreto $x[n]$, campionato con frequenza F_s , la PSD può essere espressa come:

$$PSD = \frac{1}{N} \left| \sum_{n=0}^{N-1} x[n] e^{-i\omega t} \right|^2 \quad (45)$$

dove N è il numero di campioni del segnale.

La stima diretta della PSD a partire da una singola trasformata di Fourier risulta spesso affetta da elevata varianza, specialmente nel caso di segnali rumorosi o di durata limitata. Proprio per ovviare a questo problema, si utilizza il periodogramma di Welch in grado di fornisce una stima più stabile della densità spettrale di potenza. Infatti, consiste nel suddividere il segnale in più segmenti parzialmente sovrapposti, calcolare il periodogramma di ciascun segmento e infine mediare i risultati ottenuti. Questa procedura equivale a una stima mediata della trasformata di Fourier dell'autocorrelazione, con una significativa riduzione della varianza della stima a fronte di una lieve perdita di risoluzione in frequenza.

2.5.4 Indicatori

La fase cruciale dedicata alla trasformazione dei dati grezzi in un formato comprensibile e utilizzabile dagli algoritmi di Machine Learning (ML) consiste nell'identificazione e nel calcolo degli indicatori (feature) rappresentativi in grado di distinguere un cuscinetto sano e uno danneggiato. I segnali di vibrazione acquisiti, prima dell'estrazione degli indicatori, vengono segmentati in diversi intervalli di tempo per generare più esempi per la fase di addestramento dei modelli di ML. Da ogni segmento vengono estratte una serie di feature basate sulla letteratura esistente[36] queste si dividono in feature nel dominio del tempo ($p_{1-p_{11}}$) e feature nel dominio della frequenza ($p_{12-p_{23}}$):

- Media

$$p_1 = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x(i) \quad (46)$$

- Deviazione standard

$$p_2 = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (x(i) - p_1)^2} \quad (47)$$

- Mean Square of the Absolute Root (MSAR)

$$p_3 = MSAR(x) = \left(\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \sqrt{|x(i)|} \right)^2 \quad (48)$$

- Root mean square (RMS)

$$p_4 = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x(i))^2} \quad (49)$$

- Picco massimo

$$p_5 = \max |x(i)| \quad (50)$$

- Skewness

$$p_6 = \sum_{i=1}^N \frac{(x(i) - p_1)^3}{(N-1)p_2^3} \quad (51)$$

- Kurtosi

$$p_7 = \sum_{i=1}^N \frac{(x(i) - p_1)^4}{(N-1)p_2^4} \quad (52)$$

- Fattore di cresta

$$p_8 = \frac{p_5}{p_4} \quad (53)$$

- Fattore di cresta modificato

$$p_9 = \frac{p_5}{p_3} \quad (54)$$

- Fattore di picco

$$p_{10} = \frac{p_4}{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N |x(i)|} \quad (55)$$

- RMS to MAV

$$p_{11} = \frac{p_5}{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N |x(i)|} \quad (56)$$

- Media dello spettro

$$p_{12} = \frac{1}{K} \sum_{k=1}^K s(k) \quad (57)$$

- Varianza della PSD

$$p_{13} = \frac{1}{K-1} \sum_{k=1}^K (s(k) - p_{12})^2 \quad (58)$$

- Skewness della PSD

$$p_{14} = \sum_{k=1}^K \frac{(s(k) - p_{12})^3}{K(\sqrt{p_{13}})^3} \quad (59)$$

- Kurtosi della PSD

$$p_{15} = \sum_{k=1}^K \frac{(s(k) - p_{12})^4}{K(p_{13})^4} \quad (60)$$

- Centroide di frequenza

$$p_{16} = \frac{\sum_{k=1}^K f_k s(k)}{\sum_{k=1}^K s(k)} \quad (61)$$

- Dispersione spettrale

$$p_{17} = \sqrt{\frac{\sum_{k=1}^K (f_k - p_{16})^2 s(k)}{K}} \quad (62)$$

- RMS di Frequenza

$$p_{18} = \sqrt{\frac{\sum_{k=1}^K f_k^2 s(k)}{\sum_{k=1}^K s(k)}} \quad (63)$$

- Larghezza di banda della frequenza

$$p_{19} = \sqrt{\frac{\sum_{k=1}^K f_k^4 s(k)}{\sum_{k=1}^K f_k^2 s(k)}} \quad (64)$$

$$p_{20} = \frac{\sum_{k=1}^K f_k^2 s(k)}{\sqrt{\sum_{k=1}^K s(k) \sum_{k=1}^K f_k^4 s(k)}} \quad (65)$$

$$p_{21} = \frac{p_{17}}{p_{16}} \quad (66)$$

- Skewness spettrale

$$p_{22} = \frac{\sum_{k=1}^K \frac{(f_k - p_{16})^3 s(k)}{K p_{17}^3}} \quad (67)$$

- Kurtosi spettrale

$$p_{23} = \frac{\sum_{k=1}^K \frac{(f_k - p_{16})^4 s(k)}{K p_{17}^4}} \quad (68)$$

Dove $x(i)$ rappresenta i -esimo campione di accelerazione, N il numero di punti in cui è diviso il segmento temporale, $s(k)$ è l'ampiezza del k -esimo spettro, K il numero di linee spettrali, f_k il valore della frequenza della k -esima linea dello spettro.

2.5.5 Trasformata di Wavelet

Quando si analizzano segnali di vibrazione è frequente incontrare segnali non stazionari con le componenti in frequenza che cambiano nel tempo, in particolare se provenienti da sistemi meccanici. In questi casi le tecniche classiche basate sulla trasformata di Fourier possono risultare limitate, poiché forniscono informazioni sulla presenza delle frequenze ma non indicano quando queste compaiono nel segnale.

Per superare questo limite si può utilizzare la trasformata Wavelet che permette la rappresentazione del segnale contemporaneamente nel dominio del tempo e della frequenza. Il principio alla base confronta il segnale con una funzione di riferimento, chiamata Wavelet “madre”, che viene progressivamente traslata nel tempo e modificata nella sua scala. In questo modo è possibile analizzare il segnale a diversi livelli di dettaglio, individuando sia fenomeni a bassa frequenza sia eventi più rapidi e localizzati.

Tra le diverse formulazioni della trasformata Wavelet, una delle più utilizzate è la Continuous Wavelet Transform (CWT), definita come in Eq.(69):

$$W_x(a, b) = \frac{1}{\sqrt{a}} \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \varphi^* \left(\frac{t-b}{a} \right) dt \quad (69)$$

dove $x(t)$ rappresenta il segnale analizzato, $\psi(t)$ è la wavelet madre, a è il parametro di scala, che determina il livello di dilatazione della Wavelet, e b rappresenta lo spostamento temporale della funzione lungo il segnale.

Dato che, nel campo della diagnostica dei cuscinetti i difetti generano spesso impulsi brevi e ripetuti nel tempo, l'utilizzo della trasformata Wavelet risulta particolarmente utile. Grazie alla rappresentazione tempo-frequenza fornita dalla CWT si riescono ad evidenziare con maggiore chiarezza gli eventi difficili da individuare esclusivamente con metodi basati sul dominio della frequenza.

2.6 Inquadramento teorico della modellazione multibody

Sulla base teorica introdotta in questo capitolo, nel seguente paragrafo viene descritta in modo più specifico l'architettura del modello numerico sviluppato. In particolar modo l'analisi si concentra sulle scelte implementative adottate in ANSYS Motion.

Il modello numerico risolve automaticamente le equazioni del moto del sistema a partire dalla definizione dei corpi, dei vincoli e delle forze agenti. La formulazione teorica dettagliata adottata dal software verrà introdotta sulla base delle informazioni del Motion Theory Reference[30].

In primo luogo, bisogna sottolineare come in ANSYS Motion un sistema multibody sia descritto in un insieme di corpi rigidi caratterizzati da coordinate generalizzate, ovvero coordinate cartesiane generalizzate utilizzate per rappresentare i tre moti traslazionali e tre rotazionali di un corpo nello spazio tridimensionale. Ad ogni corpo è associato un sistema di riferimento locale che ne indica la posizione e l'orientamento rispetto al sistema di riferimento inerziale, come mostrato in *Figura 14*. Gli assi x' , y' e z' del sistema di coordinate sono definiti dai vettori perpendicolari unitari f , g e h che definiscono l'orientamento del corpo nello spazio. Per trasformare le coordinate dal sistema di riferimento del corpo al sistema di riferimento inerziale[30] si usa la matrice di trasformazione A , le cui colonne sono costituite da tali vettori unitari.

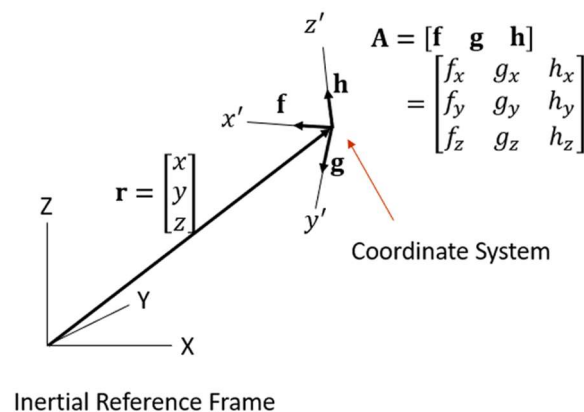


Figura 14, Sistema di riferimento locale del corpo [30]

I sistemi di riferimento in questione risultano cruciali, grazie ad essi è possibile specificare giunti, condizioni di moto e relazioni cinematiche.

Per la descrizione della dinamica dei sistemi multibody, la formulazione teorica si basa sul principio dei lavori virtuali, secondo il quale il lavoro virtuale totale delle forze agenti (δW) è nullo per qualsiasi spostamento virtuale (δq) compatibile con i vincoli cinematici. La forma variazionale del principio è espressa nell'Eq.(70):

$$\delta W = \delta \mathbf{q}^T (\mathbf{m}\ddot{\mathbf{q}} - \mathbf{f}) = \mathbf{0} \quad (70)$$

Nel caso di un sistema composto da un corpo singolo non vincolato, la formulazione variazionale si traduce in un'espressione del prodotto tra la matrice di massa \mathbf{M} e il vettore delle accelerazioni $\ddot{\mathbf{q}}$, bilanciato dal vettore delle forze generalizzate \mathbf{Q} applicate sul corpo in questione. Sommando i contributi associati ad ogni corpo si può estendere la trattazione ad un sistema multibody:

$$\sum_{k=1}^n \delta \mathbf{q}_k^T (\mathbf{M}_i \ddot{\mathbf{q}}_i - \mathbf{Q}_i) = 0 \quad (71)$$

Un'ulteriore estensione da considerare è l'imposizione di vincoli mediante equazioni che descrivono le relazioni cinematiche tra i vari corpi di un sistema. Il metodo utilizzato per introdurre l'applicazione dei vincoli è quello dei moltiplicatori di Lagrange, che integra le equazioni di vincolo direttamente nel sistema dinamico. Ipotizzando di avere un sistema sottoposto a equazioni di vincolo $\phi(\mathbf{q}, t) = 0$, l'Eq.(70) viene estesa aggiungendo un termine che coinvolge i moltiplicatori di Lagrange λ , associati a ciascuna equazione di vincolo[30]:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \phi_q^T \lambda - \mathbf{Q} = \mathbf{0} \quad (72)$$

Quindi, combinando Eq.(71) con la seconda derivata temporale dell'equazione di vincolo ϕ_q , le equazioni del moto del sistema vincolato possono essere scritte nella seguente forma matriciale rappresentata nell'Eq.(73):

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M} & \phi_q^T \\ \phi_q^T & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{q}} \\ \lambda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{Q} \\ \gamma \end{bmatrix} \quad (73)$$

In cui \mathbf{v} rappresenta il termine di velocità dell'equazione di vincolo.

Si ottiene un sistema accoppiato di equazioni differenziali-algebriche, in cui le equazioni del moto e le equazioni di vincolo sono risolte simultaneamente. Infine, i moltiplicatori di Lagrange consentono di determinare direttamente le forze e le coppie vincolari agenti sui corpi, queste grandezze sono applicate ai sistemi di riferimento solidali ai corpi, nei punti in cui sono definiti i vincoli:

$$\begin{Bmatrix} \mathbf{f} \\ \boldsymbol{\tau} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} {}^T\boldsymbol{\lambda} \\ {}^R\boldsymbol{\lambda} \end{Bmatrix} \quad (74)$$

Dove ${}^T\boldsymbol{\lambda}$ e ${}^R\boldsymbol{\lambda}$ sono rispettivamente i moltiplicatori di Lagrange ed \mathbf{f} e $\boldsymbol{\tau}$, la forza e la coppia vincolare applicata al sistema di riferimento solidale al corpo; tutti associati alle equazioni di vincolo traslazionale e rotazionale.

3. Stato dell'arte

Prima di entrare nel dettaglio del modello sviluppato in questo lavoro, mirato ad analizzare la risposta vibrazionale di un cuscinetto volvente in presenza di difetti localizzati sulle piste interna ed esterna, è opportuno fornire una panoramica sulle diverse tipologie di modelli già proposti in letteratura. Le due macroaree in cui si può dividere la trattazione contrappongono i modelli analitici ai modelli agli elementi finiti (FE). I modelli analitici presentano una serie di assunzioni semplificative e sebbene riescano a descrivere il sistema in esame in tempi più rapidi, talvolta mancano di precisione o accuratezza. Invece, l'uso di modelli agli elementi finiti consente di ridurre al minimo le ipotesi semplificative raggiungendo risultati generalmente più accurati. Tuttavia, è comunque necessario assumere dei valori per diversi parametri, quali il modello di materiale, le proprietà del materiale, lo schema di integrazione temporale del solutore (time-stepping), lo smorzamento e l'attrito, oltre a discretizzare adeguatamente il modello in elementi finiti per rappresentarne accuratamente la risposta strutturale [15].

Questo capitolo in particolare tratterà soltanto i modelli analitici, utili a comprendere la trattazione utilizzata nel progetto per simulare la performance del cuscinetto.

3.1 Modelli analitici

I modelli analitici si dividono in quattro principali categorie:

1. *Modelli a treni di impulsi periodici*, i più semplici, in quanto non considerano i parametri fisici del cuscinetto e non viene simulata la deformazione dovuta ai contatti tra corpi volventi e piste, regolata dalla teoria hertziana dell'elasticità. Questi sono i modelli più semplici e si concentrano sulla generazione di impulsi indotti dal difetto a un periodo costante. Il primo modello di questo tipo sviluppato da McFadden et al.[16] sfruttano la funzione Delta di Dirac rappresentata matematicamente in Eq.(75):

$$d(t) = d_0 \sum_{k=-\infty}^{\infty} \delta(t - kT_d) \quad (75)$$

La vibrazione prodotta dal difetto (in questo caso sulla pista interna) può essere modellata come una serie infinita di impulsi di uguale ampiezza $d(t)$, in cui T_d rappresenta il periodo tra un impulso e il successivo, pari all'inverso della frequenza di passaggio degli elementi volventi sulla pista (BPFI, BPFO, 2BSF).

La distribuzione del carico lungo la circonferenza è approssimata tramite la legge di Stribeck, Eq.(25), che è periodica con $\phi = 2\pi f_s$ e f_s la frequenza di rotazione dell'albero. In questo modo la distribuzione del carico diventa una funzione periodica nel tempo $q(t)$, dunque supponendo che l'ampiezza degli impulsi generati dal difetto sia proporzionale al carico istantaneo e moltiplicando $q(t)d(t)$, si ottiene il segnale di vibrazione. Nel dominio della frequenza tutto ciò si traduce in una serie di componenti spettrali centrate sulla frequenza del difetto e distanziate tra loro dalla frequenza di rotazione dell'albero.

Ulteriori miglioramenti e avanzamenti a partire da questa modellazione sono stati effettuati [17], Su et al. [18] hanno esteso i modelli di McFadden introducendo l'effetto di distribuzioni di carico non uniformi, dimostrando come lo sbilanciamento dell'albero e gli errori dei corpi volventi influenzino le periodicità spettrali associate ai difetti su pista interna ed esterna. Tandon et al.[19] estesero la trattazione includendo difetti localizzati non solo sulla pista interna, ma anche su elementi volventi e pista esterna con casi di carico assiale e radiale. In linea con modelli precedenti, la risposta vibratoria viene rappresentata come una sequenza periodica di impulsi associati all'impatto tra il difetto e gli elementi volventi. Il contributo distintivo del lavoro di Tandon et al. è l'introduzione di impulsi modellati mediante tre diverse forme d'onda tipiche (rettangolare, triangolare e semi sinusoidale), di ampiezza K e periodo T .

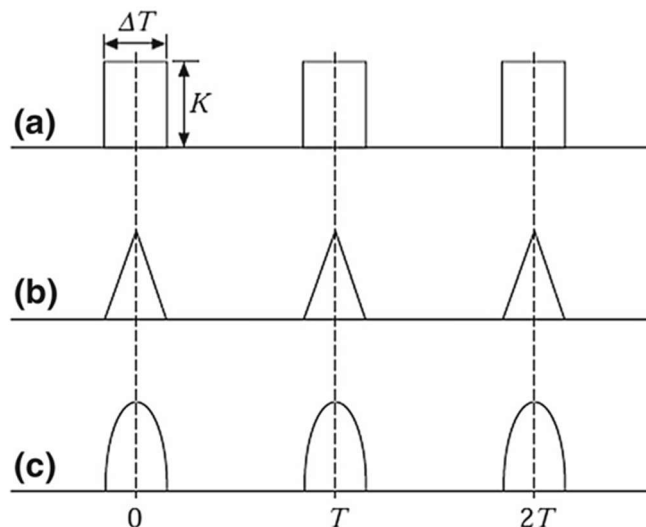


Figura 15, Forme d'onda dell'impulso: (a) rettangolare, (b) triangolare, (c) semi-sinusoidale [26]

I risultati mostrano che, indipendentemente dalla tipologia di carico applicato, un difetto posizionato sulla pista esterna genera componenti spettrali alla frequenza caratteristica della pista esterna (BPFO) e ai suoi multipli. Invece, in caso di difetto sulla pista interna bisogna distinguere due casistiche: in assenza di carico radiale la risposta vibrazionale vede esclusivamente le componenti alla frequenza BPFI e alle sue armoniche; in presenza di carico radiale, a causa della modulazione del carico trasmesso agli elementi volventi, emergono anche bande laterali equispaziate alla frequenza di rotazione dell'albero. Inoltre, dall'analisi si nota come le ampiezze delle armoniche siano fortemente influenzate oltre che dall'entità del carico applicato anche dalla forma dell'impulso; dunque, la modellazione del difetto come impulso ideale può risultare eccessivamente semplificativa.

2. *Modelli a treni di impulsi quasi-periodici*, chiamati anche modelli stocastici, questi rappresentano un'evoluzione dei precedenti perché introducono il concetto di incertezza temporale. Brie [20] fu il primo a suggerire che l'eccitazione dovuta ai difetti abbia natura quasi-periodica piuttosto che periodica, modellando il cuscinetto come un sistema lineare 1 DOF massa–molla–smorzatore variabile nel tempo con un'equazione del tipo:

$$M\ddot{x}(t) + C\dot{x}(t) + Kx(t) = F(t) \quad (76)$$

Dove M , C , K rappresentano la matrice di massa, smorzamento e rigidità del sistema ed F la forza esterna applicata al sistema. Ho et al. [21] e Randall et al. [22], modellando le vibrazioni indotte da difetti localizzati come una serie di risposte all'impulso di un sistema a un singolo grado di libertà, hanno intuito che esiste una leggera variazione casuale nella spaziatura temporale tra gli impulsi dovuta allo slittamento. Questo fenomeno accade perché l'angolo di contatto varia con la posizione di ogni elemento volvente; quindi, ogni rullo tenta di ruotare a una velocità leggermente diversa mentre la gabbia limita questa deviazione provocando lo slittamento. Le fluttuazioni casuali si riflettono in una sbavatura delle armoniche del difetto nello spettro, specialmente nelle regioni ad alta frequenza eccitate dalle risonanze strutturali, rendendo il segnale quasi-periodico. La manifestazione di questo tipo di segnale può derivare anche dalla rugosità superficiale, come proposto da Behzad et al.[23], che per generare variazioni nelle forze di contatto hanno utilizzato la meccanica del contatto elastico ruvido.

3. *Modelli dinamici multibody non lineari*, o modelli a parametri concentrati, caratterizzati dalla trattazione dei vari componenti del sistema come masse rigide collegate da molle e smorzatori, con gli anelli modellati come corpi rigidi e il contatto tra l'elemento volvente e la pista rappresentato da molle non lineari, *Figura 12*. Mentre solo in qualche modello i corpi volventi sono trattati come masse puntiformi, nella maggior parte dei casi vengono rappresentati con massa trascurabile.

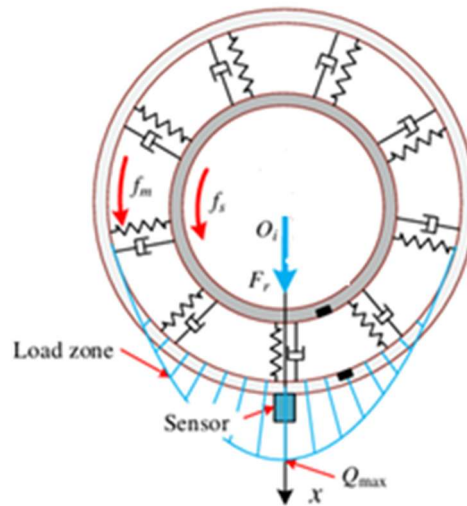


Figura 16, Rappresentazione schematica cuscinetto con rulli di massa trascurabile

Al fine di semplificare l'analisi, la maggior parte dei modelli multibody adotta le seguenti assunzioni[15]: l'anello esterno e l'anello interno sono collegati rigidamente rispettivamente all'alloggiamento e all'albero, gli elementi volventi sono esclusi oppure considerati privi di massa, gli effetti inerziali e centrifughi degli elementi volventi sono trascurati, lo slittamento degli elementi volventi è trascurato, il film lubrificante elasto-idrodinamico (EHL) nei contatti volventi non viene preso in considerazione, la rigidità del cuscinetto è assunta di tipo lineare.

La dinamica dei cuscinetti volventi è fortemente non lineare e tempo-variante. Il moto degli elementi volventi, che induce una variazione periodica della rigidità del cuscinetto (*variable compliance vibration*), fa sì che il modello sia tempo-variabile. La non linearità principale del sistema si riconduce alla formulazione della forza di contatto tra elemento volvente e piste.

Logicamente la risposta del sistema dipende dalla relazione usata per descrivere il contatto, che lega la deformazione locale e la velocità alla forza normale. Comunemente le leggi di contatto più utilizzate derivano dalla teoria del contatto elastico di Hertz e dalle sue estensioni. Nella formulazione hertziana classica [27], la forza di contatto cresce secondo una legge di potenza della penetrazione δ , in modo da riflettere il comportamento elastico del contatto tra due corpi curvi, come riportato in Eq.(77):

$$F_n = K\delta^n \quad (77)$$

Bisogna però tenere conto degli effetti dissipativi, quindi tale relazione viene estesa introducendo un termine viscoso C dipendente dalla velocità di deformazione $\dot{\delta}$, come nel modello proposto da Kelvin–Voigt:

$$F_n = K\delta + C\dot{\delta} \quad (78)$$

dove il primo termine corrisponde alla componente elastica associata alla molla e il secondo tiene conto dell'energia dissipata durante il processo [29].

In altri casi, vengono adottate formulazioni semplificate che assumono una rigidità equivalente costante, come nel modello di Palmgren [28], in cui si sacrifica l'accuratezza locale del contatto a favore di una maggiore semplicità computazionale. Feng et al. nel 2002 presentarono il primo modello dinamico multibody non lineare per lo studio di difetti localizzati, il loro lavoro partì dall'analisi svolta da Fukata et al.[25] sulla risposta di un cuscinetto a sfere ideale con un modello 2-DOF. In generale, questi modelli sono progettati per prevedere la risposta vibratoria nel dominio del tempo e successivamente elaborati tramite l'analisi dell'involuppo per identificare le frequenze caratteristiche del difetto e le relative bande laterali. Analogamente ai modelli più semplici, anche i modelli multibody soffrono spesso di un mancato riscontro nelle ampiezze, anche detto amplitude mismatch, tra i dati simulati e quelli sperimentali. È comunque importante sottolineare che il loro valore risiede nella capacità di simulare l'interazione dinamica tra le parti rotanti e la struttura con la caratteristica di mantenere un carico computazionale non eccessivamente elevato.

4. Modellazione multibody adottata

Il presente capitolo descrive il modello multibody adottato in questo lavoro e la sua implementazione nell'ambiente ANSYS Motion. Le basi teoriche relative alla dinamica dei cuscinetti e alle leggi di contatto sono state introdotte nel Capitolo 3; di seguito si fa riferimento alle modalità con cui tali concetti vengono implementati nel software.

4.1 Obiettivi e validità del modello

Ansys Motion è un ambiente di simulazione completamente integrato dedicato alla modellazione di componenti e sistemi complessi. Grazie alla sua capacità di modellare corpi rigidi interconnessi mediante vincoli e leggi di contatto non lineari, rappresenta la soluzione di simulazione più robusta e avanzata per la progettazione di sistemi dinamici multibody. In questo progetto di tesi è stato impiegato l'ambiente Ansys Motion per sviluppare il modello dinamico del cuscinetto volvente SKF® 22240 CCK/W33 al fine di analizzarne la risposta vibratoria in condizioni di funzionamento e in presenza di difetti localizzati.

La costruzione del modello si è focalizzata su una riproduzione il più fedele possibile della configurazione del cuscinetto e delle sue principali caratteristiche dinamiche privilegiando una rappresentazione realistica del comportamento globale del sistema pur mantenendo un livello di complessità computazionale compatibile con l'analisi della risposta vibratoria.

4.2 Architettura del modello

In questo paragrafo viene analizzata l'architettura complessiva del modello numerico sviluppato per la simulazione dinamica. Si chiariscono le scelte teoriche, geometriche e numeriche che hanno portato alla definizione del modello multibody in questione.

4.2.1 Componenti, gradi di libertà e giunti

Il modello multibody del cuscinetto è costituito da un insieme di corpi rigidi, in particolare sono stati modellati: anello interno (IR), esterno (OR), 38 corpi volventi (RE) e gabbia (CG).

L'asse di rotazione per tutti i corpi è assunto nella stessa direzione dell'asse Z del sistema di riferimento inerziale, che rappresenta l'asse di simmetria del cuscinetto, *Figura 15*:

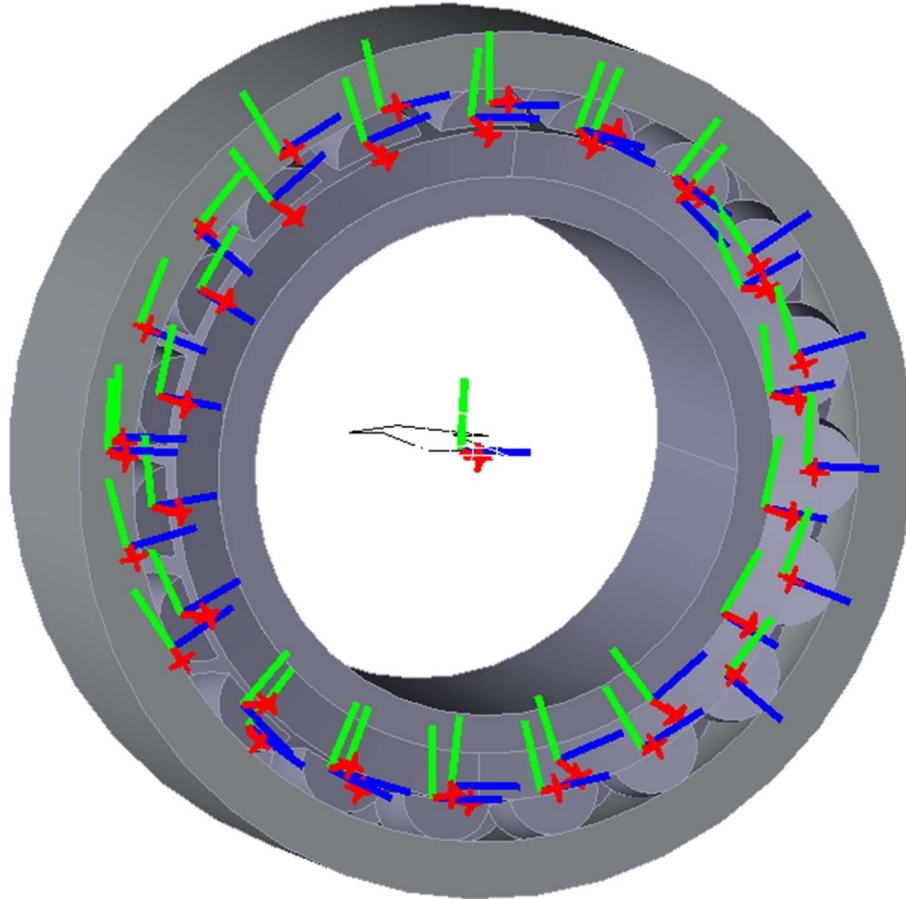


Figura 17, Cuscinetto modellato SKF® 22240 CCK/W33

I corpi del modello risultano disposti nel piano XY perpendicolare all'asse di rotazione, che rappresenta il piano radiale del cuscinetto. I movimenti relativi tra i corpi sono definiti da giunti cinematici, che limitano i gradi di libertà di ogni componente del modello. I giunti del modello sono definiti in funzione del ruolo fisico dei singoli componenti del cuscinetto.

L'anello esterno è vincolato al riferimento inerziale tramite un *Orientation Primitive* tra il marker solidale all'OR e il marker del *Ground*. Questo tipo di giunto blocca i 3 gradi di libertà rotazionali del corpo imponendo l'uguaglianza di orientazione tra i due marker; dunque, le equazioni di vincolo da rispettare sono:

$$\boldsymbol{\phi} = \begin{Bmatrix} \mathbf{y}_{OR}^T \mathbf{z}_g \\ \mathbf{z}_g^T \mathbf{x}_{OR} \\ \mathbf{x}_g^T \mathbf{y}_{OR} \end{Bmatrix} = 0 \quad (79)$$

Nell'immagine successiva si evidenzia in modo chiaro la cinematica di questo tipo di vincolo, in cui i vettori con il pedice a si riferiscono all'anello esterno e quelli con il pedice b al marker del *ground*.

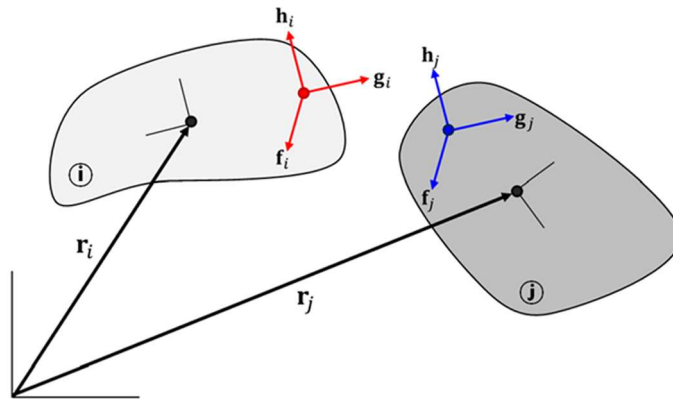


Figura 18, Cinematica del vincolo di orientazione [30]

Le reazioni vincolari si calcolano a partire dai moltiplicatori di Lagrange associati alle equazioni di vincolo; la forza di reazione applicata all'anello esterno è uguale e contraria a quella ricevuta dal *ground*:

$$\begin{Bmatrix} \mathbf{f}_{OR} \\ \boldsymbol{\tau}_{OR} \end{Bmatrix} = - \begin{Bmatrix} \mathbf{f}_g \\ \boldsymbol{\tau}_g \end{Bmatrix} \quad (80)$$

Per rappresentare in modo efficace il supporto su cui il cuscinetto è poggiato, l'OR è anche collegato a *Ground* mediante un *Bushing*, un elemento con sei componenti: 3 momenti e 3 forze applicate lungo gli assi del marker di base. Tali componenti dipendono linearmente dallo spostamento e dalla velocità relativa tra i marker. Le forze e i momenti che agiscono sull'anello esterno e modellano il supporto possono essere rappresentati da queste equazioni:

$$\mathbf{f}_{OR} = -\mathbf{K}_s \mathbf{d}_{g-OR} - \mathbf{C}_s \dot{\mathbf{d}}_{g-OR} \quad (81)$$

$$\boldsymbol{\tau}_{OR} = -\mathbf{K}_s \boldsymbol{\theta}_{g-OR} - \mathbf{C}_s \dot{\boldsymbol{\theta}}_{g-OR} \quad (82)$$

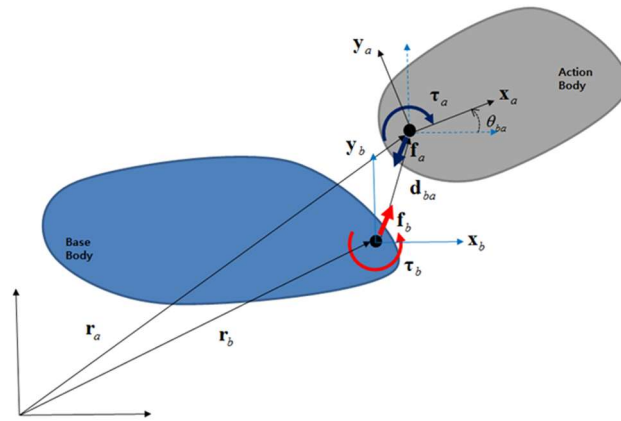


Figura 19, Cinematica della forza e del momento relativi al bushing joint [30]

Per replicare le condizioni di carico del banco prova, all'anello esterno è applicata una forza esterna radiale pari a 124.8 kN che rappresenta il carico agente sul cuscinetto durante le prove sperimentali. Inoltre, l'anello esterno è il componente dal cui vengono estratti i segnali di accelerazione del modello, in quanto rappresenta il punto del modello più rappresentativo della posizione degli accelerometri installati sul banco prova.

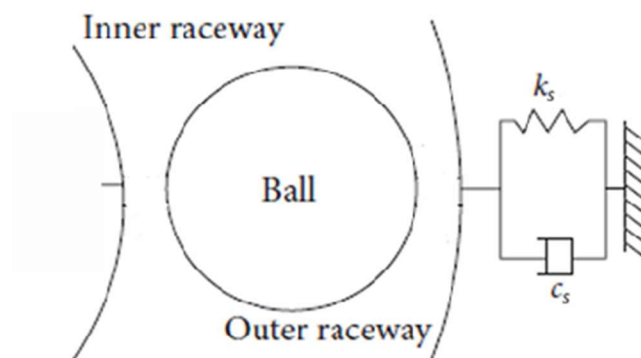


Figura 20, Rappresentazione supporto anello esterno

L'anello interno è vincolato al *ground* da un giunto rotativo che limita due dei tre gradi di libertà rotazionali e i tre gradi di libertà traslazionali, consentendo esclusivamente la rotazione relativa attorno all'asse del giunto.

Gli assi di rotazione del giunto e dell'IR sono paralleli tra loro.

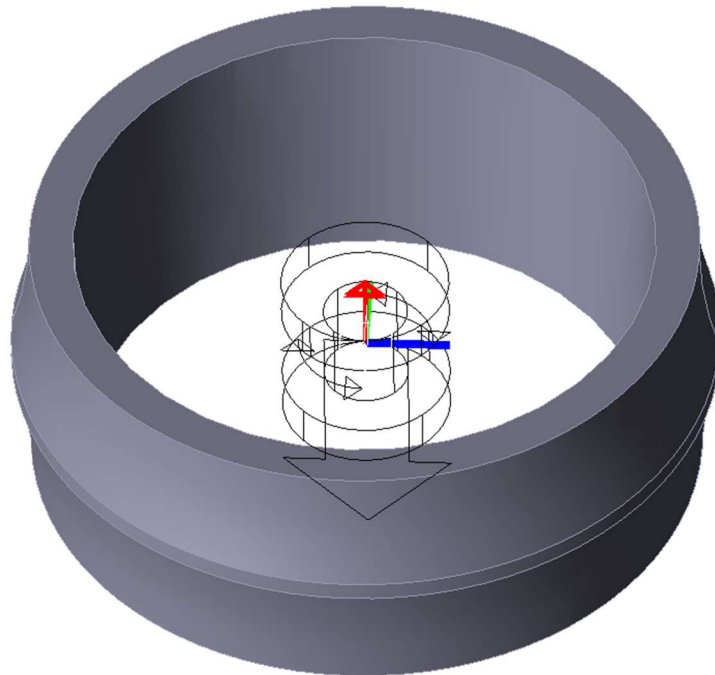


Figura 21, Rappresentazione gdl anello interno

In questo caso, le equazioni di vincolo da rispettare sono riportate in Eq.(83) e Eq.(84):

$$\phi^T = \mathbf{r}_{IR} - \mathbf{r}_g = \mathbf{0} \quad (83)$$

$$\phi^R = \begin{Bmatrix} \mathbf{z}_g^T \mathbf{x}_{IR} \\ \mathbf{z}_g^T \mathbf{y}_{IR} \end{Bmatrix} = \mathbf{0} \quad (84)$$

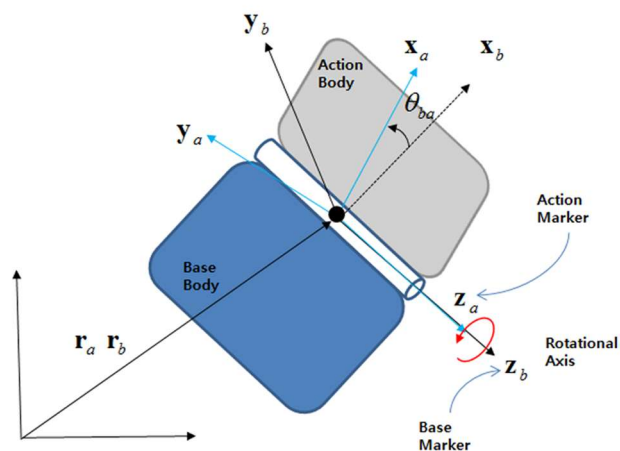


Figura 22, Cinematica del giunto rotativo [30]

Il modello della gabbia è costruito sfruttando un giunto di tipo *Ball* che blocca le tre traslazioni lasciando liberi tutti i gradi di libertà rotazionali in modo da posizionare la gabbia senza impedirne il movimento rotazionale. Quindi è imposta la coincidenza delle posizioni dei marker associati \mathbf{r}_{CG} ed \mathbf{r}_{IR} , vincolando i gradi di libertà traslazionali:

$$\boldsymbol{\phi}^T = \mathbf{r}_{CG} - \mathbf{r}_{IR} = 0 \quad (85)$$

Anche in questo caso, le forze di reazione applicate tra l'IR e la gabbia sono uguali e contrarie:

$$\begin{Bmatrix} f_{CG} \\ \boldsymbol{\tau}_{CG} \end{Bmatrix} = - \begin{Bmatrix} f_{IR} \\ \mathbf{0} \end{Bmatrix} \quad (86)$$

In aggiunta, per stabilizzare il moto della gabbia evitando rotazioni spurie e non fisicamente significative è inserito un *bushing* rotazionale. Il giunto introduce rigidità e smorzamento attorno agli assi X e Y, mentre lascia libera la rotazione attorno all'asse Z del cuscinetto; dunque, le equazioni di vincolo da rispettare sui due assi risultano:

$$\boldsymbol{\tau}_{CG,x} = -\mathbf{K}_r \boldsymbol{\theta}_{CG} - \mathbf{C}_r \boldsymbol{\theta}_{x,CG} \quad (87)$$

$$\boldsymbol{\tau}_{CG,y} = -\mathbf{K}_r \boldsymbol{\theta}_{CG} - \mathbf{C}_r \boldsymbol{\theta}_{y,CG} \quad (88)$$

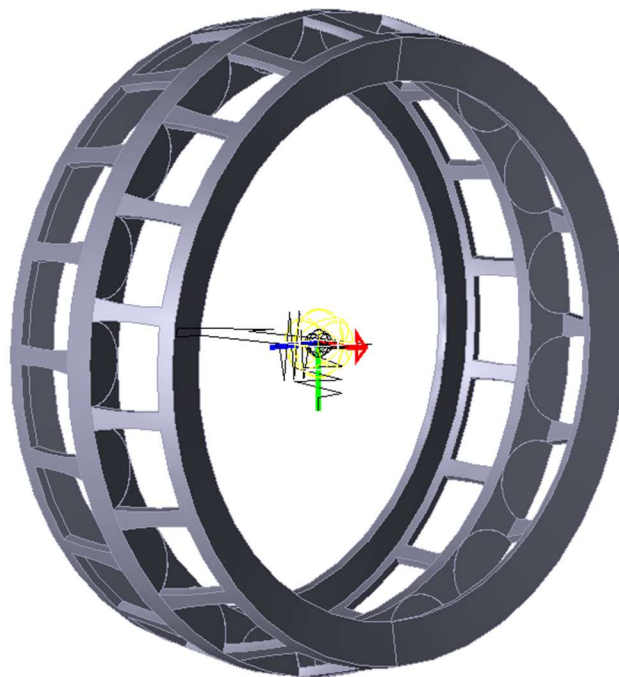


Figura 23, Rappresentazione gdl gabbia

I rulli sono alloggiati con un angolo di inclinazione $\alpha = 10^\circ$, con verso opposto per le due corone coerentemente alla configurazione geometrica dei cuscinetti orientabili a rulli. Gli elementi volventi sono modellati cinematicamente tramite giunti cilindrici, aventi asse allineato alla direzione di rotazione Z del rullo e definiti nel centro di massa del rullo. In questo caso il vincolo consente la rotazione del rullo attorno al proprio asse e la traslazione lungo la stessa direzione.

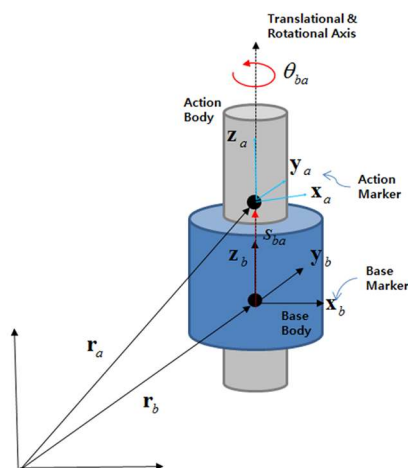


Figura 24, Cinematica del giunto cilindrico

La scelta del *cylindrical joint* è di fatto una semplificazione mirata ad evitare due fenomeni, ovvero l'aumento esponenziale del costo computazionale e le problematiche numeriche legate alla gestione di contatti multipli. L'insieme di equazioni di vincolo che descrivono il comportamento cinematico del giunto cilindrico è espresso in Eq.(89) e Eq.(90):

$$\phi^T = \begin{Bmatrix} \mathbf{x}_{CG}^T (\mathbf{r}_{RE} - \mathbf{r}_{CG}) \\ \mathbf{y}_{CG}^T (\mathbf{r}_{RE} - \mathbf{r}_{CG}) \end{Bmatrix} = \mathbf{0} \quad (89)$$

$$\phi^R = \begin{Bmatrix} \mathbf{z}_{CG}^T \mathbf{x}_{RE} \\ \mathbf{z}_{CG}^T \mathbf{y}_{RE} \end{Bmatrix} = \mathbf{0} \quad (90)$$

La capacità del cuscinetto di compensare disallineamenti tra albero e alloggiamento rende possibile uno spostamento assiale dei rulli; perciò, in questo lavoro tali movimenti vengono contenuti imponendo nel giunto limiti di traslazione pari a ± 0.1 mm. Sulla base di quanto descritto finora si conclude che il moto dei rulli è guidato da un lato dai vincoli cinematici imposti dal giunto e dall'altro dalle interazioni di contatto con gli anelli interno ed esterno.

Inoltre, nel modello è assunta l'ipotesi che il gioco tra rulli e gabbia sia nullo, seppur nella configurazione reale sia presente un piccolo gioco necessario per la circolazione del lubrificante e per la compensazione delle tolleranze geometriche. L'effetto del gioco reale è pertanto trascurato perché ritenuto secondario rispetto ai fenomeni di contatto tra rulli e piste.

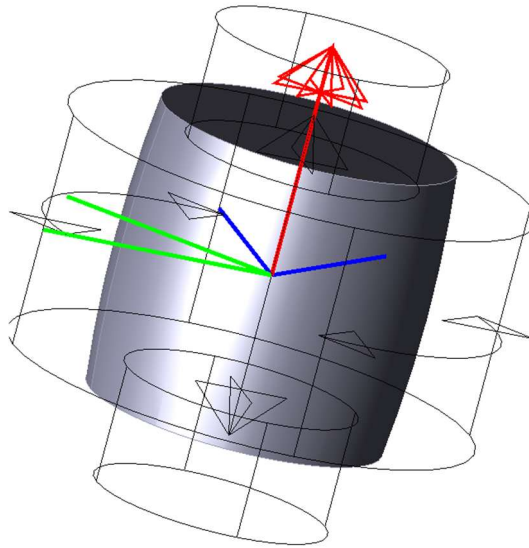


Figura 25, Gdl corpo volvente

Tabella 1: Parametri fondamentali cuscinetto

Parametro	Valore	Unità
Numero di rulli	19	/
Diametro rulli D_r	38.26	mm
Lunghezza rulli L_r	33.41	mm
Diametro primitivo d_m	141.81	mm
Diametro pista interna D_{IR}	200	mm
Diametro pista esterna D_{OR}	360	mm
Diametro di contatto anello interno d_{IR}	238	mm
Diametro di contatto anello esterno d_{OR}	313	mm
Angolo di contatto α	10	°
Massa anello interno m_{IR}	10.5	kg
Massa anello esterno m_{OR}	15.3	kg
Massa rulli m_{RE}	0.35	kg
Massa supporto m_s	75	kg
Rigidezza del supporto k_s	$5 \cdot 10^6$	N/mm
Smorzamento del supporto c_s	$5 \cdot 10^2$	Ns/mm

4.2.2 Modello di contatto

Il contatto tra i rulli e le piste del cuscinetto viene sviluppato scegliendo l'opzione General Contact. È una formulazione generale per la modellazione delle forze di contatto tra due corpi rigidi in un unico punto di contatto[30]. A partire dalla profondità di penetrazione e dalle velocità relative tra il punto di azione e la superficie di base si calcolano le forze di contatto; la risultante viene applicata al corpo di azione mentre una forza di reazione uguale e opposta agisce sul corpo di base. Ciò richiede esplicitamente la definizione delle superfici su cui si avviene il contatto e include nella trattazione contributi di rigidità, smorzamento e attrito.

La forza di contatto è calcolata a partire dalla forza normale e d'attrito:

$$\mathbf{f}_a = \mathbf{f}_n + \mathbf{f}_t \quad (91)$$

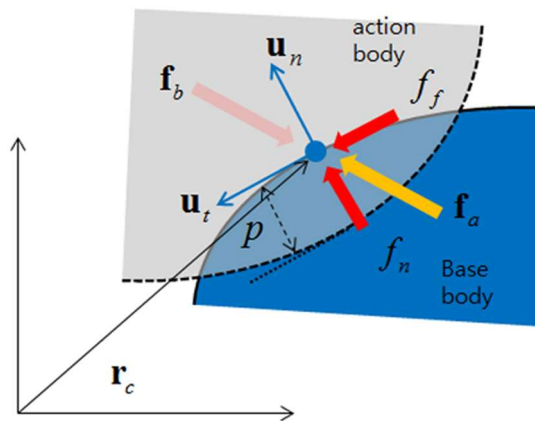


Figura 26, Rappresentazione forza di contatto[30]

La forza normale di contatto si basa sulla teoria di Hertz; quindi, è calcolata in funzione della penetrazione relativa tra le superfici secondo una legge non lineare:

$$f_n = k\delta^n + c\dot{\delta} \quad (92)$$

$$f_k = k\delta^n \quad (93)$$

$$f_c = c\dot{\delta} \quad (94)$$

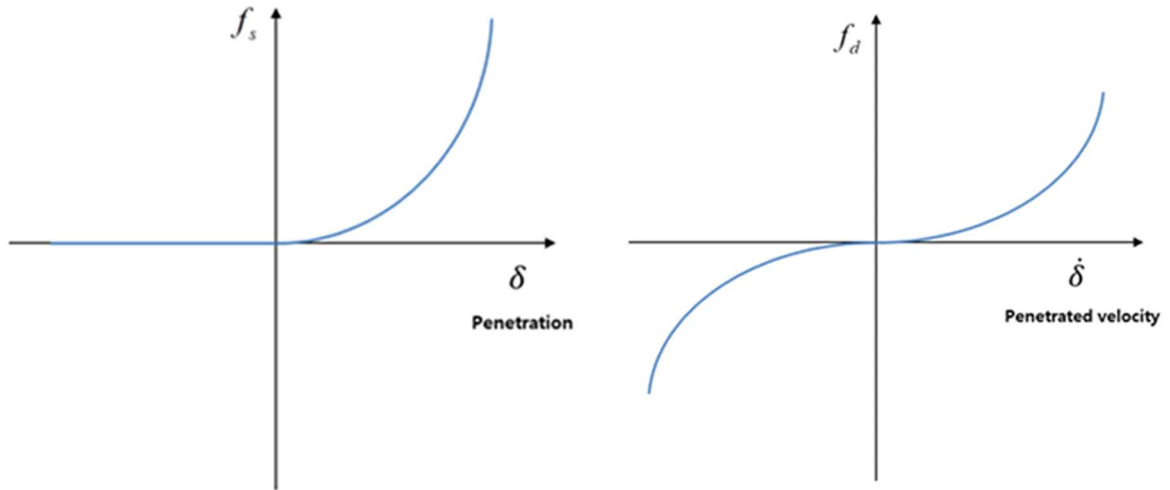


Figura 27: (a) Relazione forza elastica e penetrazione, (b) relazione tra forza di smorzamento e velocità di penetrazione [30]

Il contributo dissipativo è introdotto mediante un termine viscoso c , applicato in modo graduale con la crescita della penetrazione fino a un valore massimo così da migliorare la stabilità numerica rispetto ai fenomeni fisici reali.

La forza d'attrito si valuta a partire dalla Legge di Coulomb, con distinzione tra attrito statico e dinamico, espressa nell'Eq.(95):

$$f_t = -\mu^* |f_n| \tag{95}$$

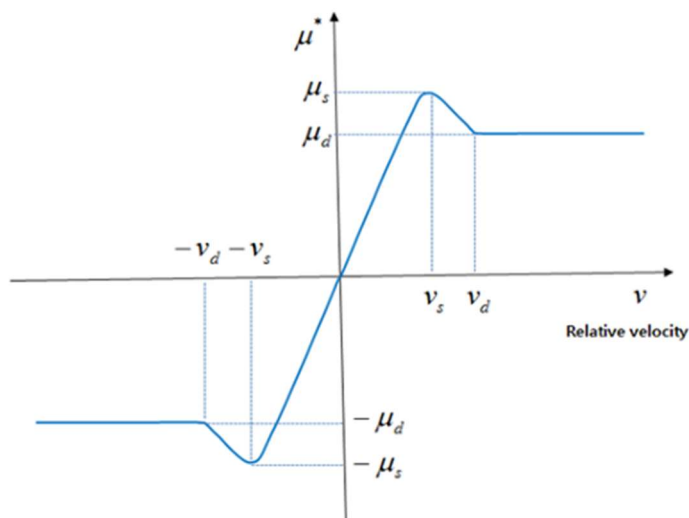


Figura 28, Relazione tra coefficiente di attrito e velocità relativa [30]

Un altro elemento critico per la corretta valutazione delle forze di contatto è la rappresentazione geometrica delle superfici di contatto. Le superfici derivano direttamente dalla geometria del CAD e sono definite tramite Face Set e rappresentate da NURBS (Non-Uniform Rational B-Spline).

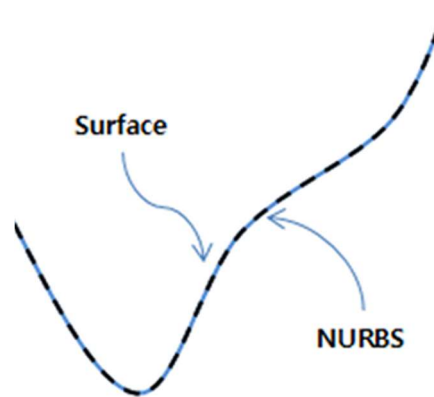


Figura 29, Metodo NURBS per la rappresentazione delle superfici di contatto[30]

Ciò consente una descrizione accurata delle superfici curve di piste e rulli senza ricorrere a una mesh volumetrica di tipo FEM. La discretizzazione effettiva delle superfici NURBS è regolata da parametri come la dimensione massima dei facet, la tolleranza angolare superficiale e la tolleranza geometrica; parametri necessari al controllo della risoluzione con cui il solver individua i punti di contatto e al successivo calcolo della penetrazione. Nel presente lavoro sono stati considerati due modelli distinti: uno con danneggiamento localizzato sull'anello interno (IR) e uno con danneggiamento sull'anello esterno (OR). Nel caso di difetto sull'anello interno, la discretizzazione delle superfici dell'anello interno e dei rulli è stata localmente raffinata rispetto a quella dell'anello esterno. Questa scelta è motivata dal fatto che l'anello interno, essendo solidale all'albero, partecipa al moto rotatorio del sistema causando l'interazione tra rullo e difetto in un sistema di riferimento in movimento; tali circostanze determinano variazioni progressive della velocità relativa e della penetrazione rispetto al caso di un difetto fisso nello spazio. Così si è pensato a una discretizzazione più fine delle superfici coinvolte che consente di descrivere in modo più accurato l'evoluzione del contatto. Le *Figure 28, 29 e 30* mostrano la discretizzazione delle superfici di contatto nel modello con danno sull'anello interno.

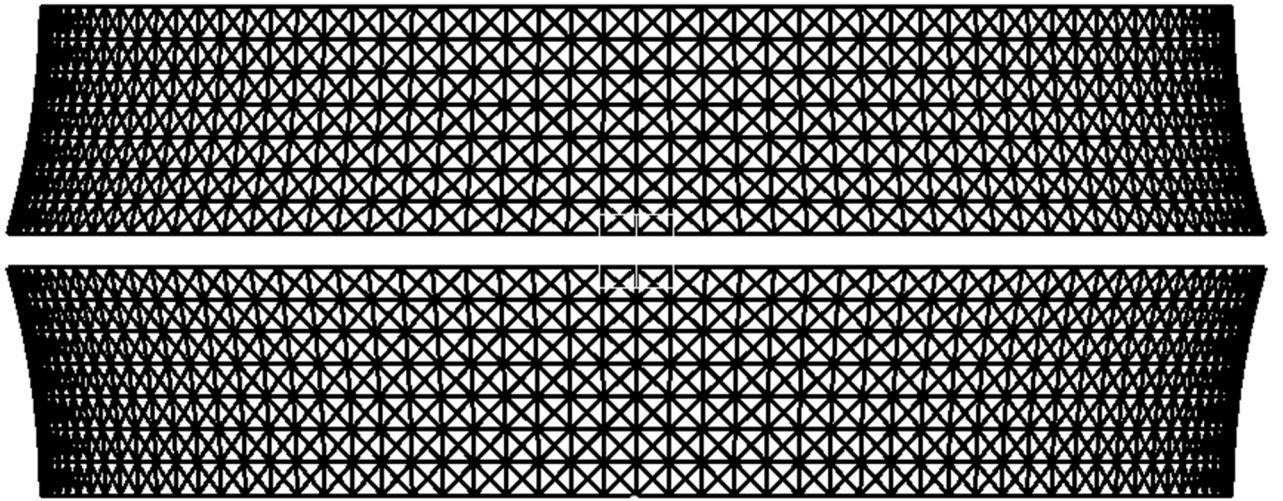


Figura 30, Mesh pista interna

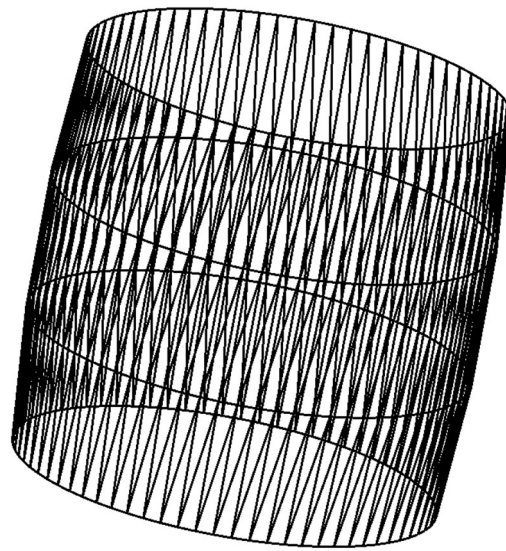


Figura 31, Mesh elemento volvente

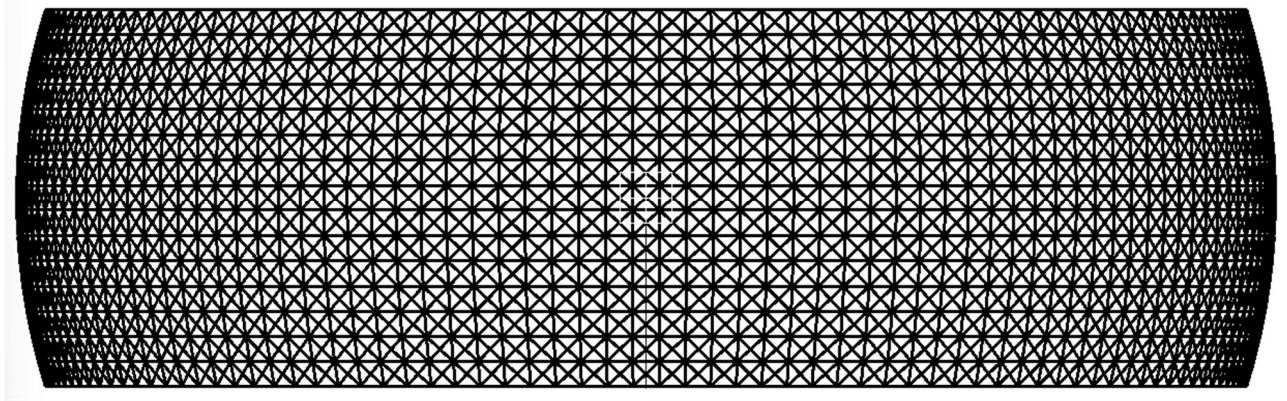


Figura 32, Mesh pista esterna

Nel modello con difetto sull'anello esterno la discretizzazione dei componenti è stata resa uniforme, adottando gli stessi parametri usati per il contatto con la pista esterna nel modello con danno IR. I parametri di discretizzazione sono stati opportunamente selezionati privilegiando una risoluzione adeguata nelle zone di contatto critiche, in quanto una discretizzazione grossolana causerebbe incrementi discontinui dell'area di contatto con conseguenti instabilità numeriche e risultati irrealistici.

Tabella 2: Parametri del modello utili al contatto

Parametro	Valore	Unità
Modulo elastico piste E_{piste}	210	GPa
Modulo elastico rulli E_{RE}	210	GPa
Coefficiente di Poisson piste ν_{piste}	0.3	/
Coefficiente di Poisson rulli ν_{RE}	0.3	/
Rigidezza di contatto k	$5 \cdot 10^4$	N/mm
Smorzamento di contatto c	1	Ns/mm
Gioco radiale g_r	0	mm
Coefficiente di attrito statico μ_s	0.5	/
Coefficiente di attrito dinamico μ_d	0.7	/

4.3 Parametri di simulazione e stabilità numerica

L'analisi dinamica eseguita per valutare il comportamento del sistema dinamico è necessaria per approfondire le performance del modello nel dominio del tempo. L'integrazione nel tempo delle equazioni del moto segue la formulazione di Chung e Hulbert[31], ovvero un metodo di integrazione implicito, mostrato in Eq.(96) e Eq.(97):

$$q_{i+1} = q_i + \Delta t \dot{q}_i + \Delta t^2 \left[\left(\frac{1}{2} - \beta \right) \ddot{q}_i + \beta \ddot{q}_{i+1} \right] \quad (96)$$

$$q_{i+1} = \dot{q}_i + \Delta t [(1 - \gamma) \ddot{q}_i + \gamma \ddot{q}_{i+1}] \quad (97)$$

dove β e γ rappresentano i parametri di integrazione di Newmark.

Il metodo introdotto risulta particolarmente adatto alla simulazione di sistemi multibody, in quanto garantisce stabilità numerica anche in presenza di forti non linearità, introducendo uno smorzamento numerico controllato alle alte frequenze. Ad ogni passo di integrazione si usa un approccio iterativo di tipo Newton-Raphson (NR) per la soluzione delle equazioni non lineari. Il solver adatta il passo temporale in base alla convergenza o al fallimento delle iterazioni. I due principi fondamentali di convergenza che utilizza sono: la convergenza degli spostamenti e la convergenza dei residui. Il passo temporale massimo di integrazione per questa analisi è stato impostato coerentemente con la frequenza di campionamento pari a 20480 Hz:

$$t_s = \frac{1}{f_s} = 4.8828 \cdot 10^{-05} \text{ s} \quad (98)$$

Qualora i criteri di convergenza del metodo di Newton-Raphson non siano soddisfatti, il passo temporale viene automaticamente ridotto fino al valore minimo impostato, migliorando la stabilità della soluzione. La sincronizzazione tra il passo massimo di integrazione e il passo di output consente di ottenere risultati temporali uniformemente campionati.

Tabella 3: Parametri solver

Timestep iniziale	$1 \cdot 10^{-05}$ s
Timestep massimo	$4.8828 \cdot 10^{-05}$ s
Timestep minimo	$1 \cdot 10^{-08}$ s
Output step	204800
End time	10 s

5. Risultati e validazione sperimentale

Questo capitolo raccoglie i principali risultati ottenuti nel corso del lavoro e ne propone una validazione attraverso il confronto tra simulazioni numeriche e dati sperimentali. L'attenzione è rivolta in particolare ai segnali vibrazionali, analizzati per verificare se il modello multibody sviluppato è in grado di riprodurre in modo realistico il comportamento dinamico del cuscinetto.

Dopo aver inquadrato il contesto sperimentale e le condizioni operative di riferimento, vengono illustrati i passaggi fondamentali dell'analisi dei segnali adottata, applicata in modo uniforme sia ai dati simulati sia a quelli misurati in modo da costruire un confronto diretto e coerente tra modello e realtà sperimentale.

5.1 Banco prova sperimentale

Per verificare l'affidabilità del modello numerico sviluppato, bisogna affiancare alla simulazione un riferimento sperimentale ottenuto in condizioni di funzionamento rappresentative dell'esercizio reale. Per questo motivo, i risultati numerici vengono confrontati con i dati vibrazionali acquisiti su un banco prova realizzato per lo studio di cuscinetti volventi di medie dimensioni situato presso il Politecnico di Torino. Il banco prova permette di investigare il comportamento dinamico del cuscinetto in presenza di differenti condizioni di danneggiamento, grazie alla possibilità di applicare separatamente carichi radiali e assiali e di operare a diverse velocità di rotazione. Il dataset ottenuto costituisce il riferimento sperimentale per la validazione delle simulazioni sviluppate in questo lavoro.

L'impianto sperimentale, *Figura 31*, è stato progettato per riprodurre in modo controllato condizioni operative tipiche di applicazioni industriali. La configurazione del banco, illustrata in *Figura 32(a-b)*, è caratterizzata da una struttura modulare e autoportante che permette il montaggio di cuscinetti con diametri esterni compresi tra 280 mm e 420 mm, e garantisce il bilanciamento interno dei carichi senza la necessità di cuscinetti di supporto sovradimensionati. L'albero principale è azionato da un motore elettrico trifase SIEMENS® da 30 kW, modulato da un inverter, accoppiato mediante un giunto elastico PERIFLEX®. Tale struttura consente di raggiungere regimi di rotazione fino a circa 2500 rpm; i carichi statici radiali e assiali sono applicati mediante attuatori idraulici la cui alimentazione è garantita da pompe di conversione aria-olio integrate nell'impianto pneumatico del laboratorio.

Infine, un impianto di lubrificazione a ricircolo fornisce olio ISO VG 150 in condizioni di portata e pressione controllate. Il monitoraggio delle vibrazioni è effettuato tramite accelerometri piezoelettrici SKF® CMSS 2200T, posizionati sugli adattatori dei cuscinetti e collegati a un sistema di acquisizione dati multicanale che garantisce la registrazione di segnali vibrazionali ad alta frequenza di campionamento. Per questo studio è stato testato un cuscinetto orientabile a rulli SKF 22240 CCK/W33, *Figura 33*, in condizioni di salute differenti: configurazioni integre e casi con difetti localizzati su pista interna, pista esterna ed elementi volventi. Il dataset sperimentale così ottenuto, acquisito su un ampio intervallo di velocità di rotazione e condizioni di carico, costituisce il riferimento per il confronto con i risultati numerici e per la valutazione della capacità del modello di riprodurre le principali caratteristiche dinamiche associate ai danneggiamenti localizzati.

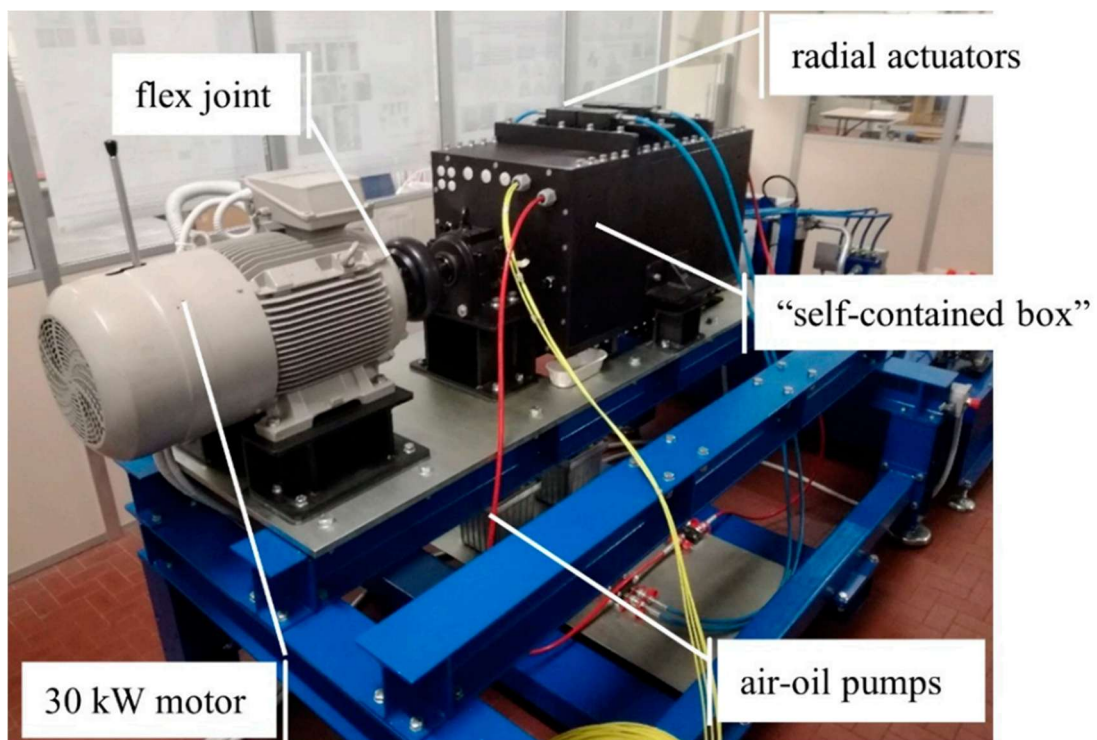


Figura 33, Banco prova per monitoraggio cuscinetti[32]

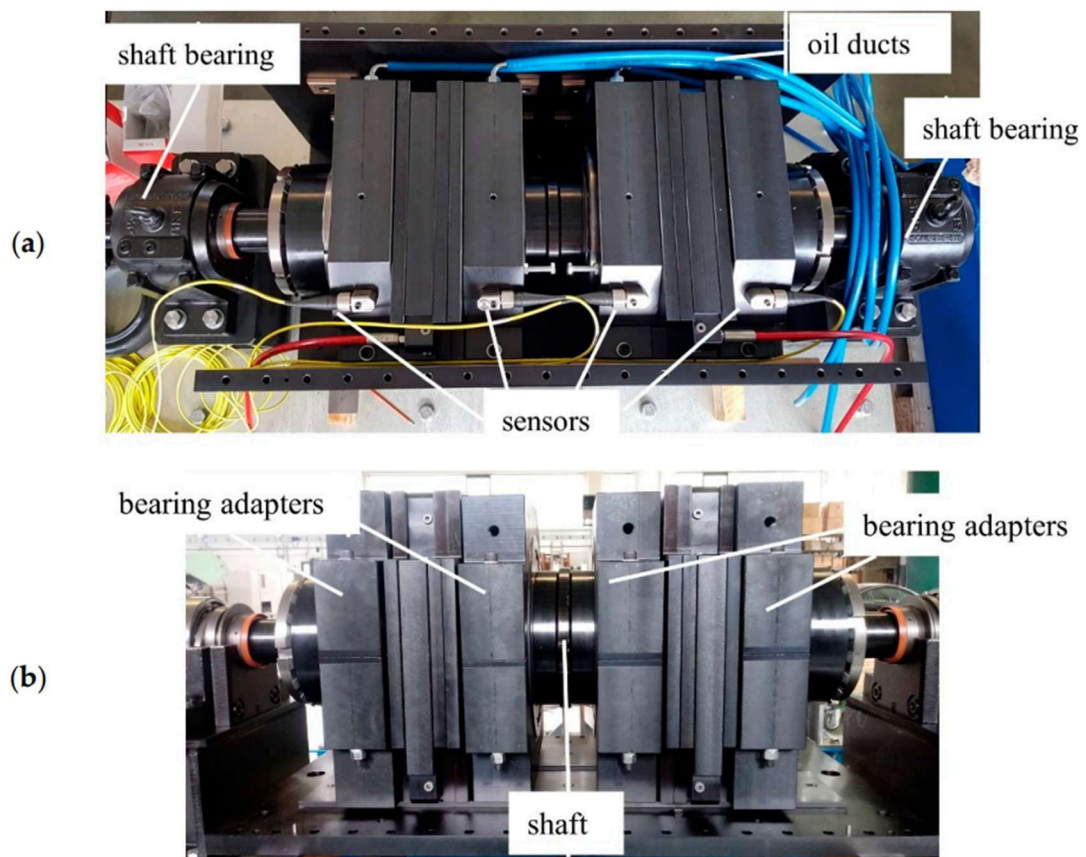


Figura 34, Vista interna (a) e vista laterale (b) del banco prova [32]

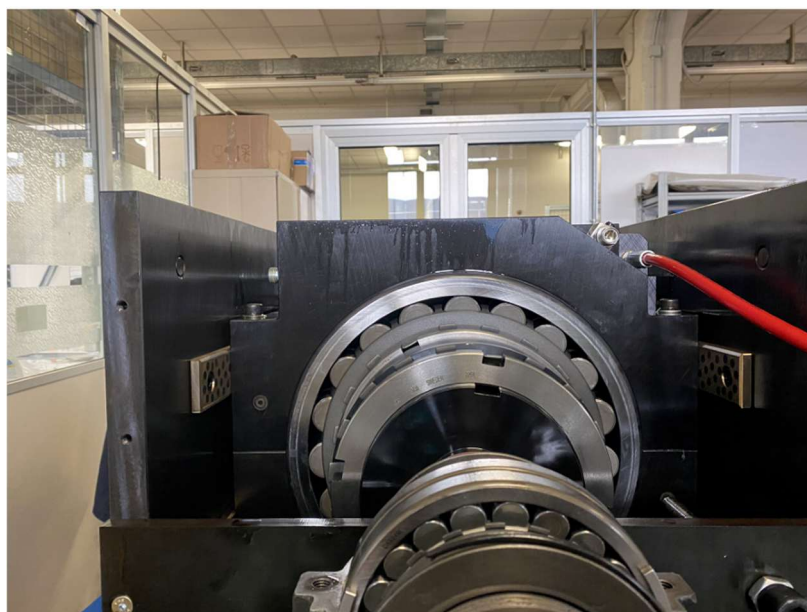


Figura 35, Cuscinetto SKF 22240 CCK/W33

5.2 Risultati numerici e sperimentali

Questa sezione serve a confrontare e analizzare i segnali simulati e sperimentali relativi alle 3 diverse condizioni di funzionamento del cuscinetto: caso di anello interno danneggiato (IR), caso di anello esterno danneggiato (OR) e condizione sana. Valutare la capacità del modello multibody di riprodurre le caratteristiche vibrazionali associate ai difetti rappresenta l'obiettivo principale di questo lavoro. Inoltre, altrettanto importante è la verifica della coerenza dei dati acquisiti dal modello rispetto a quelli provenienti dal banco prova.

L'analisi viene compiuta esaminando i segnali di accelerazione dell'anello esterno e i rispettivi involuppi, ottenuti tramite la trasformata di Hilbert, insieme allo spettro dell'involuppo. Per rendere la discussione più chiara, il focus dei risultati è sulla velocità nominale di rotazione di 727 rpm alla condizione operativa di carico radiale pari a 124,8 kN. In primo luogo, confrontando l'andamento della penetrazione ottenuta dalla simulazione con la distribuzione teorica descritta dalla legge di Stribeck (*Eq.25*) si nota una buona corrispondenza tra le due curve. La forma globale della curva segue correttamente il profilo ideale, mentre le oscillazioni presenti sono dovute principalmente agli effetti dinamici e alla discretizzazione del contatto.

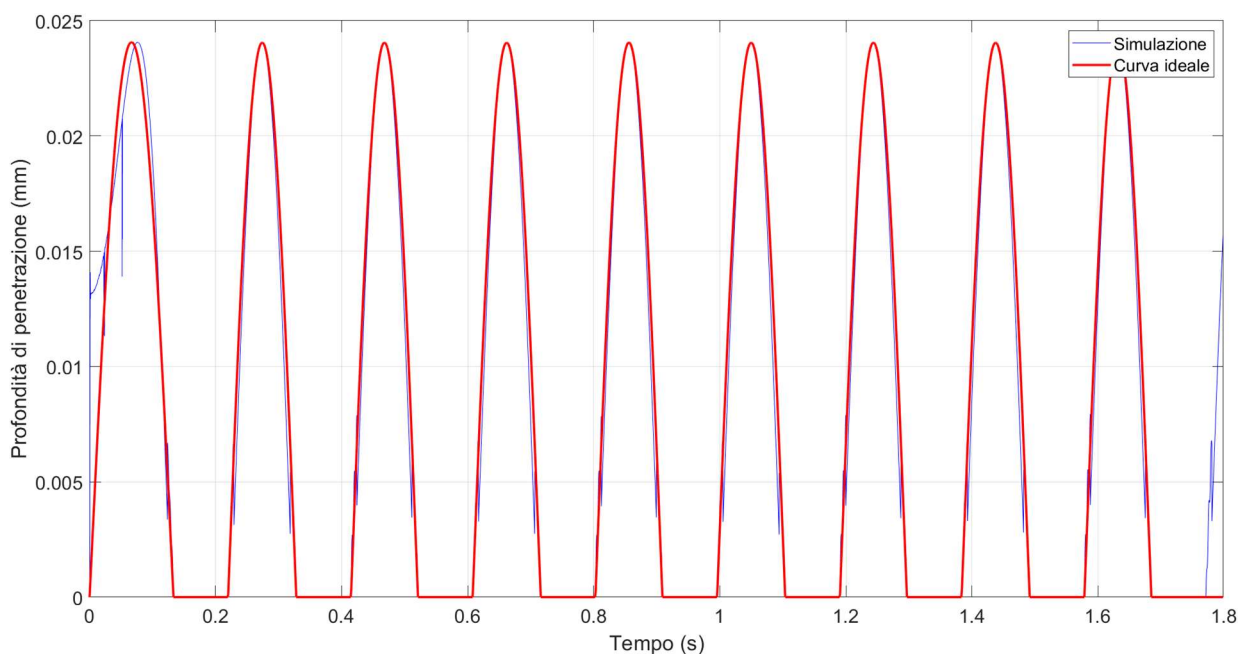
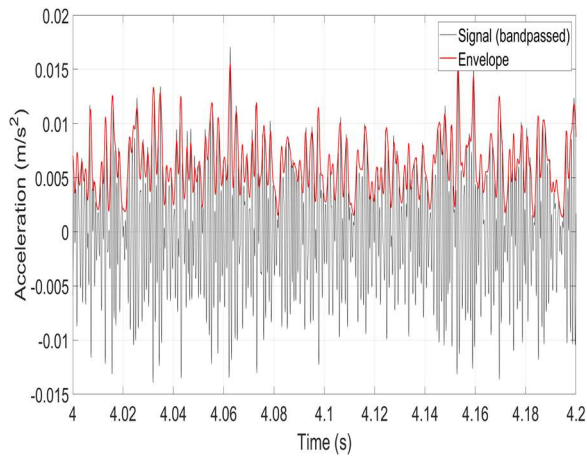


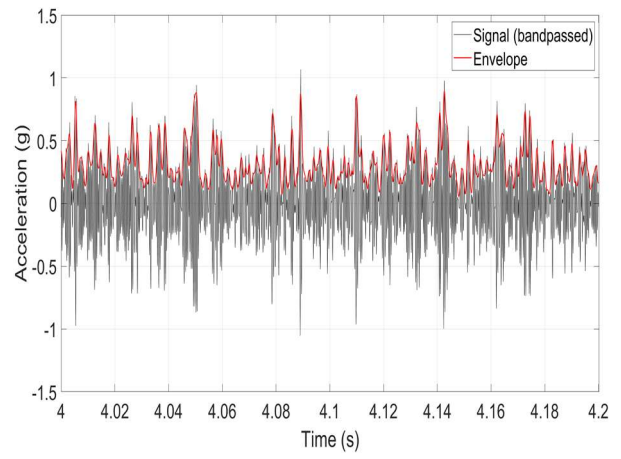
Figura 36, Profondità di penetrazione al contatto

Il confronto tra i risultati numerici e sperimentali mette subito in evidenza una differenza di ampiezza fra i due, in particolare il segnale simulato presenta ampiezze sensibilmente superiori rispetto a quello sperimentale, caratterizzate anche da differente ordine di grandezza.

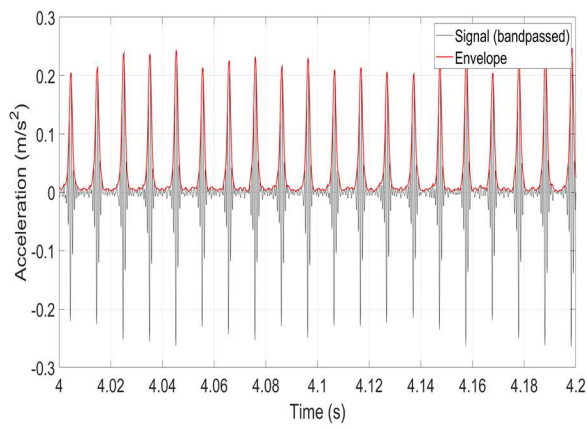
Tale discrepanza è riconducibile a diversi fattori intrinseci alla modellazione numerica: l'incertezza nella stima dei parametri fisici, l'utilizzo di un solutore esplicito, la discretizzazione delle superfici di contatto, l'assenza di una modellazione della lubrificazione e l'ipotesi di corpi perfettamente rigidi. A seguito di tale chiarificazione, la prova da cui sono acquisiti i dati sperimentali è condotta con carico radiale pari a 128,4 kN e in assenza di carico assiale. La velocità del motore è impostata a 727 rpm che corrisponde a una velocità effettiva dell'albero di circa 710 rpm, misurata tramite encoder, valore assunto come velocità di rotazione dell'anello interno nelle simulazioni. In aggiunta, per riprodurre in modo più fedele possibile la configurazione reale del banco prova il segnale simulato è stato ruotato di 45° per rappresentare il posizionamento effettivo dell'accelerometro montato. Successivamente, i segnali sono stati filtrati mediante un filtro passa-banda nell'intervallo [500;1500] Hz per i segnali simulati, e [1400;2800] Hz per i dati sperimentali per concentrare maggiormente l'analisi sulla banda contenente le informazioni di interesse. Conseguentemente si effettua l'involuppo del segnale filtrato, *Figura 37*. L'analisi dei segnali relativi alla condizione sana (*Fig.37 (a-b)*) non evidenzia la presenza di componenti impulsive riconducibili a un difetto localizzato. L'andamento nel dominio del tempo risulta dominato da un livello di rumore di fondo, attribuibile sia agli effetti numerici legati alla discretizzazione del contatto nel modello sia alle inevitabili perturbazioni presenti. Proprio l'assenza di periodicità caratteristiche nell'involuppo conferma che il modello sano non genera componenti che possono essere erroneamente interpretate come segnali di guasto. Nel caso di difetto sull'anello esterno (*Fig.37(c-d)*) è necessaria l'elaborazione del segnale tramite involuppo, in quanto consente di isolare una chiara eccitazione periodica a bassa frequenza, caratterizzata da picchi regolarmente distribuiti nel tempo, non altrimenti visibili sul segnale grezzo a causa del rumore di fondo. Dunque, si riconosce in questo caso un comportamento in cui gli impulsi si generano con periodicità costante al passaggio degli elementi volventi sulla zona danneggiata. La differenza principale tra la struttura del segnale simulato e sperimentale sta nella maggior presenza di rumore nei dati sperimentali che rende i picchi meno definiti. Infine, per il danneggiamento sull'anello interno (*Fig. 25(e-f)*), i picchi si ripetono con periodicità legata alla frequenza caratteristica BPFI ma la loro ampiezza varia nel tempo in base al passaggio del difetto sulla zona di carico, producendo impulsi di intensità differente a seconda della posizione istantanea rispetto alla direzione del carico radiale. Anche in questo caso il modello riesce a riprodurre fedelmente la struttura del fenomeno osservato sperimentalmente.



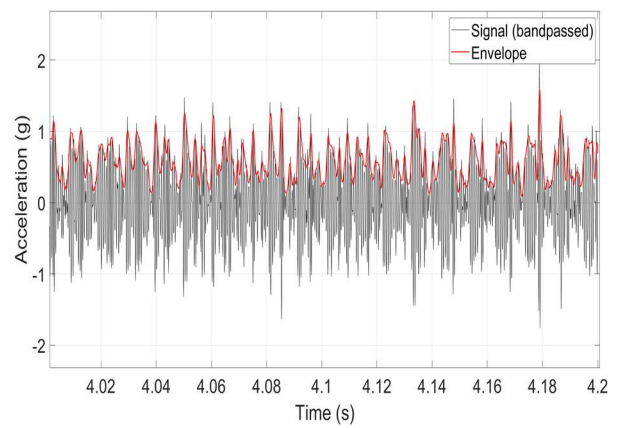
(a)



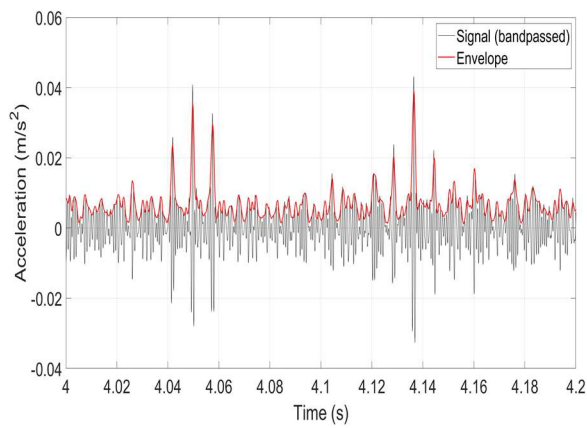
(b)



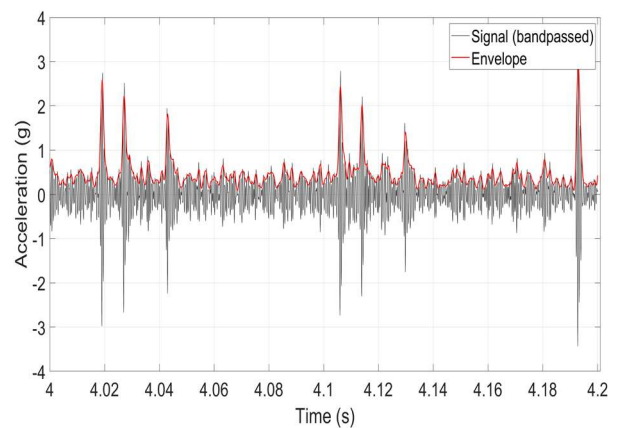
(c)



(d)



(e)



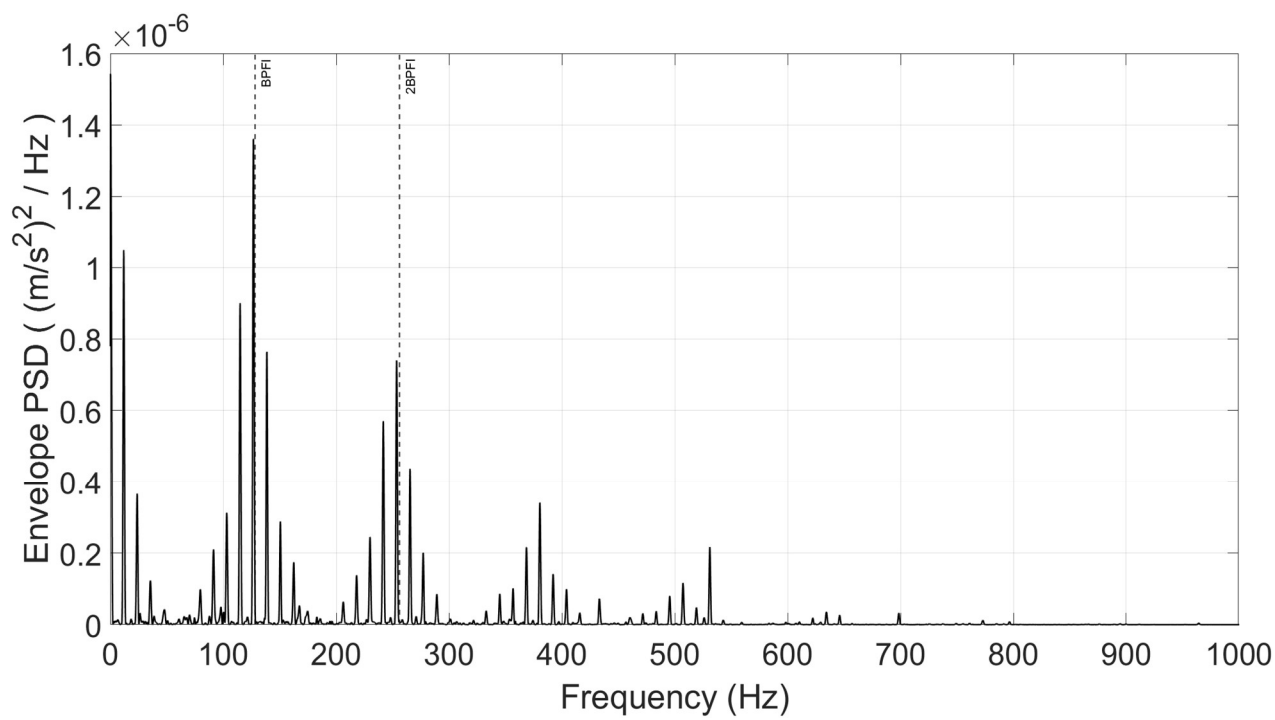
(f)

Figura 37, segnale di accelerazione e inviluppo a 727 rpm. (a) Simulazione cuscinetto non danneggiato. (b) Sperimentale cuscinetto non danneggiato. (c) Simulazione cuscinetto con danno su OR. (d) Sperimentale cuscinetto con danno su OR. (e) Simulazione cuscinetto con danno su IR. (f) Sperimentale cuscinetto con danno su IR.

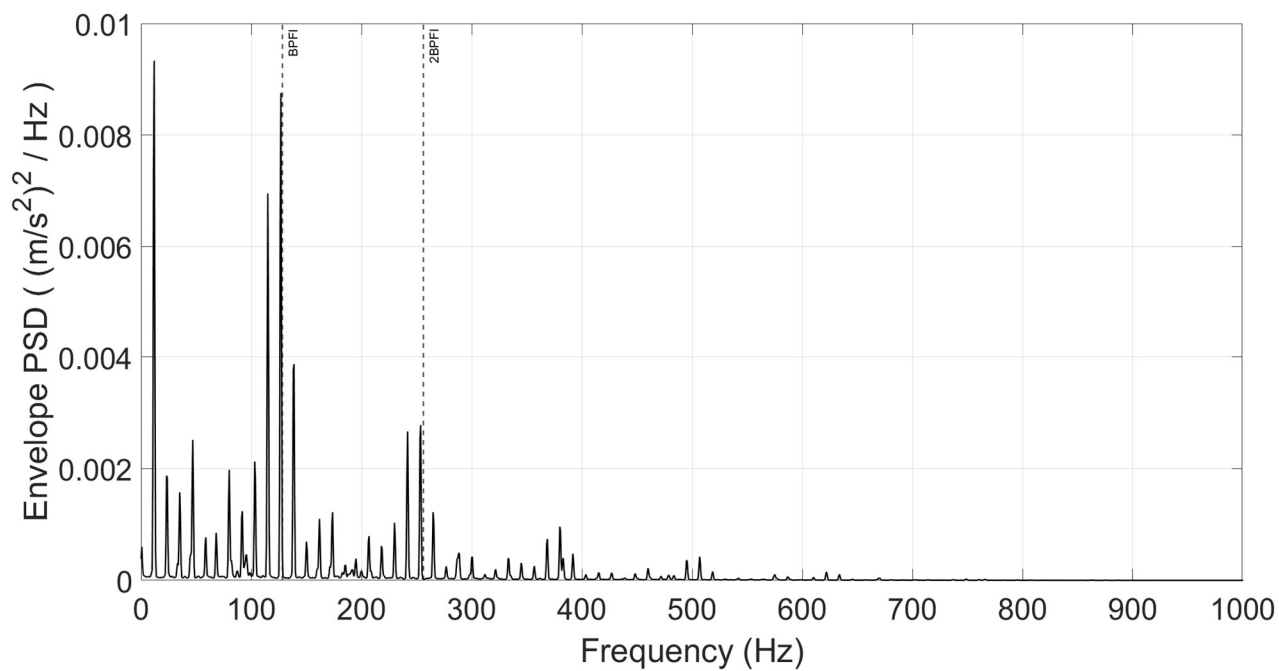
Per comprendere meglio il contenuto informativo dei segnali, si calcola lo spettro dell'inviluppo spostando l'analisi dal dominio del tempo a quello della frequenza in modo da far emergere con chiarezza le componenti associate ai difetti. In assenza di danneggiamento, infatti, non compaiono contributi significativi alle frequenze cinematiche caratteristiche e lo spettro non fornisce elementi diagnostici rilevanti; perciò, non vengono riportati i grafici relativi alla condizione sana. Dunque, osservando i casi di danneggiamento, ciò che colpisce immediatamente è la presenza di picchi ben definiti in corrispondenza delle frequenze teoriche attese. Nel caso del difetto sull'anello esterno (OR), la BPFO risulta chiaramente identificabile sia nella simulazione sia nei dati sperimentali, *Figura 39 (a-b)*, ciò conferma che l'eccitazione generata dal passaggio degli elementi volventi sulla zona danneggiata mantiene una periodicità sostanzialmente regolare. Procedendo verso frequenze più elevate, nel segnale sperimentale le armoniche non risultano perfettamente allineate ai multipli teorici. Tale scostamento può essere interpretato come effetto di condizioni reali non ideali come tolleranze geometriche, variazioni di carico o micro-slittamenti, che inevitabilmente alterano la periodicità del modello cinematico teorico. Inoltre, lo spettro dell'inviluppo nel caso sperimentale è caratterizzato da un contenuto di rumore presente in modo più spiccato rispetto a quello simulato. Proprio per questo motivo, lo spettro sperimentale presenta componenti aggiuntive a bassa frequenza e un fondo spettrale più irregolare, al contrario del risultato numerico che appare più regolare e con picchi più isolati. Nel caso del danneggiamento sull'anello interno, coerentemente con la natura modulata dell'eccitazione, oltre alla BPFI e alle sue armoniche si osserva una distribuzione energetica più diffusa e le frequenze caratteristiche risultano chiaramente individuabili nello spettro dell'inviluppo. Lo scostamento massimo si osserva nel caso sperimentale con difetto sull'anello interno, dove la frequenza misurata risulta inferiore di circa l'1% rispetto al valore analitico teorico.

Danno	Modello Multibody (Hz)	Banco Prova (Hz)	Frequenze cinematiche (Hz)
OR	97.81	96.875	96.74
IR	126.87	126.875	128.084

Tabella 4, Frequenze fondamentali di danneggiamento

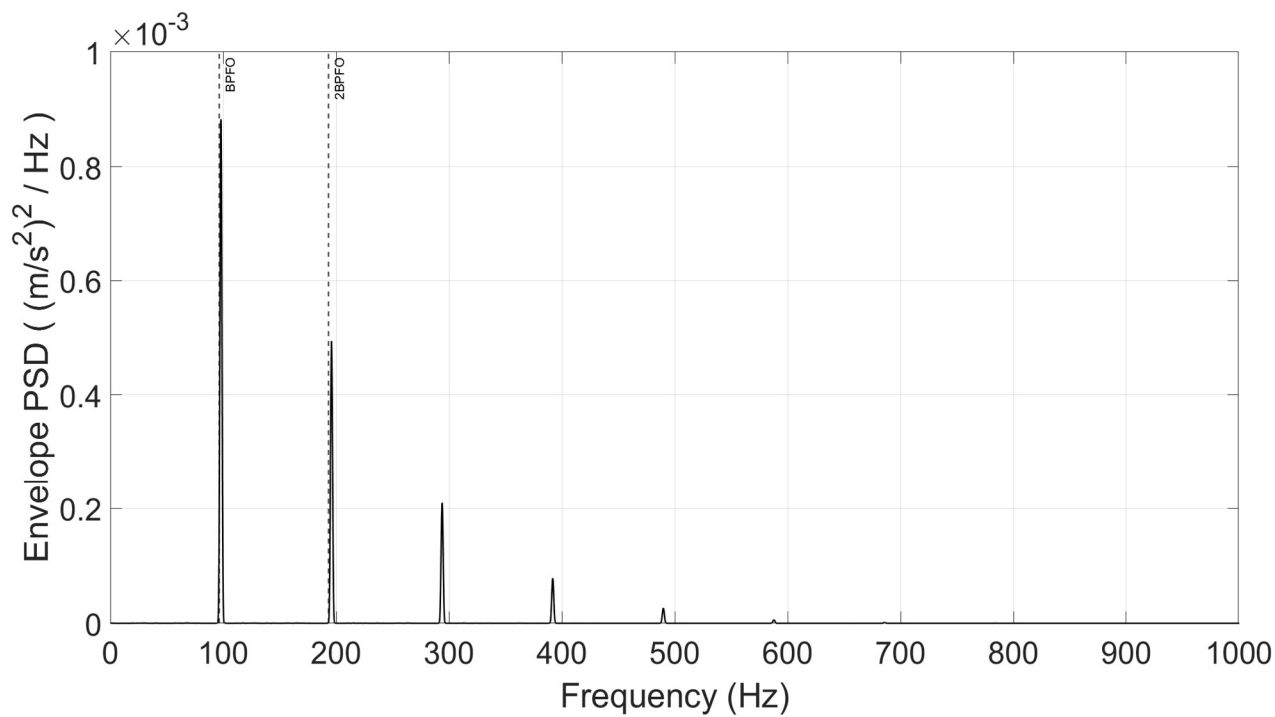


(a)

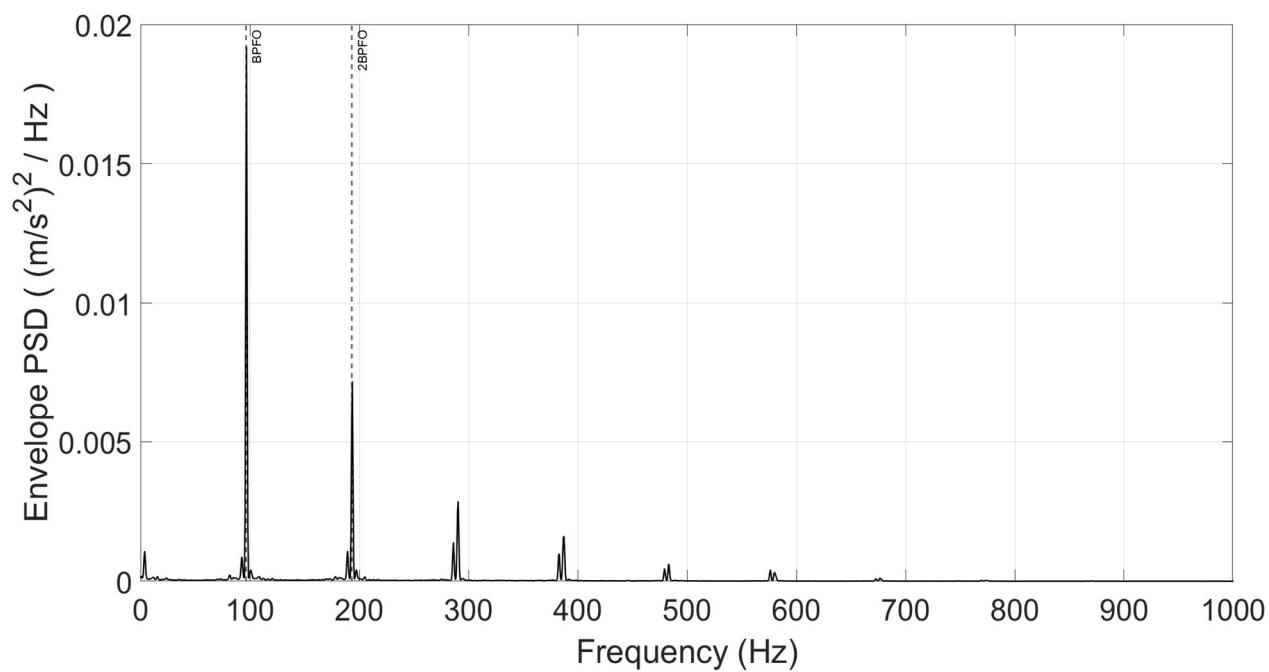


(b)

Figura 38, Spettro dell'involpo danno su IR: (a) simulato, (b) sperimentale



(a)



(b)

Figura 39, Spettro dell'involuppo danno OR: (a) simulato, (b) sperimentale

Le frequenze caratteristiche identificate dagli spettri risultano complessivamente in buon accordo con i valori cinematici teorici, con scarti inferiori a circa $\pm 1.1\%$. Nel caso di danno su OR, sia i dati ricavati dal modello multibody che quelli del banco prova mostrano una lieve sovrastima rispetto al teorico (1.11% e 0.14%). Per il danno su IR entrambi i casi presentano una sottostima di circa del 0.95%, coerente con la presenza di slip: se gli elementi volventi non rotolano in modo ideale ma slittano parzialmente, il passaggio sul difetto avviene con un leggero ritardo, riducendo la frequenza osservata rispetto a quella teorica.

La CWT, *Figura 40 (a-f)*, permette di osservare la distribuzione dell'energia del segnale nel tempo e nella frequenza, evidenziando le componenti impulsive associate alla presenza di difetti. Di seguito sono rappresentati gli scalogrammi ottenuti per le tre condizioni di funzionamento del cuscinetto alla velocità di 727 rpm, sia per i risultati ottenuti dai segnali simulati che da quelli sperimentali. Nel caso SANO, sia nei dati simulati sia in quelli sperimentali, lo scalogramma mostra una distribuzione dell'energia relativamente diffusa e priva di picchi localizzati nel tempo. Il comportamento osservato risulta coerente con l'assenza di difetti nel cuscinetto e con quanto visto nello spettro dell'involuppo, dove non erano presenti componenti dominanti associate alle frequenze caratteristiche di difetto.

Nel caso di difetto sulla pista esterna (OR), *Figura 40 (c-d)*, compare, in una specifica regione di frequenza, una banda di energia più marcata e relativamente costante nel tempo. Questo comportamento risulta in accordo con la natura del difetto, caratterizzato eccitazioni periodiche al passaggio degli elementi volventi sulla zona danneggiata. Nei segnali simulati la periodicità è più regolare e ben definita, mentre nei dati sperimentali la distribuzione energetica risulta leggermente più dispersa a causa della presenza di rumore e delle condizioni operative reali del sistema.

Il difetto sulla pista interna (IR), *Figura 40 (e-f)*, evidenzia nella CWT la presenza di impulsi energetici localizzati nel tempo, visibili come zone di maggiore intensità, dovuti agli impatti durante il passaggio degli elementi volventi sulla zona danneggiata. Questo comportamento risulta particolarmente evidente nei segnali sperimentali, nei quali gli impulsi risultano più irregolari rispetto ai dati simulati.

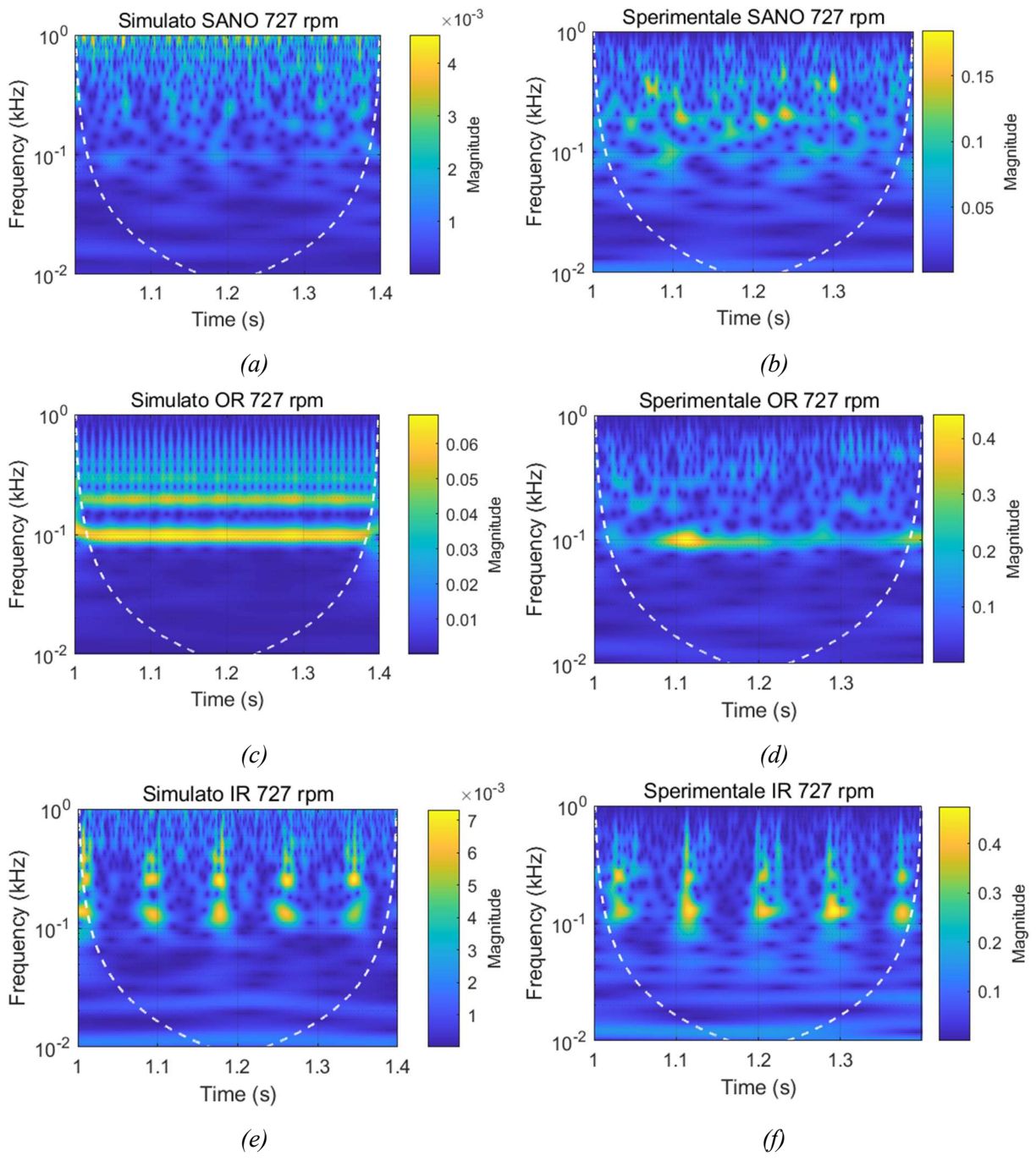


Figura 40, CWT degli involucri: (a) Simulano SANO, (b) Sperimentale SANO, (c) Simulato danno su OR, (d) Sperimentale danno su OR, (e) Simulato danno su IR, (f) Sperimentale danno su IR

6. Diagnosi di danneggiamento intelligente

La presenza di difetti e la loro localizzazione in aggiunta alle interazioni presenti tra i vari componenti, genera una caratteristica vibrazionale impulsiva nei cuscinetti volventi. Proprio per questo motivo, l'analisi delle vibrazioni è diventata una delle tecniche più utilizzate nel Condition Monitoring (CM), poiché il segnale acquisito dalla macchina contiene chiare informazioni relative ai guasti e può essere facilmente analizzato mediante tecniche di elaborazione del segnale[37-41]. Perciò gli operatori e i responsabili della manutenzione tendono a privilegiare soluzioni automatizzate che consentano di ridurre i tempi degli interventi manutentivi e di aumentare l'affidabilità del processo diagnostico, tali tecniche sono note con il nome di diagnosi intelligente dei guasti (IFD)[42]. Le ricerche più recenti che riguardano IFD si concentrano maggiormente su due aspetti: proporre nuovi metodi di estrazione delle feature basati su tecniche avanzate di elaborazione del segnale e utilizzare diversi metodi di Machine Learning per apprendere automaticamente la relazione di mappatura tra le feature e le modalità di guasto[37]. Gli algoritmi di apprendimento supervisionato secondo il problema di classificazione utilizzati in questo ambito sono la Support Vector Machine (SVM)[43-44], l'algoritmo k-Nearest Neighbors (kNN) [45-46], le Artificial Neural Networks (ANNs) [47], le Deep Belief Networks (DBNs) [48] e le Convolutional Neural Networks (CNNs) [49], applicati alla classificazione dei guasti. A partire da un database di segnali vibrazionali vengono estratte le feature più significative utili al riconoscimento dei difetti in modo da addestrare l'algoritmo scelto. La seguente equazione, Eq.(99) mostra come viene strutturato il training set nell'ambito dell'addestramento supervisionato:

$$\begin{aligned} X &= \{(x_1, y_1), (x_2, y_2), \dots, (x_i, y_i)\} & x \in X \\ y \in Y &= \{1, 2, 3, \dots, k, \dots, K\} \end{aligned} \quad (99)$$

In cui ogni osservazione x_i del dataset è accompagnata dalla relativa etichetta y_i , che indica la classe di appartenenza e le classi originariamente categoriche vengono convertite in codici numerici k , così da poter essere elaborate correttamente dal modello. In questo lavoro le feature ricavate dal dataset vengono utilizzate per addestrare un algoritmo kNN, selezionato per la sua semplicità, robustezza e adattabilità a problemi di classificazione supervisionata come quello affrontato in questo studio.

6.1 k-Nearest Neighbors

L'algoritmo k-Nearest Neighbour (kNN), introdotto da Fix e Hodges [50], è un metodo di apprendimento supervisionato di tipo non parametrico. Il principio su cui si basa è tale per cui per classificare un nuovo campione l'algoritmo considera i k esempi del training set più vicini nello spazio delle feature e assegna al punto in esame la classe maggiormente rappresentata tra questi vicini. Infatti, dato un dataset che comprende F osservazioni:

$$F = \{(x_1, y_1), (x_2, y_2), \dots, (x_N, y_N)\} \quad i = 1, \dots, N \quad (100)$$

dove $x_i \in \mathbb{R}^d$ è il vettore delle feature dell' i -esimo campione e $y_i \in \{\omega_1, \dots, \omega_M\}$ è la classe di appartenenza. L'obiettivo è definire una funzione di classificazione ϕ che associ ogni nuovo vettore \mathbf{x} a una delle classi disponibili. La probabilità di errore, espressa in Eq.(101), valuta, tramite la funzione di costo J , la qualità del classificatore:

$$J(\phi) = P\{(\mathbf{x}, y) : \phi(\mathbf{x}) \neq y\} \quad (101)$$

Se fosse nota teoricamente la distribuzione dei dati, la regola decisionale ottimale che minimizza la probabilità di errore è la regola di Bayes:

$$\phi^*(\mathbf{x}) = \operatorname{argmax} P(y|\mathbf{x}) \quad (102)$$

L'algoritmo kNN non conosce esplicitamente la distribuzione dei dati ma è stato dimostrato che, al crescere del numero di campioni nel dataset, il suo errore tende a un valore limitato superiormente rispetto all'errore di Bayes ottimale. Nella pratica una volta scelto il valore di k , la classificazione di un nuovo punto x_j avviene calcolando la distanza tra esso e tutti i campioni del dataset di addestramento. La distanza calcolata più comune è quella euclidea:

$$d_{i,j} = \sqrt{(\mathbf{x}_j - \mathbf{x}_i)(\mathbf{x}_i - \mathbf{x}_j)'} \quad (103)$$

Dunque, individuati i k punti più vicini a x_j e le rispettive classi, la classe predetta $y_{j,pred}$ per il punto x_j è quindi definita come quella che massimizza la probabilità che il punto non etichettato appartenga alla classe y :

$$k_{j,pred} = \operatorname{argmax} P(k|x_j) \quad (104)$$

Dove:

$$P(k|x_j) = \frac{\sum_{j=1}^k d_{i,j} 1_{k_i=k}}{\sum_{j=1}^k d_{i,j}} \quad (105)$$

L'Eq.(105) rappresenta la media pesata della distanza tra tutti i punti vicini e il dato non ancora classificato. Il termine indicatore vale 1 se il vicino appartiene alla classe considerata, altrimenti vale 0. Scegliere correttamente il parametro k ha un impatto diretto sulle prestazioni del classificatore[51]. Infatti, selezionando un valore troppo basso, il modello tende a essere molto sensibile al rumore; mentre, valori più elevati rendono la decisione più stabile e robusta, ma si possono avere i confini tra le classi poco distinti, riducendo la capacità di individuare situazioni simili ma differenti. Per selezionare il valore giusto per un set di dati, l'algoritmo kNN viene eseguito più volte con valori diversi di k e quello che riduce il numero di errori riscontrati viene scelto mantenendo la capacità dell'algoritmo di fare previsioni accurate[52]. Il valore di k viene generalmente scelto come numero dispari, così da evitare situazioni di parità nel caso in cui la classificazione avvenga tramite voto di maggioranza tra le etichette dei vicini. Inoltre, risultano spesso necessarie operazioni di normalizzazione e selezione delle feature, in quanto l'accuratezza dell'algoritmo e conseguentemente il calcolo delle distanze, sono fortemente influenzati dalla presenza di feature irrilevanti o poco informative.

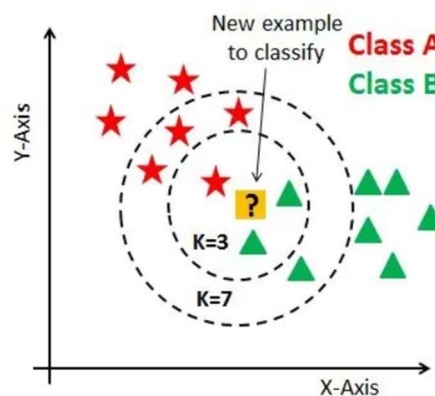


Figura 41, Rappresentazione problema binario kN

6.2 Risultati

La prima analisi utilizza il dataset costruito con i segnali di accelerazione simulati per l'addestramento del classificatore e i segnali di accelerazione sperimentali per la validazione dello stesso; entrambi i dataset sono relativi a dieci velocità di rotazione (127, 227, 353, 457, 523, 607, 710, 877, 937, 997 rpm) e alle tre condizioni operative (cuscinetto sano, danno su OR, danno su IR). I segnali, a seguito dell'elaborazione descritta nel capitolo precedente, sono stati segmentati in finestre da 0.4 s con sovrapposizione del 67%, quindi ogni segnale è suddiviso in 71 finestre e la dimensione del vettore test risulta pari a 2130. Il classificatore adottato è un k-Nearest Neighbors multiclasse con distanza euclidea e numero di vicini pari a $k = 9$. Tale valore è stato selezionato a seguito di prove preliminari, cercando un compromesso tra valori troppo bassi che rendevano il modello eccessivamente sensibile al rumore e valori più elevati che tendevano a smussare eccessivamente i confini decisionali.

Per la classificazione sono state selezionate cinque feature ritenute maggiormente rappresentative: MSAR (p3), skewness (p6), shape factor (p10), RMS frequency (p18) e frequency bandwidth (p19). La scelta di queste feature non è stata arbitraria, ma supportata dallo studio condotto da Brusa et al.[53] nel quale le 5 feature scelte per l'algoritmo kNN sono state selezionate attraverso l'analisi dei valori SHAP (SHapley Additive exPlanations), il quale identifica, tra i 23 possibili indicatori, quelli il maggior impatto globale sulla predizione del modello. Infatti, le analisi hanno rivelato il ruolo preciso di questi indicatori: p3 è in assoluto la feature più importante per discriminare i difetti, p6 è determinante per il riconoscimento della classe priva di difetti, p10 è fondamentale per distinguere tra i difetti della pista interna e di quella esterna, p18 e p19 sono i parametri nel dominio della frequenza che hanno mostrato l'impatto maggiore sulle prestazioni del classificatore kNN. Prima dell'applicazione del classificatore, le feature sono state normalizzate sottraendo la media e dividendo per la varianza in modo da garantire che la distanza euclidea non fosse influenzata da differenze di scala tra variabili.

L'osservazione della matrice di confusione (*Figure 42–43*), comunemente utilizzate nel ML, consente di valutare la qualità del modello di classificazione. In questo caso viene costruita una matrice 3x3 come risultato del classificatore.

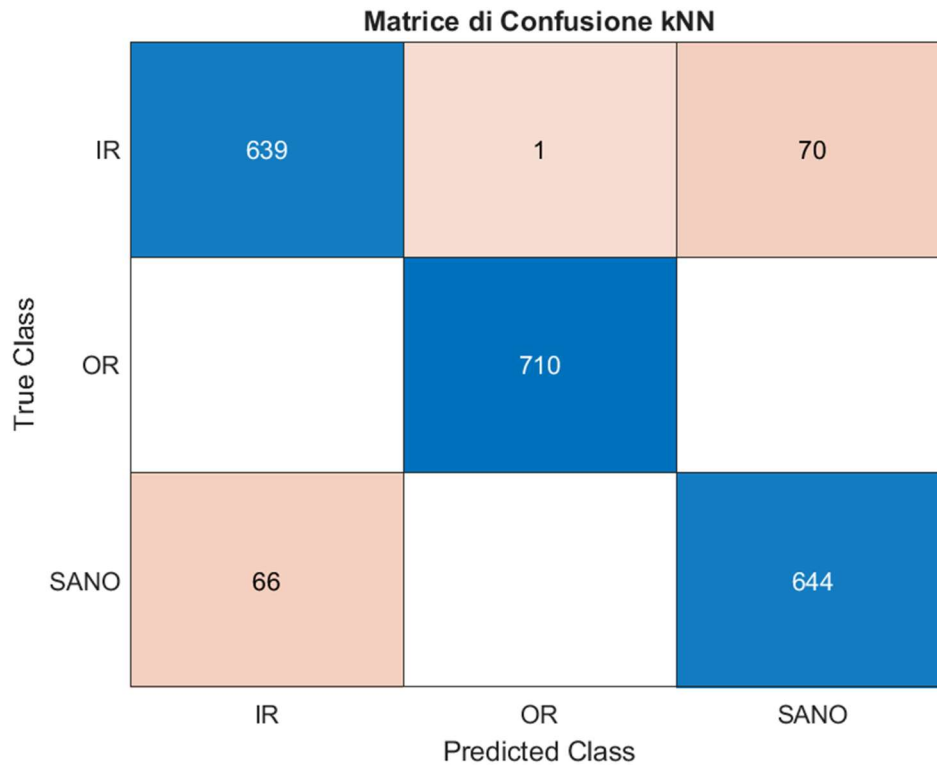


Figura 42, Matrice di confusione dell' algoritmo kNN

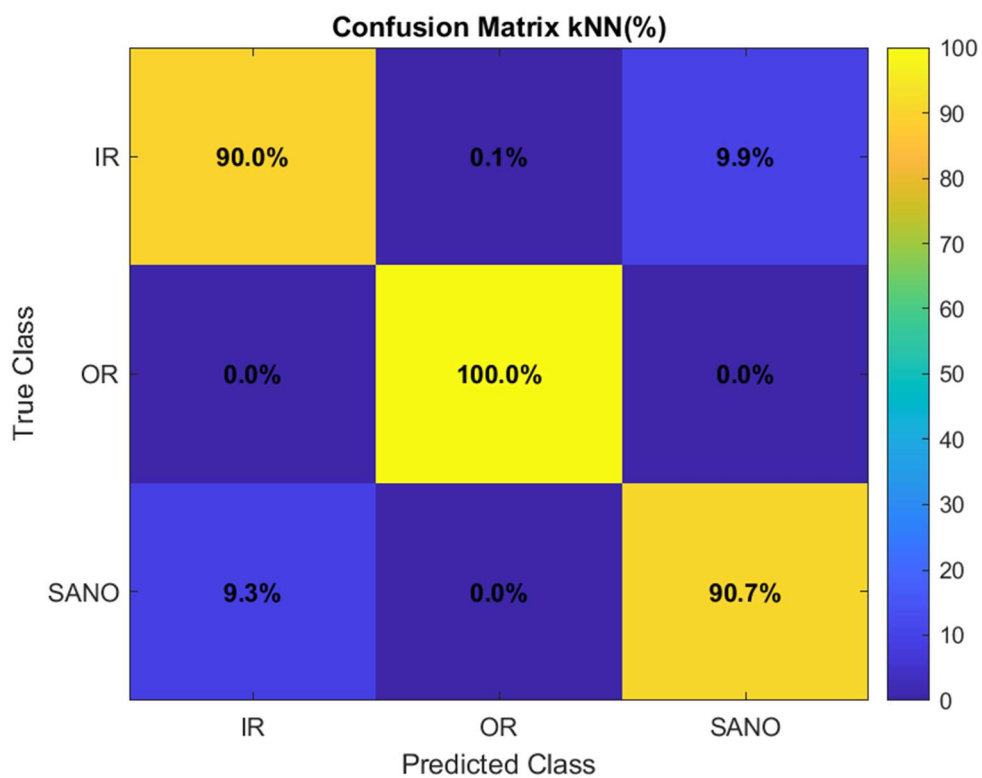
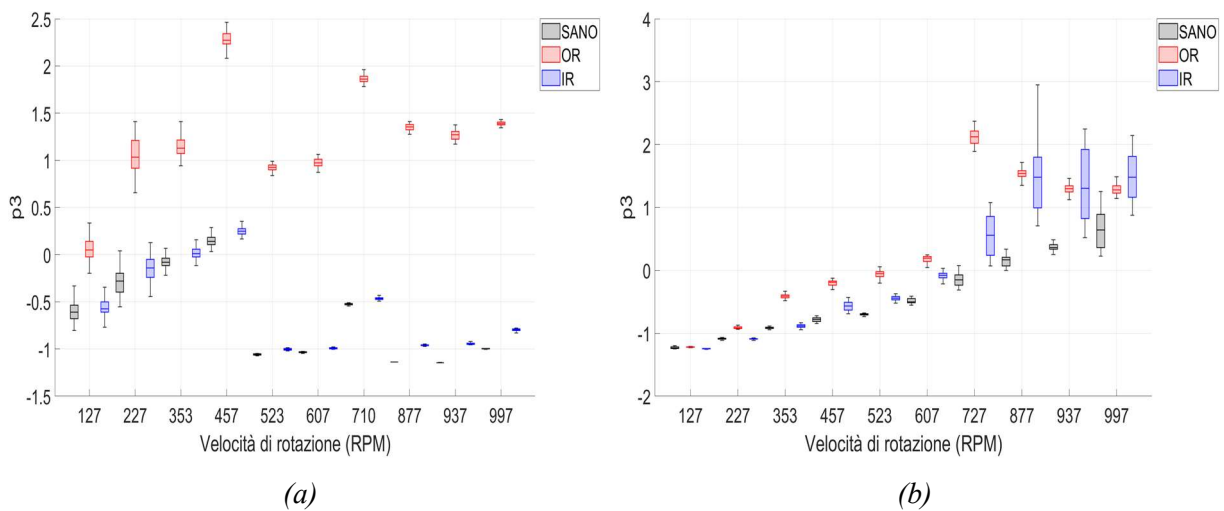
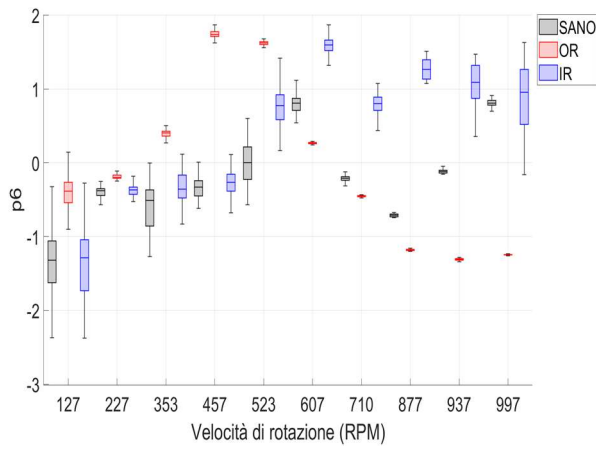


Figura 43, Matrice di confusione percentuale dell' algoritmo kNN

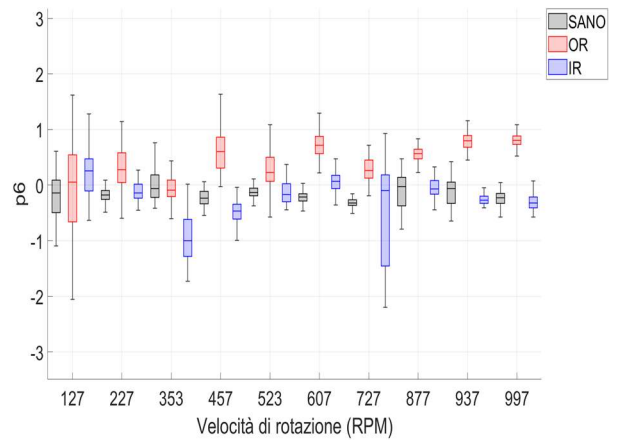
La classe OR viene identificata correttamente nel 100% dei casi, a conferma di una separabilità molto netta rispetto alle altre condizioni di danneggiamento. La classe IR mostra anch'essa prestazioni elevate, con una percentuale di classificazione corretta pari al 90%. Gli errori rappresentano il 10% e sono principalmente dovuti a una confusione con la classe che identifica il cuscinetto sano. Infatti, è noto che tale condizione rappresenta un caso molto delicato per il classificatore, a questo proposito si ottengono risultati complessivi di accuratezza pari al 93%. Inoltre, una parte di campioni non danneggiati, pari a 9.3%, vengono classificati come IR. Ciò significa che il segnale relativo alla condizione sana può presentare componenti impulsive nello spettro che lo rendono simile a quello associato a un difetto su pista interna. Complessivamente il modello distingue in modo efficace le varie condizioni di danneggiamento dimostrando una buona robustezza, in particolare nel riconoscimento del difetto su pista esterna risulta essere molto affidabile.

Per comprendere meglio l'origine degli errori del classificatore nella separazione tra le classi IR e SANO, è utile analizzare direttamente il comportamento delle feature selezionate, confrontando le distribuzioni ottenute dai dati simulati con quelle ricavate dai segnali sperimentali, come mostrato in *Figura 44*.

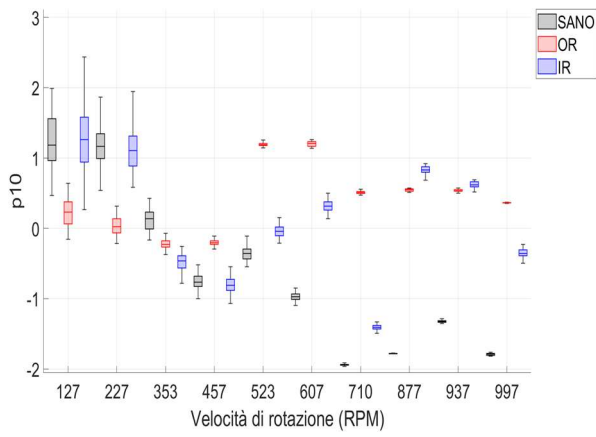




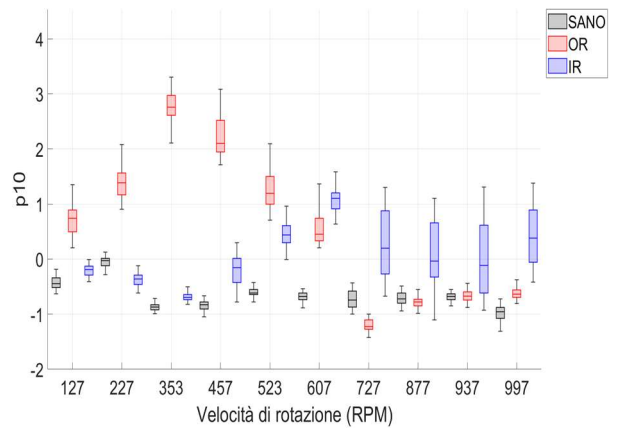
(c)



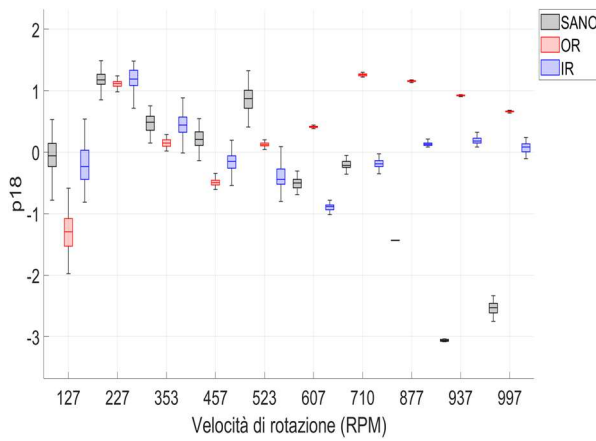
(d)



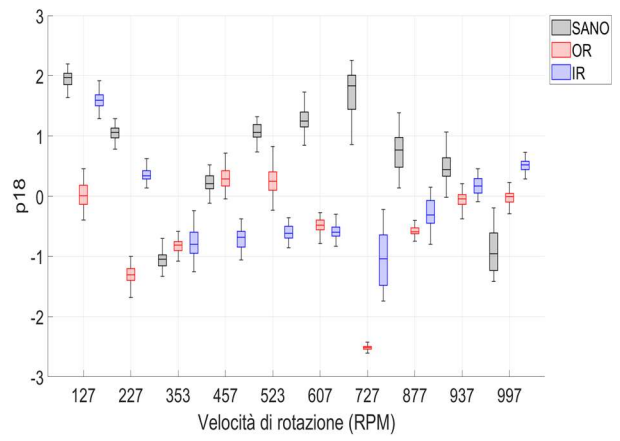
(e)



(f)



(g)



(h)

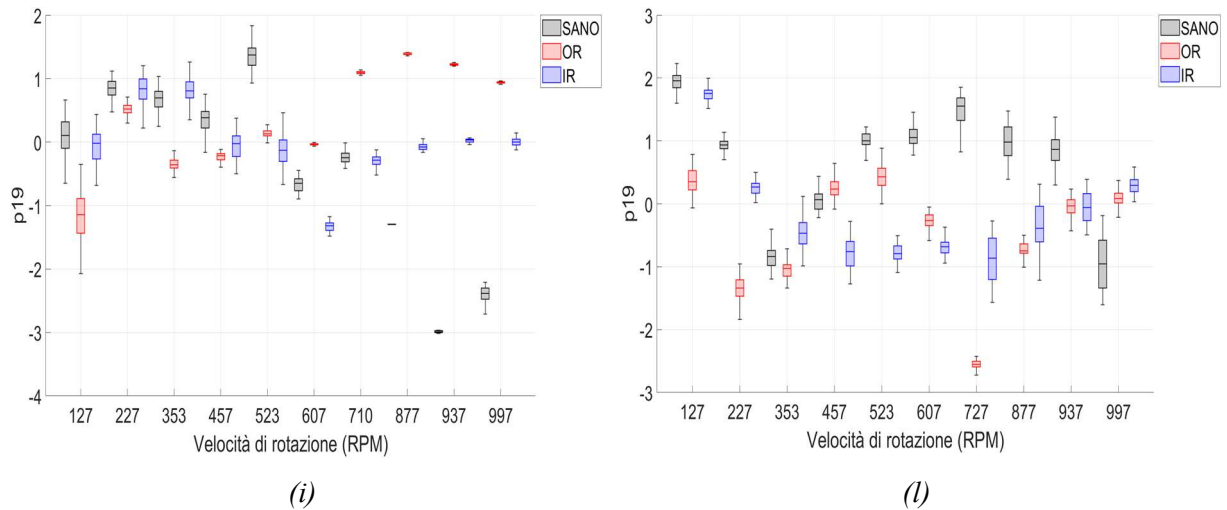


Figura 44, Diagrammi a scatola delle feature utilizzate: (a) p3 simulato, (b) p3 sperimentale, (c) p6 simulato, (d) p6 sperimentale, (e) p10 simulato, (f) p10 sperimentale, (g) p18 simulato, (h) p18 sperimentale, (i) p19 simulato, (l) p19 sperimentale

L'osservazione dei boxplot evidenzia una differenza generale nella dispersione statistica, le feature estratte dai segnali simulati risultano complessivamente più compatte e maggiormente separate tra le classi rispetto a quelle estratte dai dati sperimentali. Analizzando nel dettaglio i singoli indicatori emerge un quadro coerente ma con differenze significative tra simulazione e prova sperimentale. La p3, Figura 43 (a-b), nei dati simulati evidenzia una separazione marcata tra la classe OR e le altre due condizioni, mentre nei dati sperimentali la separazione risulta meno netta. Inoltre, alle basse velocità di rotazione si osserva una maggiore sovrapposizione tra IR e SANO. La skewness (p6), Figura 43(c-d), che misura l'asimmetria della distribuzione ed è sensibile alla presenza di componenti impulsive, mostra che nei dati simulati il difetto su IR tende a generare valori più elevati rispetto alla condizione sana, assumendo quindi un comportamento coerente con la natura impulsiva del danno. Nei segnali sperimentali questa tendenza è meno evidente e la distribuzione dei valori appare più dispersa. Per quanto riguarda la feature p10, nei dati simulati si osserva una chiara distinzione tra OR e SANO, mentre IR si colloca in una posizione intermedia tra i due. Bisogna evidenziare che, nei dati sperimentali, le distribuzioni delle tre classi risultano più ravvicinate e mostrano intersezioni frequenti, in particolare tra IR e SANO alle velocità più elevate. Le feature p18 e p19 nel dominio della frequenza presentano una buona coerenza qualitativa tra simulazione e prova reale. Nel complesso, il confronto tra feature simulate e sperimentali evidenzia una buona coerenza qualitativa. Tuttavia, nei dati reali le distribuzioni risultano più ampie e meno separate.

La seconda analisi si basa su un secondo scenario di classificazione, in cui il modello è stato addestrato utilizzando il dataset simulato e successivamente testato sui segnali sperimentali acquisiti dal banco prova. In questo caso l'obiettivo è verificare la capacità del classificatore di generalizzare le informazioni apprese dai dati simulati quando applicato a segnali reali. La procedura di segmentazione dei segnali, le feature utilizzate e il relativo processo di normalizzazione sono gli stessi descritti nel caso precedente, così come i parametri del classificatore k-Nearest Neighbors.

kNN Train=SIM, Test=EXP

True Class	SANO	618	26	56
	OR	249	272	179
	IR	143	192	365
		SANO	OR	IR
		Predicted Class		

Figura 45, Matrice di confusione dell' algoritmo kNN

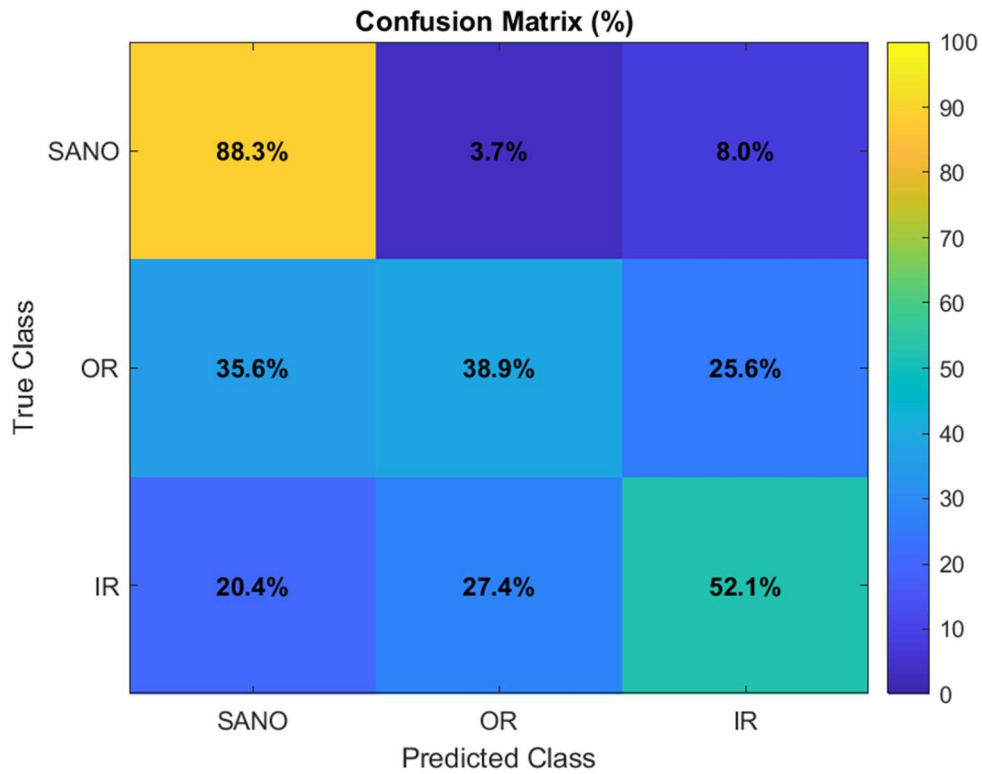


Figura 46, Matrice di confusione percentuale dell' algoritmo kNN

In *Figura 45-46* sono riportate le matrici di confusione ottenute in questo caso. L'accuratezza complessiva della classificazione risulta pari a circa 59%, valore inferiore rispetto a quello ottenuto nel caso in cui sia addestramento che validazione vengono effettuati sul dataset simulato. Oltre all'Accuracy sono state calcolate anche le metriche di Precision e Recall. A tal fine il problema è stato considerato in forma binaria distinguendo tra la condizione SANO e la condizione danneggiata, accorpendo quindi i difetti sulla pista interna (IR) e sulla pista esterna (OR) in un'unica classe positiva. Le metriche sono state ricavate a partire dai valori della matrice di confusione, considerando i True Positive (TP) come i campioni danneggiati correttamente classificati, i False Positive (FP) come i campioni sani erroneamente classificati come danneggiati e i False Negative (FN) come i campioni danneggiati classificati come sani.

La metrica Precision misura la proporzione di campioni classificati come positivi che appartengono effettivamente alla classe dei cuscinetti danneggiati. Nel contesto della diagnosi dei guasti, la Precision risulta quindi particolarmente rilevante anche dal punto di vista economico, poiché un numero elevato di falsi positivi può comportare interventi di manutenzione non necessari, con conseguenti costi aggiuntivi legati a fermo macchina o sostituzioni preventive.

La Recall, invece, misura la capacità del classificatore di individuare correttamente i campioni appartenenti alla classe positiva. In ambito industriale tale errore rappresenta una criticità significativa, poiché un difetto non rilevato può portare a guasti improvvisi o a condizioni operative potenzialmente pericolose.

Nel caso analizzato si ottiene una Precision pari a 92% e Recall pari a 72%. Il valore elevato della Precision indica che per la maggior parte dei casi quando il modello identifica un cuscinetto come danneggiato, la previsione risulta generalmente corretta. La Recall più contenuta evidenzia invece che una parte dei campioni effettivamente danneggiati viene ancora classificata come sana, suggerendo una difficoltà del modello nel riconoscere tutti i casi di difetto presenti nei dati sperimentali. Sebbene l'accuratezza complessiva del modello nel caso di addestramento su dati simulati e test su dati sperimentali risulti relativamente contenuta, l'analisi delle metriche di classificazione evidenzia comunque prestazioni interessanti. In particolare, considerando una classificazione binaria tra cuscinetti sani e danneggiati, l'algoritmo mostra valori elevati di Precision e una Recall soddisfacente. Ciò indica che il modello è in grado di identificare con buona affidabilità la presenza di un danneggiamento, suggerendo quindi un potenziale utilizzo del modello numerico sviluppato come base per l'addestramento di algoritmi di diagnosi applicati a sistemi reali.

7. Conclusioni e lavori futuri

Il lavoro presentato in questa tesi ha portato allo sviluppo di un modello numerico multibody di un cuscinetto volvente realizzato in ambiente ANSYS, con l'obiettivo di riprodurre il comportamento dinamico e le vibrazioni generate in diverse condizioni operative e in presenza di difetti sulle piste. Il modello è stato utilizzato per generare segnali di accelerazione simulati confrontabili con quelli acquisiti sperimentalmente su banco prova. L'analisi dei segnali nel dominio del tempo e della frequenza ha mostrato che il modello è in grado di riprodurre le principali caratteristiche del comportamento vibrazionale del cuscinetto, in particolare la presenza di componenti impulsive e delle frequenze caratteristiche associate ai difetti. A partire dai segnali simulati e sperimentali sono state quindi estratte diverse feature nel dominio del tempo e della frequenza, successivamente utilizzate come input per un algoritmo di classificazione basato su k-Nearest Neighbours (kNN). I risultati ottenuti mostrano buone prestazioni quando il modello di classificazione viene addestrato e testato su dati simulati, mentre le prestazioni risultano inferiori nel caso di addestramento su dati simulati e test su dati sperimentali. Questa differenza evidenzia la presenza di discrepanze tra i due dataset, probabilmente dovute alla presenza di rumore e di contributi vibrazionali provenienti da altri componenti del sistema reale che non sono completamente rappresentati nel modello numerico. Nonostante le limitazioni evidenziate, i risultati ottenuti confermano come l'integrazione tra modellazione numerica e tecniche di machine learning rappresenti un approccio promettente per la diagnostica dei cuscinetti volventi. In prospettiva futura, diversi aspetti del modello potrebbero essere ulteriormente migliorati al fine di aumentarne l'accuratezza e l'efficienza computazionale. Potrebbe risultare utile implementare strategie di parallelizzazione dei calcoli per ridurre i tempi legati alla valutazione delle forze di contatto. Un ulteriore aspetto riguarda la stabilità numerica delle simulazioni, che può diventare problematica quando il passo temporale è fortemente limitato dalla complessità del modello e dai tempi di calcolo. In questo contesto, sulla base di formulazioni teoriche validate in letteratura, potrebbe contribuire a migliorare la stabilità numerica l'adozione di un modello fisico più avanzato per la descrizione delle forze di contatto, utile anche a rendere più realistica la rappresentazione del comportamento dinamico del cuscinetto. Per quanto riguarda l'analisi dei dati, future attività potrebbero includere l'utilizzo di dataset più estesi, l'ottimizzazione della selezione delle feature più informative al fine di valutare ulteriori tecniche di machine learning.

In questo modo si potrebbe migliorare ulteriormente la capacità del sistema di riconoscere condizioni di danneggiamento anche in presenza di segnali sperimentali caratterizzati da elevati livelli di rumore.

Bibliografia

- [1] Pradeep K. Gupta, *Advanced Dynamics of Rolling Elements*, Springer-Verlag New York Inc., New York, 1984, ISBN 978-1-4612-5276-4, <https://doi.org/10.1007/978-1-4612-5276-4>
- [2] Sarabjeet Singh, Carl Q. Howard, Colin H. Hansen, An extensive review of vibration modelling of rolling element bearings with localised and extended defects, *Journal of Sound and Vibration*, Volume 357, 2015, Pages 300-330, ISSN 0022-460X, <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2015.04.037>
- [3] Yaguo Lei, Bin Yang, Xinwei Jiang, Feng Jia, Naipeng Li, Asoke K. Nandi, Applications of machine learning to machine fault diagnosis: A review and roadmap, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Volume 138, 2020, 106587, ISSN 0888-3270, <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2019.106587>
- [4] P. Chen, «Bearing condition monitoring and fault diagnosis,» University of Calgary, 2001
- [5] B. Ghalamchi, «Dynamic Analysis Model of Spherical Roller Bearings with Defects,» 2014
- [6] Harris, Tedric A, and Michael N Kotzalas. *Essential Concepts of Bearing Technology, 0^a ed.* CRC Press, 9 ott. 2006
- [7] B. Ghalamchi, «Dynamic Analysis Model of Spherical Roller Bearings with Defects,» 201
- [8] SKF Technical Publication, *Spherical Roller Bearings, “Selecting initial internal clearance”*
- [9] Hertz, H., On the contact of rigid elastic solids and on hardness, in *Miscellaneous Papers*, MacMillan, London, 163–183, 1896
- [10] Brewe, D. and Hamrock, B., Simplified solution for elliptical-contact deformation between two elastic solids, *ASME Trans. J. Lub. Tech.*, 101(2), 231–239, 1977
- [11] A. Palmgren, *Ball and roller bearing engineering / by Arvid Palmgren*, 3rd ed. S.l.: s.n., 1959
- [12] Stribeck, R., Ball bearings for various loads, *Trans. ASME* 29, 420–463, 1907
- [13] F. Xu et al., “A review of bearing failure modes, mechanisms and causes”, *Engineering Failure Analysis*, vol. 152
- [14] S. J. Lacey, «An overview of bearing vibration analysis,» *Maintenance & asset management*, vol. 23

- [15] S. Singh, C. Q. Howard e C. H. Hansen, “An extensive review of vibration modelling of rolling element bearings with localised and extended defects”, *Journal of Sound and Vibration*, vol. 357
- [16] P. D. McFadden e J. D. Smith, “Model for the vibration produced by a single point defect in a rolling element bearing”, *Journal of Sound and Vibration*, vol. 96, n. 1
- [17] P.D. McFadden, J.D. Smith, The vibration produced by multiple point defects in a rolling element bearing, *Journal of Sound and Vibration* 98 (2) (1985)
- [18] Y.T. Su, S.J. Lin, On initial fault detection of a tapered roller bearing: frequency domain analysis, *Journal of Sound and Vibration* 155 (1) (1992)
- [19] N. Tandon, A. Choudhury, An analytical model for the prediction of the vibration response of rolling element bearings due to a localized defect, *Journal of Sound and Vibration* 205 (3) (1997)
- [20] D. Brie, Modelling of the spalled rolling element bearing vibration signal: an overview and some new results, *Mechanical Systems and Signal Processing* 14 (3) (2000)
- [21] D. Ho, R.B. Randall, Optimisation of bearing diagnostics techniques using simulated and actual bearing fault signals, *Mechanical Systems and Signal Processing* 14 (5) (2000)
- [22] R.B. Randall, J. Antoni, S. Chobsaard, The relationship between spectral correlation and envelope analysis in the diagnostics of bearing faults and other cyclostationary machine signals, *Mechanical Systems and Signal Processing* 15 (5) (2001)
- [23] M. Behzad, A.R. Bastami, D. Mba, A new model for estimating vibrations generated in the defective rolling element bearings, *Journal of Vibration and Acoustics* 133 (4) (2011)
- [24] N.S. Feng, E.J. Hahn, R.B. Randall, Using transient analysis software to simulate vibration signals due to rolling element bearing defects, *Proceedings of the Third Australian Congress on Applied Mechanics*, Sydney, New South Wales, Australia, 2002, pp. 689–694
- [25] S. Fukata, E.H. Gad, T. Kondou, T. Ayabe, H. Tamura, On the radial vibration of ball bearings: computer simulation, *Bulletin of the Japan Society of Mechanical Engineers* 28 (239) (1985)
- [26] J. Liu e Y. Shao, “Overview of dynamic modelling and analysis of rolling element bearings with localized and distributed faults”, *Nonlinear Dynamics*, vol. 93, 2018

- [27] S. P. Timoshenko e J. N. Goodier, *Theory of elasticity* (Engineering societies monographs), 3. ed, [Nachdr.]...2004. Auckland: McGraw-Hill, 2004
- [28] A. Palmgren, *Ball and roller bearing engineering* / by Arvid Palmgren, 3rd ed. S.l: s.n., 1959
- [29] E. Corral, R. G. Moreno, M. J. G. García e C. Castej'on, "Nonlinear phenomena of contact in multibody systems dynamics: A review", *Non linear Dynamics*, vol. 104, n. 2, pp. 1269–1295, 1 apr. 2021
- [30] ANSYS, Inc., *ANSYS Motion™ Theory Reference Guide*, Release 2025 R2, ANSYS Motion, 2025
- [31] Chung, J., and G. M. Hulbert. "A Time Integration Algorithm for Structural Dynamics With Improved Numerical Dissipation: The Generalized- α Method." *Journal of Applied Mechanics*, vol. 60, no. 2, June 1993, pp. 371–75. *Silverchair*, <https://doi.org/10.1115/1.2900803>
- [32] E. Brusa, Delprete Cristiana, L. Giorio, L. G. Di Maggio, V. Zanella, "Design of an Innovative Test Rig for Industrial Bearing Monitoring with Self-Balancing Layout." <https://iris.polito.it/retrieve/handle/11583/2954953/e384c434-be10-d4b2-e053-9f05fe0a1d67/2022BrusaDesign.pdf>
- [33] Sudip Paul, Angana Saikia, Vinayak Majhi, Vinay Kumar Pandey, Chapter 3 - Transducers and amplifiers, Editor(s): Sudip Paul, Angana Saikia, Vinayak Majhi, Vinay Kumar Pandey, *Introduction to Biomedical Instrumentation and Its Applications*, Academic Press, 2022, Pages 87-167, ISBN 9780128216743, <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-821674-3.00008-5>
- [34] Zhigang Feng, Zhiyuan Zhang, A small sample rolling bearing fault diagnosis based on PSD-VME and DS evidence theory enhanced mRVM, *Computers and Electrical Engineering*, Volume 118, Part B, 2024, 109458, ISSN 0045-7906, <https://doi.org/10.1016/j.compeleceng.2024.109458>
- [35] *Transforms and Applications Handbook*, edited by Alexander D. Poularikas, Taylor & Francis Group, 2010. *ProQuest Ebook Central*, <https://ebookcentral.proquest.com/lib/polito-ebooks/detail.action?docID=566053>.
- [36] Yaguo Lei, Zhengjia He, Yanyang Zi, Qiao Hu, Fault diagnosis of rotating machinery based on multiple ANFIS combination with GAs, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Volume 21, Issue 5, 2007, Pages 2280-2294, ISSN 0888-3270, <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2006.11.003>.

- [37] Zheng, Huailiang, et al. “Intelligent Fault Identification Based on Multisource Domain Generalization Towards Actual Diagnosis Scenario.” *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 67, no. 2, Feb. 2020, pp. 1293–304. *IEEE Xplore*, <https://doi.org/10.1109/TIE.2019.2898619>.
- [38] Oh, Hyunseok, et al. “Scalable and Unsupervised Feature Engineering Using Vibration-Imaging and Deep Learning for Rotor System Diagnosis.” *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 65, no. 4, Apr. 2018, pp. 3539–49. *IEEE Xplore*, <https://doi.org/10.1109/TIE.2017.2752151>
- [39] Brusa, E.; Bruzzone, F.; Delprete, C.; Di Maggio, L.G.; Rosso, C. Health Indicators Construction for Damage Level Assessment in Bearing Diagnostics: A Proposal of an Energetic Approach Based on Envelope Analysis. *Appl. Sci.* 2020, 10, 8131, <https://doi.org/10.3390/app10228131>
- [40] Delprete, C., et al. “Bearing Health Monitoring Based on the Orthogonal Empirical Mode Decomposition.” *Shock and Vibration*, vol. 2020, no. 1, 2020, p. 8761278. *Wiley Online Library*, <https://doi.org/10.1155/2020/8761278>
- [41] Delprete, C., Milanesio, M., & Rosso, C. (2006). Rolling Bearings Monitoring and Damage Detection Methodology. *Applied Mechanics and Materials*, 3–4, 293–302. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/amm.3-4.293>
- [42] Brusa, Eugenio, et al. “Explainable AI for Machine Fault Diagnosis: Understanding Features’ Contribution in Machine Learning Models for Industrial Condition Monitoring.” *Applied Sciences*, vol. 13, no. 4, 2023. *ProQuest*, <https://doi.org/10.3390/app13042038>
- [43] Li, Y., Miao, B., Zhang, W. *et al.* Refined composite multiscale fuzzy entropy: Localized defect detection of rolling element bearing. *J Mech Sci Technol* **33**, 109–120 (2019). <https://doi.org/10.1007/s12206-018-1211-8>
- [44] Achmad Widodo, Eric Y. Kim, Jong-Duk Son, Bo-Suk Yang, Andy C.C. Tan, Dong-Sik Gu, Byeong-Keun Choi, Joseph Mathew, Fault diagnosis of low speed bearing based on relevance vector machine and support vector machine, *Expert Systems with Applications*, Volume 36, Issue 3, Part 2, 2009, Pages 7252-7261, ISSN 0957-4174, <https://doi.org/10.1016/j.eswa.2008.09.033>

- [45] D. He, R. Li and J. Zhu, "Plastic Bearing Fault Diagnosis Based on a Two-Step Data Mining Approach," in *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 60, no. 8, pp. 3429-3440, Aug. 2013, doi: 10.1109/TIE.2012.2192894.
- [46] M.S. Safizadeh, S.K. Latifi, Using multi-sensor data fusion for vibration fault diagnosis of rolling element bearings by accelerometer and load cell, *Information Fusion*, Volume 18, 2014, Pages 1-8, ISSN 1566-2535, <https://doi.org/10.1016/j.inffus.2013.10.002>.
- [47] D.-M. Yang, A. F. Stronach, P. MacConnell, J. Penman, Third-Order Spectral Techniques for the Diagnosis of Motor Bearing Condition Using Artificial Neural Networks, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Volume 16, Issues 2–3, 2002, Pages 391-411, ISSN 0888-3270, <https://doi.org/10.1006/mssp.2001.1469>
- [48] He, Xiao-hui, et al. "A Novel Bearing Fault Diagnosis Method Based on Gaussian Restricted Boltzmann Machine." *Mathematical Problems in Engineering*, vol. 2016, no. 1, 2016, p. 2957083. *Wiley Online Library*, <https://doi.org/10.1155/2016/2957083>.
- [49] Guo, Sheng, Tao Yang, Wei Gao, and Chen Zhang. 2018. "A Novel Fault Diagnosis Method for Rotating Machinery Based on a Convolutional Neural Network" *Sensors* 18, no. 5: 1429. <https://doi.org/10.3390/s18051429>
- [50] Fix, E., et al. *Discriminatory Analysis: Nonparametric Discrimination, Consistency Properties*. USAF School of Aviation Medicine, 1985, <https://books.google.it/books?id=VN07ngEACAAJ>
- [51] Landau, S.; Leese, M.; Stahl, D.; Everitt, B.S. *Cluster Analysis*; John Wiley & Sons: Hoboken, NJ, USA, 2011. ISBN 978-0-470-97844-3
- [52] Chen, H.L., Huang, C.C., Yu, X.G., Xu, X., Sun, X., Wang, G. and Wang, S.J. (2013) An Efficient Diagnosis System for Detection of Parkinson's Disease Using Fuzzy K-Nearest Neighbor Approach. *Expert Systems with Applications*, 40, 263-271. <https://doi.org/10.1016/j.eswa.2012.07.014>
- [53] Brusa et al. "Explainable AI for Machine Fault Diagnosis: Understanding Features' Contribution in Machine Learning Models for Industrial Condition Monitoring." *Applied Sciences*, vol. 13, no. 4, 2023. *ProQuest*, <https://doi.org/10.3390/app13042038>.