



**Politecnico
di Torino**

Politecnico di Torino

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

A.a. 2023/2024

Sessione di Laurea Aprile 2024

**Caratterizzazione sperimentale del
comportamento vibrazionale dell'assale
posteriore di un mezzo telescopico: Analisi
comparativa per la rilevazione di difetti di
montaggio**

Relatore:

Prof. Aurelio Somà

Candidato:

Federico Arrobio

9 Aprile 2024

Sommario

Il presente lavoro di tesi magistrale si pone come obiettivo lo sviluppo e l'applicazione di una procedura non distruttiva per il controllo qualità di fine linea produttiva di un assale posteriore regolarmente installato su un mezzo telescopico. In particolare, l'innovativa modalità di monitoraggio propone un metodo alternativo di diagnostica di difetti strutturali e di montaggio, attribuendone direttamente la causa del malfunzionamento. L'approccio utilizzato, prettamente di stampo sperimentale, si basa su un metodo comparativo tra il comportamento vibrazionale derivante dal regolare funzionamento del componente meccanico considerato e una serie di suoi assetti contraddistinti da problematiche localizzate, riscontrate storicamente in componenti scartati per eccessiva rumorosità. Per l'elaborazione dei dati sperimentali, acquisiti mediante appositi trasduttori, si ricorre all'utilizzo di tecniche statistiche e spettrali, in grado di caratterizzare nel migliore dei modi il fenomeno vibratorio sia nel dominio del tempo che in quello delle frequenze. In questo modo, è possibile isolare l'effetto dei singoli guasti rispetto al modo di vibrare dell'intero assale preso in esame e definire, di conseguenza, delle linee guida generali che costituiscano i criteri di base della nuova procedura di controllo qualità.

Le misurazioni sperimentali alla base di questo lavoro sono state condotte presso il reparto Ricerca & Sviluppo della Merlo Spa su un assale appartenente alla famiglia dei mezzi telescopici a Media Capacità TF40. Comunque, nonostante si faccia riferimento a due particolari modelli, poiché le macchine operatrici marchiate Merlo sono estremamente modulari, tale metodologia può essere estesa alla maggior parte dei prodotti della stessa azienda cuneese.

Abstract

The aim of this master's thesis is to develop and apply a non-destructive procedure to control the end-of-line quality of a regularly installed rear axle on a telescopic vehicle. Specifically, the innovative monitoring mode proposes an alternative method of diagnosing structural and assembly defects by directly attributing the cause of failure. The approach used is purely experimental and is based on a comparative method between the vibrational behaviour resulting from the regular operation of the mechanical component studied and a series of its assemblies marked by localized problems historically found in components discarded for excessive noise. For the processing of experimental data, acquired by means of appropriate transducers, the use of statistical and spectral techniques is employed, capable of characterizing in the best possible way the vibrational phenomenon in both the time and frequency domains. In this way, it is possible to isolate the effect of individual faults regarding the mode of vibration of the entire axle and, consequently, to define general guidelines that form the basic criteria of the new quality control procedure.

The experimental measurements underlying this work were conducted at R&D department of Merlo Spa on an axle belonging to the TF40 family of medium-capacity telescopic handlers. Nevertheless, although reference is made to two particular models, since Merlo-branded operating machines are extremely modular, this methodology can be extended to most of the products of Merlo spa.

Indice

1	Introduzione	1
2	Presentazione dell'azienda e dell'oggetto di studio	3
2.1	Merlo Spa.....	3
2.2	Mezzi telescopici TF40.....	6
2.2.1	Scheda tecnica e diagramma di carico TF42.7	8
2.2.2	Scheda tecnica e diagramma di carico TF38.10.....	9
2.3	Assale posteriore	10
3	Richiami teorici.....	12
3.1	Cenni di meccanica delle vibrazioni.....	12
3.1.1	Sistema SDOF	13
3.1.2	Risposta a forzante armonica di un sistema SDOF	14
3.1.3	Il rotore di Jeffcott	19
3.2	Acquisizione e gestione dei dati.....	25
3.2.1	Trasduttori piezoelettrici: principio di funzionamento	25
3.2.2	Conversione A/D	29
3.3	Analisi temporale e spettrale del segnale.....	34
3.3.1	Parametri statistici nel dominio del tempo.....	35
3.3.2	Serie di Fourier: scomposizione di una generica funzione periodica in armoniche semplici	37
3.3.3	Trasformata di Fourier e DFT	38
3.3.4	FFT: Fast Fourier Transform.....	40

3.3.5	PSD: Power Spectral Density	41
4	Difetti di montaggio dell'assale posteriore Merlo	44
4.1	Allentamenti meccanici	45
4.1.1	Giunto sferico	46
4.2	Errata regolazione delle ghiera di registrazione dei cuscinetti volventi	48
4.2.1	Ghiera 1 su mozzo ruota	49
4.2.2	Ghiera 2 collocata all'estremità del semi-asse	52
4.3	Difetti relativi ai cuscinetti volventi	55
5	Strumentazione per campagne sperimentali di misurazione	59
5.1	Il banco prova.....	59
5.2	Accelerometro piezoelettrico PCB PIEZOTRONICS.....	62
5.3	Il sistema di acquisizione NI cDAQ-9136.....	64
6	Caso di riferimento.....	67
6.1	Disposizione degli accelerometri piezoelettrici	68
6.2	Condizioni di prova sperimentali	71
6.3	Elaborazione numerica dei dati sperimentali	72
6.4	Caratterizzazione del comportamento vibrazionale dell'assale Merlo di riferimento	74
7	Analisi comparativa: Caso di riferimento e Casi difettosi del sistema meccanico .	79
7.1	Analisi dell'effetto della prima categoria di difetti di montaggio	81
7.1.1	CONFRONTO 1: Dominio delle frequenze.....	81
7.1.2	CONFRONTO 1: Dominio del tempo	86
7.2	Valutazione del secondo caso difettoso	88
7.2.1	CONFRONTO 2: Dominio del tempo.....	88
7.2.2	CONFRONTO 2: Dominio delle frequenze.....	92

7.3	Esame del terzo caso difettoso	99
7.3.1	CONFRONTO 3: Dominio del tempo.....	99
7.3.2	CONFRONTO 3: Dominio delle frequenze.....	101
8	Conclusioni	110
	Bibliografia.....	115
	Ringraziamenti.....	117

Indice delle figure

Figura 2.1 - Gruppo Merlo e aziende che lo costituiscono	4
Figura 2.2 - TF42.7 in utilizzo per approvvigionamento paglia al bestiame	6
Figura 2.3 - TF38.10 in opera per lo stoccaggio della paglia.....	7
Figura 2.4 - Diagramma di carico TF42.7.....	8
Figura 2.5 - Diagramma di carico TF38.10.....	9
Figura 2.6 - Assale posteriore di un TF40 con tipica conformazione a portale	10
Figura 2.7 - Assale posteriore TF40 con focus sui componenti principali	11
Figura 2.8 - Boccole di collegamento rigido telaio-assale	11
Figura 3.1 - Sistema meccanico vibrante 1 g.d.l.....	13
Figura 3.2 - Diagramma di corpo libero di un sistema SDOF forzato armonicamente ..	15
Figura 3.3 - Fattore di amplificazione Q in funzione di r e ξ	17
Figura 3.4 - Angolo di fase in funzione di r e ξ	17
Figura 3.5 - Rotore di Jeffcott: configurazione 1	19
Figura 3.6 - Diagramma di corpo libero del rotore di Jeffcott	20
Figura 3.7 - Risposta in frequenza del rotore di Jeffcott.....	21
Figura 3.8 - Rotore di Jeffcott: configurazione 2	23
Figura 3.9 - Modello matematico di un vibrometro.....	26
Figura 3.10 - Modello matematico di un accelerometro piezoelettrico	26
Figura 3.11 - Risposta in frequenza di un vibrometro	26
Figura 3.12 - Risposta in frequenza di un accelerometro piezoelettrico.....	26
Figura 3.13 - Sezione di un accelerometro piezoelettrico mono-assiale.....	28
Figura 3.14 - Cristallo di materiale piezoelettrico (es. quarzo).....	28
Figura 3.15 - Confronto tra acquisizione opportunamente eseguita e segnale affetto da aliasing.....	30
Figura 3.16 - Risposta in frequenza filtro di antialiasing.....	31

Figura 3.17 - Catena di acquisizione del segnale	31
Figura 3.18 - Risultati degli step caratteristici della conversione A/D [11].....	32
Figura 3.19 - Esempio grafico della problematica di overload (clipping) [7].....	33
Figura 3.20 - Definizione grafica dei parametri statistici	36
Figura 3.21 - Esempio grafico di una scomposizione in serie di Fourier	37
Figura 3.22 - Esempio grafico Trasformata di Fourier di una generica funzione continua.....	39
Figura 3.23 - Leakage e suo effetto sulla risposta in frequenza	40
Figura 3.24 - Metodo di Welch con overlap	42
Figura 4.1 - Esploso del giunto sferico di interesse.....	47
Figura 4.2 - CAD semi-asse sinistro dell'assale di interesse con focus su giunto sferico.....	47
Figura 4.3 - Montaggio errato del giunto sferico di collegamento meccanico tra braccetto di sterzo e mozzo ruota	48
Figura 4.4 - Due viste tridimensionali della ghiera di regolazione disposta in corrispondenza del mozzo ruota.....	50
Figura 4.5 - Esploso parziale dell'assale posteriore con focus sul mozzo ruota.....	51
Figura 4.6 - Montaggio della ghiera di regolazione su elemento di fusione.....	52
Figura 4.7 - Ghiera di registrazione posta in corrispondenza dell'estremità del semi-asse.....	53
Figura 4.8 - Focus sulla porzione di sistema di trasmissione interessato dall'azione regolatrice della ghiera in questione	53
Figura 4.9 - Definizione grafica dei parametri geometrici utilizzati dalle formule di tabella 6	57
Figura 4.10 - Disposizione spaziale dei cuscinetti volventi nell'assale posteriore Merlo.....	58
Figura 5.1 - Assale posteriore TF40 montato su banco prova.....	60
<i>Figura 5.2 - Focus su sistema di sostegno strutturale e di vincolo dell'assale su banco prova</i>	<i>60</i>
Figura 5.3 - Interfaccia di comando del banco prova	61

Figura 5.4 - Accelerometro piezoelettrico 356A16 con relativo sistema di riferimento locale	62
Figura 5.5 - Effetto del metodo di montaggio sulla risposta in frequenza dello strumento di misurazione	62
Figura 5.6 - Sistema di acquisizione NI cDAQ-9136	64
Figura 5.7 - Modulo di acquisizione NI 9234	65
Figura 6.1 - Disposizione dei quattro accelerometri sul braccio sinistro dell'assale posteriore TF40	69
Figura 6.2 - Sistema di riferimento globale del mezzo telescopico in esame	70
Figura 6.3 - Acquisizione nel dominio del tempo Accelerometro 1 (direzione X, semi-asse sinistro, 3060 rpm).....	72
Figura 6.4 - FFT: Set di acquisizione completo (12 canali).....	73
Figura 6.5 - PSD: Set di acquisizione completo (12 canali)	74
Figura 6.6 - Propagazione delle armoniche della forzante al variare della velocità di funzionamento.....	77
Figura 6.7 - Propagazione delle armoniche di ingranamento al variare della velocità di funzionamento.....	77
Figura 7.1 - Sistema di riferimento globale del mezzo telescopico riportato sull'oggetto di studio	82
Figura 7.2 - Direzione e verso delle sollecitazioni tangenziali originate dal moto rotatorio dell'albero in ingresso al differenziale (componente con velocità angolare maggiore).....	86
Figura 7.3 - Confronto FFT tra caso di riferimento e quello difettoso a 3060 rpm (semi-asse DX). Focus sull'effetto del difetto considerato sulla componente spettrale di deflessione e disallineamento	97
Figura 7.4 - Confronto FFT tra caso di riferimento e quello difettoso a 3060 rpm (semi-asse SX). Focus sull'effetto del difetto considerato sulla componente spettrale di deflessione e disallineamento	98
Figura 7.5 - Confronto tra risposte in frequenza ottenute dal caso di riferimento e da quello difettoso durante il funzionamento a 1020 rpm (Accelerometro 1).....	102

Figura 7.6 - Confronto tra risposte in frequenza tra il caso di riferimento e quello difettoso durante il funzionamento a 1020 rpm (Accelerometro 2)	103
Figura 7.7 - Confronto tra risposte in frequenza del caso di riferimento e quello difettoso durante il funzionamento a 1020 rpm (Accelerometro 3)	103
Figura 7.8 - Confronto tra risposte in frequenza del caso di riferimento e quello difettoso durante il funzionamento a 1020 rpm (Accelerometro 4)	104
Figura 7.9 - Rappresentazione grafica dello shift orizzontale sull'asse delle frequenze della componente spettrale dovuta alla deflessione degli organi rotanti ed al disallineamento angolare (Accelerometro 1 - Direzione X)	106
Figura 7.10 - Rappresentazione grafica dello shift orizzontale sull'asse delle frequenze della componente spettrale dovuta alla deflessione degli organi rotanti ed al disallineamento angolare (Accelerometro 1 - Direzione Y)	107
Figura 7.11 - Confronto risposte in frequenza a 3060 rpm: focus su attenuazione frequenza propria del sistema 123 Hz (contatto dentato riduttore di velocità)	108
Figura 7.12 - Confronto risposte in frequenza a 3060 rpm: focus su attenuazione frequenza propria del sistema a 123 Hz (contatto dentato riduttore di velocità).....	109
Figura 7.13 - Confronto risposte in frequenza a 3060 rpm: focus su attenuazione frequenza propria del sistema a 123 Hz (contatto dentato riduttore di velocità).....	109

Elenco delle tabelle

Tabella 1 - Scheda tecnica TF42.7.....	8
Tabella 2 - Scheda tecnica TF38.10.....	9
Tabella 3 - Confronto tra vibrometro e accelerometro piezoelettrico.....	26
Tabella 4 - Formule caratteristiche condensatore piano ed effetto piezoelettrico.....	29
Tabella 5 - Parametri statistici nel dominio del tempo	35
Tabella 6 - Definizioni e formule analitiche per il calcolo dei caratteristici difetti di un cuscinetto volvente.....	56
Tabella 7 - Componenti spettrali associate ai difetti caratteristici dei cuscinetti volventi disposti nelle vicinanze dei sensori di accelerazione utilizzati	58
Tabella 8 - Specifiche tecniche del motore elettrico trifase a quattro poli FIMET MA200 L4 [15]	61
Tabella 9 - Specifiche tecniche dell'accelerometro triassiale ICP 356A16.....	63
Tabella 10 - Specifiche tecniche del sistema di acquisizione NI cDAQ-9136.....	65
Tabella 11 - Specifiche tecniche del modulo di acquisizione NI 9234.....	66
Tabella 12 - Condizioni di prova sperimentale	71
Tabella 13 - Frequenze notevoli dell'assale Merlo sollecitato con le tre diverse condizioni di prova	75
Tabella 14 - Andamento dei parametri statistici al variare della velocità (Caso di riferimento).....	78
Tabella 15 - CONFRONTO 1: Dominio del tempo (variazioni percentuali).....	87
Tabella 16 - Analisi temporale dei dati dinamici relativi al semi-asse DESTRO	89
Tabella 17 - Analisi temporale dei dati dinamici relativi al semi-asse SINISTRO.....	90
Tabella 18 - Confronto PSD al variare della velocità di funzionamento per l'assale con ghiera di registrazione allentata (mozzo ruota del semi-asse DX)	93

Tabella 19 - Confronto PSD tra caso di riferimento e quello difettoso (ghiera di registrazione mozzo ruota allentata)	94
Tabella 20 - Dati dinamici nel dominio del tempo per il semi-asse SINISTRO.....	100

Capitolo 1

1 Introduzione

L'industria metalmeccanica italiana, proprio come la stragrande maggioranza dei settori produttivi europei, è sottoposta a notevole pressione da parte di una sempre crescente domanda dei consumatori. Tale sviluppo generale di tutti i mercati, caratteristico di questo periodo storico post-Covid19, è il diretto risultato dell'impiego di ingenti investimenti forniti dall'Unione Europea e resi disponibili dallo Stato italiano secondo il noto PNRR (Piano Nazionale di Ripresa e Resilienza).

Merlo Spa, essendo una delle aziende leader dell'intero settore metalmeccanico nazionale, ha sicuramente beneficiato delle favorevoli condizioni in cui si trova il mercato e ora gli si presenta l'opportunità di espandere la propria produzione di oltre il 30%. Per raggiungere tale ambizioso obiettivo, oltre a predisporre un vasto piano di nuove assunzioni e di espansione territoriale dello stabilimento, è indispensabile la messa a punto di innovative procedure di controllo qualità semplici da eseguire, veloci ed efficienti. Infatti, la produzione e la commercializzazione di prodotti con elevati standard qualitativi deve obbligatoriamente occupare un ruolo di primaria importanza nella pianificazione di programmi pluriennali di successo, in quanto le aspettative del cliente sono sempre più elevate e difficili da soddisfare. In questo contesto, il presente lavoro di tesi propone un approccio aggiuntivo ai consueti controlli di qualità, da applicare direttamente al componente finito al termine della sua linea produttiva. Si tratta di una metodologia non distruttiva che basa il proprio funzionamento sullo studio delle vibrazioni, in grado di individuare errori di montaggio ed eventuali condizioni limite di funzionamento rispetto alle condizioni nominali fornite dalla Norma di Montaggio aziendale. L'approccio adottato, di stampo prettamente sperimentale, è basato sul confronto diretto del comportamento dinamico del sistema considerato tra la sua

configurazione di riferimento, priva di irregolarità e perfettamente funzionante, e i vari assetti ottenuti andando ad attribuire un difetto alla volta. L'impatto positivo derivante dall'applicazione di tale procedura di controllo qualità sul processo produttivo sarebbe addirittura triplice. In primo luogo, si garantirebbe con certezza, pressoché assoluta, il montaggio definitivo su macchina di un sistema meccanico di qualità e perfettamente funzionante. In secondo luogo, invece, una volta appurato di avere tra le mani un componente difettoso, si è in grado di identificare in tempo reale la causa del suo comportamento anomalo. Infine, come terzo e ultimo aspetto positivo, risulta ovvio ed evidente il rilevante risparmio di tempo e manodopera per le fasi di riparazione, recupero e scarto definitivo del componente meccanico, con conseguente ritorno economico.

Entrando un po' più nel merito di questo lavoro di tesi, si riporta qui di seguito una sintetica e schematica anticipazione delle tematiche che saranno trattate dettagliatamente nei prossimi capitoli, in modo da dare al lettore una veduta d'insieme completa dell'intero discorso. Le attività sperimentali sono state svolte presso il reparto Ricerche dell'azienda cuneese su uno dei componenti chiave del supporto strutturale e della trasmissione del moto dei mezzi telescopici marchiati Merlo: il ponte, detto anche assale, posteriore. Nello specifico, si è scelto il modello normalmente installato sulle macchine operatrici appartenenti alla famiglia TF40. La procedura applicata per la determinazione e la valutazione del suo comportamento vibrazionale, invece, prevede l'utilizzo coordinato di quattro trasduttori piezoelettrici, un opportuno sistema di acquisizione e del software di calcolo numerico Matlab. Si tratta, quindi, di un metodo che, oltre a rispondere validamente ad un bisogno reale dell'azienda in questione, definisce le basi di un approccio di validità generale, applicabile ad una vasta varietà di componenti meccanici per il loro studio dinamico. Questo aspetto, non scontato, conferisce un valore aggiunto al lavoro di tesi e apre la strada a molteplici sviluppi futuri.

Capitolo 2

2 Presentazione dell'azienda e dell'oggetto di studio

Come anticipato nella precedente sezione introduttiva, questo lavoro di tesi si concentra sull'analisi vibrazionale dell'assale posteriore di un veicolo telescopico Merlo. Nel presente capitolo si fornisce una descrizione dettagliata ed una contestualizzazione di quest'elemento. Oltre a identificare i componenti principali che compongono l'assale, ci si dedicherà anche ad esaminare l'azienda produttrice, la sua struttura organizzativa e i modelli sui quali l'assale posteriore viene comunemente installato.

2.1 Merlo Spa

La Merlo Spa rappresenta l'azienda di spicco dell'omonimo gruppo societario a conduzione familiare, il cui obiettivo industriale è la progettazione, la realizzazione e la commercializzazione di mezzi telescopici.

Locata a San Defendente di Cervasca (CN) e sede delle campagne sperimentali di cui si parlerà in seguito, la Merlo Spa si contraddistingue rispetto ai 32 competitor presenti sul mercato mondiale nel settore delle macchine operatrici telescopiche per l'elevatissimo standard qualitativo e tecnologico, caratteristico di tutti i suoi prodotti. Tale risultato è la diretta conseguenza di un processo di costante rinnovamento basato sul continuo miglioramento in termini di prestazioni, tecnologia e comfort di bordo.

La scelta di avere un unico centro produttivo in tutto il mondo è perfettamente in linea con la volontà da parte della proprietà di incrementare costantemente e progressivamente l'integrazione verticale dell'impresa, producendo internamente il maggior numero

possibile di sub-componenti necessari alla produzione e dipendendo, di conseguenza, sempre meno dal lavoro e dall'affidabilità di altre aziende esterne. Infatti, nonostante i prodotti Merlo siano complessi e costruiti con migliaia di componenti differenti, l'azienda cuneese è una delle più indipendenti di tutta Italia, appoggiandosi all'esterno solamente per la fornitura di tre macro-componenti quali motore endotermico, vetri e pneumatici. Però, nonostante tale centralizzazione industriale, la Merla Spa è in grado di garantire un eccellente servizio di assistenza a tutti i suoi clienti, anche a quelli geograficamente più distanti, appoggiandosi alla vasta rete di concessionari ufficiali sparsi per tutto il mondo. Nel contesto di questa presentazione, è sicuramente essenziale esaminare le diverse aziende che insieme a Merlo Spa costituiscono Merlo Group, ognuna delle quali gioca un ruolo di fondamentale importanza nel raggiungimento dell'obiettivo globale imprenditoriale. Queste imprese, i cui loghi sono riportati schematicamente in figura 2.1, operano in settori differenti, ma indispensabili per la realizzazione di un prodotto di alta qualità. Di seguito, si riporta una breve panoramica di ciascuna azienda del gruppo:



Figura 2.1 - Gruppo Merlo e aziende che lo costituiscono

Merlo Project: Si tratta dell'azienda fondata appositamente per lo studio dei sistemi di movimentazione e sollevamento, che sono alla base del principio di funzionamento per i quali i macchinari marchiati Merlo hanno un enorme successo sul mercato, e per tutte le attrezzature pensate per essere utilizzate esclusivamente su tali veicoli. Quindi, i suoi

compiti principali sono: fornire i disegni tecnico-meccanici agli altri membri del gruppo industriale e ricercare la formulazione di nuovi brevetti, indispensabili per lo sviluppo tecnologico dell'azienda.

Tecnoindustrie: Specializzata nel settore dell'ecologia, si concentra sulla produzione di veicoli per la raccolta e il trasporto dei rifiuti solidi urbani. La sua sede è situata in un sito industriale dedicato, situato nella vicina frazione di San Rocco di Bernezzo, dimostrando un impegno dell'azienda cuneese nella sostenibilità, nell'ecologia e nella salvaguardia dell'ambiente.

Centro di Formazione e Ricerca Merlo (CFRM): Questa parte del Gruppo Merlo si dedica alla formazione dei propri dipendenti e di individui esterni, fornendo percorsi formativi personalizzati ed innovativi. La sua versatilità e flessibilità sono notevoli, infatti, l'azienda è in grado di organizzare programmi formativi su misura, i cui certificati hanno validità garantita su tutto il suolo europeo.

Merlo RENT: Nonostante il nome possa indurre a pensare diversamente, Merlo RENT è stata fondata per gestire l'allestimento di stand e organizzare eventi in fiere e mostre, dimostrando la capacità dell'azienda di adattarsi a varie esigenze organizzative.

TreEmme: Si tratta dell'azienda che si occupa della produzione di macchinari compatti e polivalenti e di tutte le tipologie di attrezzature con le quali equipaggiare i mezzi telescopici marchiati Merlo. Tra i primi si trovano specifici modelli che spaziano da quelli appositamente studiati per l'ambito forestale e la silvicoltura, a quello destinato allo sgombero di masse nevose, passando per la versione studiata per la manutenzione stradale e ferroviaria. Tra i secondi, invece, si trovano gli utensili intercambiabili in funzione del lavoro da svolgere come forche, pinze, benne, ganci e piattaforme;

Movimatica: Questa branca innovativa del Gruppo Merlo è focalizzata sullo sviluppo di applicazioni wireless di nuova generazione utilizzando tecnologie satellitari e GPS. L'obiettivo principale è quello di prevedere guasti e anomalie delle macchine operatrici in tempo reale, basandosi sui dati raccolti dai sensori installati direttamente su macchina [1].

2.2 Mezzi telescopici TF40

I sollevatori marchiati Merlo a cui si fa riferimento appartengono alla famiglia dei mezzi telescopici a Media Capacità TF40, costituita rispettivamente dai modelli TF42.7 e TF38.10 (figura 2.2 e 2.3) [2]. Tale codice alfanumerico associato al singolo modello, nonostante sia molto compatto, racchiude una grande quantità di informazioni strettamente legate alle caratteristiche principali ed alle capacità del macchinario stesso. Infatti, esso è in grado di esplicitare la tipologia di prodotti al quale ci si sta riferendo e le prestazioni massime in termine di carico sollevabile con braccio completamente rientrato e allungamento del braccio telescopico stesso.

In questo particolare caso, i modelli presi in considerazione sono due differenti mezzi telescopici TurboFarmer, pensati e progettati per rispondere alle principali esigenze richieste del mondo agricolo e non solo. La loro caratteristica combinazione di compattezza ed elevate prestazioni permette loro di trovare utilizzi in ogni settore produttivo a partire, appunto, da quello agricolo fino a quello industriale, passando da quello edile e movimento terra. Mentre, le loro capacità massime di sollevamento e di allungamento sono rispettivamente pari a 4200 kg e 7 metri per il modello TF42.7 e 3800 kg e 10 metri per il TF38.10.



Figura 2.2 - TF42.7 in utilizzo per approvvigionamento paglia al bestiame



Figura 2.3 - TF38.10 in opera per lo stoccaggio della paglia

Specificato l'ordine di grandezza dei carichi sopportati e delle massime altezze raggiungibili, risulta ovvio il ruolo di primissimo piano occupato dalla sicurezza di bordo. Infatti, il mezzo è regolarmente munito di una cabina testata a schiacciamento, mediante i test standardizzati ROPS e FOPS proposti rispettivamente dalle normative ISO 3449 e ISO 3471, e da un sistema di controllo elettronico di antiribaltamento in grado di inibire le azioni dinamiche di spostamento del carico in caso di raggiungimento delle condizioni di incipiente ribaltamento.

Il componente distintivo di questa tipologia di macchine è sicuramente il suo braccio telescopico. Esso, nella configurazione tipica, è incernierato nella parte posteriore del veicolo e vede sul suo lato sinistro il posizionamento della cabina, mentre su quello destro l'alloggiamento del motore e del sistema di trasmissione idrostatico. Tale disposizione, unita al collocamento del sistema di azionamento idraulico ed elettrico del braccio telescopico all'interno della sua struttura cava, conferisce elevata stabilità all'intera macchina operatrice e visibilità da parte dell'operatore durante il suo regolare utilizzo.

Infine, all'estremità superiore del braccio telescopico è presente la cosiddetta **zattera**, la quale consente di collegare gli utensili prodotti da Treemme e spostare agevolmente i diversi tipi di carichi [3].

2.2.1 Scheda tecnica e diagramma di carico TF42.7

Tabella 1 - Scheda tecnica TF42.7

Portata massima (kg)	4200
Altezza di sollevamento (m)	7
Massa totale a vuoto senza forche (kg)	7800
Pneumatici standard	400 / 70-24''
Larghezza (mm)	2310
Altezza (mm)	2530
Lunghezza (mm)	4730
Cilindrata / cilindri	3600 / 4
Potenza motore (kW / HP)	105 / 143
Velocità massima (km / h)	40
Sezioni braccio	2
Assali	A portale
Freni macchina	A disco a secco

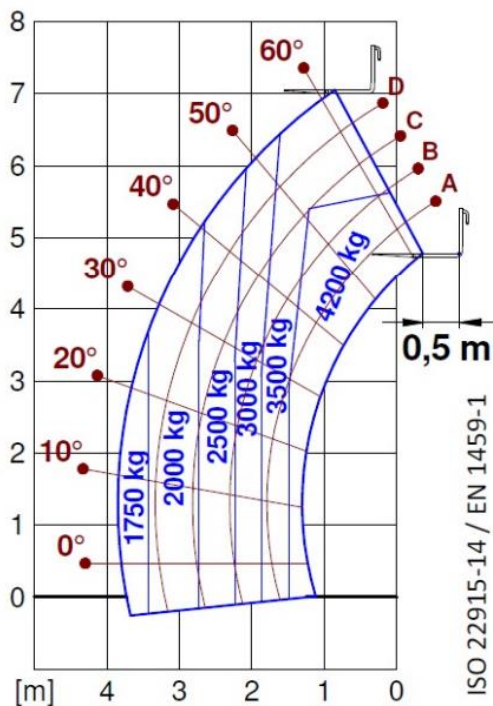


Figura 2.4 - Diagramma di carico TF42.7

2.2.2 Scheda tecnica e diagramma di carico TF38.10

Tabella 2 - Scheda tecnica TF38.10

Portata massima (kg)	3800
Altezza di sollevamento (m)	9,7
Massa totale a vuoto senza forche (kg)	8800
Pneumatici standard	460 / 70-24''
Larghezza (mm)	2310
Altezza (mm)	2530
Lunghezza (mm)	4760
Cilindrata / cilindri	3600 / 4
Potenza motore (kW / HP)	100 / 136
Velocità massima (km / h)	40
Sezioni braccio	3
Assali	A portale
Freni macchina	A disco a secco

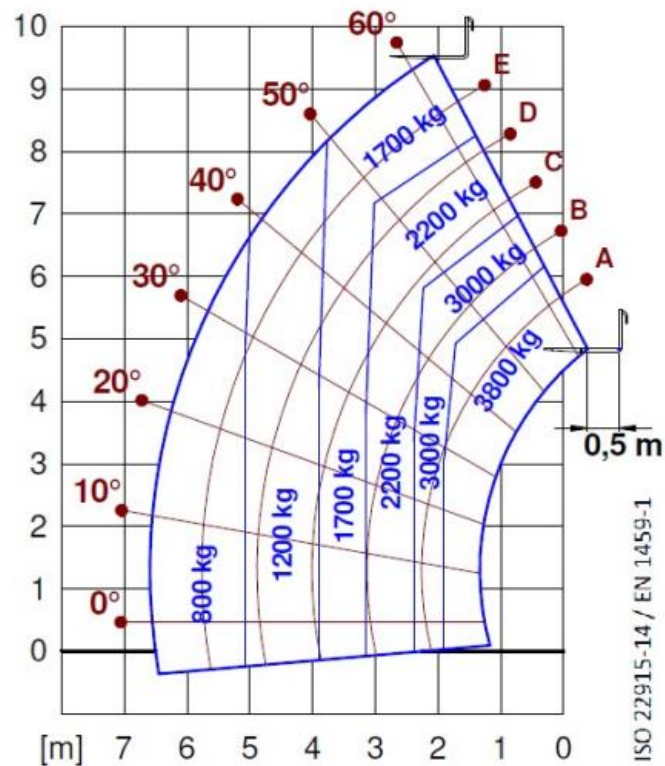


Figura 2.5 - Diagramma di carico TF38.10

2.3 Assale posteriore

L'assale posteriore, a causa del caratteristico posizionamento del punto d'incernieramento del braccio telescopico, rappresenta uno degli elementi più stressati a livello strutturale. Si tratta di un componente piuttosto complesso, realizzato completamente all'interno dell'azienda cuneese, indispensabile per la trasmissione del moto avendo a che fare con macchine operatrici a trazione integrale. Ciò che salta subito all'attenzione osservando la sua tipica conformazione strutturale di figura 2.6 è la particolare forma geometrica a portale del carter di rivestimento esterno. Infatti, esso, realizzato integralmente in ghisa sferoidale, sfrutta la caratteristica distribuzione dei componenti interni per garantire una maggiore distanza dal terreno, consentendo la dotazione di ruote di dimensioni minori.

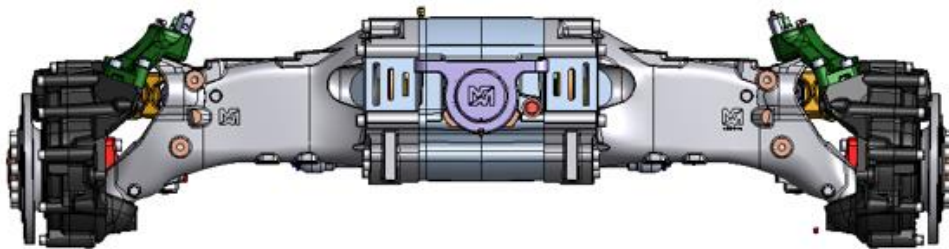


Figura 2.6 - Assale posteriore di un TF40 con tipica conformazione a portale

Le parti principali che ne caratterizzano la struttura interna, e di conseguenza il suo funzionamento, sono evidenziate graficamente in figura 2.7 e schematicamente descritte qui di seguito:

1. Il **differenziale**, il quale è posizionato all'interno del corpo centrale e direttamente collegato con l'albero di trasmissione del moto;
2. I **due semiassi** laterali necessari alla trasmissione di potenza agli ingranaggi posti alle sue estremità;
3. I **riduttori di velocità** posti, appunto, alle estremità laterali dei due semiassi, in corrispondenza dei quali sono collegati i mozzi ruota;
4. I **braccetti di sterzo**, elementi longitudinali a forma di asta, disposti parallelamente ai due semiassi la cui funzione è quella di assistere le ruote posteriori nelle manovre di sterzata del mezzo telescopico. Essi agiscono

direttamente sull'orientamento dei mozzi ruota, essendone ancorati mediante giunto sferico, con un'azione meccanica di trazione o compressione [3].

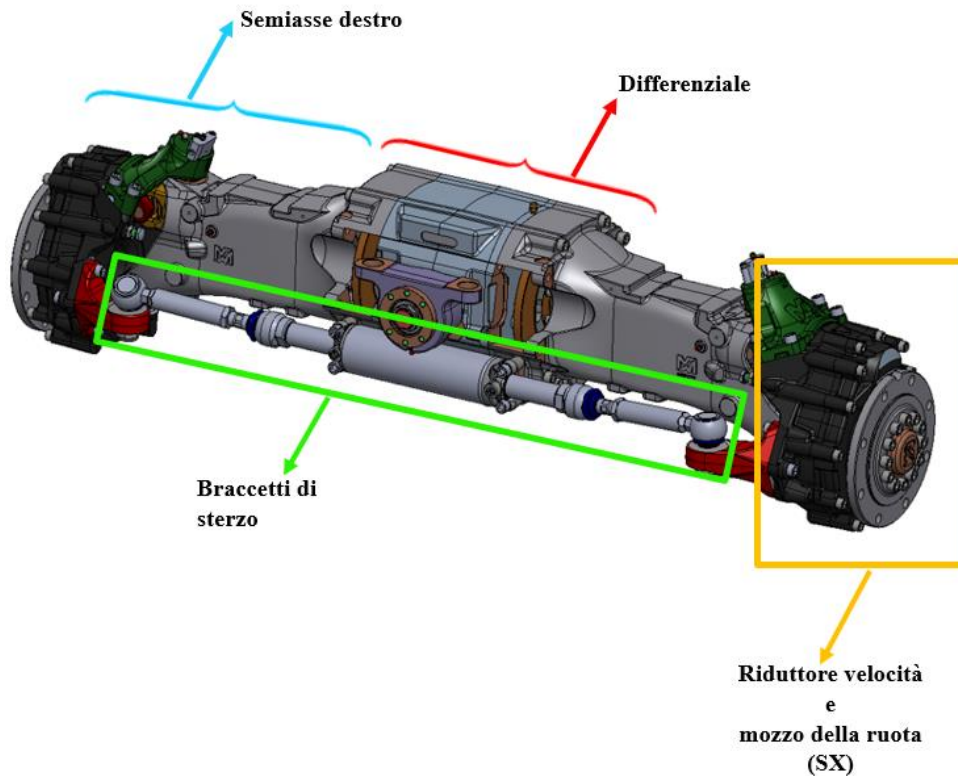


Figura 2.7 - Assale posteriore TF40 con focus sui componenti principali

Per quanto riguarda il collegamento rigido dell'assale con il telaio della macchina, esso viene realizzato in maniera molto semplice mediante l'azione delle due boccole raffigurate in figura 2.8. La prima, a destra, è passante in quanto, trovandosi all'ingresso, deve permettere il passaggio fisico all'albero di trasmissione. La seconda, invece, trovandosi all'uscita, è cieca e permette di isolare i componenti interni in movimento dal mondo esterno, impedendone la penetrazione da parte di impurità.

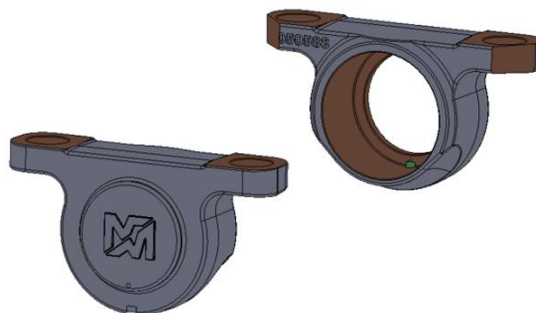


Figura 2.8 - Boccole di collegamento rigido telaio-assale

Capitolo 3

3 Richiami teorici

Per rendere più accessibile e chiara la comprensione dei contenuti di questo lavoro di tesi, nel presente capitolo vengono esposti i principi teorici che sono alla base degli strumenti impiegati nello svolgimento dell'analisi dinamico-vibrazionale del sistema meccanico in questione. Si esaminano, a questo scopo, i concetti fondamentali della meccanica delle vibrazioni e dell'analisi dei segnali.

3.1 Cenni di meccanica delle vibrazioni

La meccanica delle vibrazioni è la teoria di riferimento per lo studio delle oscillazioni dinamiche di un corpo rispetto alla sua posizione di equilibrio stabile. Fornisce modelli matematici ed equazioni essenziali per semplificare sistemi dinamici complessi, agevolando un'analisi di tipo analitico. Questi modelli costituiscono la base dei principali software di simulazione numerica impiegati per studi dinamici.

Nel presente capitolo ci si concentra sull'analisi di due modelli matematici fondamentali per descrivere il comportamento dinamico delle strutture e dei rotori: il sistema ad un singolo grado di libertà (SDOF) e il rotore di Jeffcott.

Per lo studio del sistema SDOF, si esamina l'effetto dinamico derivante da una forzante armonica. Questo approccio risulta sufficiente poiché, sfruttando il principio di sovrapposizione degli effetti, il quale è universalmente valido per i sistemi meccanici lineari, è possibile scomporre una generica forzante come combinazione di un numero infinito di armoniche semplici.

Lo studio del rotore di Jeffcott [4], invece, suscita particolare interesse per questo lavoro di tesi, in quanto le campagne sperimentali mirano a misurare l'entità delle vibrazioni

generate dal funzionamento di organi rotanti. Infatti, nonostante ogni rotore sia progettato per ruotare idealmente intorno al proprio asse centrale di inerzia, nella realtà tale comportamento non si verifica. Questo fenomeno provoca la formazione di una forza e di una coppia d'inerzia rotanti con il rotore, causando a loro volta vibrazioni flessionali che si propagano lungo tutto il sistema.

Si tratta di un comportamento dinamico che non può essere del tutto eliminato, ma solamente limitato mediante apposita operazione di bilanciamento, le cui conseguenze sono da ricondurre direttamente all'azione centrifuga del moto e all'elasticità dei materiali.

3.1.1 Sistema SDOF

La comprensione del modello vibrante ad un singolo grado di libertà è di fondamentale importanza se si vuole studiare il comportamento di un qualsiasi sistema vibrante complesso [5]. Infatti, come anticipato precedentemente, un qualsiasi sistema vibrante può essere studiato come combinazione lineare di sistemi indipendenti semplici SDOF. Lo schema di principio al quale si fa riferimento è mostrato qui di seguito in figura 3.1.

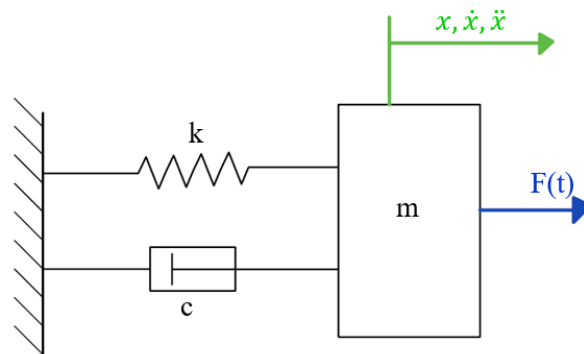


Figura 3.1 - Sistema meccanico vibrante 1 g.d.l.

Tale schematizzazione raffigura un modello estremamente semplificato della realtà, ma al contempo in grado di descrivere con una buona approssimazione il comportamento dinamico di una grande varietà di sistemi vibranti reali.

I suoi elementi tipici sono qui di seguito elencati:

- Massa m di rigidità infinita $[kg]$;
- Molla con costante di rigidità elastica k $[\frac{N}{m}]$. Si tratta di un componente privo di massa, lineare, incapace di dissipare energia ed in grado di produrre una forza di richiamo elastico proporzionale allo spostamento relativo dei suoi estremi;
- Smorzatore viscoso con coefficiente di smorzamento c $[\frac{N}{m/s^2}]$. In questo caso, si tratta di un componente anch'esso lineare e privo di massa, ma designato a rappresentare tutte le forme di dissipazione presenti. Il suo effetto è la creazione di una forza proporzionale, tramite la costante c , alla velocità relativa dei suoi estremi con medesima direzione del moto, ma verso opposto;
- Generica forzante esterna $F(t)$ periodica e misurata in Newton $[N]$.

3.1.2 Risposta a forzante armonica di un sistema SDOF

Per forzante armonica si intende l'applicazione al sistema in questione di un carico variante nel tempo la cui legge oraria è espressa dalla seguente relazione:

$$F(t) = F_0 * \cos(\omega t)$$

Dove F_0 rappresenta il coefficiente di amplificazione dell'ampiezza di oscillazione, ωt la fase della forzante stessa e le funzioni trigonometriche seno e coseno possono essere scelte arbitrariamente, in quanto, a meno del segno, l'una è la semplice traslazione di $\frac{\pi}{2}$ dell'altra.

L'equazione del moto che descrive il comportamento dinamico del sistema considerato è facilmente ottenibile scrivendo l'equilibrio alla traslazione lungo la direzione del moto stesso, ovvero quella longitudinale. Una volta definito il diagramma di corpo libero del sistema, riportato in figura 3.2, la scrittura della relazione (1) è praticamente immediata.

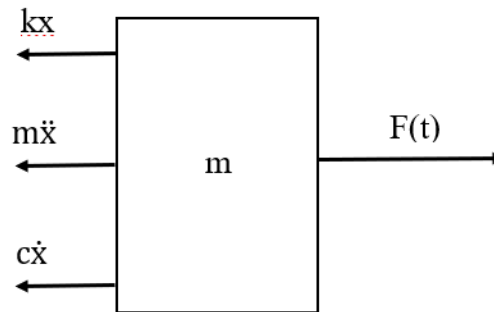


Figura 3.2 - Diagramma di corpo libero di un sistema SDOF forzato armonicamente

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_0 * \cos(\omega t) \quad (1)$$

L'incognita dell'equazione del moto x rappresenta lo spostamento, mentre \dot{x} e \ddot{x} rappresentano rispettivamente le sue derivate temporali di primo e secondo ordine.

Trattandosi di un'equazione differenziale del secondo ordine non omogenea a coefficienti costanti, è noto dalla teoria che la sua soluzione generale sia pari alla somma della soluzione particolare $x_p(t)$ e dell'omogenea associata $x_{OA}(t)$. Con tale terminologia si indica rispettivamente la risposta del sistema a regime con transiente esaurito e la soluzione omogenea dell'equazione differenziale con termine noto imposto pari a zero.

A causa della presenza attiva delle fonti di dissipazione di energia, l'omogenea associata raggiunge l'estinzione in un intervallo di tempo inversamente proporzionale all'entità dello smorzamento stesso, causando una netta semplificazione dell'intero problema differenziale. Riportando schematicamente in notazione matematica quanto appena descritto, si ottiene:

$$x(t) = \lim_{t \rightarrow \infty} [x_p(t) + x_{OA}(t)] \simeq x_p(t) \quad \text{per } c > 0 \quad \text{e } t > t_{transitorio}$$

Risulta, quindi, possibile affermare che per risolvere l'equazione differenziale del moto di un sistema meccanico vibrante ad 1 g.d.l. è sufficiente determinarne la soluzione dell'integrale particolare.

La procedura che si intende seguire si basa sulla ricerca della soluzione del problema in forma complessa. Si tratta di una condizione senza alcun valore fisico, ma che è in grado di semplificare notevolmente la matematica di base.

Lo strumento “di conversione” necessario è la seguente formula di Eulero

$$e^{i\omega t} = \cos(\omega t) + i * \sin(\omega t)$$

La quale permette di riscrivere in ambito complesso la forzante armonica ed ottenere, quindi, l’equazione del moto (2) nella nuova forma:

$$F_0 e^{i\omega t} = F_0 * \cos(\omega t) + i F_0 * \sin(\omega t)$$

$$F_0 * \cos(\omega t) = \mathcal{Re}[F_0 e^{i\omega t}]$$

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_0 e^{i\omega t} \quad (2)$$

Per quanto riguarda la risoluzione vera e propria del problema differenziale, si applica un approccio praticamente analogo a quanto fatto per la forzante. La forma complessa della soluzione in termini di spostamento risulta essere:

$$x(t) = x_0 e^{i\omega t + \varphi} = x_0 e^{i\omega t} e^{\varphi} = \overline{x_0} e^{i\omega t}$$

Dove, con il simbolo φ , si indica lo sfasamento angolare tra la risposta del sistema e la forzante di tipo armonico applicata.

A questo punto, per procedere alla risoluzione del problema dinamico (a transiente esaurito), si effettua la sostituzione all’interno della relazione (2) dei vari contributi complessi opportunamente derivati e si procede conseguentemente alla semplificazione del termine comune. Le espressioni associate alle grandezze di velocità ed accelerazione sono rispettivamente

$$\dot{x} = i\omega \overline{x_0} e^{i\omega t} \quad \ddot{x} = -\omega^2 \overline{x_0} e^{i\omega t}$$

E la relazione matematica ottenuta mediante tale processo di sostituzione e semplificazione è:

$$(k - m\omega^2 + i\omega c)\overline{x_0} = F_0 \quad (3)$$

Nonostante la sua compattezza, la relazione (3) non risulta essere la forma più adatta alla risoluzione del problema, poiché non è stata ancora esplicitata in funzione dei principali parametri caratteristici dei sistemi meccanici vibranti. Tra tali fattori si trovano:

- Il fattore di smorzamento del sistema $\xi = \frac{c}{2\sqrt{km}}$;
- La pulsazione naturale o propria del sistema $\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$;
- Lo spostamento statico x_{st} , ovvero la risposta che il sistema meccanico avrebbe se la forzante tendesse a zero ($x_{st} = \frac{F_0}{k}$);

- Il rapporto di pulsazioni $r = \frac{\omega}{\omega_n}$.

Si ottiene in questo modo, mediante alcuni passaggi intermedi qui di seguito riportati, la definizione del **rapporto di amplificazione Q** (relazione (4)).

$$\left(\frac{k}{m} - \omega^2 + i\omega\frac{c}{m}\right)\bar{x}_0 = \frac{F_0}{m}$$

$$\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2 + i2\zeta\frac{\omega}{\omega_n}\right]\bar{x}_0 = \frac{F_0}{m\omega_n^2} = \frac{F_0}{k}$$

$$Q\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right) = \frac{\bar{x}_0}{x_{st}} = \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2 + i2\zeta\frac{\omega}{\omega_n}} \quad (4)$$

Si tratta di una grandezza vettoriale costruita nel piano di Argand-Gauss, noto anche come piano complesso, definita univocamente da modulo e fase. Le loro formule e i rispettivi grafici sono riportati qui di seguito:

$$|Q| = \frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad \tan(\varphi) = -\frac{2\zeta r}{1-r^2} \quad (5)$$

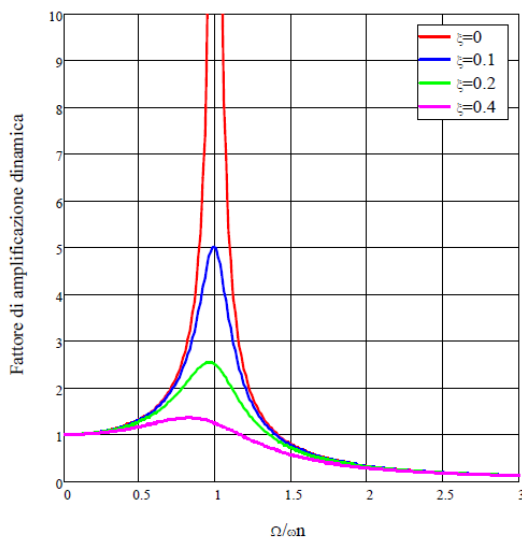


Figura 3.3 - Fattore di amplificazione Q in funzione di r e ζ

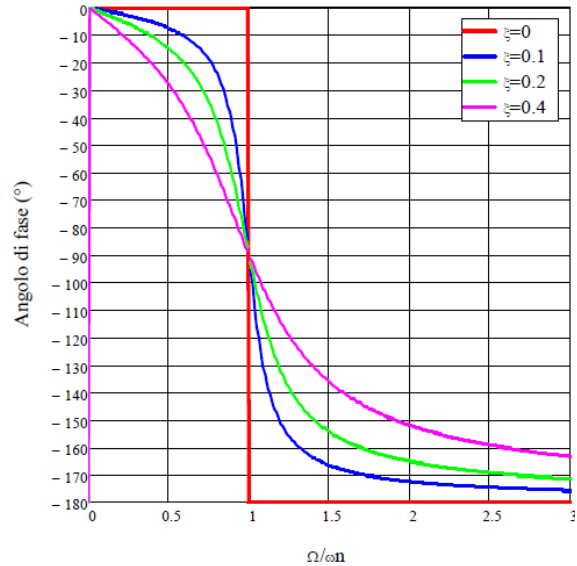


Figura 3.4 - Angolo di fase in funzione di r e ζ

In figura 3.3 viene visualizzato graficamente il concetto di risonanza, intesa come rilevante amplificazione della risposta del sistema meccanico ottenuta agendo esclusivamente sulla frequenza della forzante, mantenendone costante il modulo.

Nella zona in cui il rapporto di amplificazione dinamica Q è massimo, aumentando gradualmente lo smorzamento, si verifica una diminuzione dell'ampiezza del picco con un suo spostamento verso sinistra. Il caso ideale si ha proprio nell'intorno della frequenza naturale del sistema ($r = 1$) in corrispondenza della quale si ha un'amplificazione limite tendente ad infinito.

Invece, considerando la figura 3.4, si può notare che la fase è sempre negativa, il che implica che la risposta $x(t)$ è sempre in ritardo rispetto alla forzante in ingresso.

Nonostante tutti i diagrammi costruiti a partire dal dominio delle frequenze prendano il nome di *funzioni di risposta in frequenza*, identificate direttamente con l'acronimo FRF, è di fondamentale importanza specificare l'esistenza di altre tipologie di rappresentazione grafica dei risultati. Infatti, tale terminologia è valida indipendentemente che si riporti sull'asse delle ordinate una delle grandezze fisiche tipiche del problema o un loro rapporto. Tra le varie combinazioni ottenibili si individuano i seguenti tre rapporti dinamici:

1. La **recettanza**, definita come il rapporto tra lo spostamento e la forza applicata;
2. La **mobilità**, stabilita come il rapporto tra la velocità e la forza;
3. L'**inerzanza**, determinata come il rapporto tra l'accelerazione e la forza.

Queste relazioni collegano direttamente l'input e l'output del sistema meccanico vibrante nel dominio delle frequenze e sono comunemente denominate *funzioni di trasferimento* [6].

3.1.3 Il rotore di Jeffcott

Il modello di Jeffcott rappresenta l'approccio più semplice per l'analisi dinamica dei rotori [7]. Esso si compone di un albero privo di massa che ruota a velocità costante, con disco rigido fissato in corrispondenza del suo punto medio. Il movimento rotatorio dell'albero è permesso da due vincoli identici posizionati alle sue estremità.

La prima configurazione di questo modello che si va ad analizzare, illustrata in figura 3.5, è caratterizzata dall'elasticità dell'albero, che lo rende deformabile, e da due supporti infinitamente rigidi.

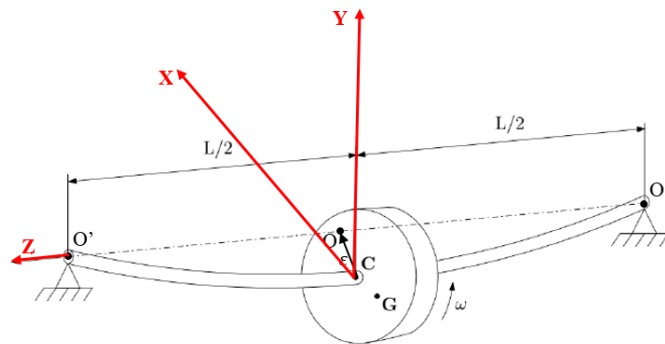
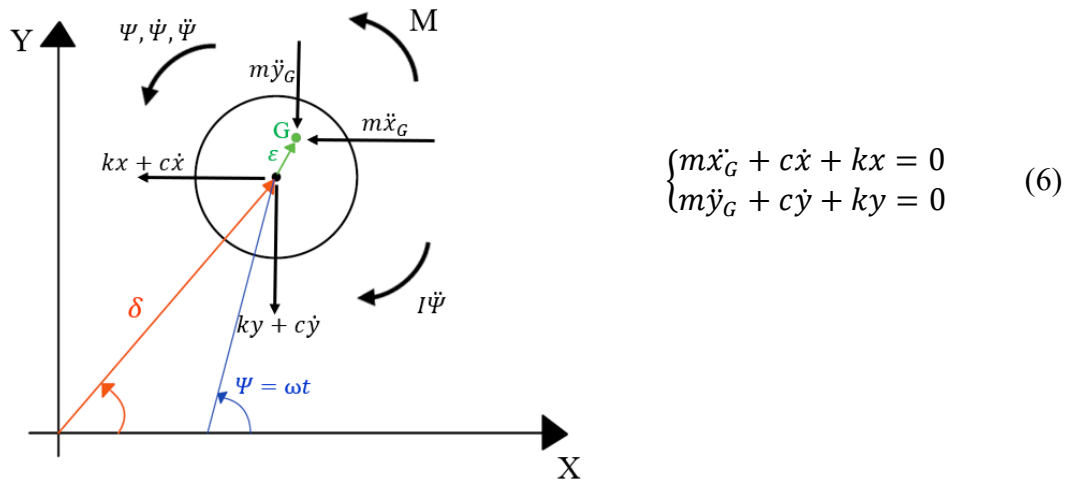


Figura 3.5 - Rotore di Jeffcott: configurazione 1

Dove

- $\omega // O'O''$ in modo da poter trascurare l'effetto giroscopico sul sistema;
- O = centro geometrico a riposo;
- C = centro geometrico in moto;
- G = baricentro;
- ε = eccentricità creata dallo squilibrio statico.

Esattamente come è stato fatto precedentemente per il sistema SDOF, le equazioni caratteristiche del moto sono ottenute applicando l'approccio di Newton. Di conseguenza, facendo riferimento al diagramma di corpo libero del sistema riportato in figura 3.6, si procede alla scrittura delle equazioni di equilibrio traslazionale lungo le due direzioni principali.



$$\begin{cases} m\ddot{x}_G + c\dot{x} + kx = 0 \\ m\ddot{y}_G + c\dot{y} + ky = 0 \end{cases} \quad (6)$$

Figura 3.6 - Diagramma di corpo libero del rotore di Jeffcott

Per risolvere il sistema differenziale (6) in modo efficiente, si adotta un approccio che riconduce il problema in ambiente complesso. Nonostante tale approccio manchi di una diretta giustificazione fisica, semplifica notevolmente i calcoli, condensando l'intero problema dinamico nell'equazione complessa caratteristica di un sistema SDOF semplice.

I passaggi necessari e i loro corrispondenti risultati sono:

1. **Riduzione delle incognite in gioco.** Tale modifica coinvolge l'espressione delle coordinate baricentriche, le quali vengono definite in funzione dell'eccentricità ε e delle coordinate relative al centro geometrico del disco. Le relazioni algebriche associate alle nuove coordinate baricentriche sono

$$\begin{cases} x_G = x + \varepsilon * \cos(\omega t) \\ y_G = y + \varepsilon * \sin(\omega t) \end{cases}$$

2. **Calcolo dei termini differenziali e loro sostituzione all'interno del sistema di equazioni (6).** In questo modo si ottengono le relazioni necessarie per la sostituzione dei termini di velocità ed accelerazione nel sistema differenziale di partenza. Il risultato che si ottiene è

$$\begin{cases} m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = m\varepsilon\omega^2 \cos(\omega t) \\ m\ddot{y} + c\dot{y} + ky = m\varepsilon\omega^2 \sin(\omega t) \end{cases}$$

3. **Unione delle espressioni del sistema del punto precedente.** Utilizzando la coordinata complessa relativa $z = x + iy$, si ottiene l'equazione del moto in ambiente complesso

$$m\ddot{z} + c\dot{z} + kz = m\varepsilon\omega^2 e^{i\omega t} \quad (7)$$

4. **Soluzione dell'equazione.** Trattandosi di una relazione analoga a quella vista precedentemente nel caso del sistema semplice SDOF, si ricerca la soluzione nella forma armonica standard

$$z(t) = z_0 e^{i\omega t} = |z_0| e^{i(\omega t - \varphi)}$$

Dove modulo e fase sono determinati algebricamente dalle relazioni (8) e (9) e graficamente dalla figura 3.7.

$$(k - m\omega^2 + i\omega c) * z_0 * e^{i\omega t} = m\omega^2 * e^{i\omega t}$$

$$z_0 = \frac{\varepsilon\omega^2 m}{k - m\omega^2 + i\omega c}$$

$$|z_0| = \delta = \sqrt{x^2 + y^2} = \varepsilon \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2 \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + (2\xi \frac{\omega}{\omega_n})^2}} \quad (8)$$

$$\tan(\varphi) = \frac{2\xi \frac{\omega}{\omega_n}}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \quad (9)$$

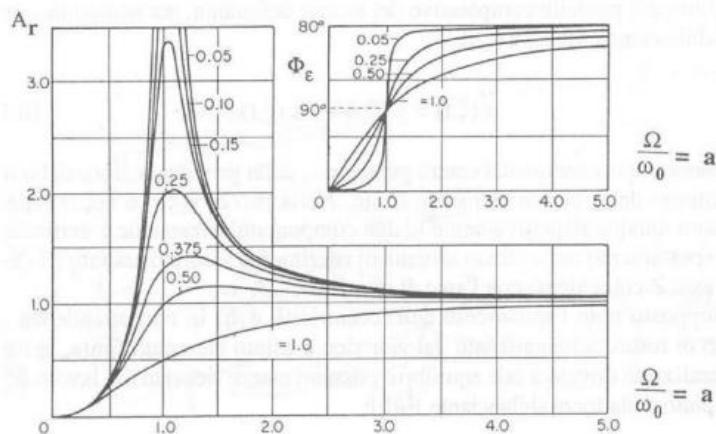


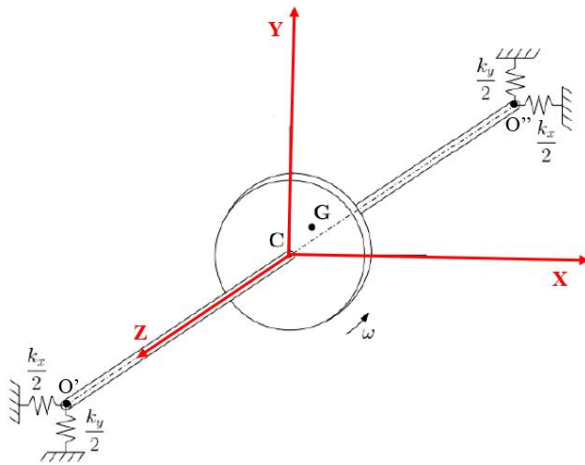
Figura 3.7 - Risposta in frequenza del rotore di Jeffcott

Dall'analisi della risposta in frequenza caratteristica del rotore di Jeffcott, come illustrato in figura 3.7, emerge una sorprendente similitudine con i risultati ottenuti per il sistema SDOF precedentemente descritto. Tale aspetto non fa altro che consolidare quanto evidenziato durante la procedura di risoluzione dell'equazione differenziale (7).

In particolare, si osserva un notevole effetto amplificatore in termini di ampiezza quando la frequenza della forzante raggiunge il suo valore "critico", coincidente con la frequenza naturale dell'albero. Riconducendo le coordinate complesse in ambiente reale, è possibile dimostrare in modo algebrico la forma geometrica della traiettoria seguita dal punto C, situato al centro del disco rigido. Come evidenziato nei seguenti passaggi algebrici, questa traiettoria si traduce in una circonferenza perfetta con equazione espressa dalla relazione (10).

$$\begin{aligned}
 x &= \mathbf{Re} \left| |z_0| e^{i(\omega t - \varphi)} \right| = \delta * \cos (\omega t - \varphi) \\
 y &= \mathbf{Im} \left| |z_0| e^{i(\omega t - \varphi)} \right| = \delta * \sin (\omega t - \varphi) \\
 x^2 + y^2 &= \delta^2 = \text{cost} \qquad (10)
 \end{aligned}$$

Ora, risulta particolarmente interessante esaminare l'impatto sul comportamento dinamico quando si passa ad un albero completamente rigido, ancorato alle sue estremità da supporti ortotropi flessibili. In questa configurazione, il sistema subisce una modifica in cui la rigidità dei supporti varia tra le diverse direzioni principali, rimanendo costante lungo la medesima direzione. Di conseguenza, il sistema assume la configurazione illustrata in figura 3.8, e il suo comportamento dinamico è descritto dal sistema di equazioni (11).



$$\begin{cases} m\ddot{x}_G + c_x\dot{x} + k_x x = 0 \\ m\ddot{y}_G + c_y\dot{y} + k_y y = 0 \end{cases} \quad (11)$$

Figura 3.8 - Rotore di Jeffcott: configurazione 2

L'approccio di studio dinamico è praticamente identico a quello della prima configurazione analizzata. Si ricorre al metodo di Newton per scrivere le equazioni differenziali caratteristiche del moto. Successivamente, per ridurre il numero di incognite, si esprimono le coordinate baricentriche in funzione di quelle relative al centro geometrico del disco. Derivando i singoli termini e sostituendo opportunamente, si ottiene il seguente sistema di equazioni:

$$\begin{cases} m\ddot{x} + k_x x = m\varepsilon\omega^2 \cos(\omega t) \\ m\ddot{y} + k_y y = m\varepsilon\omega^2 \sin(\omega t) \end{cases} \quad (12)$$

Tuttavia, in questo caso, in conformità alle ipotesi del modello matematico considerato, le rigidzze nelle direzioni principali sono diverse tra loro. Di conseguenza, non è possibile utilizzare la coordinata complessa z come è stato fatto precedentemente.

Ipotizzando un caso ideale privo di smorzamento, conviene cercare la soluzione nella forma proposta dalle seguenti relazioni:

$$\begin{cases} x = x_0 * \cos(\omega t) \\ y = y_0 * \sin(\omega t) \end{cases} \quad (13)$$

Sostituendo le relazioni del sistema (13) in quelle del (12), si ottengono le relazioni (14) che caratterizzano e determinano la posizione spaziale istante per istante del centro geometrico del disco calettato sull'albero considerato.

Le loro equazioni sono riportate nel seguente sistema:

$$\begin{cases} (k_x - m\omega^2) * x_0 = m\omega^2 \varepsilon \\ (k_y - m\omega^2) * y_0 = m\omega^2 \varepsilon \end{cases} \quad (14)$$

Dalle quali è possibile ricavare le soluzioni del problema dinamico

$$x_0 = \frac{\varepsilon \omega^2}{\omega_x^2 - \omega^2} \quad (15)$$

$$y_0 = \frac{\varepsilon \omega^2}{\omega_y^2 - \omega^2} \quad (16)$$

Infine, anche per questo secondo e particolare caso del modello di Jeffcott, risulta interessante dimostrare algebricamente la forma geometrica della traiettoria del punto C di calettamento del disco rigido sull'albero.

In questo contesto, tale traiettoria assume la forma di un'ellisse di semiassi pari a x_0 e y_0 [4]. Tale traiettoria è denominata *orbita di precessione ellittica* e presenta la seguente equazione matematica:

$$\left(\frac{x}{x_0}\right)^2 + \left(\frac{y}{y_0}\right)^2 = \cos^2(\omega t) + \sin^2(\omega t) = 1 \quad (17)$$

3.2 Acquisizione e gestione dei dati

I trasduttori, utilizzati nelle campagne sperimentali di misurazione, sono accurati strumenti di rilevazione in grado di creare una grandezza elettrica proporzionale a quella effettivamente misurata. Il segnale comunicato alla loro uscita è di tipo continuo ed analogico e, per questo motivo, deve essere opportunamente convertito in formato digitale in modo da essere disponibile alla successiva elaborazione da parte di un computer.

Questa sezione espone il principio di funzionamento degli accelerometri piezoelettrici utilizzati per catturare le informazioni dinamiche del sistema meccanico di interesse, oltre ad illustrare la metodologia comunemente adottata dai sistemi di acquisizione per effettuare la trasformazione da segnale analogico a digitale.

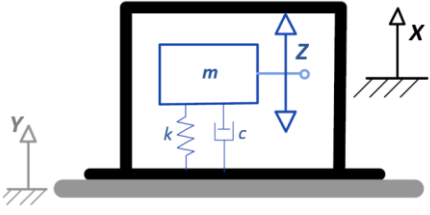
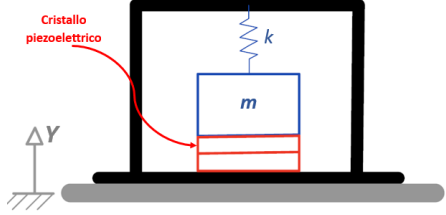
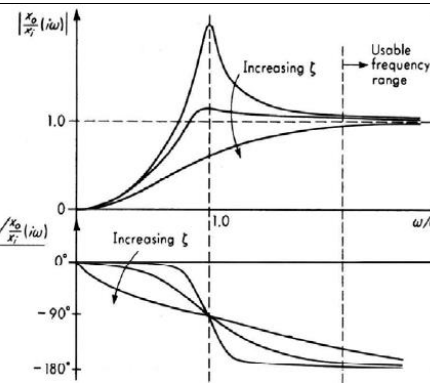
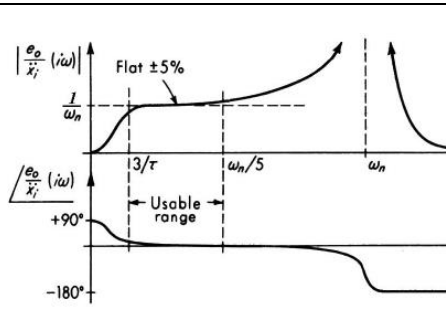
3.2.1 Trasduttori piezoelettrici: principio di funzionamento

L'accelerometro piezoelettrico è un tipo di sensore in grado di rilevare l'accelerazione di un oggetto in corrispondenza del punto in cui viene installato. Essi basano il loro principio di funzionamento sul più basilico vibrometro meccanico, implementandone le capacità mediante l'utilizzo della proprietà piezoelettrica caratteristica del materiale cristallino installato al loro interno. Quest'ultimo risulta essere in grado di generare una grandezza elettrica proporzionale alla variabile di interesse, quando il cristallo di materiale piezoelettrico stesso viene sottoposto a deformazione meccanica.

I componenti principali che costituiscono la struttura portante degli accelerometri piezoelettrici sono quattro: un telaio di base rigidamente collegato al corpo vibrante, una massa sismica, un elemento di smorzamento elastico e un cristallo di materiale piezoelettrico.

Per comprendere appieno i suoi punti di forza e il modo di operare, è conveniente ricorrere all'illustrazione schematica di confronto diretto con i più semplici trasduttori meccanici riportata nella seguente tabella 3.

Tabella 3 - Confronto tra vibrometro meccanico e accelerometro piezoelettrico

	Vibrometro, sismografo	Accelerometro piezoelettrico
Condizioni operative	Rapporto delle pulsazioni $a = \frac{\omega}{\omega_n} \gg 1$	Rapporto delle pulsazioni $a = \frac{\omega}{\omega_n} \ll 1$
Aspetti fisici interni	<ul style="list-style-type: none"> • K piccolo • M grande 	<ul style="list-style-type: none"> • K grande • M piccolo
Modello matematico	 <p>Figura 3.9 - Modello matematico di un vibrometro</p>	 <p>Figura 3.10 - Modello matematico di un accelerometro piezoelettrico</p>
Equazione del moto	$m\ddot{z} + c\dot{z} + kz = -m\ddot{y}$	$m\ddot{z} + m\ddot{y} = -c\dot{z} - kz$
Variabile di misurazione	Spostamento relativo Z (difficile da determinare) $\frac{Z}{Y} = \frac{m\omega^2}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2}} = \frac{a^2}{\sqrt{(1 - a^2)^2 + (2ah)^2}}$	Forza trasmessa dall'elemento elastico-smorzante $F = -c\dot{z} - kz$
Metodo di calcolo accelerazione	$\frac{Z}{\omega^2 Y} = \frac{1}{\omega_n^2 \sqrt{(1 - a^2)^2 + (2ah)^2}} = \frac{\text{accelerazione}}{\omega_n^2}$	$\ddot{y} = \frac{-c\dot{z} - kz}{m} - \ddot{z} \approx \frac{F}{m}$
Risposta in frequenza	 <p>Figura 3.11 - Risposta in frequenza di un vibrometro</p>	 <p>Figura 3.12 - Risposta in frequenza di un accelerometro piezoelettrico</p>

Per quanto riguarda il vibrometro, noto anche come sismografo, la curva di risposta in frequenza riportata in figura 3.11 mostra per $\omega \gg \omega_n$ una funzione di guadagno pressoché unitaria ed in opposizione di fase ($\varphi = -180^\circ$). Ciò si traduce nell'aver ampiezza di spostamento assoluto tendente a zero e, di conseguenza, che la massa sismica nel trasduttore rimanga ferma rispetto al sistema di riferimento assoluto durante l'esecuzione della misurazione.

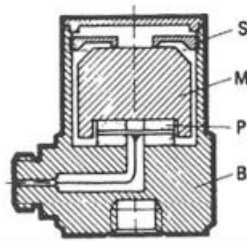
Tuttavia, però, per eccitare il sistema con una forzante avente pulsazione maggiore di quella propria dello strumento di misura, il sismografo deve essere progettato in modo da

soddisfare la relazione $\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$, utilizzando quindi una grande massa sismica e una

piccola rigidità elastica dell'elemento smorzante. Queste condizioni, a livello tecnologico, sono estremamente complesse da ottenere in quanto la massa, oltre ad andare sicuramente ad influenzare i modi di vibrare della struttura misuranda, non verrebbe sostenuta opportunamente da una molla elastica "morbida" (di bassa rigidità). Di conseguenza, lo strumento in questione può essere usato per la misura di vibrazioni solo in alcuni casi particolari, come per esempio in ambito sismico.

D'altra parte, gli accelerometri piezoelettrici permettono di risolvere il problema tecnologico tipico dei sismografi, offrendo una struttura di facile realizzazione con una piccola massa sospesa e una rigidità elevata. Questo consente di ottenere un ampio range di azione per $\omega \ll \omega_n$ in cui lo strumento di misura risulta essere preciso ed affidabile. Infatti, osservando il tipico andamento della sua risposta in frequenza, riportata in figura 3.12, è facile notare che campionando in modo opportuno il segnale di partenza sia possibile ricadere all'interno dell'ampia banda passante, limitata inferiormente dalla caratteristica piezoelettrica e superiormente dalla risonanza meccanica al valore convenzionale $\frac{\omega_n}{5}$ [8].

Sebbene gli accelerometri triassiali siano i più comuni ed utilizzati, campionando contemporaneamente lungo le tre direzioni principali, qui di seguito si riporta la vista in sezione del più semplice accelerometro piezoelettrico mono-assiale. Ciò è utile e sufficiente poiché la realizzazione dei trasduttori triassiali richiede l'utilizzo di più cristalli di materiale piezoelettrico sollecitati contemporaneamente lungo le tre direzioni principali e mutuamente ortogonali.



S: Spring (molla) M: Mass (massa sismica) P: elemento piezoelettrico B: base

Figura 3.13 - Sezione di un accelerometro piezoelettrico mono-assiale

Certamente, il suo elemento fondamentale che ne garantisce il funzionamento è il cristallo di quarzo piezoelettrico, indicato con la lettera P in figura 3.13 e rappresentato singolarmente, invece, qui sotto in figura 3.14:

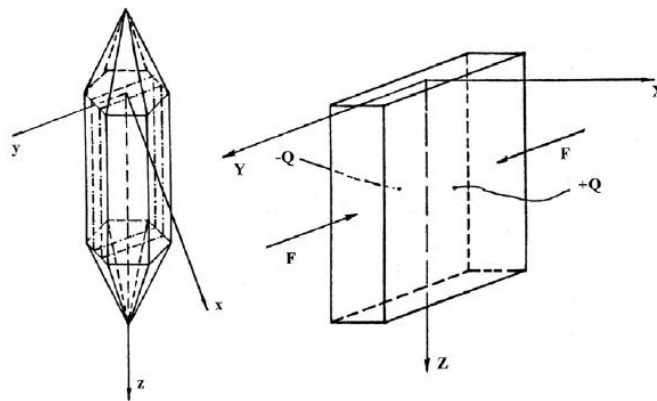


Figura 3.14 - Cristallo di materiale piezoelettrico (es. quarzo)

Quando soggetto a deformazione meccanica, questo componente si comporta come un condensatore a facce piane alimentato da corrente. Infatti, applicando una forza F sulle facce ortogonali all'asse Y , si distribuiscono cariche elettriche di segno opposto sulle sue facce ortogonali rispetto all'asse X , proporzionali alla sollecitazione meccanica stessa, come espresso dalla relazione

$$Q = d_{ij}F$$

Dove con d_{ij} si indica la costante piezoelettrica del materiale considerato.

Sfruttando l'analogia con il condensatore citata precedentemente, è possibile definire algebricamente la differenza di potenziale elettrico V , proporzionale alla forza applicata e dunque all'accelerazione del corpo da misurare. A tale scopo, collegando

opportunamente il cristallo piezoelettrico con un circuito elettrico, è possibile ricavare la variabile di interesse mediante le relazioni riportate nella seguente tabella 3.

Tabella 4 - Formule caratteristiche condensatore piano ed effetto piezoelettrico

Condensatore	Effetto piezoelettrico del cristallo sollecitato
$C = \varepsilon_0 \varepsilon_r \frac{S}{d} = \text{capacità del condensatore}$ <ul style="list-style-type: none"> • ε_0 = costante dielettrica del vuoto • ε_r = costante dielettrica del quarzo • S = superficie delle facce • d = distanza tra le facce 	$V = d_{ij} \frac{F}{C} = d_{ij} \frac{d}{\varepsilon_0 \varepsilon_r S} F =$ $= d_{ij} \frac{d}{\varepsilon_0 \varepsilon_r S} m\ddot{y}$ <ul style="list-style-type: none"> • $m\ddot{y}$ = forza inerziale della massa sismica sospesa

3.2.2 Conversione A/D

La procedura di digitalizzazione del segnale viene effettuata da un opportuno dispositivo, detto **acquisitore**, il quale riceve le informazioni misurate dai trasduttori di accelerazione in formato analogico e procede alla loro conversione in formato digitale mediante le seguenti due fasi:

1. **Campionamento del segnale.** Si tratta del primo passo in cui viene scelto un intervallo di tempo Δt , definito *periodo di campionamento*, con il quale si va a discretizzare omogeneamente la variabile indipendente del segnale di partenza, ovvero il tempo. Il dispositivo memorizza esclusivamente i valori della grandezza di riferimento in corrispondenza dei soli termini campionati, trascurando completamente tutto il resto della funzione. Nell'impostazione dei parametri di esecuzione di un normale sistema di acquisizione, però, normalmente ci si riferisce al periodo di campionamento Δt in maniera del tutto indiretta, ricorrendo, invece, alla cosiddetta *frequenza di campionamento*. Con tale termine ci si riferisce al reciproco del precedente parametro ($f_s = \frac{1}{\Delta t}$), il quale consente di

esplicitare direttamente il numero di campioni acquisiti dal dispositivo ad intervalli regolari per unità di tempo.

Comunque sia, è molto importante specificare che la scelta di tale frequenza di campionamento non può essere libera ed arbitraria, ma strettamente vincolata alle caratteristiche intrinseche del problema studiato. Infatti, il suo valore deve essere tale da evitare contemporaneamente il fenomeno dell'**aliasing** e tempi computazionali eccessivamente lunghi. Per quanto riguarda il primo vincolo, con tale termine si indica la perdita di informazione che si ha quando la frequenza di campionamento è troppo piccola rispetto a quella del segnale di riferimento stesso, il cui effetto è ben rappresentato graficamente in figura 3.15.

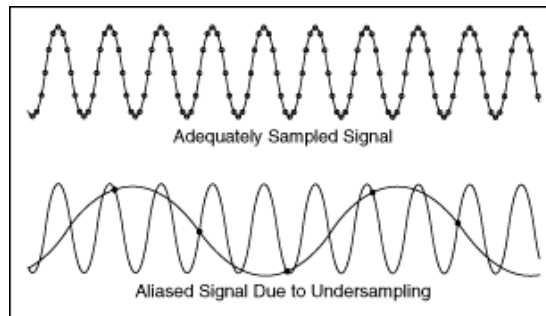


Figura 3.15 - Confronto tra acquisizione opportunamente eseguita e segnale affetto da aliasing

Per impedire che tale tipologia di errore irreversibile affligga il segnale acquisito, è necessario ricorrere all'utilizzo del teorema di Shannon [6], noto anche come teorema di Nyquist o di campionamento nel dominio del tempo, con il quale si determina il limite inferiore in termini di frequenza di campionamento mediante la disequazione

$$f_s \geq 2f_{max} \quad (18)$$

Dove f_{max} corrisponde alla massima frequenza di interesse del segnale campionato alla frequenza f_s .

A livello pratico, il rispetto della condizione caratteristica del teorema di Shannon (relazione (18)) durante una campagna di misurazioni sperimentali, è garantita

dall'azione del cosiddetto **filtro di antialiasing**. Si tratta di un filtro analogico passabasso normalmente integrato all'interno di un generico sistema di acquisizione, la cui risposta in frequenza è caratterizzata dal tipico andamento riportato in figura 3.16. La sua funzione principale è quella di eliminare o attenuare le componenti ad elevata frequenza del segnale analogico prima che esso sia campionato, applicando una frequenza di taglio $f_{cut-off}$ ben al di sotto del valore di Nyquist (pari a metà della frequenza di campionamento stessa). Tale procedura, riportata schematicamente in figura 3.17, rappresenta l'unica modalità efficace in grado di consentire un adeguato campionamento, il cui risultato sia privo di aliasing [9].

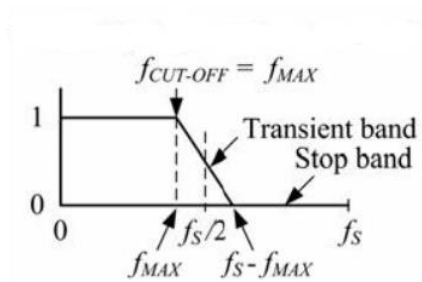


Figura 3.16 - Risposta in frequenza filtro di antialiasing

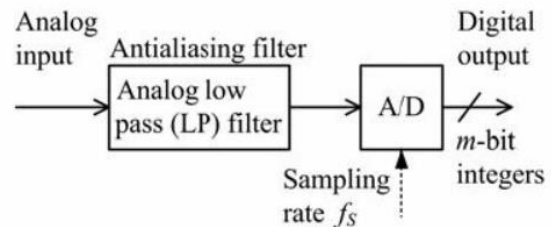


Figura 3.17 - Catena di acquisizione del segnale

Invece, per quanto riguarda il secondo vincolo precedentemente citato, l'esistenza di un eventuale limite superiore del valore di f_s permetterebbe di campionare in modo ottimale e contenere al contempo il costo computazionale del procedimento, controllandone i tempi di realizzazione. Purtroppo, però, in questo caso non esiste un teorema che si occupi del soddisfacimento di tale richiesta, lasciando libera interpretazione all'operatore nella ricerca del più appropriato compromesso.

2. **Quantizzazione del segnale.** Se il precedente campionamento consiste nella discretizzazione lungo l'asse orizzontale del segnale acquisito nel dominio del tempo, la *quantizzazione*, invece, rappresenta il suo analogo lungo l'asse verticale. Infatti, in questa seconda fase, i valori della variabile dipendente campionati precedentemente vengono arrotondati all'intero più vicino. La distanza tra due

livelli adiacenti di quantizzazione è definita *passo di quantizzazione* ΔV , noto anche come *risoluzione in ampiezza*, e coincide con il parametro caratteristico di questa fase. Esso dipende direttamente dall'estensione del campo di variabilità del segnale stesso E_c e dal numero totale di intervalli di quantizzazione, il quale è imposto dal numero di bit reso disponibile dal dispositivo di conversione. Il risultato che ne deriva è mostrato in figura 3.18 ed è un segnale digitalizzato in corrispondenza di ogni campione, avente un errore di quantizzazione massimo pari a $\pm \frac{1}{2} LSB$ (Least Significant Bit = ΔV) uniformemente distribuito su tutto il segnale acquisito [10].

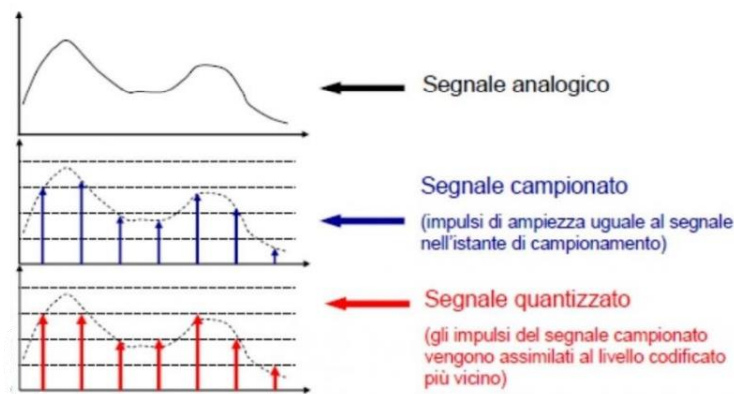


Figura 3.18 - Risultati degli step caratteristici della conversione A/D [11]

Le relazioni matematiche caratteristiche del presente caso sono:

$$E_c = V_{max} - V_{min}$$

$$\Delta V = LSB = \frac{E_c}{(2^{bit} - 1)} \quad (19)$$

Dove V_{min} e V_{max} indicano gli estremi dell'intervallo di variazione al di là dei quali il segnale di partenza non viene acquisito in modo corretto dal sistema sperimentale di misurazione. Quest'ultimo, definito dalla letteratura scientifica come **fenomeno di overload o clipping**, rappresenta un caso estremamente deleterio e, per questo motivo, assolutamente da evitare. Si tratta di una

problematica dovuta al fatto che, per un dato dispositivo di conversione il cui numero di bit è fisso e ben definito, si debbano scegliere a priori i due valori limite di campionamento del segnale.

Nella seguente figura 3.19 è raffigurato il confronto tra i due casi che si possono ottenere in funzione di una buona o pessima disposizione dei valori estremi del campo di variabilità del segnale, V_{min} e V_{max} .

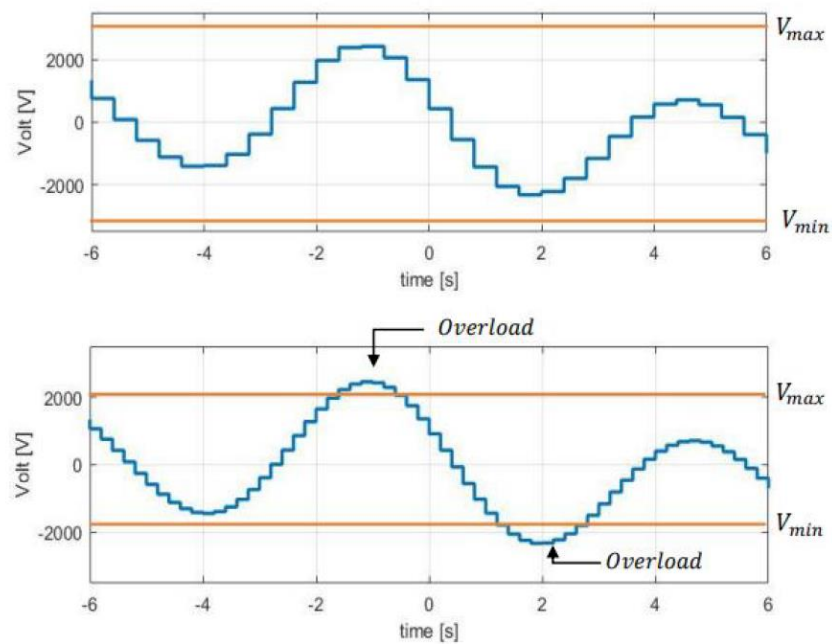


Figura 3.19 - Esempio grafico della problematica di overload (clipping) [7]

3.3 Analisi temporale e spettrale del segnale

Il risultato della digitalizzazione del segnale analogico di partenza è una funzione discretizzata, periodica, di forma complessa e definita nel dominio del tempo. A livello grafico, si tratta di una rappresentazione di difficile interpretazione e poco utile ai fini di studio dinamico in quanto presuppone la raffigurazione dell'intero sviluppo temporale del fenomeno, strada del tutto impraticabile nel caso in cui si ricoprano archi temporali di diverse ore o addirittura di alcuni giorni. Però, prima di ricondursi al più appropriato dominio delle frequenze, è possibile utilizzare l'informazione dinamica espressa in funzione del tempo per eseguire uno studio di tipo statistico, improntato sull'analisi di come variano i valori di un insieme di particolari parametri rispetto a quelli associati al caso preso come riferimento. Si tratta, però, di uno strumento parziale non in grado di caratterizzare autonomamente il comportamento dinamico dell'oggetto di studio, ma molto utile come tecnica ausiliaria. Infatti, nell'ambito dello studio delle vibrazioni il metodo più apprezzato ed efficiente è e rimane quello spettrale, ovvero quello basato sulla rappresentazione delle informazioni dinamiche nel dominio delle frequenze. Si tratta di uno strumento matematico che basa le proprie fondamenta sul concetto di linearità dei sistemi meccanici, applicando il principio di sovrapposizione degli effetti per semplificare il segnale di partenza in un insieme tendente ad infinito di armoniche semplici. Quest'ultime, completamente definite da ampiezza e pulsazione ω , determinano i vari contributi frequenziali caratteristici del cosiddetto *spettro in frequenza*, il quale vede sull'asse delle ascisse la variabile frequenziale (legata alla pulsazione delle armoniche secondo la relazione $\omega = 2\pi f$) e sull'asse delle ordinate l'ampiezza della grandezza misurata. La conversione delle informazioni dinamiche dal dominio del tempo a quello delle frequenze avviene mediante l'applicazione della Trasformata di Fourier, la cui forma discretizzata viene identificata con l'acronimo DFT (Discrete Fourier Transform). Però, a causa dell'elevatissimo costo computazionale di tale tecnica, la costruzione degli spettri di frequenza caratteristici del comportamento vibratorio misurato viene normalmente eseguita con tecniche alternative e più efficienti, tra le quali troviamo la FFT (Fast Fourier Transform) e la PSD (Power Spectral Density).

3.3.1 Parametri statistici nel dominio del tempo

I parametri statistici utilizzati come supporto per lo studio delle vibrazioni di un corpo meccanico sono riportati nella seguente tabella 5. Nel presente caso di studio, tali parametri sono stati calcolati a partire dalle informazioni dinamiche ricavate dal sistema di acquisizione [12].

Tabella 5 - Parametri statistici nel dominio del tempo

	Definizione	Formula
RMS (Root Mean Squadre)	<p>Parametro statistico che misura il contenuto energetico del segnale studiato. Il suo valore, espresso con la medesima unità di misura della grandezza di studio, fornisce l'equivalente di un livello continuo e costante caratterizzato, appunto, dal medesimo contenuto energetico dell'intero segnale.</p> <p>Fornendo come risultato un unico valore scalare, il parametro RMS tende ad appiattire i picchi eventualmente presenti e ad accrescerne progressivamente il suo valore all'aumentare delle anomalie del segnale stesso.</p>	$RMS = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (x(n))^2}$ <p>Dove:</p> <ul style="list-style-type: none"> • N = numero di campioni del segnale; • $x(n)$ = valore della grandezza considerata in corrispondenza dell'n-esimo campione.
Valore medio (Average level)	<p>Media aritmetica dei valori campionati dall'acquisitore.</p>	$\mu = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N x(n)$

	Definizione	Formula
Kurtosis	Fattore adimensionale il cui progressivo incremento permette di rilevare un comportamento di carattere impulsivo nel segnale. In presenza di un segnale a distribuzione Gaussiana, privo quindi di eventi impulsivi, il valore caratteristico di tale parametro statistico è pari a 3.	$K = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N \left(\frac{x(n) - \mu}{\sigma} \right)^2$ <p>Dove:</p> <ul style="list-style-type: none"> • μ = valore medio; • σ = scarto quadratico medio;
Picco-picco (Peak to peak level)	Escursione massima che si verifica tra il valore massimo e quello minimo dell'intero segnale.	$peak\ to\ peak = \max[x(n)] + \min[x(n)]$
Picco (Peak level)	Grandezza che misura l'ampiezza dell'impulso maggiore.	$peak = \max x(n) $
Fattore di Cresta (Crest Factor)	Parametro adimensionale utilizzato per quantificare, relativamente al valore efficace, l'ampiezza del picco maggiore che si manifesta nel segnale considerato.	$CF = \frac{peak}{RMS}$

In figura 3.20 sono mostrati graficamente i parametri introdotti ed analizzati in tabella 5.

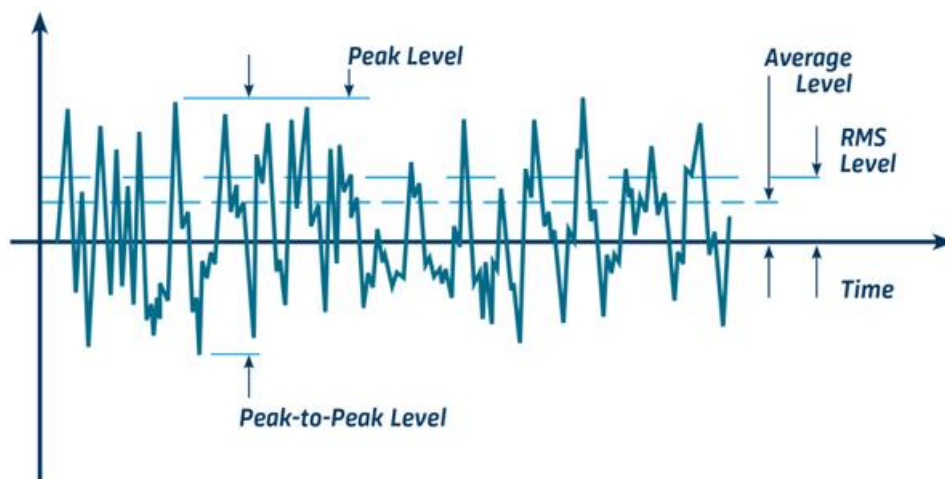


Figura 3.20 - Definizione grafica dei parametri statistici

3.3.2 Serie di Fourier: scomposizione di una generica funzione periodica in armoniche semplici

L'analisi nel dominio delle frequenze viene effettuata a partire dall'andamento temporale della grandezza di riferimento e consiste nella determinazione dei singoli contributi frequenziali che caratterizzano il segnale di partenza stesso. Quindi, l'approccio che si adotta si basa sulla ricerca delle armoniche semplici, la cui combinazione lineare permette di ricostruire perfettamente l'andamento temporale del segnale originale, come mostrato in figura 3.21.

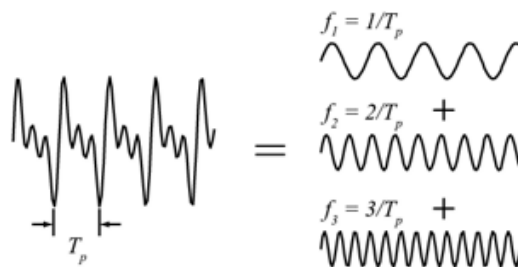


Figura 3.21 - Esempio grafico di una scomposizione in serie di Fourier

Lo strumento matematico a cui si ricorre in questi casi è lo sviluppo in serie di Fourier [6], il quale è in grado di sfruttare il principio di sovrapposizione degli effetti per scomporre la generica funzione di partenza nella sommatoria di una serie di armoniche semplici. Ciò che giustifica l'assunzione di questa ipotesi semplificativa è la proprietà di linearità che è caratteristica di tutti i sistemi meccanici dinamici sottoposti a studio.

Di conseguenza, qualsiasi funzione periodica $f(t)$ di periodo $T_0 = \frac{2\pi}{\omega_0}$ può essere scomposta nella sommatoria di un termine costante e di una serie di contributi sinusoidali e cosinusoidali. Il primo di essi, essendo caratterizzato dalla medesima frequenza della funzione di partenza, prende il nome di **prima armonica o fondamentale**. Invece, tutti gli altri contributi, essendo caratterizzati da frequenze multiple rispetto alla prima, vengono identificati come **armoniche superiori**.

Quanto scritto finora si traduce nella seguente funzione matematica trigonometrica:

$$f(t) = a_0 + \sum_{k=1}^{\infty} (a_k \cos(k\omega_0 t) + b_k \sin(k\omega_0 t)) \quad (20)$$

Dove a_0 , a_k e b_k sono i cosiddetti *coefficienti di Fourier* e rappresentano le funzioni peso dei termini che partecipano attivamente alla sommatoria. Il loro calcolo è reso possibile dall'applicazione delle formule integrali (21) qui di seguito riportate:

$$\begin{aligned}
 a_0 &= \frac{1}{T_0} \int_{-\frac{T_0}{2}}^{\frac{T_0}{2}} f(t) dt \\
 a_k &= \frac{2}{T_0} \int_{-\frac{T_0}{2}}^{\frac{T_0}{2}} f(t) \cos(k\omega_0 t) dt \\
 b_k &= \frac{2}{T_0} \int_{-\frac{T_0}{2}}^{\frac{T_0}{2}} f(t) \sin(k\omega_0 t) dt
 \end{aligned} \tag{21}$$

Ricorrendo alle formule di Eulero, è possibile ricondurre l'intera trattazione in ambito complesso ricavando la più semplice ed usata forma esponenziale della serie di Fourier (relazione (22)).

$$f(t) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} F_k e^{ik\omega_0 t} \quad F_k = \frac{1}{T_0} \int_0^{T_0} f(t) e^{-ik\omega_0 t} dt \tag{22}$$

3.3.3 Trasformata di Fourier e DFT

Lo strumento matematico in grado di esplicitare il contenuto in frequenza del segnale iniziale a partire dalla sua storia temporale è la **trasformata di Fourier**. La sua definizione deriva da quella di serie di Fourier in forma esponenziale, considerando che una generica funzione non periodica può essere intesa come una funzione con periodo T_0 tendente ad infinito.

$$f(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} F(\omega) e^{i\omega t} d\omega \quad F(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} f(t) e^{-i\omega t} dt \tag{23}$$

Queste formule (relazioni (23)) costituiscono la coppia di trasformazione, abilitando sia il processo di trasformata diretta che il suo inverso. Di particolare rilevanza, è la seconda

equazione delle (23), la quale permette di passare dal contenuto dinamico del dominio del tempo, caratteristico delle misurazioni sperimentali, al dominio delle frequenze. Tale risultato è schematicamente illustrato nella seguente figura 3.22:

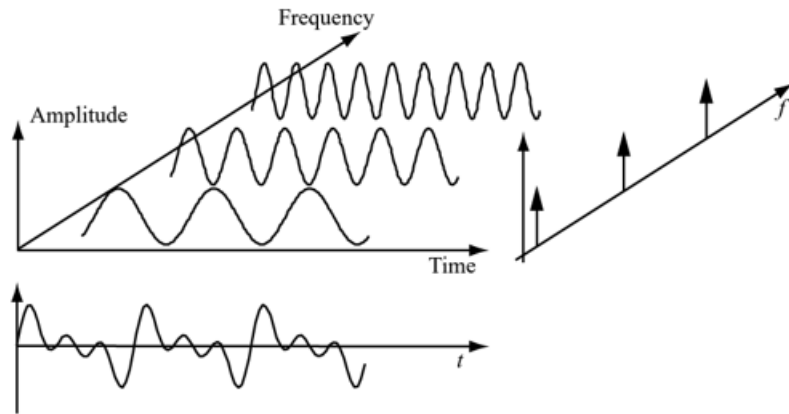


Figura 3.22 - Esempio grafico Trasformata di Fourier di una generica funzione continua

Tuttavia, il risultato del processo di conversione A/D del segnale, acquisito mediante apposito dispositivo, coincide con una sequenza discreta di valori definita nel dominio del tempo. In queste condizioni, è necessario adattare le relazioni precedenti caratteristiche della trasformata di Fourier alla realtà discreta. Si ottiene così la Discrete Fourier Transform (DFT) [6], espressa come qui si seguito riportato dalla relazione (24).

$$F_k = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} f_n e^{-i2\pi k \frac{n}{k}} \quad (24)$$

Questa relazione rappresenta lo strumento matematico necessario alla determinazione delle linee spettrali di un insieme discreto di campioni acquisiti, appunto, a partire da una funzione continua e dipendente dal tempo. Il suo limite è rappresentato dalla necessità che la sequenza dei punti campionati sia perfettamente periodica. Infatti, a livello pratico è molto improbabile che le informazioni acquisite abbiano tale caratteristica e, per tale motivo, viene introdotto il coefficiente d'ignoranza definito **leakage**. Si tratta di un vero e proprio errore la cui entità può essere limitata o del tutto eliminata aumentando opportunamente il periodo di acquisizione o applicando la tecnica del windowing al segnale di partenza. Quest'ultima tecnica, nota anche con il termine italiano "finestratura", consiste nell'imposizione forzata della periodicità del segnale di partenza mediante la moltiplicazione tra la serie di campioni ed un'opportuna finestra. Il risultato

è, appunto, un campione di misurazione periodico, modificato nel dominio del tempo, privo di discontinuità e con il contenuto in frequenza praticamente inalterato rispetto a prima. In figura 3.23 è mostrato l'effetto che si ha quando si applica la finestra di Hanning ad un generico segnale sinusoidale, tecnica adottata in questo lavoro di tesi in quanto particolarmente adatta per le vibrazioni meccaniche.

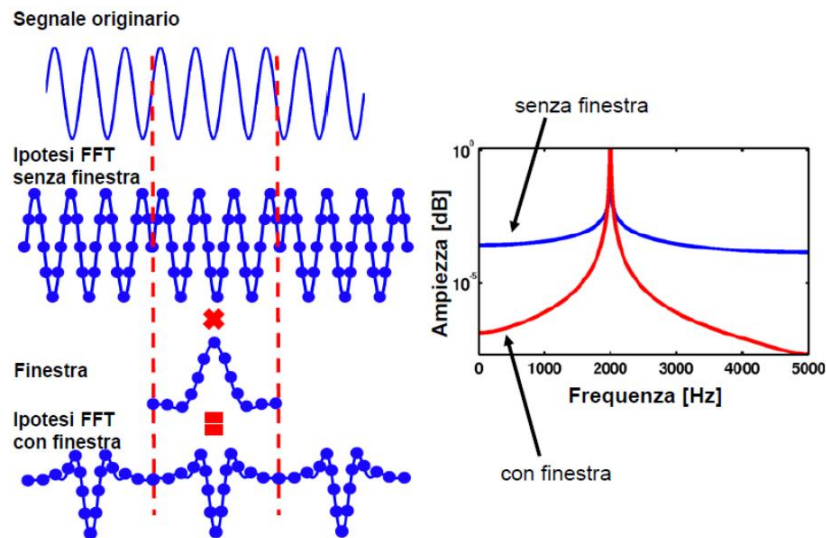


Figura 3.23 - Leakage e suo effetto sulla risposta in frequenza

3.3.4 FFT: Fast Fourier Transform

A livello pratico, lo **spettro in frequenza** a partire dalle informazioni dinamiche nel dominio del tempo si ottiene con l'ausilio del computer ricorrendo alla cosiddetta *Trasformata di Fourier Veloce*, identificata con l'acronimo FFT (Fast Fourier Transform). Si tratta di un algoritmo, già implementato in Matlab nell'omonima funzione, in grado di sfruttare la simmetria del risultato della Trasformata di Fourier stessa per ridurre radicalmente il costo computazionale dell'intero procedimento. In effetti, il numero di operazioni necessarie alla trasformazione di una serie temporale di N elementi si riduce da N^2 a $N \log_2 N$. Pertanto, ricorrere a questo approccio è conveniente per condurre l'analisi del segnale in tempo reale e con un ottimo grado di precisione.

L'unica accortezza da dover soddisfare è l'esigenza di operare sempre ed esclusivamente su un numero di punti campionati coincidente con una potenza di 2. Per rispettare tale

vincolo, è necessario aggiungere valori nulli, del tutto neutrali in termini di alterazione del risultato, in coda a quelli acquisiti sperimentalmente in modo da raggiungere la potenza di 2 superiore più vicina. Tale procedura è nota come “*zero padding*”.

3.3.5 PSD: Power Spectral Density

Un approccio alternativo per rappresentare efficacemente il comportamento vibrazionale di un sistema meccanico nel dominio delle frequenze è la Densità Spettrale di Potenza, comunemente abbreviata con l’acronimo PSD. Ogni termine della sua definizione specifica una proprietà fondamentale, le quali sono descritte qui di seguito:

- 1) **Potenza.** L’ampiezza lungo l’asse delle ordinate della funzione PSD è espressa in funzione del valore quadratico medio del segnale studiato. Di conseguenza, la sua unità di misura coincide con l’elevazione al quadrato della grandezza di studio stessa;
- 2) **Spettrale.** Indica la rappresentazione della distribuzione del segnale su uno spettro di frequenze, tipicamente riportato lungo l’asse delle ascisse della funzione PSD;
- 3) **Densità.** Si tratta del termine caratteristico di questa particolare funzione, con la quale ci si riferisce alla normalizzazione in termini di ampiezza alla banda di un singolo Hz. Nel caso specifico di questo lavoro di tesi, l’unità di misura finale per

l’ampiezza di un segnale in accelerazione è $\frac{(m)}{s^2} \frac{1}{Hz}$ [13].

Approfondendo il contesto teorico-matematico, la funzione Densità Spettrale di Potenza (PSD) è costruita applicando il cosiddetto **metodo di Welch**. Questo approccio di calcolo prevede la suddivisione del segnale iniziale, composto da N campioni, in M segmenti di uguale lunghezza. Tali segmenti, prima di procedere al calcolo della DFT, devono essere opportunamente finestrati mediante la loro moltiplicazione con una determinata finestra temporale $w(n)$.

Per diminuire l’inevitabile perdita di informazione dinamica in corrispondenza degli estremi dei segmenti di finestratura, si ricorre ad una loro parziale sovrapposizione (**overlap**), come rappresentato graficamente in figura 3.24.

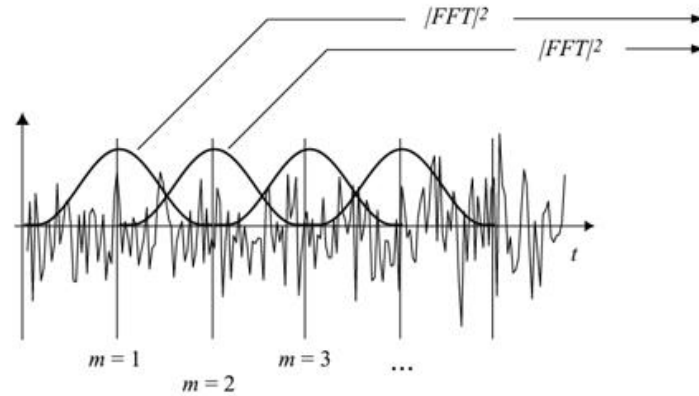


Figura 3.24 - Metodo di Welch con overlap

Nel contesto specifico di questo lavoro di tesi, la finestra temporale adottata è quella di Hanning, e la percentuale di overlapping consigliata dalla letteratura scientifica per questa tipologia di casistica è del 66.7%.

Se $x_m(n)$ denota l' m -esimo segmento generico di segnale di lunghezza n elementi, la rispettiva trasformata di Fourier discreta risulta essere:

$$X_{w,m}(k) = DFT[x_m(n) * w(n)] = \sum_{n=0}^{N-1} x_m(n)w(n)e^{-\frac{j2\pi kn}{N}} \quad \text{per } k = 1, 2, \dots, N/2$$

Mentre, il risultato finale della funzione PSD è uno spettro di potenza normalizzato e mediato per ogni singola linea di frequenza, la cui relazione è qui di seguito riportata:

$$\hat{G}_{xx}^w(k) = \frac{S_p}{M} \sum_{m=1}^M X_{w,m}^* X_{w,m} = \frac{S_p}{M} \sum_{m=1}^M |X_{w,m}|^2 \quad \text{per } k = 1, 2, \dots, N/2$$

$$S_p = \text{fattore di scala} = \begin{cases} \frac{2 * A_w}{N^2 * B_{en} * \Delta f} & \text{per } k \neq 0 \\ \frac{A_w}{N^2 * B_{en} * \Delta f} & \text{per } k = 0 \end{cases}$$

$$S_p = \text{fattore di scala} = \frac{2 * A_w}{N^2 * B_{en} * \Delta f}$$

Dove:

- A_w = fattore di correzione finestra (pari a 1.5 nel caso sia usata la finestra di Hanning);
- N = numero dei campioni che costituiscono il segnale temporale del fenomeno vibratorio;
- B_{en} = rumore equivalente normalizzato nella larghezza di banda;
- Δf = risoluzione in frequenza (incremento unitario).

L'effetto combinato di elevazione al quadrato della grandezza di interesse e di media aritmetica tra i risultati delle M Trasformate di Fourier Discrete rendono questo strumento di analisi particolarmente adatto per lo studio di vibrazioni meccaniche caratterizzate da un notevole contributo di rumore, inteso come disturbo del segnale [14].

Capitolo 4

4 Difetti di montaggio dell'assale posteriore Merlo

Il processo di montaggio riveste un ruolo di primaria importanza nella produzione di macchinari e componenti meccanici, incidendo direttamente sulle prestazioni, la qualità, la durata e la sicurezza del prodotto finale. Ottimizzare e controllare attentamente questa fase è un aspetto fondamentale per un'azienda produttrice, poiché ciò consente di minimizzare la probabilità di incorrere in difetti meccanici al termine del processo, garantendo un risultato di assoluta qualità.

L'espressione "difetto meccanico" viene usata per riferirsi a tutte le possibili anomalie di funzionamento del macchinario considerato, le quali possono manifestarsi in diverse forme come giochi indesiderati, svitamenti, dispersione di fluido lubrificante e disallineamento di organi rotanti. Le fonti principali di tali difetti sono varie e includono errori umani, precisione inadeguata delle macchine utensili utilizzate per effettuare le lavorazioni, una progettazione a monte non ottimale e l'utilizzo di materiali di scarsa qualità.

Come anticipato nella parte introduttiva, questo lavoro di tesi si pone come obiettivo la definizione di linee guida essenziali per la messa a punto di una nuova procedura di controllo qualità da applicare su prodotto finito. Tale tecnica di verifica basa la propria efficacia sull'analisi degli effetti dei singoli difetti di montaggio sul comportamento vibrazionale dell'oggetto di studio preso come riferimento. Si tratta, quindi, di un'indagine interna svolta con lo scopo di caratterizzare le principali cause per le quali si sono avuti problemi in fase di collaudo e sono state richieste azioni di ripristino.

Aspetto sicuramente da non trascurare, è l'esclusione preventiva dei guasti derivanti dall'usura dei materiali e da errori grossolani dei sub-componenti utilizzati per l'assemblaggio. Infatti, è importante ricordare che l'oggetto di studio è un componente

meccanico nuovo, assemblato principalmente con sub-componenti prodotti internamente all'azienda cuneese stessa e sottoposti singolarmente ai loro rispettivi controlli qualità.

Ciò che, quindi, viene posto sotto la lente di ingrandimento è l'operato interno del reparto di produzione durante le fasi di montaggio, senza trascurare, però, la possibilità che siano presenti eventuali non conformità nei componenti commerciali acquistati direttamente dalle imprese produttrici.

La struttura del ponte posteriore, il suo funzionamento e l'esperienza di reparto sono i parametri dai quali si è partiti per l'identificazione dei principali difetti meccanici che statisticamente affliggono il componente di studio. Nei seguenti paragrafi, si fornisce una dettagliata descrizione di tali difetti caratteristici del modello di assale posteriore considerato, sui quali si andrà a svolgere il paragone dinamico con il caso preso come riferimento.

4.1 Allentamenti meccanici

Gli allentamenti meccanici costituiscono una delle più classiche e semplici tipologie di difetti riscontrabili al termine delle fasi di montaggio di un sistema meccanico. Queste imperfezioni possono essere ricondotte ad una estesa varietà di cause differenti, tra cui si trovano prevalentemente disattenzione e superficialità degli operai durante le loro mansioni lavorative. In particolare, ciò avviene quando non vengono rigorosamente seguite le norme di montaggio aziendali. Quest'ultime rappresentano i documenti aziendali con i quali vengono specificate, in maniera chiara ed ordinata, tutte le operazioni da seguire per arrivare ad ottenere un prodotto di qualità e conforme agli standard richiesti. Tra di esse, si trovano sicuramente le direttive necessarie alla buona esecuzione dei serraggi.

Infatti, le norme di montaggio aziendali prescrivono rigorosamente l'utilizzo della chiave dinamometrica per l'esecuzione di ciascun serraggio, seguito da una marcatura leggera con pennarello colorato per confermare che l'operazione sia stata effettuata correttamente. Se questa procedura fosse seguita scrupolosamente, gli errori di montaggio di questo tipo sarebbero notevolmente ridotti o eliminati del tutto. Tuttavia, a causa di

fretta ed impazienza, ciò non sempre accade, soprattutto quando si tratta di serraggi multipli uguali tra loro. In tali casi, per accelerare il processo manuale, si può incappare in un'alterazione di questa sequenza di operazioni necessarie. La più comune di esse, coincide con l'esecuzione di tutti i serraggi in serie con la chiave dinamometrica prima di procedere con la marcatura degli elementi di bulloneria. Questo approccio aumenta notevolmente il rischio di saltare almeno uno degli elementi di bulloneria in serie, con la conseguenza che la coppia di serraggio possa essere notevolmente inferiore al valore specificato e richiesto.

Il risultato di tali allentamenti meccanici è spesso un aumento del rumore nelle strutture interessate, causato da vibrazioni più intense durante il funzionamento. Questo comportamento è la diretta conseguenza dell'alterazione della rigidità e della resistenza meccanica locale della struttura, che consente ai componenti interessati di vibrare maggiormente sotto sollecitazioni equivalenti. Se non rilevato tempestivamente, questo problema può portare a svitamenti totali, con la conseguente interruzione istantanea della funzionalità del macchinario e mettendo a rischio la sicurezza degli operatori presenti nell'ambiente circostante.

4.1.1 Giunto sferico

Il caso preso in esame per lo studio di questa tipologia di difetti di montaggio è il giunto sferico, illustrato in figura 4.1. Si tratta di un collegamento meccanico costituito principalmente da due parti: una sfera, inserita perfettamente nel suo alloggiamento, e un perno, che costituisce l'elemento di connessione principale. La loro interazione offre un grado di libertà rotazionale aggiuntivo rispetto ai comuni giunti lineari, permettendo di compensare le variazioni angolari tra le due parti collegate.

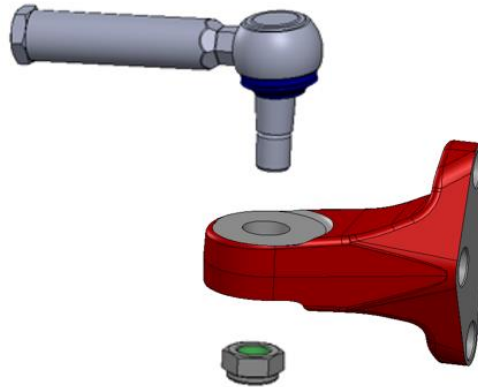


Figura 4.1 - Esploso del giunto sferico di interesse

La funzione fondamentale di questo dispositivo è assicurare sia il collegamento meccanico tra le parti coinvolte che la trasmissione dell'azione, sottoforma di sollecitazione di trazione o compressione, dal braccetto di sterzo alla zona posteriore del mozzo ruota durante le manovre di sterzata. Tale configurazione è in grado di garantire elevati angoli di sterzo, nonostante i tipici macchinari Merlo siano caratterizzati da notevoli dimensioni di ingombro. Nella seguente figura 4.2, raffigurante una porzione del CAD complessivo, è possibile apprezzare la caratteristica configurazione che tale dispositivo deve avere per garantirne il corretto funzionamento dell'intero assale.

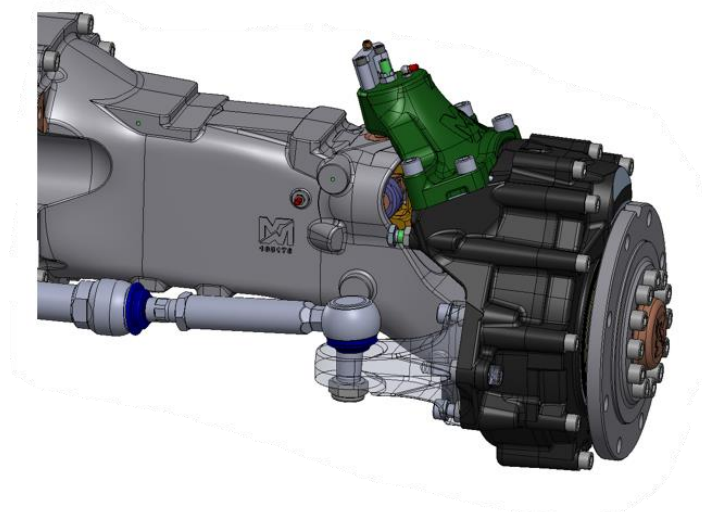


Figura 4.2 - CAD semi-asse sinistro dell'assale di interesse con focus su giunto sferico

Confrontando la figura 4.3 con la precedente 4.2, emerge chiaramente la differenza tra un montaggio corretto e un montaggio incompleto del giunto sferico. In questo caso, il giunto sferico non è stato inserito correttamente nella sua sede e di conseguenza non è stato serrato alla coppia nominale stabilita dalla norma aziendale. Si tratta di un errore macroscopico e grossolano, la cui indagine vibrazionale può essere confermata visivamente ad occhio nudo in modo rapido ed efficace. La porzione rettilinea del perno, caratteristica distintiva del giunto sferico, è solo parzialmente alloggiata nella sua sede, presentando una porzione di stelo filettato idonea solo per l'inserimento del bullone, ma completamente inadeguata per effettuare la chiusura finale richiesta.



Figura 4.3 - Montaggio errato del giunto sferico di collegamento meccanico tra braccetto di sterzo e mozzo ruota

4.2 Errata regolazione delle ghiera di registrazione dei cuscinetti volventi

Le ghiera di registrazione sono i dispositivi metallici attivamente impiegati per la regolazione della posizione assiale del cuscinetto volvente, in modo da garantire che esso occupi correttamente la sua sede ed eliminando la presenza di eventuali giochi assiali. Nel caso dell'assale posteriore del mezzo telescopico Merlo in questione, specificamente in corrispondenza del mozzo ruota e dell'estremità del semi-asse, sono presenti due

cuscinetti volventi SKF che richiedono un'adeguata regolazione mediante questa tipologia di dispositivi.

Nonostante le ghiera di registrazione utilizzate presentino geometrie differenti, esse seguono la medesima procedura di montaggio stabilita dalla norma aziendale: chiusura a coppia nominale con chiave dinamometrica e successivo aggiustamento angolare per garantire il perfetto allineamento tra i fori del sistema di bloccaggio finale. L'aggiustamento angolare, eseguibile indifferentemente tramite svitamento o ulteriore avvvitamento rispetto al valore nominale, è indispensabile a causa delle variazioni dell'angolo d'imbocco tra il filetto della ghiera e il rispettivo foro di accoppiamento meccanico, il quale differisce da caso a caso.

Il problema risiede nell'adozione di una pratica comune da parte degli operai in linea di montaggio, che, per uniformità, applicano ogni volta l'aggiustamento angolare tramite svitamento. Questo approccio può portare a situazioni estreme in cui le ghiera risultano eccessivamente allentate. Ciò si traduce in una maggiore libertà di movimento del cuscinetto volvente, causata da una regolazione assiale inadeguata, con conseguente significativo aumento delle vibrazioni durante il regolare funzionamento.

Questa situazione, sebbene non possa essere considerata un difetto di montaggio vero e proprio, rappresenta una condizione limite di funzionamento che può manifestarsi statisticamente nella realtà, generando livelli di vibrazioni superiori alle normali condizioni operative.

Di seguito, viene fornita una descrizione dettagliata delle due modalità di registrazione dei cuscinetti volventi, corredata dalle relative illustrazioni grafiche ottenute manipolando il CAD dell'assieme.

4.2.1 Ghiera 1 su mozzo ruota

La prima ghiera presa in esame si trova vicino al mozzo ruota ed è responsabile della regolazione del cuscinetto volvente 32013 X, prodotto dalla rinomata azienda SKF. Si tratta di un componente meccanico semplice, realizzato in acciaio attraverso lavorazioni al tornio, la cui configurazione è chiaramente rappresentata nelle due viste illustrate in

figura 4.4. La struttura di questa ghiera può essere suddivisa in due parti principali: la prima, di diametro minore e filettata, costituisce la sezione responsabile dell'avvitamento meccanico con la parte solidale al corpo principale. La seconda, di diametro maggiore e non filettata, è la sezione su cui si interviene con la chiave dinamometrica durante l'azione di serraggio, e su cui sono praticati i due fori per il bloccaggio finale. Lo spallamento, che si forma nel passaggio di sezione tra le due parti appena descritte, rappresenta la superficie di spinta che agisce direttamente sul cuscinetto, consentendogli di raggiungere la sua posizione assiale ottimale.

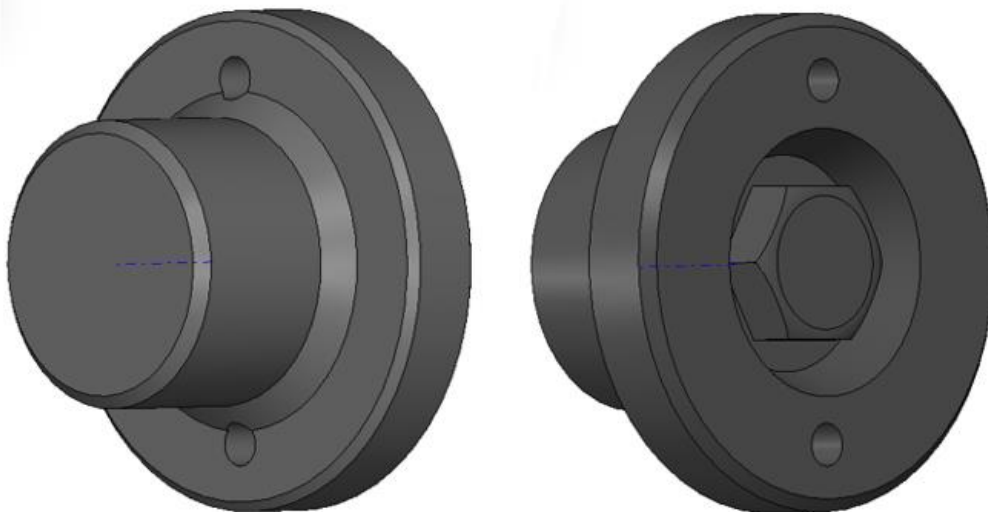


Figura 4.4 - Due viste tridimensionali della ghiera di regolazione disposta in corrispondenza del mozzo ruota

Situato all'estremità dei due semiassi, l'accesso a questo componente da parte dell'operatore di montaggio risulta piuttosto agevole anche quando l'assale è completamente assemblato. Infatti, durante le fasi di revisione, è sufficiente rimuovere i componenti illustrati nell'esplosivo parziale di figura 4.5 per poter intervenire direttamente sulla ghiera di regolazione mediante la solita chiave dinamometrica.

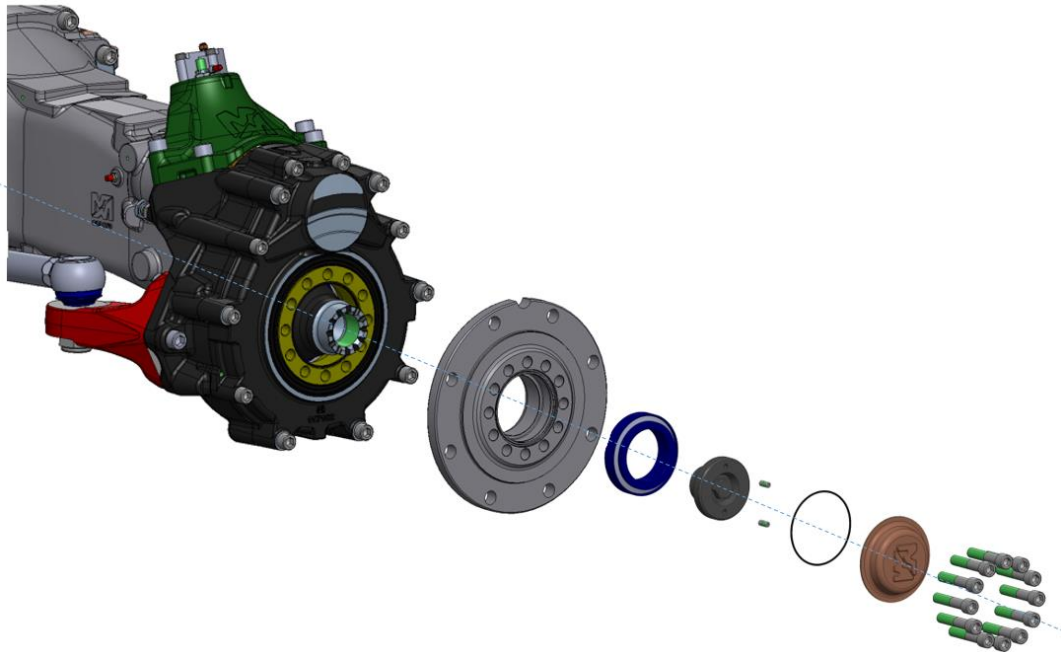


Figura 4.5 - Esploso parziale dell'assale posteriore con focus sul mozzo ruota

La problematica di montaggio derivante da questo dispositivo di regolazione, come anticipato nella sezione introduttiva del presente sotto-capitolo, nasce dalla modalità con la quale viene eseguito il suo collegamento meccanico con l'elemento di fusione ricavato di pezzo insieme al rivestimento in ghisa sferoidale del riduttore di velocità. Come raffigurato in figura 4.6, durante il montaggio, la ghiera viene inizialmente serrata alla coppia nominale di 50 Nm e successivamente svitata per garantire l'allineamento dei fori con le rispettive cave sul pezzo di fusione. Tuttavia, se la coppia nominale porta il dispositivo vicino alla tacca successiva, il delta angolare con cui si svita la ghiera diventa eccessivo, rischiando un completo svitamento. L'effetto di tale svitamento è mascherato dall'utilizzo del doppio grano di bloccaggio, il quale agisce come dispositivo di anti-svitamento, mantenendo tutti i componenti montati nonostante la scarsa coppia di serraggio imposta. Tuttavia, questa configurazione concede al cuscinetto volvente uno spazio maggiore per muoversi assialmente durante il regolare funzionamento del macchinario, e tale effetto sarà analizzato dettagliatamente nel capitolo 7.

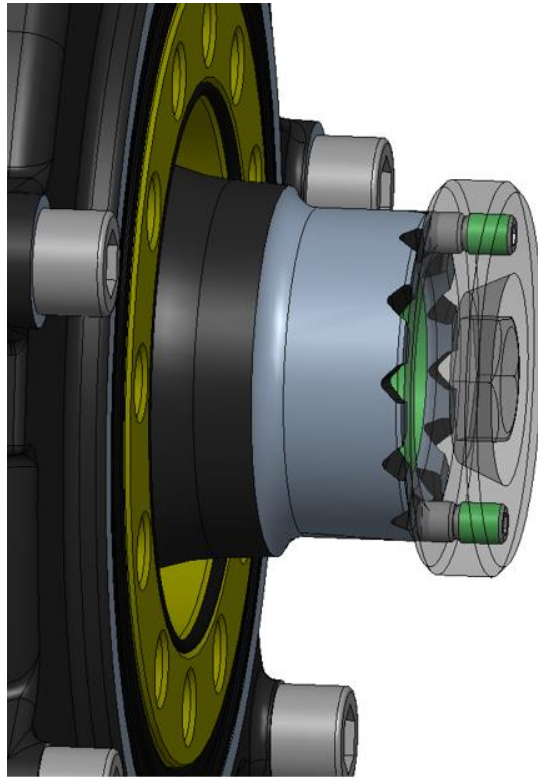


Figura 4.6 - Montaggio della ghiera di regolazione su elemento di fusione

Il componente di fusione presenta dodici vani distribuiti equamente a intervalli angolari uniformi di 30°.

4.2.2 Ghiera 2 collocata all'estremità del semi-asse

La seconda ghiera di regolazione considerata, nonostante agisca anch'essa su un cuscinetto volvente SKF 32013 X, si distingue dalla prima per la sua struttura. La sua configurazione geometrica è chiaramente illustrata nella figura 4.7, da cui emergono immediatamente due caratteristiche distintive: la prima è la sua forma ad anello, che consente il passaggio lungo il suo asse di simmetria all'albero di trasmissione; la seconda è la maggiore densità di vani necessari per il bloccaggio finale, presenti in numero pari a 24. Quest'ultimo aspetto comporta una riduzione del valore della variazione angolare massima associata alla correzione necessaria per l'installazione del sistema di bloccaggio finale.



Figura 4.7 - Ghiera di registrazione posta in corrispondenza dell'estremità del semi-asse

Questa ghiera di registrazione è situata all'estremità dei due semiassi, nella zona tra il giunto cardanico e il caratteristico collegamento dentato del riduttore di velocità. Questa posizione è indubbiamente più critica in termini di accessibilità, come si può facilmente dedurre osservando la rappresentazione grafica di figura 4.8.

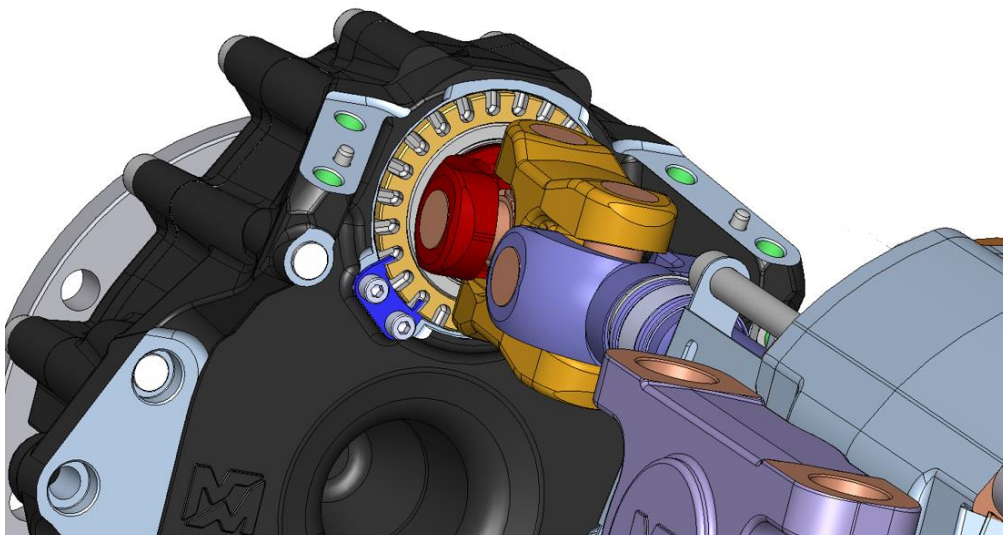


Figura 4.8 - Focus sulla porzione di sistema di trasmissione interessato dall'azione regolatrice della ghiera in questione

La procedura di chiusura di questo elemento, simile a quanto detto precedentemente per la ghiera 1, prevede l'applicazione della coppia di serraggio nominale, fissata in questo caso a 45 Nm. Successivamente, si ricerca l'allineamento tramite svitamento per l'installazione del sistema di anti-svitamento. Quest'ultimo è costituito da una piastrina sagomata e fissata da due viti a testa cilindrica ed esagono incassato, come mostrato in stessa figura 4.8.

Nonostante la correzione angolare abbia un intervallo di variabilità dimezzato (0-15°), può comunque generare svitamenti di entità non trascurabile, sebbene con una probabilità minore rispetto al caso precedente.

4.3 Difetti relativi ai cuscinetti volventi

I cuscinetti volventi sono i principali componenti commerciali installati sull'oggetto di studio, essenziali per la realizzazione del sistema di trasmissione di potenza meccanica, i quali vengono acquistati da Merlo Spa direttamente dal loro produttore. La loro funzione fondamentale è quella di assicurare il sostegno meccanico degli organi rotanti, garantendone il moto di rivoluzione intorno al proprio asse di rotazione. Come ogni prodotto industriale, i cuscinetti volventi sono sottoposti a specifiche procedure di controllo qualità prima di essere immessi sul mercato e spediti ai clienti. Tuttavia, nonostante l'efficienza di tali controlli, non è possibile garantire in modo assoluto l'assenza di difetti. Pertanto, per un'azienda come Merlo Spa, che utilizza ampiamente questi dispositivi di supporto per la produzione di macchinari complessi ed articolati, è conveniente implementarne ed applicare ulteriori controlli. Questo approccio è finalizzato per prevenire che eventuali difetti superficiali nei singoli componenti (anello interno, anello esterno, elementi volventi, gabbia) o eventuali difetti generati durante la fase di montaggio influiscano negativamente sul corretto funzionamento del macchinario finale marchiato Merlo.

Nell'ambito di analisi dinamico-vibrazionale, l'indagine sui difetti caratteristici dei cuscinetti volventi adotta un approccio del tutto simile a quello impiegato in questo lavoro di tesi. Infatti, trattandosi di guasti ciclici, essi generano componenti vibrazionali a frequenze specifiche, dipendenti dalla velocità di rotazione degli elementi. Tali frequenze possono essere accuratamente rilevate mediante trasduttori accelerometrici posizionati nell'intorno del loro alloggiamento.

La letteratura scientifica fornisce le formule analitiche essenziali per il calcolo dei valori numerici delle singole componenti spettrali, caratteristiche dei quattro tipici difetti localizzati dei dispositivi di supporto in questione [14].

Tali formule sono dettagliatamente illustrate e riportate nella seguente tabella 6:

Tabella 6 - Definizioni e formule analitiche per il calcolo dei caratteristici difetti di un cuscinetto volvente

Difetti	Definizione	Formula
FTF	Fundamental Train Frequency: indica un difetto sulla gabbia, un'irregolarità poco comune che può manifestarsi in presenza di anomalie nella rotazione della gabbia stessa.	$f_{FTF} = f_c = \frac{f_i + f_o}{2} - \frac{f_i - f_o}{2} * \frac{DV}{PD} \cos(\beta)$
BPFO	Ball-Pass Frequency Outer (Race): fornisce il metodo di calcolo per l'identificazione della componente spettrale dovuta al passaggio degli elementi volventi al di sopra di un difetto superficiale localizzato sull'anello esterno.	$f_{BPFO} = \frac{n}{2} * (f_i - f_o) (1 - \frac{DV}{PD} \cos(\beta))$
BPFI	Ball-Pass Frequency Inner (race): analogo della grandezza precedente, ma con difetto localizzato sulla superficie dell'anello interno del cuscinetto volvente.	$f_{BPFI} = \frac{n}{2} * (f_i - f_o) (1 + \frac{DV}{PD} \cos(\beta))$
BSF	Ball-Spin/Roller Frequency: si riferisce al caso in cui il difetto si trova sull'elemento volvente e si ipotizza che impatti ciclicamente solo su una delle due piste.	$f_{BSF} = \frac{1}{2} (f_i - f_o) * \frac{PD}{DV} * \left(1 - \left(\frac{DV}{PV} \cos(\beta) \right)^2 \right)$

Dove:

- f_i = frequenza di rotazione dell'anello interno rispetto all'alloggiamento del cuscinetto;
- f_o = frequenza di rotazione dell'anello esterno rispetto all'alloggiamento del cuscinetto;

- n = numero di elementi volventi;
- I parametri geometrici β , PD e DV, indicati rispettivamente come l'angolo di contatto, il diametro principale e il diametro dell'elemento volvente riportati, sono chiaramente illustrati nella figura 4.9.

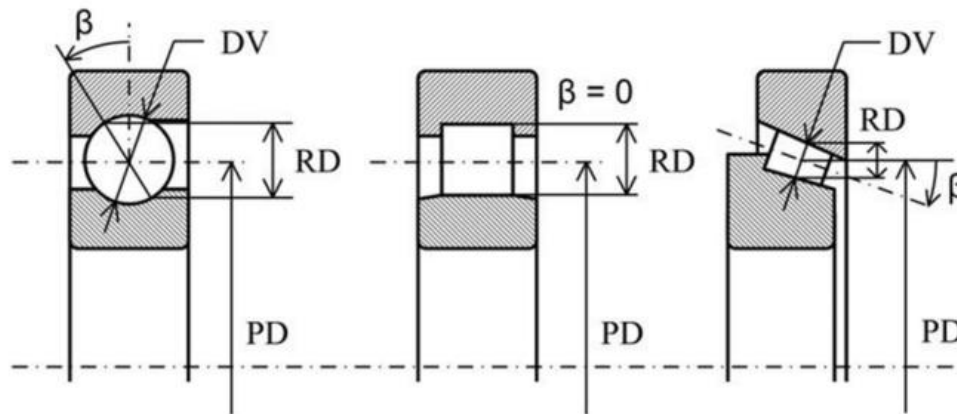


Figura 4.9 - Definizione grafica dei parametri geometrici utilizzati dalle formule di tabella 6

Facendo riferimento all'assale posteriore Merlo dei mezzi telescopici TF40, i modelli di cuscinetti volventi impiegati per la sua realizzazione sono evidenziati nella seguente figura 4.10, la quale raffigura l'intera catena cinematica del semi-asse sinistro. Tale rappresentazione è sufficiente, poiché il semi-asse destro è praticamente analogo a quello sinistro e può essere ottenuto mediante semplice specchiamento.

Quindi, una volta identificati i modelli di supporti volventi coinvolti, è sufficiente definire le condizioni di funzionamento sperimentali per avere a disposizione tutte le informazioni necessarie per l'applicazione delle formule di tabella 6.

I risultati numerici, riportati in tabella 7, sono stati ottenuti esclusivamente per la velocità di rotazione dell'albero in ingresso al differenziale pari a 3060 rpm. Questa condizione di funzionamento è stata scelta in favore delle altre due (1020 e 2040 rpm) poiché rappresenta la condizione di eccitazione sperimentale più rilevante dal punto di vista diagnostico, come emergerà al termine dell'analisi dei risultati sperimentali.

L'apparizione di queste componenti spettrali, normalmente accompagnate da contributi laterali, nei grafici di risposta in frequenza, FFT o PSD, indica la presenza e la propagazione di una o più di queste tipologie di difetti. Di conseguenza, sarà necessario

intervenire sostituendo il cuscinetto interessato prima di procedere con le campagne di misurazione sperimentali.

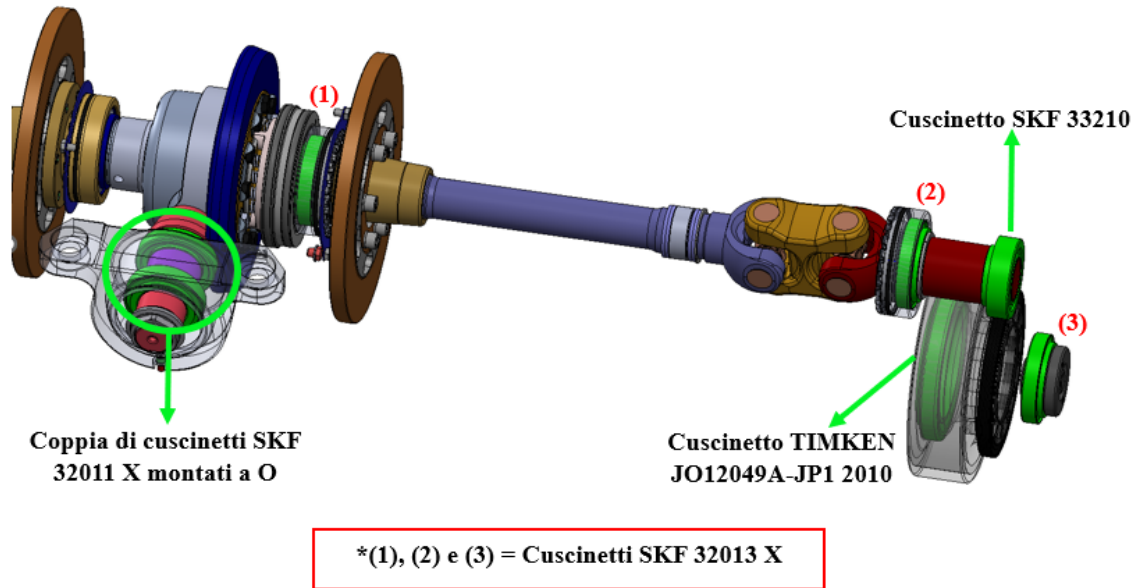


Figura 4.10 - Disposizione spaziale dei cuscinetti volventi nell'assale posteriore Merlo

Tabella 7 - Componenti spettrali associate ai difetti caratteristici dei cuscinetti volventi disposti nelle vicinanze dei sensori di accelerazione utilizzati

Velocità di rotazione albero in ingrasso	Modello cuscinetto volvente	FTF	BPFO	BPFI	BSF
3060 rpm	Cuscinetti SKF 32013 X ((1) e) (2)	5.6 Hz	151.7 Hz	184.2 Hz	122.8 Hz
	Cuscinetto SKF 32013 X (3)	1.2 Hz	32.2 Hz	39.2 Hz	26.1 Hz
	Cuscinetto SKF 33210	5.4 Hz	107.1 Hz	141.7 Hz	85.1 Hz
	Cuscinetto TIMKEN	1.4 Hz	33.1 Hz	38.3 Hz	4.2 Hz

Capitolo 5

5 Strumentazione per campagne sperimentali di misurazione

Le campagne sperimentali di misurazione rappresentano i pilastri fondamentali a partire dai quali si sviluppa il presente lavoro di tesi. Di conseguenza, risulta di vitale importanza scegliere un'adeguata strumentazione, le cui caratteristiche specifiche siano sufficienti a restituire risultati aventi il livello di precisione desiderato.

In questa sezione, si riporta una descrizione dettagliata della strumentazione impiegata per l'acquisizione delle informazioni dinamiche necessarie alla caratterizzazione del comportamento del sistema dinamico durante il suo funzionamento.

Nello specifico, questo capitolo si focalizza sulla descrizione dettagliata del banco prova, dei modelli di accelerometri piezoelettrici, del sistema e dei moduli di acquisizione utilizzati per effettuare le misurazioni dinamiche.

5.1 Il banco prova

Il banco prova utilizzato per l'esecuzione delle campagne sperimentali di misurazione, riportato nelle sue due viste in figura 5.1 e 5.2, è un sistema molto semplice e risulta essere costituito dai tre seguenti elementi principali: il telaio di base, il motore elettrico e l'interfaccia utente.

Per quanto riguarda il telaio, esso è stato studiato per riprodurre in modo più semplice possibile la condizione di funzionamento del veicolo in moto rettilineo a velocità costante, ricorrendo ad una tipologia di fissaggio dell'assale praticamente analoga a quella che normalmente si riscontra su macchina. Si tratta di un doppio collegamento rigido tra assale e banco prova, in grado di garantire contemporaneamente il supporto strutturale del componente meccanico durante il funzionamento e la trasmissione di

potenza mediante moto rotativo. Per la realizzazione del primo, l'assale deve essere posizionato sui due punti di appoggio forniti dai supporti del banco prova e bloccato mediante elementi piastra e di bulloneria. Il secondo, invece, è ottenuto collegando direttamente l'albero di trasmissione al differenziale posto in ingresso all'assale, in modo da poter trasferire l'azione forzante del motore elettrico all'assale stesso.

In tabella 8 si riportano schematicamente le specifiche tecniche del motore elettrico trifase a quattro poli FIMET utilizzato.



Figura 5.1 - Assale posteriore TF40 montato su banco prova



Figura 5.2 - Focus su sistema di sostegno strutturale e di vincolo dell'assale su banco prova

Tabella 8 - Specifiche tecniche del motore elettrico trifase a quattro poli FIMET MA200 L4 [15]

Per alimentazione a 400 V – 50 Hz	
Potenza di output	30 KW
Giri/min	1470 rpm
Rendimento	90%
Fattore di potenza $\cos(\varphi)$	0.84
Corrente nominale	57 A
Coppia nominale	195 Nm
Rapporto coppia nominale/coppia massima	3
Per alimentazione a 440-480 V – 60Hz	
Potenza output	35 KW
Giri/min	1770 rpm

La figura 5.3 mostra l'interfaccia utente, un pannello semplice ma completo, che consente di controllare agevolmente i parametri di funzionamento del motore elettrico e, di conseguenza, le condizioni operative dell'assale. Questo pannello fornisce gli strumenti necessari per regolare la velocità e la direzione di rotazione dell'albero di trasmissione in ingresso all'assale, oltre a pulsanti di sicurezza per affrontare eventuali anomalie o pericoli.



Figura 5.3 - Interfaccia di comando del banco prova

5.2 Accelerometro piezoelettrico PCB PIEZOTRONICS

Il modello di accelerometro scelto per eseguire le misurazioni sperimentali è il 356A16, prodotto dalla PCB PIEZOTRONICS, la cui struttura esterna è rappresentata nella figura 5.4 qui di seguito riportata. Si tratta di uno strumento di misura triassiale, in grado di acquisire la grandezza di interesse (ovvero l'accelerazione, espressa in funzione del parametro gravitazionale g) contemporaneamente lungo le tre direzioni principali locali, il cui posizionamento in loco è stato effettuato ricorrendo all'utilizzo della cosiddetta **basetta magnetica**. Quest'ultima consiste in un sottile strato di materiale magnetico opportunamente fissato alla base del singolo accelerometro, il quale consente un veloce e versatile posizionamento del sensore di misurazione senza ricorrere all'utilizzo di ulteriori dispositivi. È essenziale notare che l'adozione di questa tecnica di installazione richiede che l'oggetto di studio sia ferromagnetico e che l'intervallo di frequenze d'interesse non superi i 2000 Hz. Infatti, ogni tipologia di fissaggio del sensore alla struttura influisce in maniera differente sul valore di frequenza di risonanza, proprio come mostrato in figura 5.5.



Figura 5.4 - Accelerometro piezoelettrico 356A16 con relativo sistema di riferimento locale

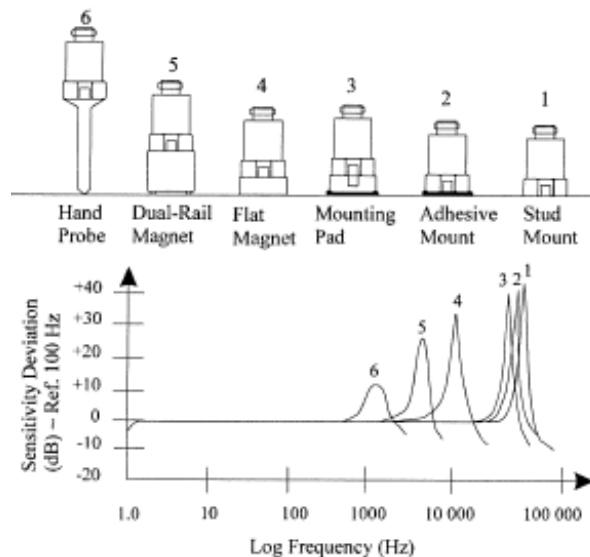


Figura 5.5 - Effetto del metodo di montaggio sulla risposta in frequenza dello strumento di misurazione

Ogni sensore è dotato di un sistema di riferimento locale, visibile su uno dei lati dell'accelerometro riportato in figura 5.4, al quale è associata un certo valore di sensibilità, definita anche sensitività, variabile per ogni suo asse e massima per Z (direzione perpendicolare alla superficie di appoggio).

Nella tabella 9, direttamente tratta dalla scheda tecnica del sensore utilizzato [16], sono dettagliate le specifiche di questo sofisticato strumento di misura, suddivise nelle seguenti quattro categorie principali:

Tabella 9 - Specifiche tecniche dell'accelerometro triassiale ICP 356A16

	INGLESE:	SI:
PRESTAZIONE		
Sensibilità ($\pm 10\%$)	100 mV/g	10,2 mV/(m/s ²)
Campo di misura	± 50 g conf	± 490 m/s ² conf
Gamma di frequenza ($\pm 5\%$) (asse y o z)	da 0,5 a 5000 Hz	da 0,5 a 5000 Hz
Gamma di frequenza ($\pm 5\%$) (asse x)	da 0,5 a 4500 Hz	da 0,5 a 4500 Hz
Gamma di frequenza (± 10)	da 0,3 a 6000 Hz	da 0,3 a 6000 Hz
Frequenza di risonanza	≥ 25 kHz	≥ 25 kHz
Risoluzione banda larga (1)	0,0001 g valore efficace	0,001 m/s ² efficace
Risposta di fase ($\pm 5^\circ$)	da 1,0 a 5000 Hz	da 1,0 a 5000 Hz
Non linearità	$\leq 1\%$	$\leq 1\%$
Sensibilità Trasversale	$\leq 5\%$	$\leq 5\%$
AMBIENTALE		
Limite di sovraccarico (shock)	± 7000 g conf	± 68600 m/s ² conf
Intervallo di temperatura (operativo)	Da -65 a +176 °F	da -54 a +80°C
Risposta alla temperatura	Vedi grafico %/°F	Vedi grafico %/°F
Sensibilità alla deformazione di base	0,001 g/ $\mu\epsilon$	0,01 (m/s ²)/ $\mu\epsilon$
ELETTRICO		
Tensione di eccitazione	Da 20 a 30 VCC	Da 20 a 30 VCC
Eccitazione a corrente costante	da 2 a 20 mA	da 2 a 20 mA
Impedenza di uscita	$\leq 2000\Omega$	$\leq 2000\Omega$
Tensione di polarizzazione in uscita	Da 8 a 12 V CC	Da 8 a 12 V CC
Costante del tempo di scarica	da 1,0 a 3,0 secondi	da 1,0 a 3,0 secondi
Tempo di assestamento (entro il 10% del bias)	<10 secondi	<10 secondi
Rumore spettrale (1 Hz)	40 $\mu\text{g}/\sqrt{\text{Hz}}$	392 ($\mu\text{m}/\text{sec}^2$)/ $\sqrt{\text{Hz}}$
Rumore spettrale (10 Hz)	10 $\mu\text{g}/\sqrt{\text{Hz}}$	98 ($\mu\text{m}/\text{sec}^2$)/ $\sqrt{\text{Hz}}$
Rumore spettrale (100 Hz)	3 $\mu\text{g}/\sqrt{\text{Hz}}$	29,4 ($\mu\text{m}/\text{sec}^2$)/ $\sqrt{\text{Hz}}$
Rumore spettrale (1 kHz)	1 $\mu\text{g}/\sqrt{\text{Hz}}$	9,8 ($\mu\text{m}/\text{sec}^2$)/ $\sqrt{\text{Hz}}$
Rumore spettrale (10 kHz)	0,5 $\mu\text{g}/\sqrt{\text{Hz}}$	4,9 ($\mu\text{m}/\text{sec}^2$)/ $\sqrt{\text{Hz}}$
FISICO		
Elemento sensibile	Ceramica	Ceramica
Geometria del rilevamento	Taglio	Taglio
Materiale dell'alloggiamento	Alluminio anodizzato	Alluminio anodizzato
Sigillatura	Epossidico	Epossidico
Dimensioni - Altezza	0,55 pollici	14,0 mm
Taglia - Lunghezza	0,80 pollici	20,3 mm
Dimensioni - Larghezza	0,55 pollici	14,0 mm
Peso	0,26 once	7,4 grammi
Connettore elettrico	1/4-28 a 4 pin	1/4-28 a 4 pin
Posizione dei collegamenti elettrici	Lato	Lato
Filettatura di montaggio	10-32 Femminile	10-32 Femminile
Coppia di montaggio	Da 10 a 20 pollici-libbre	Da 113 a 225 N-cm

5.3 Il sistema di acquisizione NI cDAQ-9136

Come ampiamente descritto nella sezione dedicata ai richiami teorici, il segnale analogico rilevato dagli accelerometri piezoelettrici deve essere opportunamente acquisito, convertito in formato digitale e registrato dal sistema di acquisizione dati (DAQ). In questo caso, si è ricorso all'utilizzo del modello NI cDAQ-9136 della National Instruments, mostrato in figura 5.6, ed equipaggiato con tre moduli di acquisizione NI 9234. Questi moduli fungono da acquisitori, offrendo i terminali di ingresso ai cablaggi provenienti direttamente dai trasduttori di accelerazione. Ogni modulo presenta quattro canali di ingresso, consentendo al sistema di acquisizione di rilevare contemporaneamente su dodici canali, il numero esatto richiesto per acquisire lungo le tre direzioni principali per ciascun accelerometro piezoelettrico utilizzato.

Di seguito, insieme alle relative rappresentazioni grafiche, sono riportate le tabelle 10 e 11 contenenti le specifiche tecniche dei due strumenti della National Instruments appena menzionati [17, 18].



Figura 5.6 - Sistema di acquisizione NI cDAQ-9136

Tabella 10 - Specifiche tecniche del sistema di acquisizione NI cDAQ-9136

Processore	Intel Atom E3845
Numero Di core	4
Frequenza della CPU	1.19 GHz
Velocità di trasmissione massima	115200 b/s
Bit di dati	5, 6, 7, 8
Bit di arresto	1, 2
Memoria di sistema	DDR3 da 2 GB
SSD	Fino a 32 GB
Ingresso analogico	
Dimensione FIFO in input	127 campioni per slot
Freq. Di campionamento massima	Determinato dal modulo di acquisizione usato
Precisione del tempo	50 ppm di frequenza di campionamento
Risoluzione temporale	12.5 ns



Figura 5.7 - Modulo di acquisizione NI 9234

Tabella 11 - Specifiche tecniche del modulo di acquisizione NI 9234

Numero di canali	4 canali di ingresso analogici
Risoluzione dell'ADC	24 bit
Tipo di ADC	Delta-Sigma (con prefiltro analogico)
Modalità di campionamento	Simultaneo
Frequenza principale interna	13.1072 MHz
Freq. Banda passante	$0.45 \cdot F_s$
Freq. Banda di arresto	$0.55 \cdot F_s$
Larghezza di banda senza alias	$0.45 \cdot F_s$
Tasso di sovra-campionamento	$64 \cdot F_s$

Capitolo 6

6 Caso di riferimento

Per l'individuazione e l'analisi del caso preso come riferimento nel processo di caratterizzazione del comportamento vibrazionale, si è preso l'assale posteriore del mezzo telescopico TF40, messo a disposizione dall'azienda, e si è proceduto nel seguente modo:

1. Verifica del componente meccanico di studio: Un primo sguardo da vicino.

Nella fase iniziale delle attività sperimentali, ci si è concentrati sulla verifica dell'assale posteriore Merlo, smontandolo e osservando la sua struttura interna per individuare e correggere eventuali errori di montaggio presenti. In conformità alle indicazioni delle Norme di Montaggio aziendali, si è intervenuti attivamente sulla regolazione delle ghiera di registrazione dei cuscinetti volventi, disponendole nella configurazione più vicina a quella nominale e specificata nel precedente capitolo 4.

Specificamente per questa configurazione di riferimento, particolare attenzione è stata dedicata al cuscinetto volvente situato in corrispondenza del mozzo ruota del semi-asse sinistro. Dopo l'estrazione dei grani di bloccaggio, ci si è trovati di fronte ad una coppia di serraggio della ghiera di regolazione così ridotta da consentirne lo svitamento a mano. Di conseguenza, si è dovuti intervenire correggendo la posizione angolare mediante un ulteriore serraggio, portando la coppia ad un valore sensibilmente diverso da quello nominale. Infatti, la misurazione di tale coppia di serraggio finale, eseguita con chiave dinamometrica, ha rilevato un valore significativamente superiore ai nominali 50 Nm. Questo aumento è dovuto al fatto che la variazione della coppia durante il serraggio non segue un andamento lineare, ma piuttosto una caratteristica semi-esponenziale, collocandosi intorno ai 140 Nm.

Tale fase iniziale si è conclusa con la chiusura a pacchetto dei riduttori di velocità ed il conseguente rimontaggio totale dell'assale stesso;

2. **Test preliminare: Periodo di funzionamento sotto monitoraggio.** L'assale posteriore, dopo essere stato montato su banco prova, è stato posto in funzione a velocità costante per un determinato periodo. Durante tale intervallo di tempo, oltre a verificare il corretto funzionamento e l'assenza di eventuali anomalie sonore, si è controllato che il differenziale all'ingresso dell'assale posteriore stesso non alteri il funzionamento, presentando velocità di rotazione differenti tra i mozzi-ruota del semiasse sinistro e di quello destro. Tale controllo è stato effettuato ricorrendo all'utilizzo di un comune sensore contagiri del noto marchio SPIN.
3. **Misurazioni di riferimento: Punto di partenza per il presente lavoro di tesi.** Da questo momento, l'assale posteriore in questione risulta pronto per essere sottoposto alle campagne sperimentali di misurazione dinamica. In tabella 12, qui di seguito riportata, si specificano dettagliatamente i parametri di prova applicati per ottenere i diversi set di acquisizione.

6.1 Disposizione degli accelerometri piezoelettrici

Una volta aver disposto correttamente l'assale posteriore Merlo su banco prova, è necessario procedere ad un'ottimale disposizione dei trasduttori piezoelettrici lungo la sua struttura.

Nonostante tale procedimento sia meccanicamente agevole ed immediato grazie all'utilizzo delle basette magnetiche, si tratta di una fase di cruciale importanza in grado di influenzare profondamente i risultati delle misurazioni sperimentali. Pertanto, risulta essere imperativo procedere con la massima attenzione, cercando di soddisfare al meglio due requisiti fondamentali. In primo luogo, il posizionamento deve avvenire su un tratto piano della superficie della struttura metallica e deve essere facilmente replicabile. Ciò assicura un'aderenza ottimale delle basette magnetiche alla struttura, garantendo una ripetibilità massima nella locazione del trasduttore stesso tra una campagna di misurazione e quella successiva. Il secondo criterio, invece, è di natura prettamente

dinamica e richiede che gli accelerometri siano posizionati in corrispondenza di settori significativi dal punto di vista vibrazionale.

Seguendo queste disposizioni, i quattro accelerometri piezoelettrici sono stati posizionati in corrispondenza dei seguenti punti chiave:

- (1) Su una leggera sporgenza presente in prossimità del vincolo, ovvero del sistema di bloccaggio dell'assale al banco prova, composto da piastra, supporto e bulloneria;
- (2) Sull'alloggiamento del cuscinetto volvente presente all'estremità del semi-asse;
- (3) Sul carter di rivestimento del riduttore di velocità, nella porzione di spazio presente in corrispondenza della parte posteriore della flangia del mozzo ruota;
- (4) Sull'estremità inferiore del carter di rivestimento in corrispondenza del riduttore di velocità.

La figura 6.1, qui di seguito riportata, mostra graficamente la disposizione spaziale dei quattro accelerometri piezoelettrici sul solo semi-asse sinistro, specificando i relativi riferimenti numerici utilizzati dalla classificazione appena descritta.

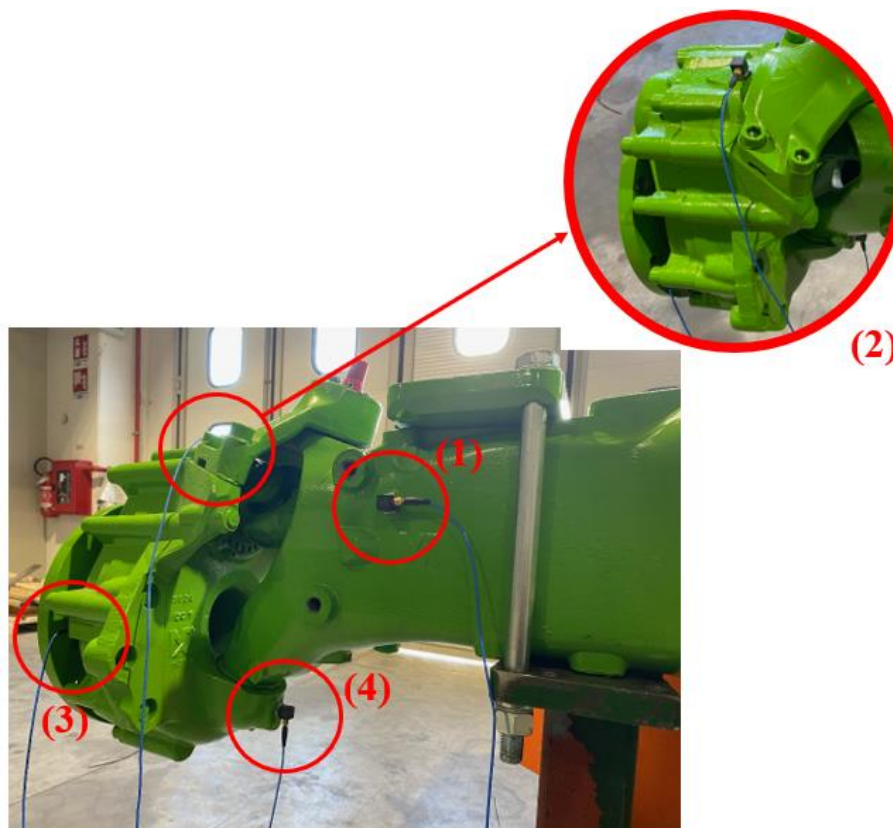


Figura 6.1 - Disposizione dei quattro accelerometri sul braccio sinistro dell'assale posteriore TF40

La disposizione degli accelerometri piezoelettrici sul semi-asse destro può essere ottenuta facilmente per simmetria prendendo come riferimento la disposizione appena descritta e specchiandola rispetto al differenziale.

Basandosi su quanto detto finora, è di fondamentale importanza notare che i quattro accelerometri sono stati disposti lungo la struttura dell'assale con orientamenti differenti, determinando una variazione spaziale del loro sistema di riferimento passando da un trasduttore all'altro. Pertanto, per un'interpretazione univoca e adeguata dei risultati di misurazione, è essenziale definire un sistema di riferimento globale per l'intero mezzo telescopico e correlare tutti i sistemi di riferimento locali ad esso. La figura 6.2 illustra il sistema di riferimento globale adottato nello sviluppo di questo lavoro.



Figura 6.2 - Sistema di riferimento globale del mezzo telescopico in esame

6.2 Condizioni di prova sperimentali

Le condizioni di prova costituiscono l'insieme dei parametri di funzionamento del sistema sperimentale a disposizione, la cui corretta determinazione risulta cruciale per la realizzazione di campagne di misurazione precise, affidabili e facilmente replicabili. In tabella 12 sono schematicamente riportate le tre specifiche condizioni di prova a cui è stato sottoposto l'assale posteriore Merlo, considerando entrambi i suoi semiassi nelle diverse configurazioni esaminate dettagliatamente nel prossimo capitolo (capitolo 7). Come evidenziato, l'unico parametro variabile che incide sulle sue condizioni operative è la velocità di rotazione dell'albero di trasmissione all'ingresso del differenziale. Sono stati selezionati tre valori di velocità di rotazione in ingresso multipli tra loro, scelti direttamente dalle opzioni presentate dall'interfaccia grafica del banco prova. Questa selezione mira a fornire grafici di risposta in frequenza più coerenti tra loro e maggiormente confrontabili.

Tabella 12 - Condizioni di prova sperimentale

	Condizione 1	Condizione 2	Condizione 3
Frequenza di campionamento	500 Hz		
Intervallo di campionamento	20 s		
Velocità di rotazione albero di trasmissione in ingresso	1020 rpm	2040 rpm	3060 rpm
Velocità di avanzamento mezzo (se munito di pneumatici standard: 400/70-24 BKT CON STAR)	11.3 km/h	22.6 km/h	33.9 km/h

6.3 Elaborazione numerica dei dati sperimentali

Per ciascuna condizione di prova, i risultati di misurazione, opportunamente campionati e acquisiti tramite il sistema di acquisizione NI cDAQ-9136, vengono registrati e memorizzati in un file Excel. Questo file Excel sarà composto da tredici colonne, dove la prima contiene gli istanti temporali in cui è stato campionato il singolo valore della grandezza di interesse, mentre le restanti dodici contengono le informazioni dinamiche, espresse in termini di accelerazione. Questo numero, dodici, non è casuale e deriva dall'utilizzo di quattro accelerometri piezoelettrici triassiali, che campionano contemporaneamente lungo le tre direzioni principali del proprio sistema di riferimento. Con le informazioni dinamiche così ottenute, attraverso un'adeguata manipolazione mediante il software di calcolo numerico Matlab, è possibile tracciare graficamente l'andamento della grandezza di interesse in funzione del tempo e della frequenza.

L'andamento temporale dell'accelerazione, campionato a velocità di rotazione costante e transiente esaurito, si presenta come un tipico segnale stazionario. Ciò significa che la sua distribuzione di probabilità rimane invariata nel tempo, mantenendo costanti anche i parametri statistici come media e varianza. A titolo di esempio, nella seguente figura 6.3 si riporta l'andamento temporale nel caso in cui si solleciti il semi-asse sinistro dell'assale con una velocità di rotazione in ingresso pari a 3060 rpm. Pur riferendosi specificamente alle informazioni dinamiche di uno dei canali di acquisizione, questo grafico illustra la proprietà di stazionarietà che è valida per qualsiasi delle acquisizioni effettuate.

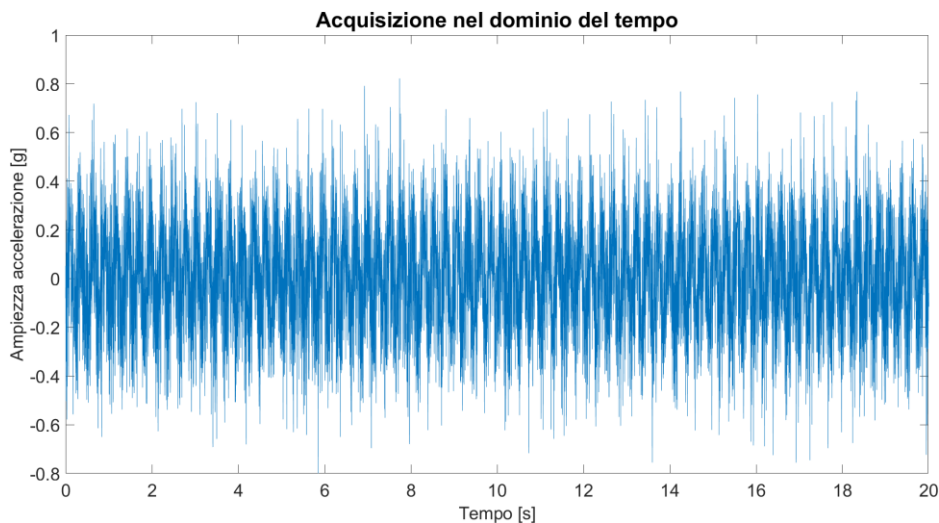


Figura 6.3 - Acquisizione nel dominio del tempo Accelerometro 1 (direzione X, semi-asse sinistro, 3060 rpm)

In merito alla rappresentazione dei dati dinamici nel dominio delle frequenze, come dettagliatamente trattato nella sezione dedicata ai richiami teorici, si fa uso delle funzioni FFT e PWELCH già implementate in Matlab. Questi strumenti numerici consentono di eseguire in modo altamente efficiente la Trasformata Discreta di Fourier (DFT), a partire dai dati temporali precedentemente ottenuti, generando un risultato grafico che esprime l'accelerazione in termini di ampiezza (FFT) e densità di potenza (PSD).

Le figure tridimensionali 6.4 e 6.5, presentate a mero scopo dimostrativo, offrono una panoramica completa delle informazioni dinamiche nel dominio spettrale. In particolare, queste figure illustrano qualitativamente i principali picchi spettrali nell'intervallo frequenziale considerato, quando l'assale posteriore del mezzo TF40 è sollecitato con una velocità di rotazione all'ingresso del differenziale pari a 3060 rpm.

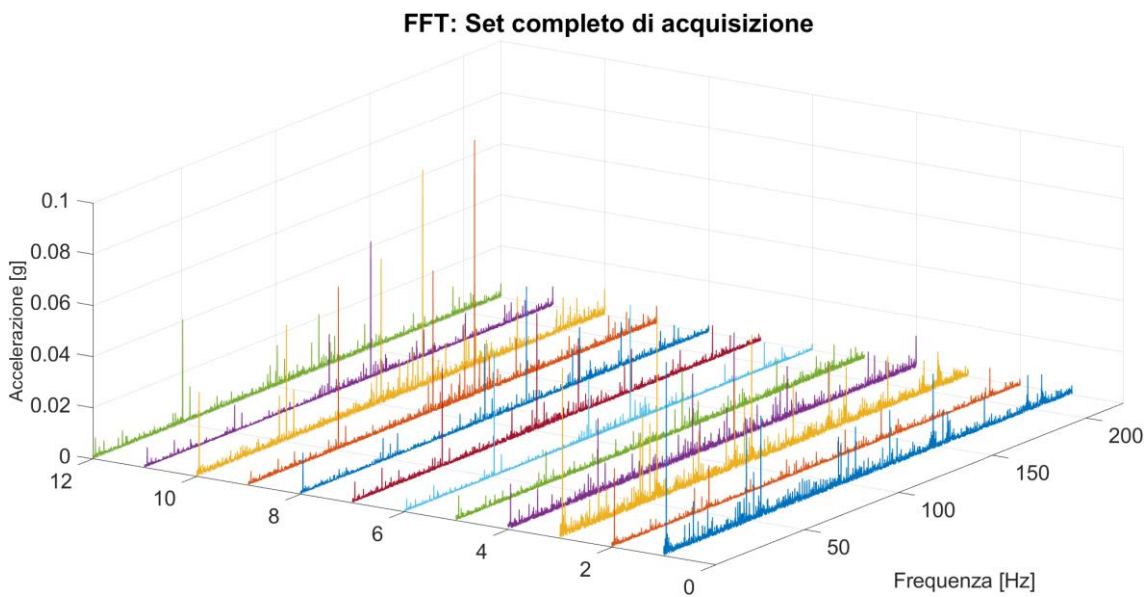


Figura 6.4 - FFT: Set di acquisizione completo (12 canali)

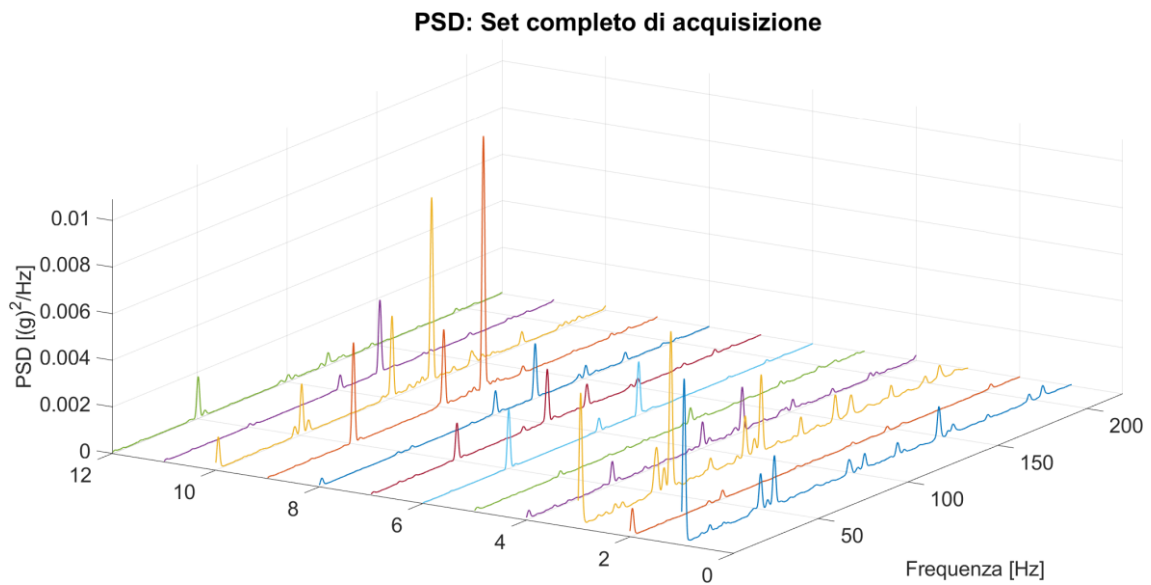


Figura 6.5 - PSD: Set di acquisizione completo (12 canali)

6.4 Caratterizzazione del comportamento vibrazionale dell'assale Merlo di riferimento

Esaminando la risposta in frequenza di un sistema meccanico complesso, si evidenziano numerosi tratti spettrali, rendendone talvolta complessa l'interpretazione. In queste circostanze, risulta cruciale partire da ciò che è già noto e identificato, come le frequenze caratteristiche della macchina. Si tratta di componenti frequenziali ben definite la cui manifestazione è dovuta ad aspetti ciclici del regolare funzionamento del macchinario stesso. La comparsa di tali componenti spettrali è normalmente accompagnata dalla presenza di armoniche superiori, le quali si collocano a valori frequenziali multipli interi della frequenza principale stessa. Tra queste, assumono particolare importanza la frequenza della forzante applicata al sistema meccanico, i contributi spettrali derivanti dalla rotazione dei vari componenti interni e le frequenze di ingranamento degli ingranaggi.

Nel contesto dello studio sull'assale posteriore del mezzo telescopico TF40 della Merlo, le componenti spettrali rilevanti, influenzate dalla velocità di funzionamento in ingresso al differenziale, sono descritte dettagliatamente nella seguente tabella:

Tabella 13 - Frequenze notevoli dell'assale Merlo sollecitato con le tre diverse condizioni di prova

	1020 rpm	2040 rpm	3060 rpm
Frequenza di rotazione dell'albero in ingresso al differenziale	17 Hz	34 Hz	51 Hz
Frequenza di rotazione dei semi-assi	4.15 Hz	8.3 Hz	12.45 Hz
Frequenza di ingranamento tra gli ingranaggi del differenziale	170 Hz	340 Hz	510 Hz
Frequenza di ingranamento tra gli ingranaggi del riduttore di velocità	41.5 Hz	83.0 Hz	124.5 Hz

Le figure 6.6 e 6.7, qui di seguito riportate, mostrano in modo diretto il confronto grafico tra i segnali ottenuti dall'analisi dinamica del medesimo assale a tutte e tre le velocità di funzionamento considerate. I dati dinamici, a cui si fa riferimento in questo caso, sono stati acquisiti dall'accelerometro posizionato sulla flangia-ruota lungo la direzione globale X, corrispondente all'avanzamento del macchinario.

In particolare, si focalizza l'attenzione sulla relazione lineare che intercorre tra le armoniche fondamentali nel caso in cui il sistema meccanico venga fatto funzionare a velocità rotazionali maggiori e le armoniche di ordine superiore presenti a velocità di rotazione in ingresso inferiore (1020 rpm). Infatti, è osservabile che il raddoppio (o triplicazione) della velocità di rotazione in ingresso comporta un analogo aumento del valore frequenziale in cui si trova il nuovo picco spettrale.

Inoltre, dalle stesse figure emerge un aspetto che inizialmente potrebbe apparire ovvio, ma che acquisisce rilevanza dall'analisi dettagliata di uno dei casi di studio del capitolo successivo (Capitolo 7). Si tratta del comportamento proporzionale delle vibrazioni dell'assale posteriore, il quale varia gradualmente con l'incremento della velocità di rotazione. Partendo dalla velocità minore (1020 rpm), l'ampiezza delle vibrazioni aumenta progressivamente con l'aumentare della velocità di rotazione. Questa tendenza è evidente sia dall'ampiezza dei picchi principali che dai tratti stazionari, dai quali non si

riscontrano componenti dinamici di primaria importanza. Tale aspetto, al termine dell'analisi dei dati sperimentali, diventerà un vero e proprio discriminante significativo per alcune configurazioni dell'assale soggette a difetti di montaggio.

Analogamente, l'analisi statistica dei parametri temporali conferma la stessa tendenza. In tabella 14, si osserva l'aumento percentuale dei valori della radice quadratica media (RMS), del valore di picco (Peak) e del fattore di cresta (Crest Factor) all'aumentare della velocità di funzionamento. Questi valori sono espressi come variazioni percentuali rispetto alla condizione di funzionamento iniziale imposta a 1020 rpm, evidenziando la relazione tra l'ampiezza delle vibrazioni e la velocità di funzionamento. Nonostante si registri tale aumento al crescere della velocità di funzionamento, il segnale mantiene il suo distintivo comportamento stazionario. Questo è evidenziato dal fatto che il parametro utilizzato per valutare l'impulsività del segnale, noto come Kurtosis, rimane costante e pari circa al suo valore tipico e caratteristico per segnali di questo tipo.

Alcune incongruenze si riscontrano nei valori numerici del fattore di cresta, evidenziate dalla presenza alternata di valori percentuali positivi e negativi. Tuttavia, va considerato che tale parametro è definito come il rapporto tra il valore di picco e la radice quadratica media. Queste variazioni, dunque, risultano plausibili e suggeriscono che l'ampiezza delle vibrazioni non segue una relazione perfettamente lineare con la velocità di funzionamento. Infatti, i valori dei diversi fattori di cresta sono variabili, ma la loro variazione complessiva si mantiene prossima al valore nullo.

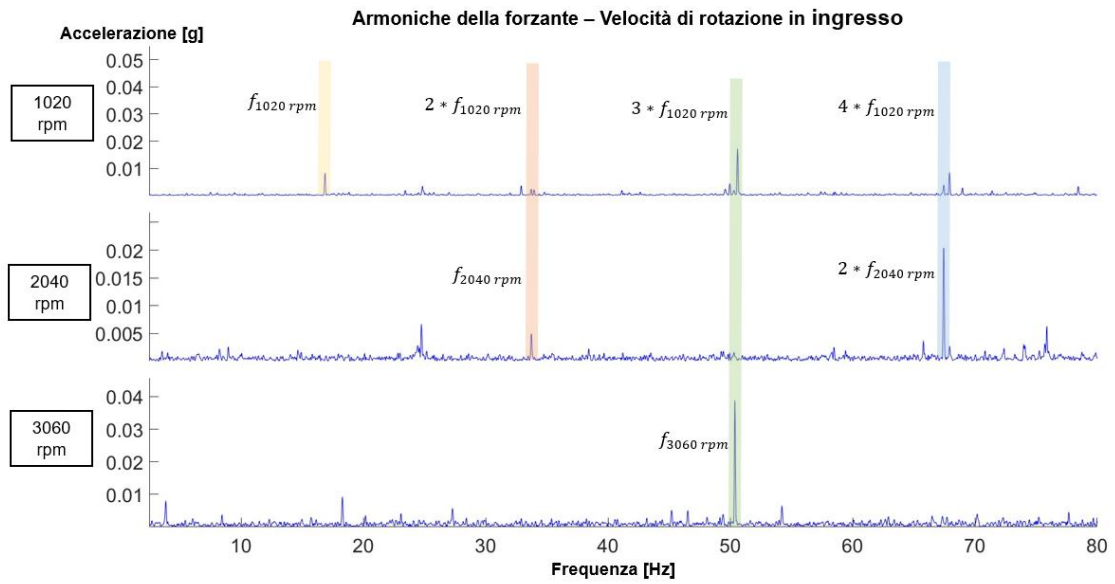


Figura 6.6 - Propagazione delle armoniche della forzante al variare della velocità di funzionamento

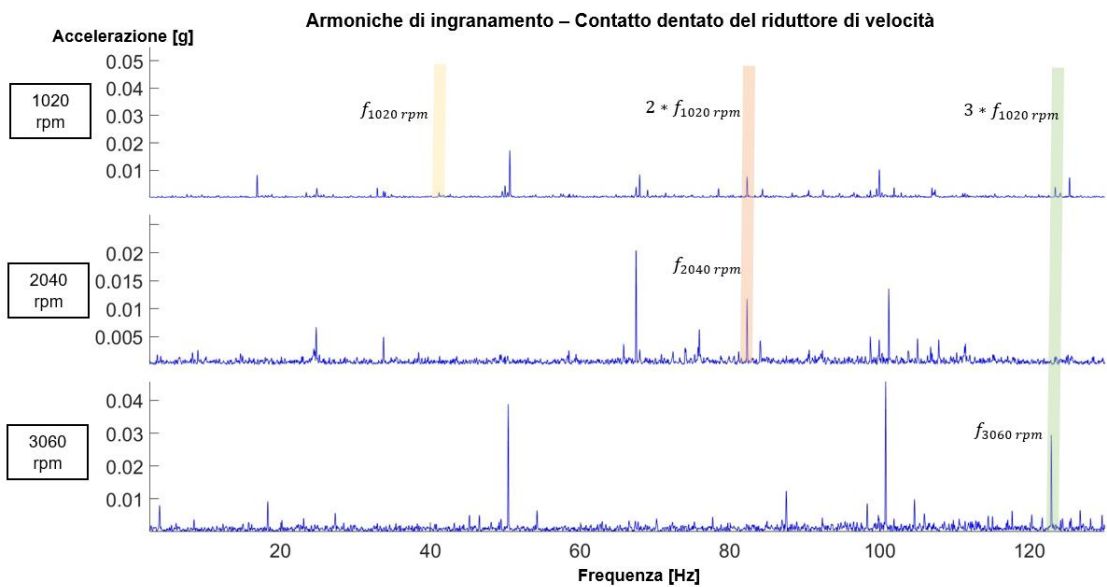


Figura 6.7 - Propagazione delle armoniche di ingranamento al variare della velocità di funzionamento

Caso di riferimento

Tabella 14 - Andamento dei parametri statistici al variare della velocità (Caso di riferimento)

	aRMS [g]			Peak [g]			Crest Factor		
	1020 rpm	2040 rpm	3060 rpm	1020 rpm	2040 rpm	3060 rpm	1020 rpm	2040 rpm	3060 rpm
Acc. 1: Vincolo (X)	0.067	+93.3%	+252.8%	0.297	+75.5%	+191.5%	4.41	-10.2%	-17.4%
Acc. 1: Vincolo (Y)	0.0417	+65.7%	+152.8%	0.159	+73.1%	158.1%	3.799	+4.4%	+2.1%
Acc. 1: Vincolo (Z)	0.096	+84.4%	+206.8%	0.379	+73.1%	223.1%	3.963	-6.0%	+5.3%
Acc. 2: Semi-asse (X)	0.111	+30.2%	+87.9%	0.379	+66.4%	+116.2%	3.413	+27.7%	+14.9%
Acc. 2: Semi-asse (Y)	0.088	+18.9%	+63.6%	0.325	+34.1%	+88.3%	3.689	+12.7%	+15.1%
Acc. 2: Semi-asse (Z)	0.076	+13.6%	+68.7%	0.252	+25.8%	+88.4%	3.326	+10.7%	+11.6%
Acc. 3: Flangia ruota (X)	0.096	+0.5%	+66.2%	0.313	+24.1%	+98.1%	3.256	+23.6%	+19.2%
Acc. 3: Flangia ruota (Y)	0.069	+25.4%	+112.2%	0.260	+33.0%	+118.9%	3.753	+6.0%	+3.1%
Acc. 3: Flangia ruota (Z)	0.0864	+53.0%	170.8%	0.292	+88.7%	+175.8%	3.383	+23.1%	+1.9%
Acc 4: Riduttore (X)	0.106	+49.2%	+143.1%	0.382	+54.0%	+120.5%	3.602	+3.2%	-9.3%
Acc 4: Riduttore (Y)	0.0704	+40.8%	+111.2%	0.238	+55.4%	+123.0%	3.385	+10.4%	+5.6%
Acc 4: Riduttore (Z)	0.0857	+26.0%	+60.9%	0.279	+56.0%	+124.5%	3.259	+23.7%	+39.7

Capitolo 7

7 Analisi comparativa: Caso di riferimento e Casi difettosi del sistema meccanico

Dopo aver definito in dettaglio i passaggi necessari a ottenere l'assale considerato come riferimento e averne caratterizzato il comportamento vibrazionale, si procede ora all'analisi delle sue diverse configurazioni. Queste configurazioni sono ottenute introducendo uno alla volta i difetti tipicamente riscontrati al termine della linea di montaggio di questo componente meccanico.

I difetti di montaggio analizzati sono tre e coinvolgono il giunto sferico di collegamento del braccetto di sterzo e le ghiera di registrazione dei cuscinetti rispettivamente posizionate sul mozzo ruota e sull'estremità laterale del semi-asse, come precedentemente descritto nel Capitolo 4. L'approccio utilizzato in questo studio si basa sul confronto diretto, a parità di condizioni di funzionamento, tra i risultati ottenuti sperimentalmente dalla configurazione ottimale dell'assale di riferimento e le sue varianti difettose. Questo permette di comprendere in modo immediato come ciascun difetto di montaggio influenzi il regolare funzionamento del sistema dal punto di vista vibrazionale.

Come precedentemente menzionato nella sezione dedicata ai richiami teorici, gli strumenti utilizzati per condurre questa analisi dinamica consentono di esaminare le acquisizioni sia nel dominio del tempo che in quello delle frequenze. Nel dominio del tempo vengono calcolati in modo assoluto i parametri statistici e, successivamente, si presta particolare attenzione alle loro variazioni tra i diversi casi. Per lo studio spettrale, vengono utilizzate due rappresentazioni grafiche differenti: la FFT e la PSD. Questa scelta è motivata dal fatto che entrambe queste rappresentazioni spettrali offrono una visione ottimale dei risultati sperimentali, concentrandosi su aspetti differenti.

La Densità Spettrale di Potenza (PSD), per la sua definizione teorica, è particolarmente adatta per rappresentare graficamente fenomeni dinamici affetti da un significativo

rumore bianco, ovvero una componente casuale di secondaria importanza per l'entità della sua ampiezza, la quale va a sommarsi alle normali vibrazioni create dal sistema. Questo metodo amplifica i picchi principali e attenua quelli secondari, restituendo uno spettro in frequenza più pulito, composto solo dalle componenti più importanti dal punto di vista energetico-dinamico. Tuttavia, i picchi principali presentano una forma smussata a causa della distribuzione su una banda di frequenze più ampia, rendendo più complicata la lettura precisa del valore di massimo lungo l'asse delle frequenze.

D'altra parte, la FFT rappresenta il metodo di base più utilizzato ed efficiente per effettuare la Trasformata di Fourier Discreta dei dati numerici acquisiti sperimentalmente. Pur essendo sensibile al rumore di fondo, offre una maggiore risoluzione in termini di frequenza, facilitando l'individuazione precisa delle frequenze principali del sistema meccanico in studio. Inoltre, la FFT consente di seguire l'andamento spettrale della grandezza di interesse, esprimendola con la sua unità di misura caratteristica.

Per sfruttare i vantaggi di entrambe le tecniche e mitigare le relative limitazioni, si è deciso di adottare sia la PSD per il confronto in termini di ampiezza delle oscillazioni vibrazionali, sia la FFT per l'analisi in frequenza dei contributi principali.

Di seguito, si presentano i confronti tra la configurazione dell'assale Merlo di riferimento (descritta nel Capitolo 6) e le configurazioni difettose (descritte nel Capitolo 4), utilizzando gli strumenti di analisi appena menzionati.

7.1 Analisi dell'effetto della prima categoria di difetti di montaggio

Si parte ora con l'analisi dell'effetto dinamico sul regolare funzionamento dell'assale posteriore Merlo dovuto alla presenza di un difetto di montaggio riconducibile alla prima tipologia di indagine. Si tratta dell'allentamento meccanico del giunto sferico di collegamento tra il braccetto di sterzo e la parte posteriore del carter di rivestimento del riduttore di velocità, come descritto dettagliatamente nel paragrafo 4.1.1.

Per questa analisi dinamica, si adotta uno schema concettuale diviso in due parti, corrispondenti alle due tipologie di domini in esame. Questo approccio analitico sarà mantenuto anche nei successivi studi comparativi, i quali avranno come punto di riferimento il caso esaminato nel precedente Capitolo 6 e i casi difettosi presentati nel sotto-capitolo 4.2. Ciò garantirà una maggiore coerenza nella trattazione.

7.1.1 CONFRONTO 1: Dominio delle frequenze

Prima di partire con l'analisi numerica dei dati sperimentali, considerato il carattere del difetto di montaggio considerato, il quale tende a compromettere l'efficienza del sistema di sterzo, si può ipotizzare inizialmente che il comportamento meccanico dell'assale posteriore affetto da questa tipologia di difetto sia caratterizzato da un leggero aumento delle vibrazioni. Questa ipotesi di partenza si basa sul fatto che le componenti del giunto sferico di collegamento dei braccetti di sterzo, non essendo serrate a coppia, possano essere in grado di compromettere la resistenza e la solidità meccanica dell'intero sistema di sterzo. Tuttavia, considerando che i braccetti di collegamento sono dispositivi di importanza secondaria in termini di massa ed ingombro rispetto al corpo principale dell'assale, il loro impatto sul comportamento complessivo del sistema in marcia rettilinea sia piuttosto marginale.

Passando all'analisi dei risultati sperimentali, questa previsione viene parzialmente confermata, identificando anche una direzione specifica lungo la quale la struttura mostra una tendenza a vibrare con maggiore energia ed intensità. La direzione in questione è l'asse Y del sistema di riferimento globale del mezzo telescopico (figura 7.1). Si tratta dell'orientamento spaziale lungo il quale si sviluppa l'intero sistema di sterzo, con disposizione perfettamente parallela alla struttura principale dell'assale considerato.

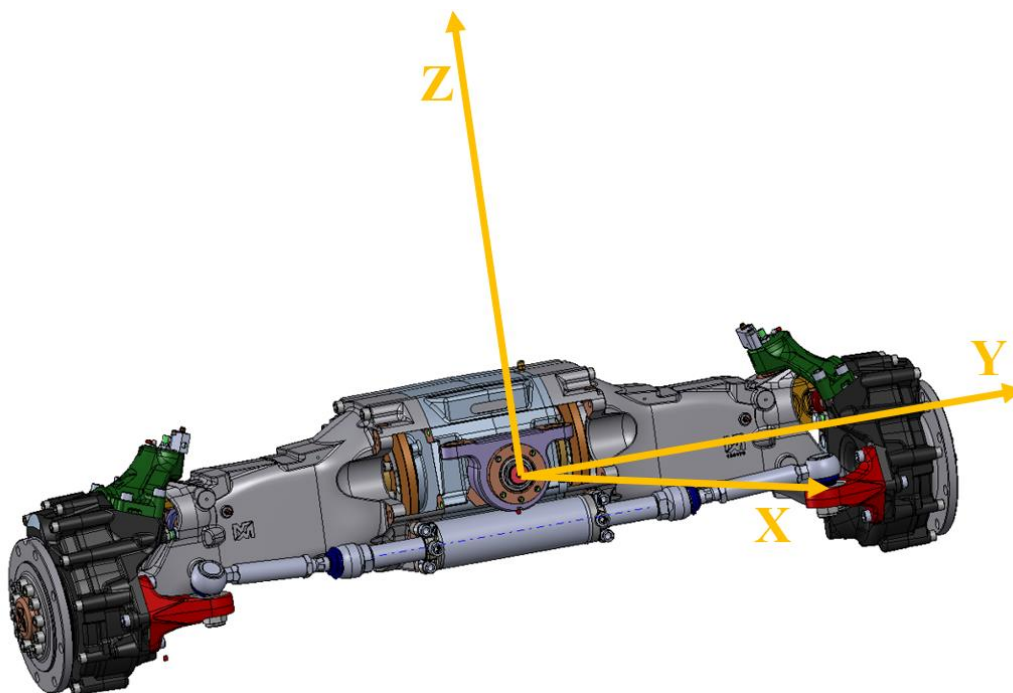
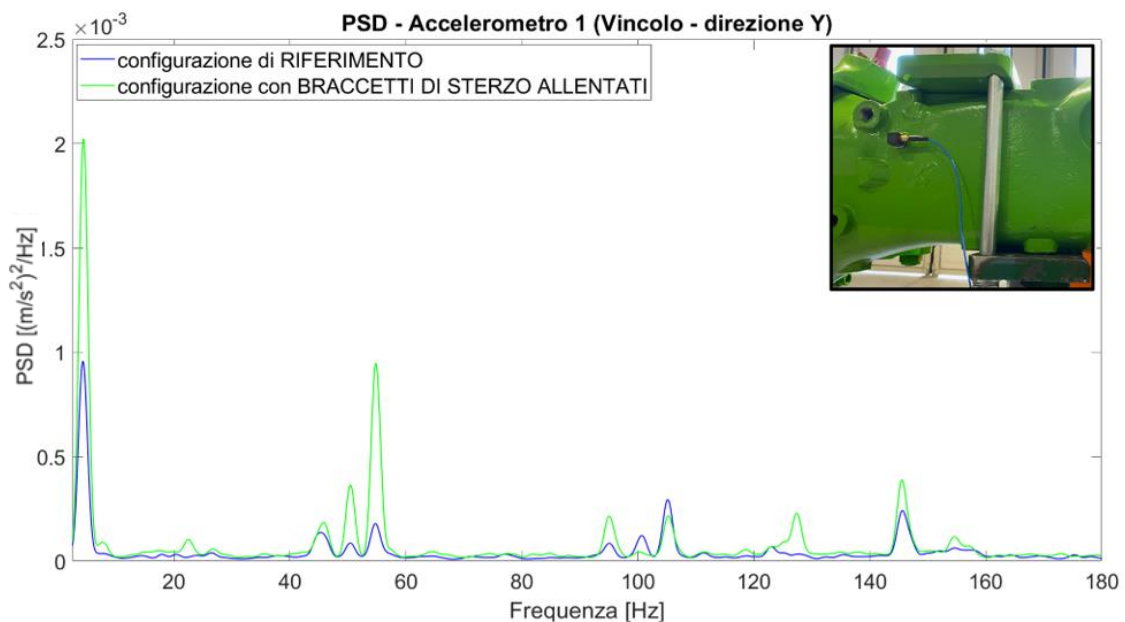


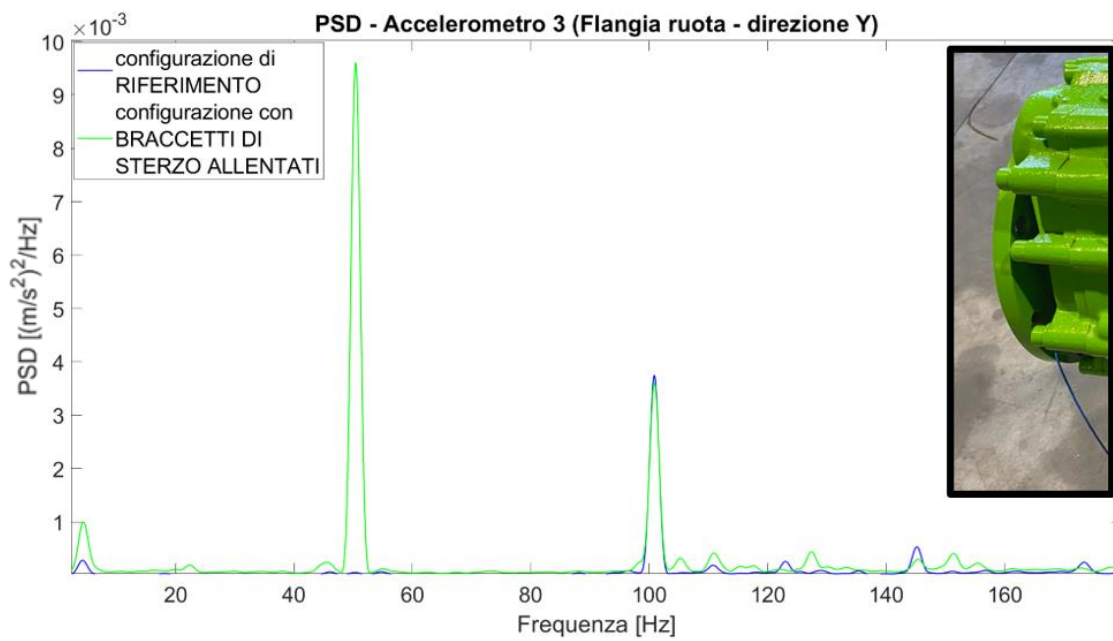
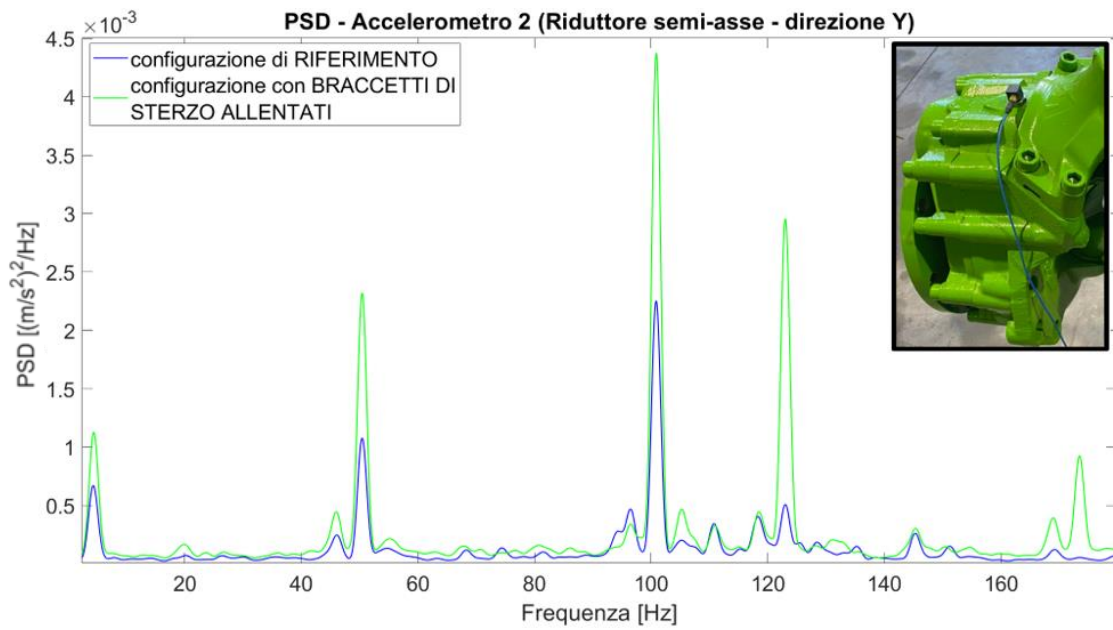
Figura 7.1 - Sistema di riferimento globale del mezzo telescopico riportato sull'oggetto di studio

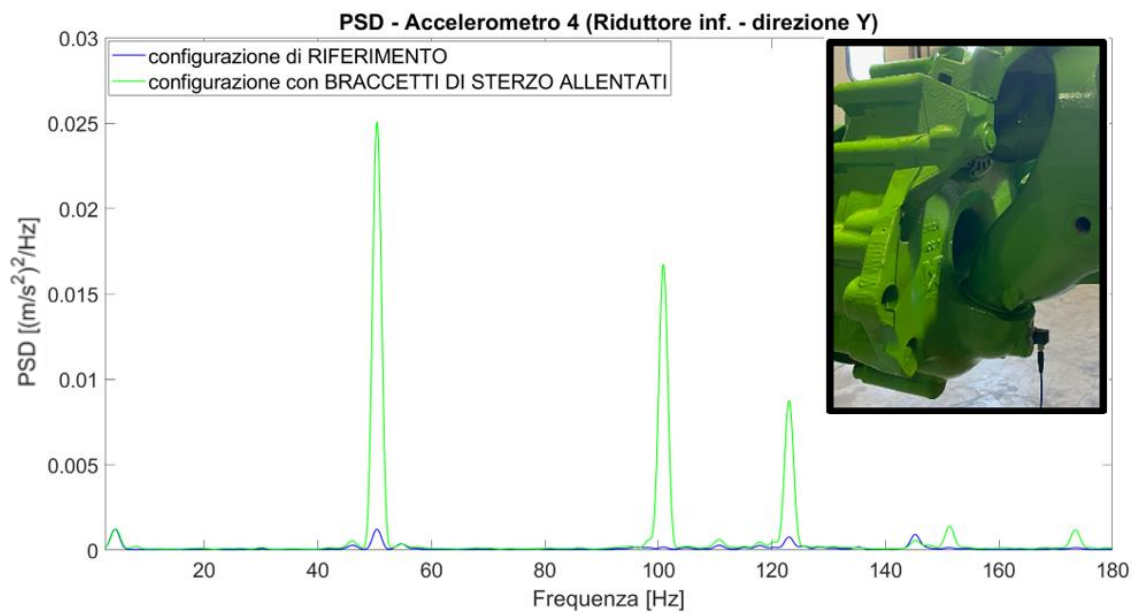
Questo distintivo comportamento dinamico è chiaramente evidente nel confronto grafico offerto dai grafici di risposta in frequenza presentati di seguito, i quali mostrano la variazione della Densità Spettrale di Accelerazione al variare della frequenza. Si tratta esclusivamente del comportamento dinamico manifestato lungo la direzione maggiormente sollecitata, quella Y, misurato da ogni accelerometro piezoelettrico posizionato sulla struttura durante l'esecuzione di una campagna di acquisizione. La velocità di funzionamento alla quale il sistema di interesse viene sottoposto per ottenere questi grafici è 3060 rpm, scelta che permette di visualizzare l'effetto maggiore che

dinamicamente si manifesta sull'assale di riferimento. Ciò consente, inoltre, ottenendo picchi spettrali di ampiezza maggiore, di contrarre le componenti dinamiche di minore importanza e di avere, così, a disposizione un grafico pulito e di più chiara interpretazione.

Prima di procedere con l'analisi dinamica dei grafici ottenuti, è importante sottolineare il motivo per il quale si sia considerato solo il semi-asse sinistro come oggetto di studio di questa sezione. Tale scelta è derivata dal fatto che il difetto meccanico è stato applicato ad entrambe le porzioni di sistema e, quindi, il comportamento dinamico è risultato praticamente identico su entrambe le porzioni di assale.







Osservando i grafici appena riportati, la caratteristica principale evidenziata è che il modo di vibrare rimane invariato tra le due diverse configurazioni analizzate. Nel confronto dei picchi, dalle forme molto smussate tipiche dell'andamento delle funzioni PSD e caratteristiche delle due configurazioni di assale considerate, si osserva un quasi perfetto allineamento in termini di frequenza. Tuttavia, ciò che varia significativamente è l'ampiezza dei picchi.

Nel caso caratterizzato dalla presenza del difetto di montaggio, si nota un'amplificazione del segnale generale che coinvolge praticamente tutte le frequenze proprie del sistema meccanico. Il massimo di questa amplificazione si verifica in corrispondenza della frequenza di rotazione dell'albero in ingresso di 51 Hz (forzante del sistema), misurata dall'accelerometro 3 e riportata in figura 7.4. Il fattore di amplificazione rilevato in questo caso raggiunge un valore di circa 200, fornendo un elemento discriminante significativo nello spettro per la rilevazione di tale difetto di montaggio.

Il fatto che il sistema difettoso sia particolarmente sollecitato lungo la direzione globale Y può essere attribuito alla modalità con la quale viene applicata la forzante. L'albero in ingresso all'assale è il componente che ruota con maggior velocità e il suo effetto inerziale tangenziale si manifesta proprio lungo la direzione in cui il sistema di sterzo è spazialmente disposto.

Questa dinamica è chiaramente rappresentata nella figura sottostante, la quale illustra il senso di rotazione dell'albero in ingresso durante il regolare funzionamento in avanti del mezzo e la direzione di maggior propagazione delle vibrazioni.

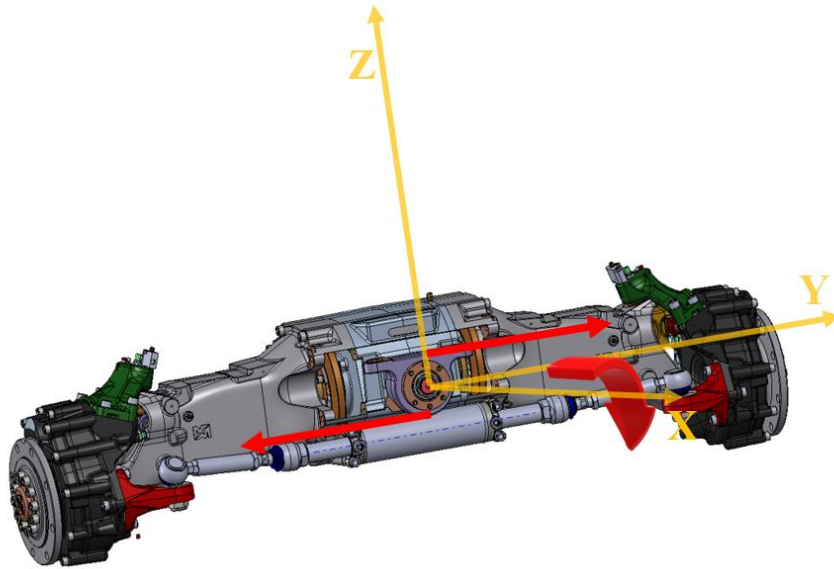


Figura 7.2 - Direzione e verso delle sollecitazioni tangenziali originate dal moto rotatorio dell'albero in ingresso al differenziale (componente con velocità angolare maggiore)

7.1.2 CONFRONTO 1: Dominio del tempo

L'effetto di amplificazione dell'energia associata alle vibrazioni evidenziato nel paragrafo precedente, causato dall'introduzione dell'allentamento meccanico del giunto sferico, viene confermato dall'andamento temporale dei parametri dinamici osservati. Infatti, nonostante il segnale mantenga il suo carattere stazionario e, quindi, il valore del Kurtosis rimanga costante e pari a circa 3, i valori della radice quadratica media e del picco di accelerazione registrano un sensibile aumento rispetto al caso di riferimento. Questo aumento, tuttavia, può essere considerato simil-proporzionale poiché i valori di variazione del fattore di cresta rimangono prossimi allo zero, con qualche anomalia di entità del tutto trascurabile.

Analisi comparativa: Caso di riferimento e Casi difettosi del sistema meccanico

A sostegno di quanto appena detto, si riporta di seguito la Tabella 15 contenente le variazioni percentuali osservabili tra i diversi canali di acquisizione per i due principali parametri statistici:

Tabella 15 - CONFRONTO 1: Dominio del tempo (variazioni percentuali)

	aRMS [g]			Peak [g]			Crest Factor		
	1020 rpm	2040 rpm	3060 rpm	1020 rpm	2040 rpm	3060 rpm	1020 rpm	2040 rpm	3060 rpm
Acc. 1: Vincolo (X)	+33.37%	+34.30%	+37.01%	+30.44%	+36.17%	+54.35%	-5.01%	+1.45%	+12.65%
Acc. 1: Vincolo (Y)	+22.12%	+23.06%	+43.49%	+16.41%	+22.36%	+37.52%	-4.57%	-0.52%	-4.23%
Acc. 1: Vincolo (Z)	+5.80%	+3.64%	+34.81%	+15.18%	+5.00%	+28.06%	+8.83%	+1.36%	-5.00%
Acc. 2: Semi-asse (X)	+6.37%	+0.41%	-7.45%	-1.13%	+6.43%	-9.43%	-6.85%	+5.96%	-2.10%
Acc. 2: Semi-asse (Y)	+51.42%	+72.71%	+82.58%	+48.40%	+77.54%	+79.94%	-1.89%	-2.90%	-1.42%
Acc. 2: Semi-asse (Z)	+36.30%	+42.79%	+27.71%	+23.50%	+42.82%	+22.77%	-9.46%	-0.15%	-3.91%
Acc. 3: Flangia ruota (X)	+34.72%	+22.00%	+4.27%	+23.49%	+10.59%	+22.75%	-8.38%	-9.30%	+17.58%
Acc. 3: Flangia ruota (Y)	+57.37%	+35.34%	+64.38%	+46.22%	+29.80%	+45.54%	-7.35%	-4.17%	+5.24%
Acc. 3: Flangia ruota (Z)	+29.21%	+36.92%	+42.38%	+34.87%	+40.08%	+78.12%	+4.90%	+2.28%	+25.10%
Acc 4: Riduttore (X)	+22.17%	+12.82%	+5.70%	+20.60%	+21.46%	-0.42%	-1.28%	+7.57%	-5.83%
Acc 4: Riduttore (Y)	+38.56%	+38.07%	+110.14%	+27.01%	+47.54%	+112.14%	-8.46%	+6.56%	+0.95%
Acc 4: Riduttore (Z)	+21.10%	+45.95%	+40.80%	+33.05%	+62.96%	+38.07%	+9.99%	+11.72%	-1.94%

7.2 Valutazione del secondo caso difettoso

Si passa ora all'analisi dinamica del secondo difetto, descritto dettagliatamente nel paragrafo 4.2.1, rispetto al corretto funzionamento dell'assale posteriore del macchinario Merlo TF40.

In questo specifico caso, il difetto è localizzato in corrispondenza del mozzo ruota del semi-asse destro, mentre sull'estremità sinistra gli elementi di assemblaggio impiegati hanno permesso di ottenere un serraggio finale conforme al valore nominale. Per caratterizzare con maggiore precisione le condizioni specifiche di questa imperfetta configurazione, sono stati misurati i valori finali di serraggio delle due ghiera di registrazione utilizzando la solita chiave dinamometrica. Nel caso del semi-asse destro, considerato critico per la presenza di un gioco assiale di entità significativa del cuscinetto volvente, la coppia di serraggio si attesta intorno a 10 Nm, mentre sul lato opposto si è raggiunto perfettamente il valore nominale di 50 Nm. Questa disparità di valori tra le due estremità non è intenzionale dal punto di vista progettuale, ma è piuttosto una diretta conseguenza di come sia stato progettato e di come venga montato manualmente tale sistema di serraggio.

Per comprendere meglio come si crei questa anomalia di montaggio e di funzionamento, si consiglia al lettore di fare riferimento all'apposita sezione del Capitolo 4.

7.2.1 CONFRONTO 2: Dominio del tempo

L'analisi temporale, grazie alla sua natura statistica, si presenta come lo strumento più idoneo per ottenere sinteticamente una visione completa del comportamento dinamico del sistema meccanico nelle diverse condizioni sperimentali. Questo rappresenta un punto di partenza essenziale per l'analisi spettrale, consentendo di identificare i canali di acquisizione più influenzati dinamicamente a livello macroscopico dalla presenza del difetto di montaggio.

Infatti, nel dominio temporale, tutte le informazioni dinamiche possono essere condensate efficacemente in due tabelle. Ciascuna di queste tabelle raccoglie dati sotto forma di

variazioni percentuali, specifiche per uno dei due semi-assi, al variare delle condizioni sperimentali. Queste variazioni percentuali, coerentemente a quanto fatto nel primo confronto, illustrano in che modo le grandezze statistiche, indicative del caso difettoso, si differenzino rispetto a quelle relative all'assale considerato come riferimento.

Di seguito, si riportano le tabelle 16 e 17 relative ai parametri statistici rispettivamente misurati sul semi-asse destro e sinistro.

Tabella 16 - Analisi temporale dei dati dinamici relativi al semi-asse DESTRO

	aRMS [g]			Peak [g]			Kurtosis		
	1020 rpm	2040 rpm	3060 rpm	1020 rpm	2040 rpm	3060 rpm	1020 rpm	2040 rpm	3060 rpm
Acc. 1: Vincolo (X)	+16.46%	+19.94%	+17.72%	+20.83%	+14.69%	+23.44%	+5.98%	+5.03%	+2.21%
Acc. 1: Vincolo (Y)	+33.56%	+34.74%	+23.57%	+43.09%	+59.26%	+19.90%	+3.40%	+4.47%	+13.44%
Acc. 1: Vincolo (Z)	+2.47%	+5.06%	+10.39%	+26.17%	+5.50%	+1.91%	+18.25%	+8.53%	-2.70%
Acc. 2: Semi-asse (X)	+10.11%	-1.21%	+7.47%	+4.56%	-6.53%	+18.17%	+7.08%	+1.19%	+5.86%
Acc. 2: Semi-asse (Y)	+15.26%	+26.71%	+36.36%	+21.22%	+41.64%	+61.22%	+7.43%	+1.19%	+8.86%
Acc. 2: Semi-asse (Z)	+34.45%	-10.38%	+2.27%	+34.05%	-3.61%	+15.26%	+2.24%	+19.39%	+7.76%
Acc. 3: Flangia ruota (X)	+51.55%	+66.11%	+75.59%	+54.06%	+60.50%	+97.88%	+3.70%	+0.77%	+2.03%
Acc. 3: Flangia ruota (Y)	+69.11%	+41.29%	+18.35%	+61.30%	+42.09%	+12.47%	+1.14%	-0.12%	-3.55%
Acc. 3: Flangia ruota (Z)	+23.47%	-4.61%	-10.38%	+1.95%	+3.21%	+8.28%	-5.98%	+8.88%	+30.10%
Acc 4: Riduttore (X)	+238.06%	+89.41%	+41.70%	+255.02%	+80.08%	+41.38%	+41.89%	+8.78%	+3.59%
Acc 4: Riduttore (Y)	+400.05%	+256.24%	+91.99%	+474.31%	+214.02%	+94.69%	+36.69%	-3.79%	+8.23%
Acc 4: Riduttore (Z)	+374.89%	+160.12%	+127.57%	+680.62%	+171.18%	104.42%	+99.31%	+13.72%	+1.16%

Tabella 17 - Analisi temporale dei dati dinamici relativi al semi-asse SINISTRO

	aRMS [g]			Peak [g]			Kurtosis		
	1020 rpm	2040 rpm	3060 rpm	1020 rpm	2040 rpm	3060 rpm	1020 rpm	2040 rpm	3060 rpm
Acc. 1: Vincolo (X)	+30.46%	+26.96%	+18.50%	+22.92%	+34.82%	+2.06%	-0.18%	+7.07%	-10.05%
Acc. 1: Vincolo (Y)	+7.47%	+20.28%	-1.81%	+12.09%	+13.32%	-0.85%	-3.88%	-1.57%	+1.67%
Acc. 1: Vincolo (Z)	+59.25%	+34.33%	+8.17%	+47.41%	+32.16%	+7.41%	-9.04%	+0.51%	-3.64%
Acc. 2: Semi-asse (X)	+25.11%	+18.60%	+19.11%	+44.62%	+4.61%	+20.98%	+7.50%	-6.17%	+5.47%
Acc. 2: Semi-asse (Y)	+3.77%	+25.92%	+11.54%	+11.27%	+25.11%	+16.30%	+0.36%	+0.27%	+4.54%
Acc. 2: Semi-asse (Z)	+45.08%	+7.36%	+3.95%	+51.25%	+17.91%	+6.19%	+9.68%	+10.91%	+5.56%
Acc. 3: Flangia ruota (X)	+15.44%	+22.40%	+19.08%	+26.01%	+34.36%	+12.51%	+1.38%	+6.09%	-1.83%
Acc. 3: Flangia ruota (Y)	+35.96%	+23.90%	+20.09%	+43.50%	+26.93%	+9.96%	+1.26%	-1.22%	-0.66%
Acc. 3: Flangia ruota (Z)	+6.66%	+0.02%	-11.82%	+22.69%	-9.13%	+1.71%	+5.70%	-0.43%	+22.11%
Acc 4: Riduttore (X)	+2.39%	-0.52%	-12.47%	+14.84%	+2.10%	-6.96%	+7.65%	-0.87%	+11.21%
Acc 4: Riduttore (Y)	+45.38%	+14.66%	+6.94%	+56.34%	+36.74%	+31.83%	+4.81%	-0.98%	+6.81%
Acc 4: Riduttore (Z)	+6.65%	+2.82%	+0.30%	+16.83%	-6.36%	-12.38%	+2.99%	-1.38%	+0.41%

Esaminando attentamente i dati numerici presentati nelle tabelle, emerge immediatamente un aumento generalizzato delle grandezze dinamiche, sia in termini di radice quadratica media che di picco. Questi valori raggiungono il loro massimo quando si prendono in considerazione le informazioni dinamiche acquisite dall'accelerometro piezoelettrico posizionato in prossimità del riduttore di velocità (Accelerometro 4) del semi-asse destro. Non è affatto casuale che tali incrementi significativi si verifichino proprio in corrispondenza del difetto localizzato, ovvero la ghiera di regolazione allentata, e qui di seguito se ne giustificano le motivazioni.

Analizzando questi valori critici, si osserva che la caratteristica distintiva di questo secondo caso comparativo è il drastico cambiamento osservato al variare della velocità di funzionamento. Infatti, si registra un notevole aumento nei valori dinamici

dell'Accelerometro 4 quando il sistema funziona alla velocità più bassa (1020 rpm), mentre tale comportamento si attenua progressivamente alle velocità più elevate di 2040 e 3060 rpm. Questo comportamento è accompagnato anche da una maggiore impulsività del segnale, evidenziata dall'incremento repentino del Kurtosis. Questo parametro, il cui valore standard è 3 per i segnali con distribuzione di densità gaussiana, aumenta fino a sfiorare la soglia del 6, raddoppiandosi.

Operando in condizioni di funzionamento analoghe al caso di riferimento, l'effetto macroscopico appena descritto è chiaramente attribuibile al comportamento dinamico del cuscinetto volvente SKF 32013 X (quello posizionato in corrispondenza del mozzo ruota) in presenza di un significativo gioco assiale. Questo gioco è la diretta conseguenza della regolazione inadeguata da parte della ghiera e il suo impatto diminuisce man mano che si aumenta la velocità di funzionamento, poiché il cuscinetto volvente raggiunge una posizione di equilibrio, operando con minori sollecitazioni vibrazionali.

Per questo motivo, il comportamento più critico dal punto di vista delle vibrazioni e delle sollecitazioni dinamiche anomale si verifica alla velocità minore di 1020 rpm, quando il sistema meccanico presenta un comportamento decisamente più impulsivo. Allontanandosi dal difetto puntuale lungo la struttura dell'assale, i parametri dinamici mantengono in parte questo effetto decrescente all'aumentare della velocità di funzionamento, ma con valori estremamente più bassi e confrontabili con il normale caso di studio.

7.2.2 CONFRONTO 2: Dominio delle frequenze

Il comportamento anomalo dell'assale Merlo, precedentemente analizzato nel dominio del tempo, trova un riscontro simile nel più avanzato dominio delle frequenze. Infatti, nell'esaminare gli andamenti della Densità Spettrale di Accelerazione (PSD) del sistema meccanico al variare della velocità, basandosi sui dati dinamici acquisiti dall'Accelerometro 4 (figure di tabella 18), emerge chiaramente la presenza di picchi di ampiezza estremamente amplificati a 1020 rpm rispetto alle velocità superiori di 2040 e 3060 rpm. Questo rappresenta un vero e proprio cambiamento nel comportamento dinamico del sistema rispetto a quanto osservato nel capitolo 6 per il caso di riferimento. Passando al confronto diretto tra la risposta in frequenza dell'assale di riferimento e quella del sistema meccanico difettoso alla velocità di 1020 rpm (figure di tabella 19), la differenza diventa praticamente abissale. I due segnali sono così distinti in termini di ampiezza che diventano pressoché incomparabili dal punto di vista delle frequenze, con il caso di riferimento completamente schiacciato sull'asse delle ascisse. Risaltano, senza dubbio, le due frequenze principali del sistema meccanico difettoso, pari rispettivamente a 68 e 200 Hz.

Le tabelle 18 e 19 riassumono schematicamente i grafici ottenuti attraverso i suddetti confronti, mettendo in evidenza tutti gli aspetti appena descritti.

Tabella 18 - Confronto PSD al variare della velocità di funzionamento per l'assale con ghiera di registrazione allentata (mozzo ruota del semi-asse DX)

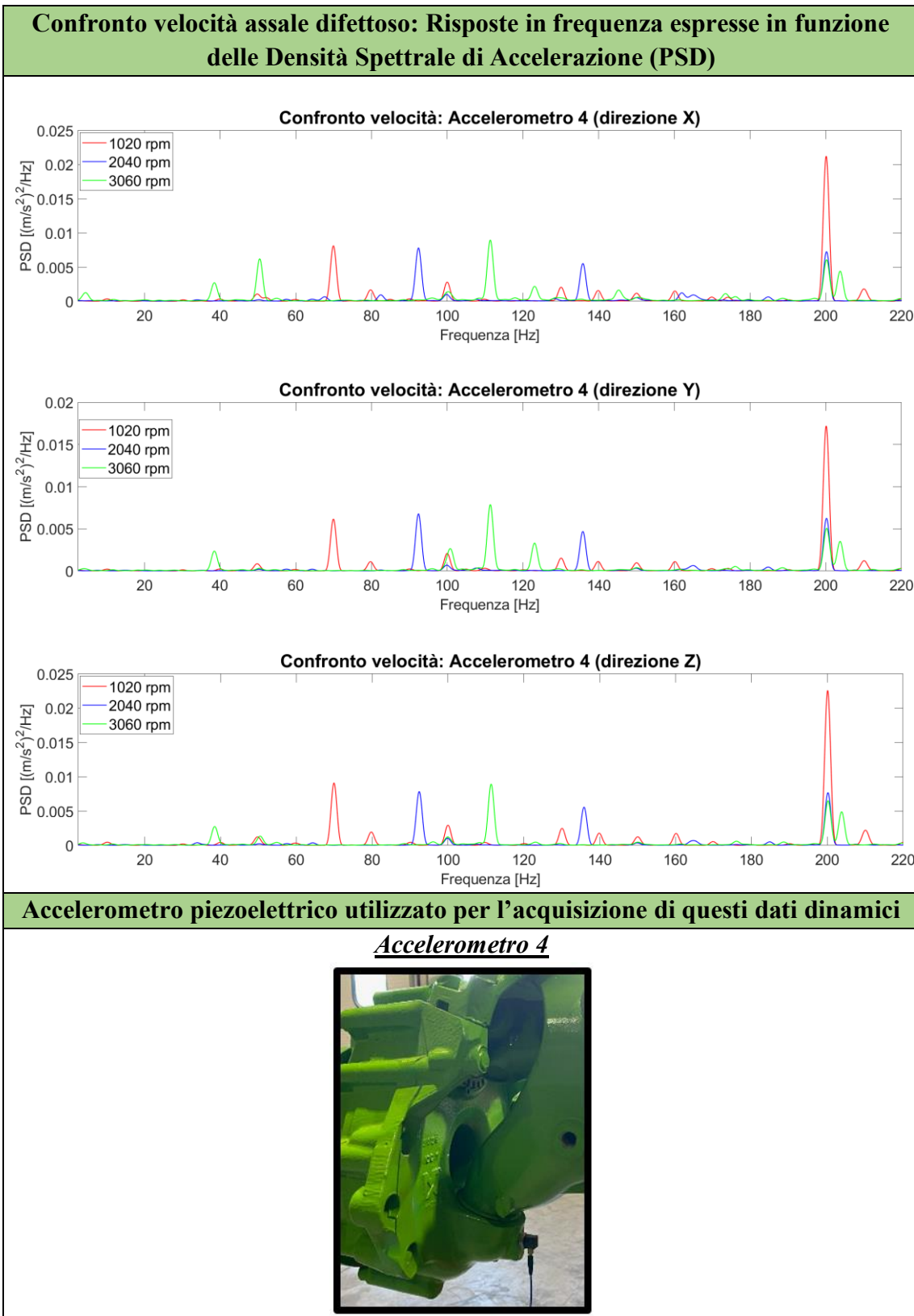
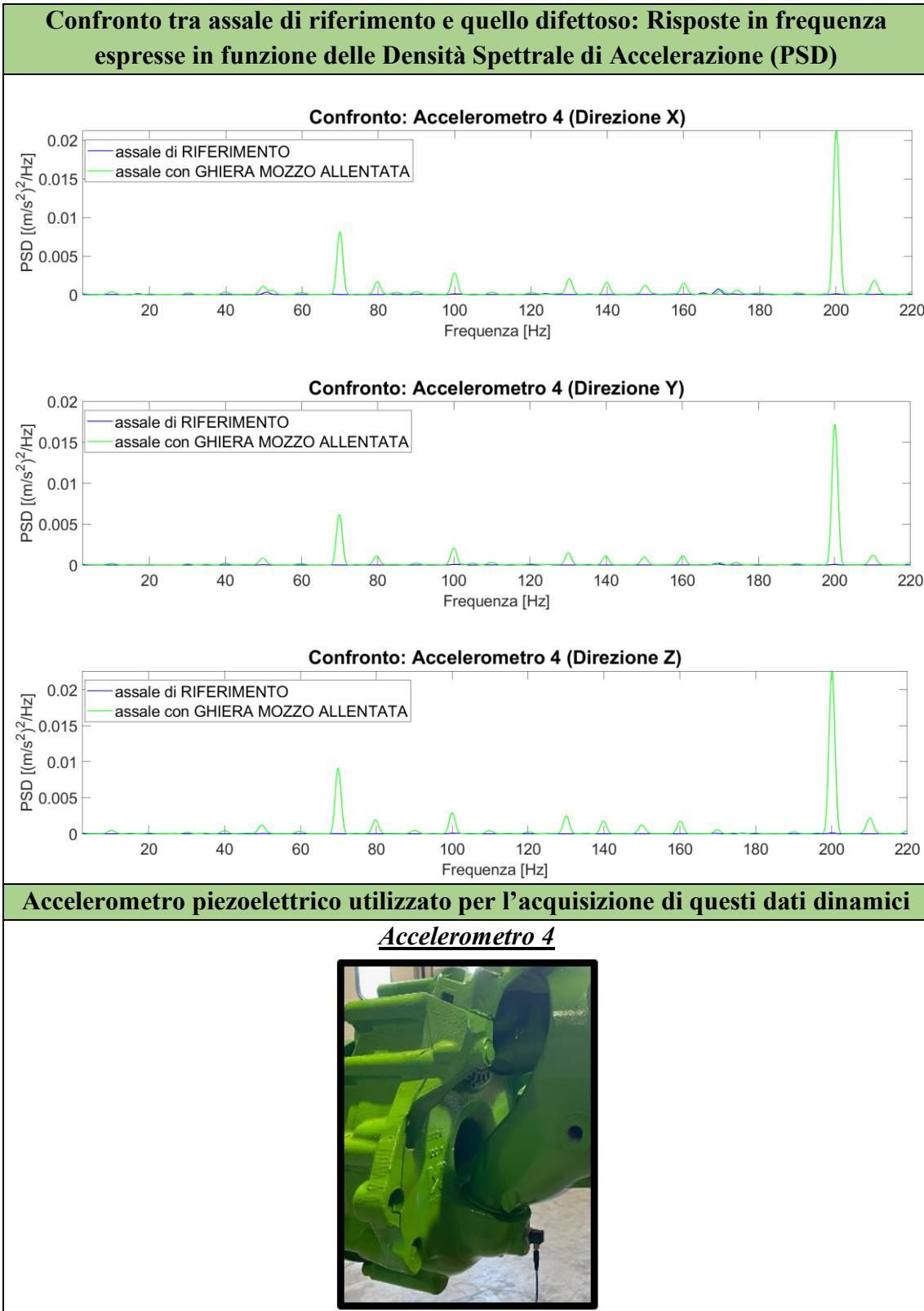


Tabella 19 - Confronto PSD tra caso di riferimento e quello difettoso (ghiera di registrazione mozzo ruota allentata)



Procedendo nell'analisi dinamica dell'assale affetto dal difetto di regolazione del cuscinetto volvente in corrispondenza del mozzo ruota, emergono ulteriori aspetti rilevanti, qui di seguito esaminati.

Il primo aspetto è correlato alla transizione verso velocità più elevate (2040 e 3060 rpm), coerentemente con quanto evidenziato nell'analisi temporale precedente. Qui, si osserva che il comportamento vibrazionale dell'assale posteriore converge sempre più verso quello di riferimento. Ad esempio, confrontando i due segnali a 3060 rpm (figura 7.3), si nota una notevole somiglianza con piccole differenze del tutto trascurabili. Questo comportamento, sebbene non intuitivo dal punto di vista fisico, si allinea con la natura e l'effetto dinamico del difetto in studio. Esso impatta significativamente sulla dinamica del semi-asse destro a basse velocità, riducendo gradualmente il suo effetto all'aumentare della velocità di funzionamento, quando il cuscinetto raggiunge la sua posizione di equilibrio dinamico.

Il secondo aspetto di notevole interesse emerge chiaramente dalla figura 7.3, evidenziando la componente spettrale di maggiore rilevanza dinamica dell'intero spettro. Tale fenomeno è strettamente legato alla deflessione degli organi rotanti e al disallineamento angolare, quest'ultimo necessario per impostare un angolo di campanatura delle ruote posteriori pari a 1.05° .

Indicata con F_{def} , tale componente spettrale a bassa frequenza assume importanza dinamica solo ad elevate velocità di funzionamento per ogni configurazione dell'assale posteriore Merlo, incluso il caso di riferimento analizzato nel capitolo 6. Essa si comporta come modulante del segnale, influenzandolo a frequenze più elevate, generando componenti laterali rilevanti ed equidistanti dalle linee spettrali associate alle armoniche dell'albero in rotazione all'ingresso del differenziale. Per ulteriori dettagli su questo fenomeno, si consiglia di fare riferimento agli studi dinamici di Jiří Tůma sui riduttori di velocità [9].

Dal confronto grafico tra i due segnali di figura 7.3, emerge un'amplificazione dell'ampiezza e uno spostamento della componente F_{def} a frequenze leggermente superiori. Nel dettaglio, per il difetto di regolazione in questione, la linea spettrale F_{def} si sposta da 4.1 Hz a 4.8 Hz, individuando la componente F_{def}^* . Questa modifica, essendo F_{def} un segnale modulante, incide sull'intero sviluppo del segnale, alterando la posizione delle bande laterali presenti ai lati delle armoniche delle forzanti. Gli zoom delle singole porzioni di figura 7.3 evidenziano una sovrapposizione perfetta dei picchi delle armoniche dell'albero in rotazione all'ingresso del differenziale (51 Hz, 102 Hz, ecc.), mentre lateralmente si osserva una traslazione analogica delle bande laterali, pari alla variazione tra F_{def} e F_{def}^* . Questo effetto dinamico persiste lungo l'intera struttura dell'assale, mantenendosi invariato anche nell'analisi dinamica del semi-asse sinistro, come rappresentato in figura 7.4.

Prima di procedere con le figure esplicative, è importante spiegare la scelta di utilizzare la rappresentazione della risposta in frequenza in funzione della FFT nelle immagini successive. Tale scelta è motivata dalla necessità di determinare e rappresentare graficamente con la massima precisione possibile i valori spettrali corrispondenti ai picchi principali, associati alle frequenze proprie del sistema meccanico in questione.

Confronto FFT – Accelerometro 1 – semi-asse DX (Direzione Y)

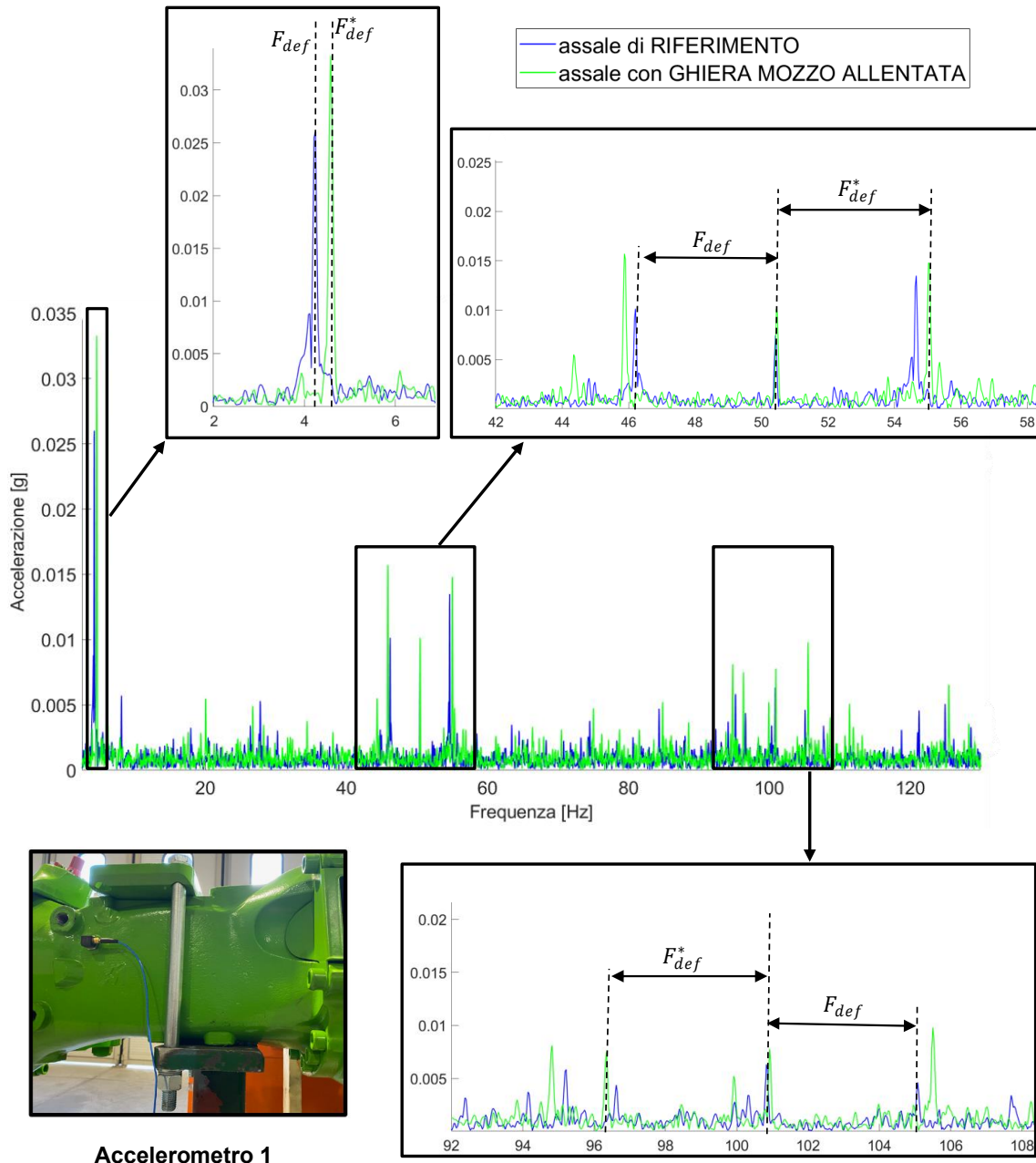


Figura 7.3 - Confronto FFT tra caso di riferimento e quello difettoso a 3060 rpm (semi-asse DX). Focus sull'effetto del difetto considerato sulla componente spettrale di deflessione e disallineamento

Confronto FFT – Accelerometro 1 – semi-asse SX (Direzione X)

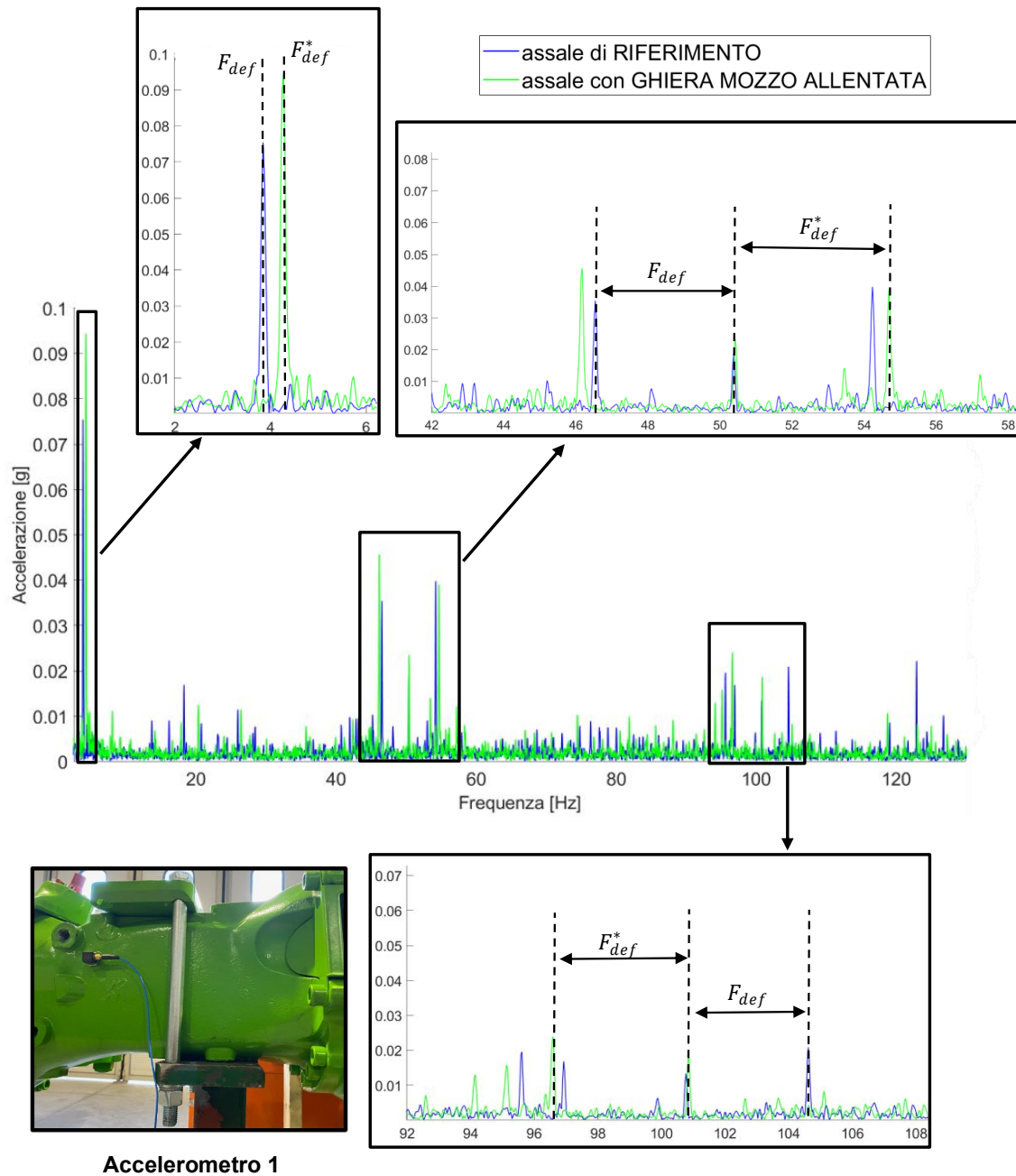


Figura 7.4 - Confronto FFT tra caso di riferimento e quello difettoso a 3060 rpm (semi-asse SX). Focus sull'effetto del difetto considerato sulla componente spettrale di deflessione e disallineamento

7.3 Esame del terzo caso difettoso

Nel terzo e ultimo confronto, dopo aver ripristinato l'assale correggendo il precedente difetto sulla ghiera di registrazione del cuscinetto volvente in prossimità del mozzo ruota, si procede all'analisi del caso in cui la ghiera di figura 4.7 risulta allentata. Questa ghiera è responsabile della regolazione della posizione assiale del cuscinetto volvente situato alle estremità dei semi-assi, la cui procedura di montaggio è descritta nella sezione 4.2.2. Nel caso in questione, entrambe le ghiera sono state regolate per ottenere una coppia di serraggio finale di circa 10 Nm su entrambi i semi-assi. Di conseguenza, l'analisi dinamica successiva si focalizza su una sola delle due sezioni dell'assale posteriore Merlo, poiché il suo funzionamento è risultato praticamente uniforme tra il semi-asse destro e quello sinistro.

7.3.1 CONFRONTO 3: Dominio del tempo

Analizzando i risultati dell'analisi statistica dei dati dinamici provenienti dai quattro trasduttori triassiali, emerge un leggero aumento nei valori accelerometrici rispetto al caso di riferimento, sia in termini di valore quadratico medio che di picco. Analogamente a quanto osservato in precedenza, si nota un trend decrescente in alcuni dei dodici canali di acquisizione all'aumentare della velocità di funzionamento. Questa tendenza conferma ulteriormente la correlazione di tale effetto dinamico con il problema di regolazione assiale del cuscinetto volvente coinvolto.

È fondamentale sottolineare, tuttavia, che l'entità di tali valori numerici associati alle vibrazioni meccaniche dell'assale posteriore Merlo è notevolmente inferiore e più circoscritta rispetto al precedente caso esaminato (Caso 2). In particolare, questi incrementi percentuali non superano mai l'86%, raggiunto lungo la direzione Y durante il funzionamento a 1020 rpm presso la flangia ruota. Ciò evidenzia una considerevole disparità rispetto ai dati osservati in precedenza, dove le variazioni erano significativamente più elevate e raggiungevano quasi il 700%, rendendo complicata l'identificazione di altre caratteristiche distintive che agevolino il riconoscimento di questa tipologia di difetto.

Questo effetto dinamico limitato e di entità piuttosto marginale rispetto al precedente Confronto 2 è chiaramente correlato alla forma geometrica della ghiera di registrazione utilizzata. La ghiera, caratterizzata da un maggior numero di cave disposte circolarmente (vedi figura 4.7), offre una precisione superiore e una probabilità maggiore di ottenere un posizionamento corretto al termine del primo serraggio nominale. Di conseguenza, l'aggiustamento angolare del dispositivo di regolazione della posizione assiale del cuscinetto volvente risulterà minimo, consentendo di ottenere una coppia di serraggio finale molto vicina a quella nominale.

La tabella successiva riporta i valori dinamici nel dominio del tempo elaborati in modo dettagliato, focalizzandosi esclusivamente sul semi-asse sinistro.

Tabella 20 - Dati dinamici nel dominio del tempo per il semi-asse SINISTRO

	aRMS [g]			Peak [g]		
	1020 rpm	2040 rpm	3060 rpm	1020 rpm	2040 rpm	3060 rpm
Acc. 1: Vincolo (X)	+31.54%	+14.66%	+13.04%	+21.40%	+12.25%	+16.25%
Acc. 1: Vincolo (Y)	+18.07%	+18.87%	+6.48%	+31.42%	+21.60%	+0.06%
Acc. 1: Vincolo (Z)	+35.05%	+16.88%	+10.31%	+30.93%	+31.93%	-8.39%
Acc. 2: Semi-asse (X)	+28.79%	+22.24%	+21.48%	+41.22%	+38.84%	+34.32%
Acc. 2: Semi-asse (Y)	+16.71%	+15.04%	+17.17%	+17.42%	14.17%	+21.46%
Acc. 2: Semi-asse (Z)	+34.11%	+18.47%	-1.54%	+26.34%	10.85%	-4.45%
Acc. 3: Flangia ruota (X)	-7.16%	-3.99%	+7.63%	-3.50%	-9.26%	-1.97%
Acc. 3: Flangia ruota (Y)	+85.96%	+34.77%	+20.88%	+58.81%	+56.35%	+21.91%
Acc. 3: Flangia ruota (Z)	+29.75%	-0.15%	-18.16%	+33.17%	-0.93%	-7.06%
Acc 4: Riduttore (X)	+22.71%	+1.19%	-12.30%	+30.31%	+6.96%	+1.99%
Acc 4: Riduttore (Y)	+45.38%	+4.56%	+4.15%	+41.01%	+14.77%	+7.60%
Acc 4: Riduttore (Z)	+9.89%	+20.97%	+26.52%	+19.59%	+8.95%	+9.38%

7.3.2 CONFRONTO 3: Dominio delle frequenze

Nel contesto spettrale, la situazione si presenta decisamente più chiara e definita. Essendo un difetto di montaggio simile al caso precedente, il suo studio dinamico è favorito dalla consapevolezza e dalle basi acquisite al termine del Confronto 2. Di conseguenza, la chiave di lettura e la direzione da seguire per lo sviluppo dell'analisi dinamica risultano in parte note.

Nonostante la notevole somiglianza tra i segnali delle due configurazioni di assale esaminate, l'analisi dei dati dinamici provenienti dai quattro accelerometri piezoelettrici, posizionati secondo quanto descritto dal paragrafo 6.1, consente di individuare i tre seguenti aspetti distintivi:

- 1. Il comportamento vibrazionale dell'assale posteriore Merlo difettoso evidenzia un significativo incremento durante il funzionamento a 1020 rpm rispetto al caso di riferimento, con una graduale attenuazione alle velocità superiori di 2040 e 3060 rpm.** Questo fenomeno, analogo a quanto osservato in precedenza, rappresenta un elemento distintivo di rilevante importanza per questa tipologia di difetto di montaggio. Tuttavia, è importante sottolineare che un'anomalia nella regolazione della posizione assiale del cuscinetto volvente all'estremità del semi-asse, mediante apposita ghiera, ha un impatto significativamente minore sulla dinamica dell'assale, generando picchi di oscillazione di entità inferiore. Questa differenza rispetto al Confronto 2 è evidente se si considera il Kurtosis, che rimane costantemente intorno al suo valore standard di 3, e se si confrontano i valori di accelerazione di picco in corrispondenza delle frequenze proprie del sistema tra questo caso di studio e quello precedente. Tale variazione rappresenta un elemento chiave da considerare attentamente durante la fase di riconoscimento del difetto di montaggio.

La PSD (Power Spectral Density) emerge come la rappresentazione grafica più efficace per evidenziare l'amplificazione dinamica delle frequenze proprie del sistema meccanico di studio. I grafici sottostanti non solo mostrano che il modo di vibrare dell'assale rimane sostanzialmente invariato, ma consentono anche di quantificare il fattore di amplificazione del contenuto energetico delle oscillazioni

puntuali della struttura intorno ai suoi punti di equilibrio. Un'attenzione particolare è dedicata alla frequenza propria del sistema, posizionata a 168 Hz, dove si osserva la più significativa amplificazione del segnale rispetto al caso di riferimento, caratteristica attribuibile a questo particolare difetto.

Queste caratteristiche emergono chiaramente nei grafici successivi, che, oltre alle risposte in frequenza, illustrano graficamente il trasduttore utilizzato per acquisire tali informazioni dinamiche.

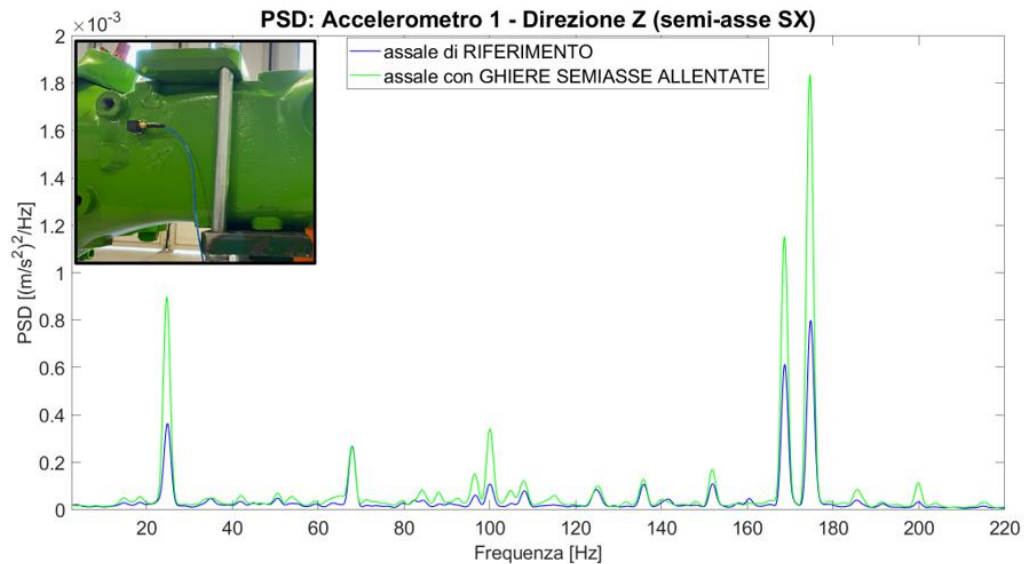


Figura 7.5 - Confronto tra risposte in frequenza ottenute dal caso di riferimento e da quello difettoso durante il funzionamento a 1020 rpm (Accelerometro 1)

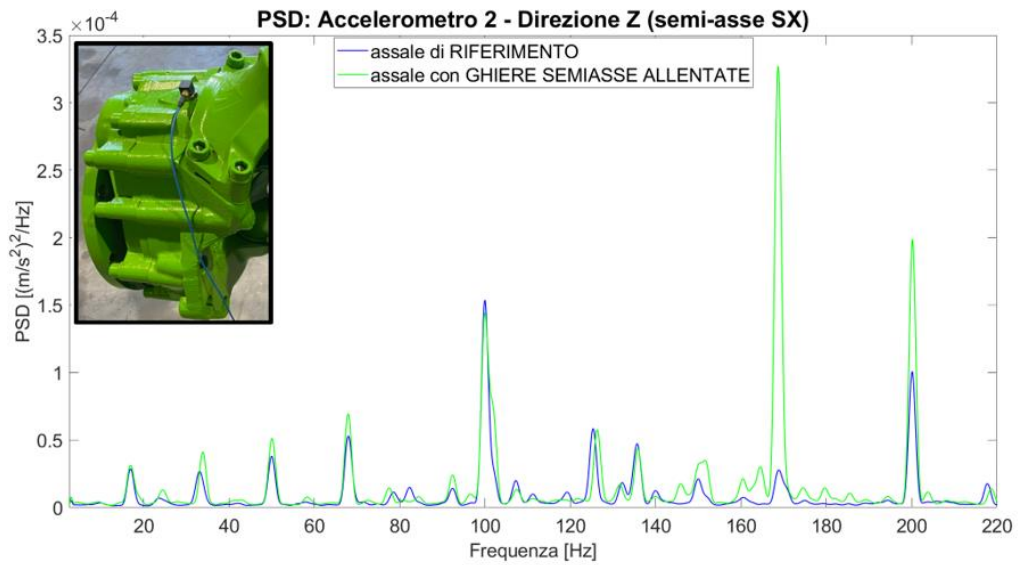


Figura 7.6 - Confronto tra risposte in frequenza tra il caso di riferimento e quello difettoso durante il funzionamento a 1020 rpm (Accelerometro 2)

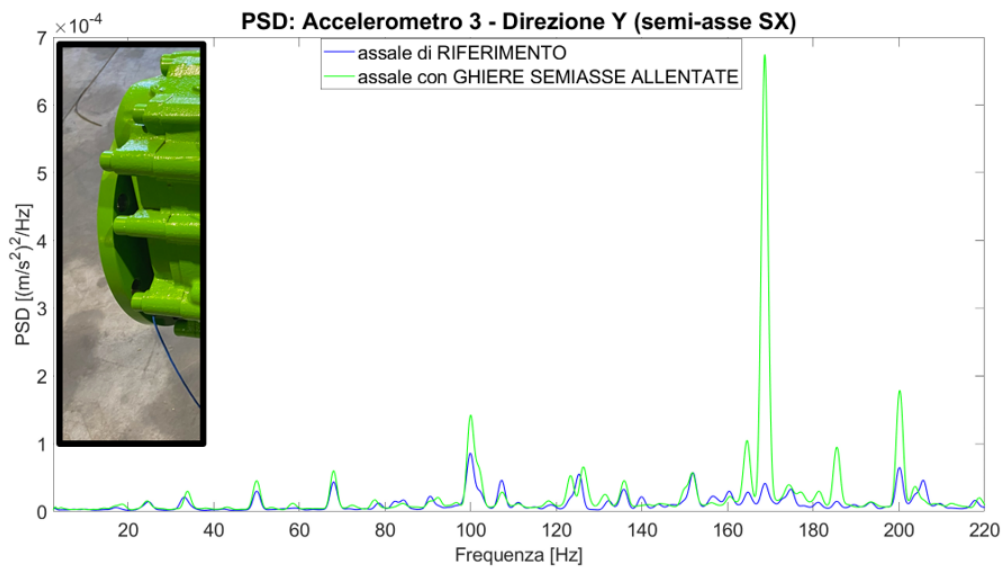


Figura 7.7 - Confronto tra risposte in frequenza del caso di riferimento e quello difettoso durante il funzionamento a 1020 rpm (Accelerometro 3)

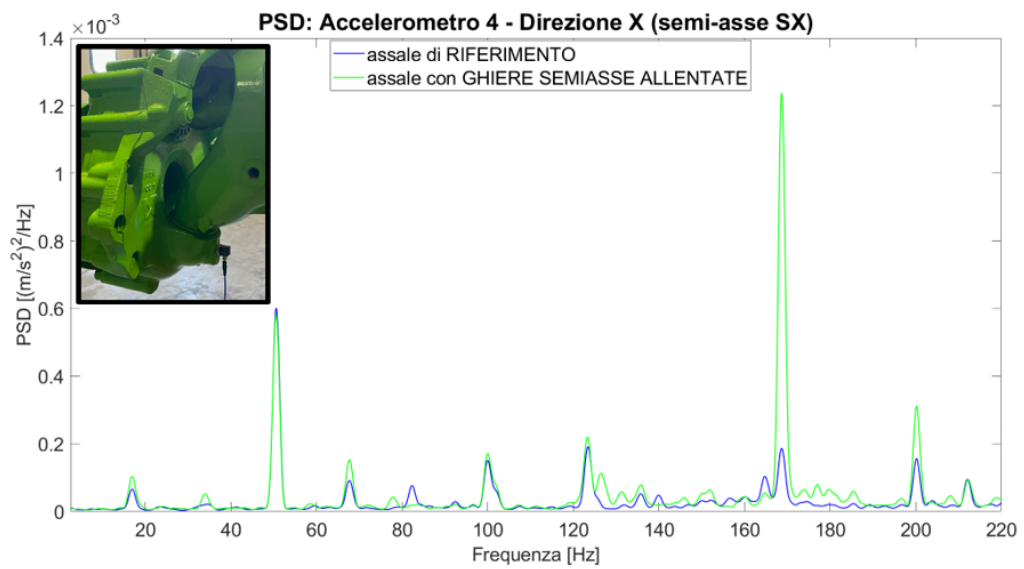


Figura 7.8 - Confronto tra risposte in frequenza del caso di riferimento e quello difettoso durante il funzionamento a 1020 rpm (Accelerometro 4)

2. Shift orizzontale della componente spettrale F_{def} . Per analizzare la componente spettrale associata alla deflessione degli organi rotanti e al disallineamento angolare, è opportuno consultare le risposte in frequenza ottenute elaborando i dati dinamici provenienti dalle prove eseguite a 3060 rpm. In questa situazione, oltre a notare una notevole convergenza al segnale proveniente dall'assale di riferimento, si osserva in modo sorprendente un fenomeno parzialmente contrario a quello riscontrato nel Confronto 2. Infatti, l'accelerazione di oscillazione mantiene una leggera amplificazione in termini di ampiezza rispetto al caso di riferimento, considerando che si sta continuando a confrontare un assale difettoso (e quindi normalmente più rumoroso) con uno ottimizzato e perfettamente funzionante. Tuttavia, ciò che lo contraddistingue è la traslazione di questa componente verso valori di frequenza inferiori, in particolare da circa 4 Hz a 3.5 Hz, avvicinandosi alle sollecitazioni di carattere statico (che, per definizione, non possono essere rilevate mediante accelerometri di tipo piezoelettrico).

Considerando esclusivamente le frequenze, è vantaggioso presentare gli aspetti menzionati in questo secondo punto utilizzando i dati dinamici espressi tramite una semplice e diretta FFT. Di seguito sono riportati i due casi più evidenti, derivanti dalle acquisizioni effettuate mediante Accelerometro 1 posizionato in prossimità del vincolo.

Confronto FFT – Accelerometro 1 – semi-asse SX (Direzione X)

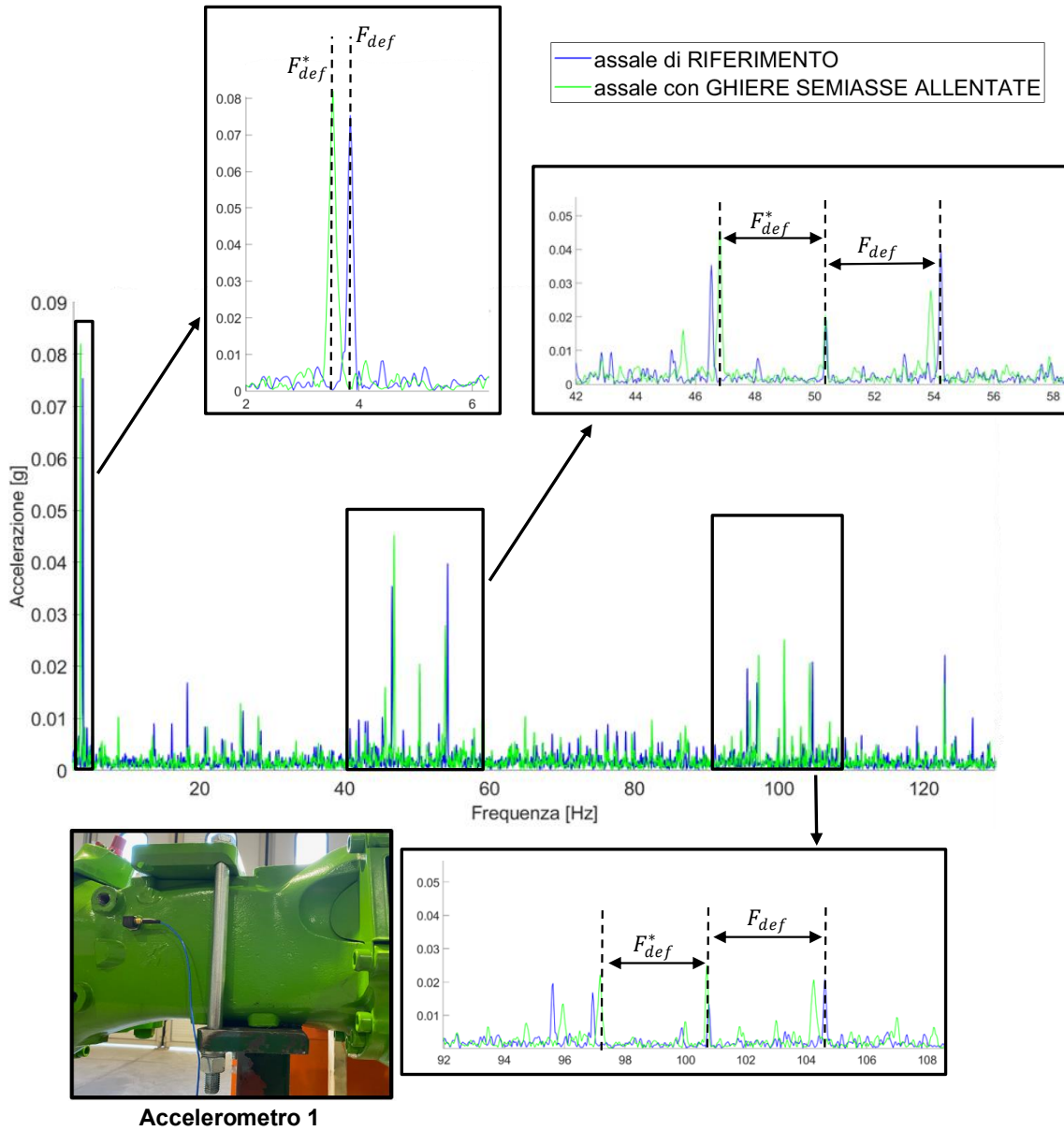


Figura 7.9 - Rappresentazione grafica dello shift orizzontale sull'asse delle frequenze della componente spettrale dovuta alla deflessione degli organi rotanti ed al disallineamento angolare (Accelerometro 1 - Direzione X)

Confronto FFT – Accelerometro 1 – semi-asse SX (Direzione Y)

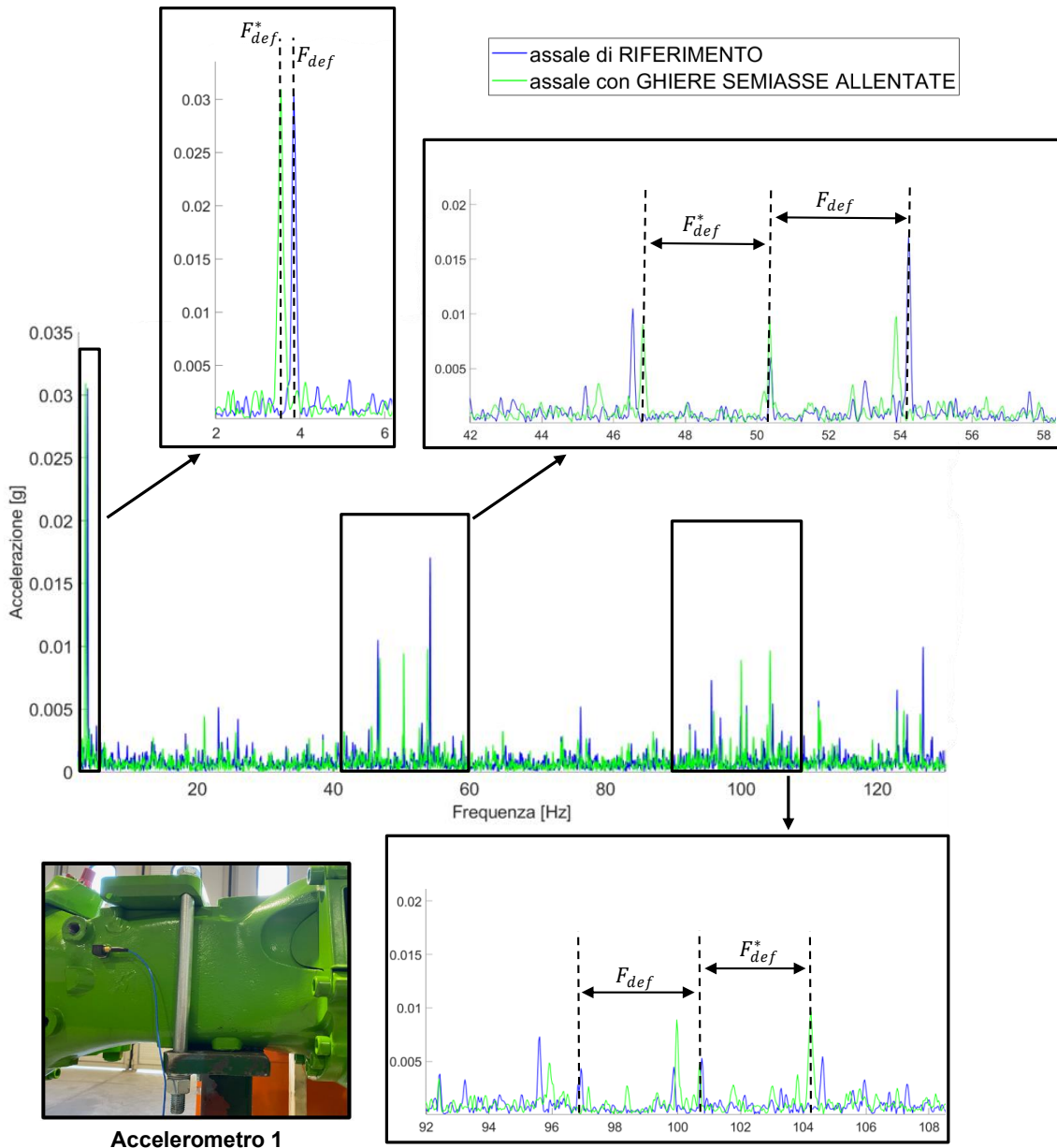


Figura 7.10 - Rappresentazione grafica dello shift orizzontale sull'asse delle frequenze della componente spettrale dovuta alla deflessione degli organi rotanti ed al disallineamento angolare (Accelerometro 1 - Direzione Y)

3. Attenuazione del contributo frequenziale associato al contatto dentato del riduttore di velocità. Si tratta del particolare e curioso effetto dinamico che già si intravede nelle figure 7.9 e 7.10 del punto precedente, ma che per essere maggiormente visibile è necessario visualizzare mediante la rappresentazione grafica caratteristica della densità di potenza (PSD). Osservando le figure qui di seguito riportate, è possibile notare e visualizzare il significativo effetto smorzante che influenza esclusivamente il modo di vibrare della struttura presente a 122 Hz, caratteristico del contatto dentato presente all'interno del riduttore di velocità. Si tratta di un effetto estremamente particolare e poco intuitivo poiché si concentra esclusivamente in corrispondenza di questo valore spettrale, comportandosi in modo opposto a quanto visto finora. Infatti, a differenza di tutto il restante intervallo spettrale di interesse, il caso difettoso presenta un livello di energia dinamica decisamente inferiore a quello caratteristico del caso di riferimento. Le figure di illustrazione sono state scelte in modo semi-randomico all'interno dell'intero set di acquisizione. Ciò è stato fatto proprio per dimostrare che tale effetto è presente nelle informazioni dinamiche di ciascun accelerometro utilizzato e lungo tutte e tre le direzioni principali del sistema di riferimento globale scelto.

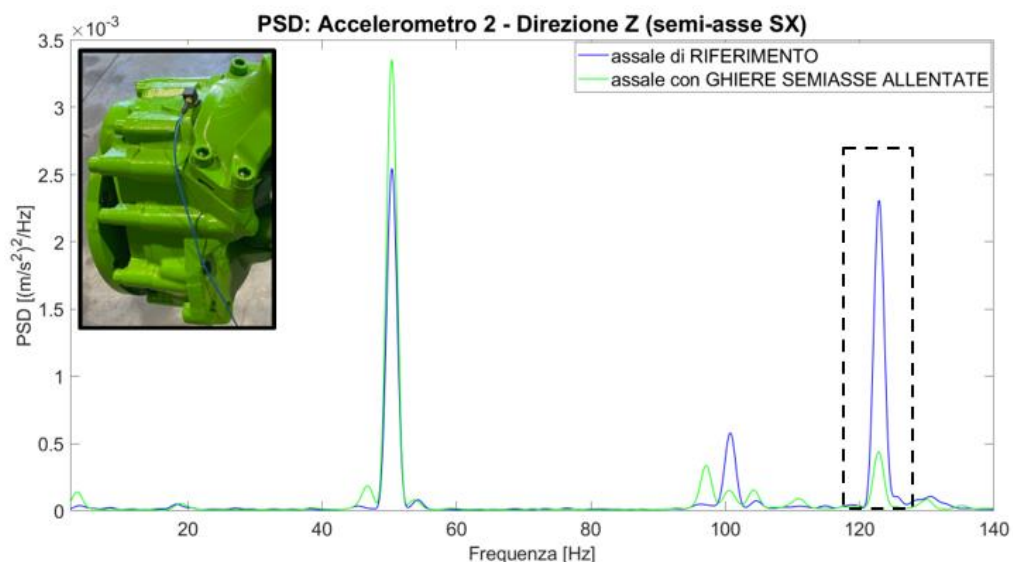


Figura 7.11 - Confronto risposte in frequenza a 3060 rpm: focus su attenuazione frequenza propria del sistema 123 Hz (contatto dentato riduttore di velocità)

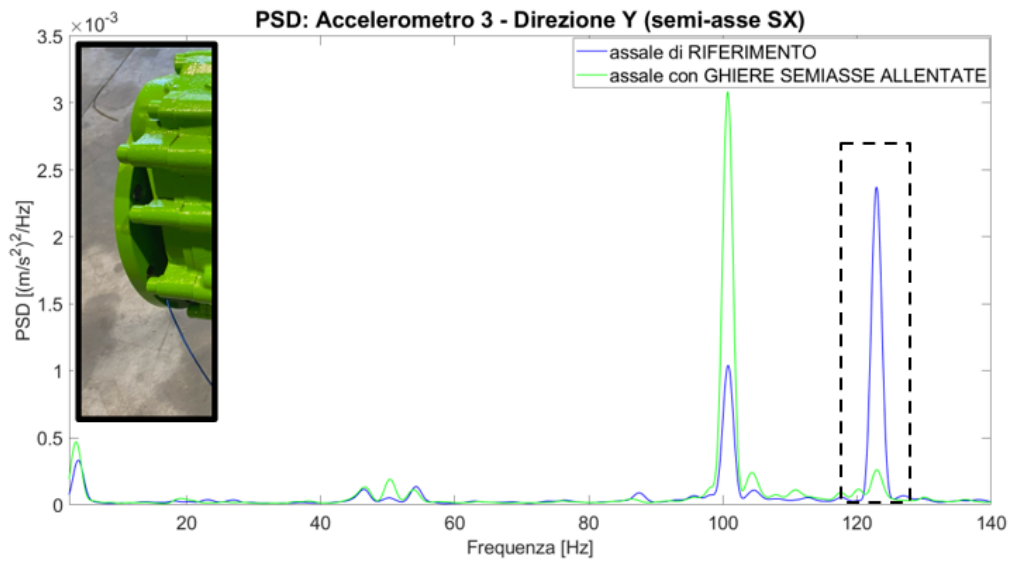


Figura 7.12 - Confronto risposte in frequenza a 3060 rpm: focus su attenuazione frequenza propria del sistema a 123 Hz (contatto dentato riduttore di velocità)

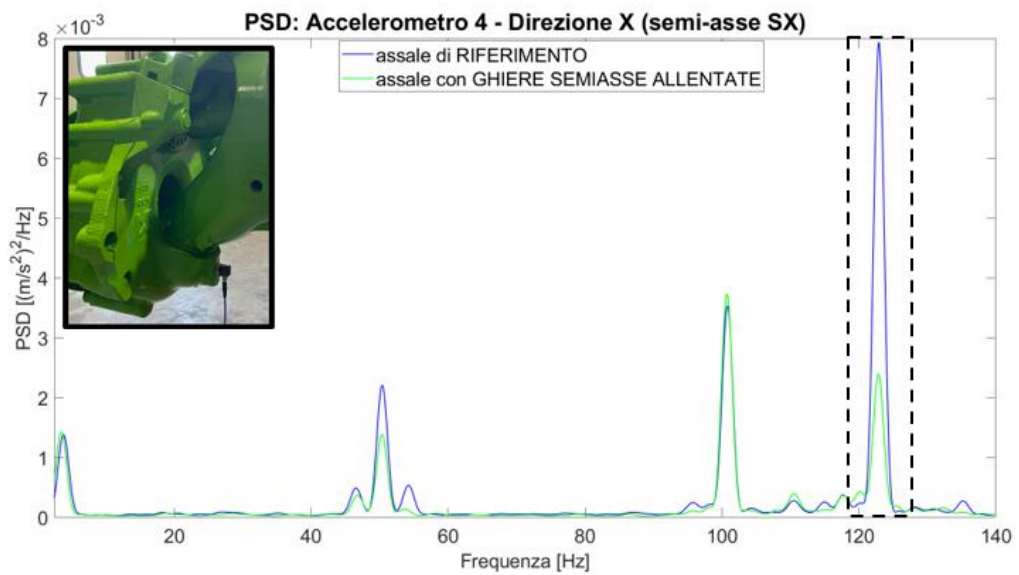


Figura 7.13 - Confronto risposte in frequenza a 3060 rpm: focus su attenuazione frequenza propria del sistema a 123 Hz (contatto dentato riduttore di velocità)

Capitolo 8

8 Conclusioni

Questa tesi si è posta l'intento di esplorare l'effetto dei principali difetti di montaggio, statisticamente riscontrati al termine della linea di produzione, sul comportamento vibrazionale dell'assale posteriore di un macchinario Merlo TF40. L'approccio sperimentale utilizzato è di natura prettamente comparativa e basa il suo funzionamento sull'elaborazione numerica dei dati accelerometrici acquisiti mediante trasduttori di tipo piezoelettrico.

Complessivamente, sono state analizzate in dettaglio quattro configurazioni differenti dello stesso modello di assale posteriore. Ciascuna configurazione è stata esaminata in tre specifiche condizioni dinamiche di funzionamento. La prima configurazione, considerata come riferimento per l'intero lavoro di ricerca, rappresenta il concetto di funzionamento ottimale da ogni punto di vista. Le restanti tre configurazioni, invece, sono state utilizzate per ricreare localmente e volontariamente, a partire dall'assale di riferimento, i tipici difetti di montaggio considerati dall'esperienza di reparto tra i più pericolosi e probabili a livello statistico.

I risultati ottenuti dai confronti dinamici tra i casi difettosi e quello di riferimento consentono di identificare differenze significative nel comportamento vibrazionale dell'assale Merlo. Queste differenze hanno permesso di caratterizzare singolarmente ciascun errore di montaggio e di distinguere il suo effetto dinamico da quelli provocati da tutti gli altri presi in considerazione. Mantenendo l'approccio analitico che ha caratterizzato l'intero lavoro di tesi, gli aspetti emersi sono riportati schematicamente qui di seguito:

CONFRONTO 1

In presenza del clamoroso esempio di allentamento meccanico considerato, il quale interessa il giunto sferico del braccetto di sterzo, il comportamento dell'assale posteriore Merlo si rivela invariato, conservando le proprie frequenze caratteristiche. L'unico elemento variabile rispetto al caso di riferimento è l'ampiezza dei picchi, la quale cresce progressivamente con l'aumentare della velocità di funzionamento, raggiungendo il suo valore massimo lungo la direzione Y per ciascun trasduttore utilizzato. Si tratta della direzione del sistema di riferimento globale coincidente con lo sviluppo assiale del braccetto di sterzo, attraverso il quale si propagano le azioni tangenziali del rotore in ingresso, che ruota alla massima velocità.

CONFRONTO 2

Il difetto di registrazione del cuscinetto volvente posizionato in corrispondenza del mozzo ruota, causato dall'inadeguato serraggio della rispettiva ghiera, rappresenta sicuramente il caso più critico e significativo tra quelli trattati. A basse velocità (1020 rpm), si registra un repentino aumento nei valori di accelerazione, tanto da rendere i segnali acquisiti praticamente non confrontabili con quanto visto per il caso di riferimento. I picchi in corrispondenza delle frequenze proprie a 68 e 200 Hz evidenziano i maggiori fattori di amplificazione rispetto ovviamente al caso di riferimento.

Nel funzionamento a 3060 rpm, invece, emerge un effetto particolarmente interessante che coinvolge la linea spettrale più rilevante dell'intero spettro, posizionata a 4 Hz circa. Si tratta della componente generata dalla combinazione degli effetti di deflessione e di disallineamento angolare dei rotori posti ad elevate velocità di rotazione. Oltre a subire un'amplificazione in termini di ampiezza, essa si sposta orizzontalmente lungo l'asse delle ascisse verso valori frequenziali maggiori, influenzando l'intero spettro in frequenza. Infatti, questa componente spettrale agisce come modulante del segnale di ingresso (rotazione dell'albero a maggiore velocità), alterando il valore spettrale delle componenti laterali delle armoniche della forzante.

CONFRONTO 3

Si tratta del caso che permette di valutare l'effetto di un'errata regolazione assiale del cuscinetto volvente posizionato in corrispondenza dell'estremità laterale del semi-asse. I risultati sperimentali, oltre a confermare la somiglianza con il difetto del caso precedente, evidenziano la marginalità con la quale il comportamento vibrazionale dell'intero assale viene influenzato. Infatti, gli effetti dinamici provocati sono molto simili al caso precedente, ma di entità decisamente inferiore. Le due caratteristiche distintive di questo caso riguardano la componente spettrale dovuta alla deflessione e al disallineamento degli organi rotanti ad elevate velocità di rotazione e l'effetto ammortizzante sulla frequenza caratteristica del contatto dentato del riduttore di velocità. Per quanto concerne la prima caratteristica, osservando le risposte in frequenza a 3060 rpm, si nota che il valore di questa componente spettrale passa da 4 Hz del caso di riferimento a valori meno significativi dinamicamente. Si verifica quindi una traslazione verso frequenze più statiche, con conseguenti modifiche in tutte le componenti derivate dalla modulazione del segnale di ingresso rispetto a questa componente. Per quanto riguarda la seconda caratteristica, nonostante un aumento generale dell'ampiezza delle vibrazioni, si osserva un curioso effetto di attenuazione in corrispondenza della frequenza propria a 123 Hz.

Dopo aver ripreso brevemente tutti i risultati sperimentali del capitolo precedente, si può affermare con sicurezza che gli obiettivi principali di questa tesi sono stati pienamente raggiunti. Ogni difetto di montaggio esaminato è stato caratterizzato in modo individuale grazie all'approccio e alla strumentazione adottati, consentendo la definizione delle linee guida indispensabili per la creazione di una procedura innovativa di controllo qualità. Tuttavia, è interessante sottolineare la possibilità di espandere questa trattazione, approfondendo l'analisi del problema dinamico anche in ambito sonoro. Tale approfondimento potrebbe rivelare nuove e importanti correlazioni, arricchendo ulteriormente la comprensione del contesto in esame.

Al di là delle aspettative iniziali del lavoro di tesi, emerge un elemento cruciale capace di uniformare il funzionamento dell'intero assale Merlo in qualsiasi condizione operativa. Si tratta dell'effetto derivante dall'introduzione di una modifica nella prassi di montaggio del sistema meccanico in questione, nello specifico, cambiando la procedura di serraggio della ghiera di registrazione dei cuscinetti volventi.

Dai risultati sperimentali degli ultimi due confronti si evince chiaramente l'efficacia e la concretezza di questo miglioramento.

Per la sua applicazione, risulta essere sufficiente, dopo aver serrato al valore di coppia nominale il dispositivo di regolazione (la ghiera), effettuare l'operazione di "aggiustamento angolare" mediante ulteriore avvitarimento.

Va notato che questa pratica non rappresenterebbe una modifica effettiva alla Norma di montaggio poiché già prevede tale possibilità, ma piuttosto un cambiamento rispetto alla prassi comune attualmente impiegata in linea di montaggio, la quale applica l'aggiustamento angolare esclusivamente mediante svitamento. Il beneficio derivante si tradurrebbe nell'eliminazione dei giochi assiali nelle sedi dei supporti volventi. Dal punto di vista pratico, ciò si riflette nella linearizzazione del comportamento vibratorio dell'assale al variare delle condizioni operative, con una crescita graduale all'aumentare della velocità di funzionamento e nell'eliminazione del carattere impulsivo causato dall'instabilità dinamica tipica del funzionamento a bassa velocità nel caso in cui sia presente un significativo gioco assiale disponibile al cuscinetto volvente.

Rimangono ancora tre aspetti di rilievo da precisare. Il primo riguarda il limite intrinseco dell'approccio utilizzato per condurre questo studio dinamico. Tale limitazione è data dalla difficoltà fisiologica di caratterizzare singolarmente, uno per uno, ogni potenziale difetto di montaggio riscontrabile alla fine della linea di produzione di un componente meccanico complesso come si presenta l'assale posteriore Merlo. Un'analisi di questo tipo sarebbe eccessivamente onerosa e, comunque, circoscritta al solo modello di elemento di trasmissione preso in considerazione. Per questo motivo, l'approccio innovativo al controllo qualità si configura come un valido ed efficace supporto alle procedure già esistenti, da applicare e concentrare per la verifica dei più critici errori di montaggio da rilevare all'interno della struttura, una volta che il sistema è stato

completamente assemblato. Il suo impatto, pur comportando un leggero aumento del tempo necessario per il controllo, si traduce in un netto taglio dei tempi di ripristino e recupero, con conseguente riduzione dei costi e un significativo ritorno economico positivo.

Il secondo aspetto riguarda la reale possibilità di estendere agevolmente questa tipologia di studio dinamico all'assale anteriore e a una vasta gamma di modelli di assali sempre prodotti dalla Merlo Spa. Infatti, nonostante l'intera tesi sia incentrata su un unico modello, la Merlo Spa è un'azienda che enfatizza la modularità dei sub-sistemi comunemente installati sulle sue macchine. Pertanto, la validità del lavoro può essere estesa a una vasta gamma di prodotti, conferendogli un notevole valore aggiunto.

Il terzo e ultimo punto riguarda la necessità di applicare e testare la procedura su un ampio campione di assali dello stesso modello, come l'intera produzione giornaliera. Questo aspetto risulta indispensabile a fornire una base statistica e dimostrativa all'intero lavoro di tesi e a identificare una serie di coefficienti di "accettabilità". Questi coefficienti devono agire come veri e propri indicatori discriminanti, permettendo di svelare quali siano i singoli elementi non idonei e che necessitano di essere ripristinati manualmente o, addirittura, scartati definitivamente.

Bibliografia

- [1] E. Giovannini , «Analisi logistica in Merlo Spa: organizzazione e revisione dei magazzini supermarket,» Anno Accademico 2019/2020.
- [2] S. W. a. Merlo, 2023. [Online]. Available:
<https://www.merlo.com/ita/it/p/sollevatori-telescopici/telescopici-media-capacita/>.
- [3] A. Manassero, «Analisi delle condizioni di carico su macchine telescopiche per dimensionamento progettazione assali,» 2017.
- [4] L. Della Pietra e A. R. Guido, Lezioni di meccanica delle macchine, vol. 2, CUEN, 1999.
- [5] D. Porta, «Studio numerico sperimentale delle vibrazioni su telai di macchine telescopiche indotte da motori alternativi,» Anno Accademico 2021/2022.
- [6] A. Fasana e S. Marchesiello, Meccanica delle vibrazioni, Torino: CLUT, 2006.
- [7] G. Rotini, «Manutenzione predittiva di componenti meccanici attraverso l'analisi vibrazionale,» Anno Accademico 2018/2019.
- [8] «Appunti di Misure Meccaniche e Termiche - Lezione 14,» Anno Accademico 2005/2006.
- [9] J. Tuma, Vehicle gearbox noise and vibration: measurement, signal analysis, signal processing and noise reduction measures, Ostrava: WILEY, 2014.
- [10] S. W. Smith, The Scientist and Engineer's Guide to Digital Signal Processing, San Diego: California Technical Publishing, 1999.
- [11] D. Corti, «Conversione analogico-digitale,» 2020.
- [12] G. Mordacci, «Metodi diagnostici per ingranaggi ad elevate prestazioni con misure di vibrazione ed acustiche,» 2004.

- [13] «BPS - "Cosa è la PSD",» [Online]. Available: <https://www.bpsweb.it/wp-content/uploads/La-PSD.pdf>. [Consultato il giorno 12 11 2023].
- [14] A. Brandt, Noise and Vibration Analysis: Signal Analysis and Experimental Procedures, WILEY, 2011.
- [15] FIMET, «Potenze e dati tecnici: motori asincroni trifasi,» [Online]. Available: <https://www.fimet.com/download>. [Consultato il giorno 15 11 2023].
- [16] «Triaxial ICP accelerometer,» PIEZOTRONICS, PCB, [Online]. Available: <https://www.pcb.com/products?m=356a16>. [Consultato il giorno 15 11 2023].
- [17] «NI cDAQ-9136 Specifications,» National Instruments, [Online]. Available: <https://www.ni.com/docs/en-US/bundle/cdaq-9136-specs/page/specs.html>. [Consultato il giorno 15 11 2023].
- [18] «NI-9234 Specifications,» National Instrumens , [Online]. Available: <https://www.ni.com/docs/en-US/bundle/ni-9234-specs/page/specs.html>. [Consultato il giorno 15 11 2023].

Ringraziamenti

Giunto finalmente alla conclusione del mio percorso accademico, desidero esprimere i miei più sinceri ringraziamenti a tutte quelle persone che hanno contribuito a rendere così speciale uno dei periodi più importanti ed impegnativi della mia vita.

In primo luogo, voglio ringraziare il professor Somà e l'intero team del reparto Ricerche della Merlo Spa per il loro fondamentale aiuto che mi ha guidato nella realizzazione di questo lavoro sperimentale.

Infine, desidero estendere i miei ringraziamenti più profondi alla mia ragazza Federica, agli amici di Viarigi, in particolare Michela e Alessandro, e alla mia famiglia. Loro mi hanno supportato (e sopportato) nei momenti più difficili e di sconforto con ogni sorta di mezzo, soprattutto quando sembrava che la fine fosse lontana anni luce.