

POLITECNICO DI TORINO

Corso di laurea magistrale
in Ingegneria meccanica - Automazione

Tesi di laurea magistrale
Realizzazione di un piano di condition monitoring basato
sull'analisi vibrazionale per un banco prova riduttori



Relatore
Massimo Sorli

Candidato
Stefano Bussolo

15/10/2020

Indice

Introduzione	II
1 L'azienda Simpro S.p.a	1
2 Manutenzione	2
2.1 Manutenzione a rottura	2
2.2 Manutenzione preventiva	2
2.3 Manutenzione predittiva	3
3 Condition monitoring	4
3.1 Analisi del lubrificante	5
3.2 Analisi ultrasonica - metodo shock pulse	6
3.3 Analisi vibrazionale	7
3.3.1 Analisi di primo livello	8
3.3.2 Analisi di secondo livello	10
4 Sistema e software di acquisizione	17
4.1 Funzionamento sensoristica	24
4.2 Montaggio della sensoristica	30
5 Banco prova	33
5.1 Banco reale	33
5.1.1 Riduttore	38
5.2 Banco simulato simpack	39
6 Acquisizione dati	42
6.1 Prima giornata di prove - 25/08/2020	44
6.2 Seconda giornata di prove - 26/08/2020	46
6.3 Terza giornata di prove - 27/08/2020	49
6.4 Quarta giornata di prove - 28/08/2020	52
6.5 Quinta giornata di prove - 31/08/2020	55
6.6 Sesta giornata di prove - 03/09/2020	58
6.7 Settima giornata di prove - 07/09/2020	60
6.8 Ottava giornata di prove - 09/09/2020	62
7 Conclusioni	65
Bibliografia	66
Sitografia	67

Introduzione

L'obiettivo della tesi è la realizzazione di un piano di *condition monitoring* da applicare ad un banco prova riduttori per motori elettrici, selezionando i parametri di controllo, *key performance indicators*, e la sensoristica per acquisirli e monitorarli. Il *condition monitoring* è uno strumento ormai molto utilizzato in termini di industria 4.0, esso si basa sull'analisi vibrazionale ed acustica e permette di valutare lo stato della macchina in tempo reale introducendo il concetto di manutenzione predittiva, ovvero la sostituzione di componenti solo se effettivamente danneggiati, con un conseguente risparmio di tempo e denaro rispetto ai più comuni interventi manutentivi. Il banco prova è stato studiato nei suoi componenti e modellato su software multibody *Simpack* per valutarne gli elementi più critici al fine di utilizzare i sensori più consoni all'analisi. Le acquisizioni, eseguite su più giorni rispettando la filosofia del condition monitoring, hanno evidenziato problematiche, non rilevabili con le normali tecniche di ispezione, grazie a strumenti avanzati e operazioni analitiche di post processing complesse ma facilmente eseguibili con i dispositivi di acquisizione *Dewesoft*.

Capitolo 1

L'azienda Simpro S.p.a

Fondata nel 1986, nel corso degli anni Simpro ha intrapreso un percorso di continua crescita, fino ad ottenere una reputazione internazionale e la fiducia di tutti i più importanti produttori di automobili del mondo. Oggi collabora con le maggiori case automobilistiche, offrendo loro soluzioni intelligenti e prodotti di inimitabile efficienza. Flessibilità, competenza, innovazione tecnologica e un servizio post vendita della massima qualità hanno fatto di Simpro il leader mondiale nella fornitura di impianti chiavi in mano per il collaudo e la valutazione della qualità finale dei propulsori. In particolare è un punto di riferimento globale nella progettazione di banchi prova a caldo e a freddo, in apparecchiature per prove di tenuta, nelle tecnologie per la spruzzatura di protettivo per scocche, nei relativi sistemi di trasporto e nelle attrezzature ausiliarie. Dieci anni fa, Simpro ha inoltre esportato le sue competenze nella progettazione di banchi prova per l'industria ferroviaria, producendo uno dei più importanti centri di dinamica sperimentale al mondo per test su locomotive, carrozze e treni ad alta velocità. In oltre trent'anni di attività, Simpro ha incrementato e consolidato la propria presenza internazionale con filiali in Italia, Stati Uniti, Brasile, India e Cina, fornendo più di 500 impianti di produzione in tutto il mondo.



Figura 1.1: L'azienda Simpro S.p.a [12]

Capitolo 2

Manutenzione

La manutenzione di un macchinario è necessaria al fine di garantire il funzionamento ottimale e duraturo del sistema. Essa consiste in interventi di correzione e sostituzione di componenti danneggiati. Le strategie di manutenzione sono molteplici:

- manutenzione a rottura
- manutenzione preventiva
- manutenzione predittiva

2.1 Manutenzione a rottura

La manutenzione a rottura è il metodo più tradizionale, il quale consiste nella sostituzione del componente a seguito di una sua rottura o malfunzionamento. Il tempo necessario per le operazioni è conseguentemente lungo anche a causa delle possibili ripercussioni innescate dall'elemento, il quale rompendosi potrebbe aver interessato anche i particolari connessi. In termini di costi, la perdita maggiore riguarda l'interruzione della produzione a causa del fermo macchina. Ciò giustifica l'impiego di questa tipologia di manutenzione in aziende che utilizzano un grande numero di macchine dello stesso genere, riuscendo quindi ad ammortizzare in maniera ottimale uno o più fermi macchina.

2.2 Manutenzione preventiva

La manutenzione preventiva, molto utilizzata in ambito automobilistico, consiste nella sostituzione di un componente prima della possibile ideale rottura. La durata di un particolare viene stimata in fase di progetto ed essa equivale al doppio o triplo del tempo scelto per l'intervento di sostituzione. Questa procedura consente efficacemente di programmare la manutenzione e di evitare rotture catastrofiche, di contro si verificano sostituzioni non necessarie di elementi sani, con conseguente spreco di materiale. L'impiego di questa metodologia è consigliato in presenza di elementi di cui si riesce a prevedere la durata con accuratezza, limitando quindi le sostituzioni che possono a loro volta generare problemi in fase di montaggio, introducendo giochi tra le parti e scarse tenute sulle guarnizioni.

2.3 Manutenzione predittiva

La manutenzione predittiva, basata su tecniche di condition monitoring, ha come obiettivo quello di monitorare la macchina nel tempo valutandone il deterioramento. Conseguentemente, un controllo periodico permette all'utente di sostituire i componenti solo nel caso in cui venga evidenziato un calo delle prestazioni degli stessi, riducendo quindi il fermo macchina e aumentando la vita utile dei particolari, senza sprecarne di ancora funzionanti. Di contro, un monitoraggio continuo necessita di una strumentazione adeguata e di una conoscenza teorica marcata in ambito vibrazionale o dei lubrificanti. Questo metodo di intervento è utilizzato in ambienti con una diversificazione elevata di macchinari costosi, viene di seguito mostrata un'immagine riassuntiva (figura 2.1) del confronto tra le tipologie di manutenzione in termini di tempo di fermo macchina.

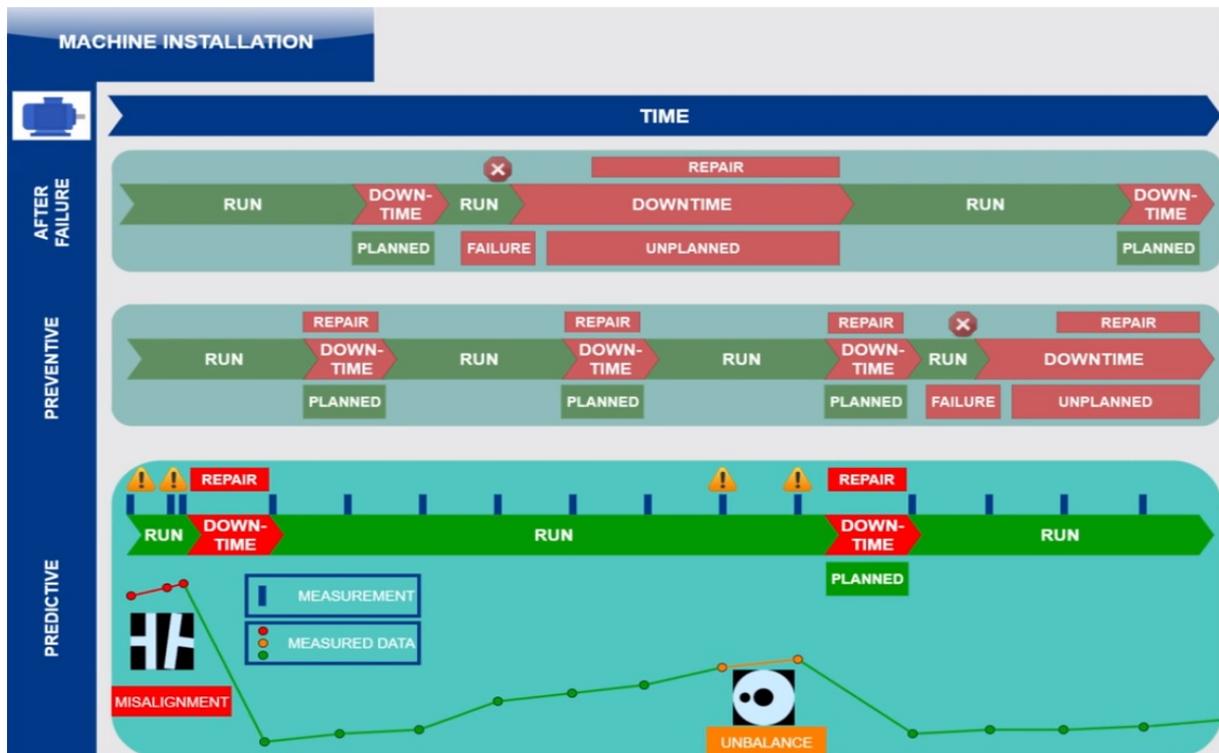


Figura 2.1: Confronto tra diverse strategie di manutenzione [11]

Il controllo va eseguito su determinate grandezze definite KPI, *key performance indicators*. Esse vanno misurate regolarmente, garantendo le stesse condizioni di misura al fine di rendere i dati confrontabili tra loro. I principali *KPI* utilizzati sono i seguenti:

- Vibrazioni del motore e dei cuscinetti
- Temperatura
- Qualità dell'alimentazione
- Corrente e tensione
- Condizioni dell'olio lubrificante
- Allineamento laser
- Efficientamento energetico

Capitolo 3

Condition monitoring

Il condition monitoring è la strategia di monitoraggio della macchina sviluppata ai fini della manutenzione predittiva. Schematicamente si può riassumere l'andamento dell'evoluzione di un difetto in funzione del tempo grazie alla curva $P-F$:

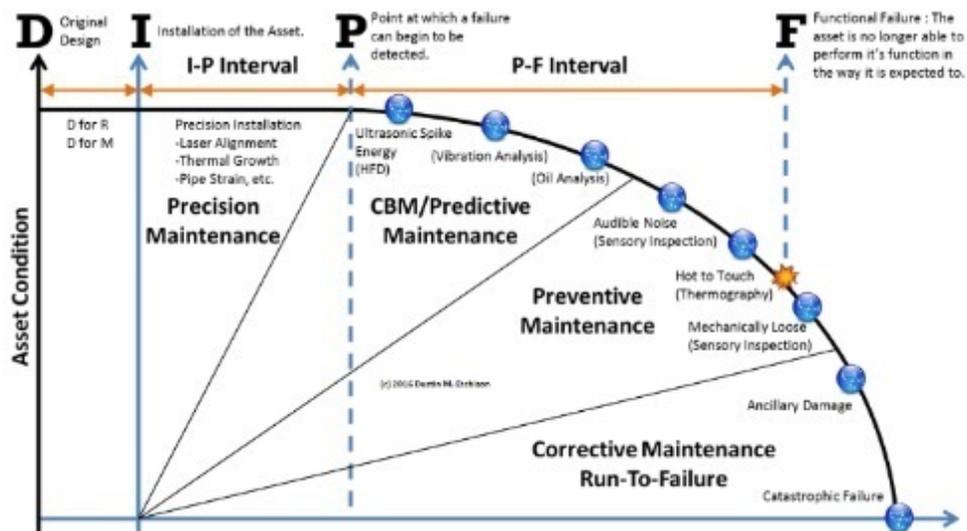


Figura 3.1: Curva P-F [16]

Le tecnologie di condition monitoring più comuni sono quelle indicate nella prima area dopo la comparsa del difetto:

- Le vibrazioni della macchina, strettamente collegate all'elemento che risulta danneggiato, mostrano picchi di oscillazione specifici in presenza di componenti da sostituire o malfunzionanti.
- La contaminazione del lubrificante, importante soprattutto nell'analisi di riduttori in bagno d'olio, evidenzia eventuali problemi nel funzionamento causati dalla presenza di particelle estranee.
- Gli impulsi d'urto.

Inoltre, in figura 3.1, è possibile osservare un guasto funzionale già nell'area della manutenzione preventiva. Il difetto a questo punto non è più eliminabile a meno della sostituzione del pezzo. Sono quindi evidenti i vantaggi del condition monitoring, le problematiche riscontrate con

questa tecnica posso essere spesso risolte con interventi semplici quali ad esempio allineamento, equilibratura, serraggio di accoppiamenti con gioco o smorzamento delle vibrazioni. Si passa quindi ad illustrare nel dettaglio le analisi più comunemente utilizzate a tale scopo.

3.1 Analisi del lubrificante

L'analisi del lubrificante viene effettuata a livello microscopico prelevando periodicamente campioni di olio ed osservandone il contenuto. Le tecniche di condition monitoring sono tutte basate sulla definizione, a macchina appena installata, di una curva (*trend*) da seguire. Un discostamento più o meno marcato da quest'ultima può indurre ad un fermo macchina, con conseguente riparazione dell'elemento ritenuto difettoso. Il contenuto del lubrificante è quindi conosciuto e deve mantenersi nel tempo, la sua contaminazione è indice di problematiche. Lo studio può essere effettuato anche on-line direttamente sulla macchina, ad esempio grazie ad un sensore di particelle metalliche.



Figura 3.2: Sensore di particelle metalliche SKF [13]

Per l'attività di tesi, questo tipo di analisi non verrà utilizzata, in quanto il banco riduttori non dispone di sistemi in bagno d'olio, i cuscinetti dei supporti sono ingrassati a vita e non è interessante controllare il lubrificante della scatola ingranaggi, non essendo richiesto dal produttore come specifica nel sistema di prova. È importante sottolineare come spesso sia richiesto l'intervento di aziende esterne specializzate per lo studio dei campioni, le sensoristiche disponibili non garantiscono precisione elevata e rilevano un numero limitato di contaminanti, diventando quindi utili come strumento di approfondimento ma non come unica fonte di controllo.

3.2 Analisi ultrasonica - metodo shock pulse

Questo metodo, utilizzato prevalentemente per l'analisi dei cuscinetti, consiste nella valutazione degli impulsi generati dal contatto metallo su metallo degli elementi danneggiati. Si estrae il valore di fondo ed il valore di picco e se ne valuta la differenza, quest'ultima aumenta se il cuscinetto presenta delle difettosità. I dati ricavati vengono inoltre normalizzati in funzione del numero di giri e del diametro interno del cuscinetto.

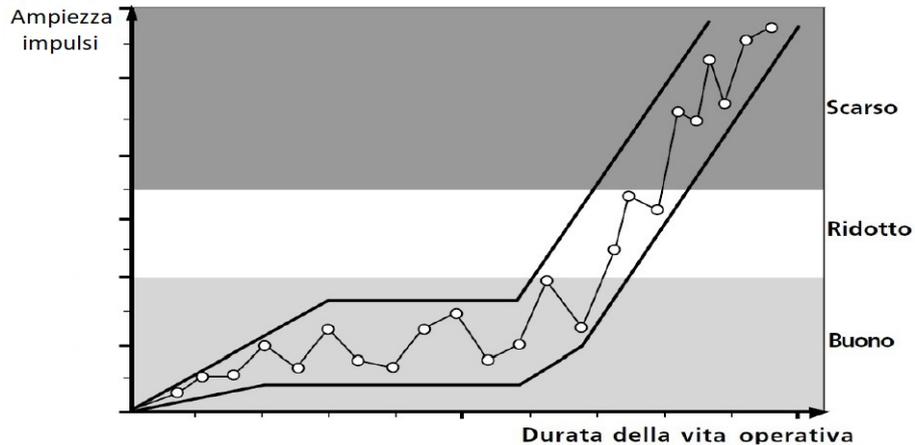


Figura 3.3: Applicazione del metodo shock pulse [16]

Il valore di fondo è inversamente proporzionale, di norma, allo spessore dello strato di lubrificante tra gli elementi volventi. Minore è lo strato, maggiore sarà, in termini di ampiezza, il valore di fondo. Il valore di picco è invece l'impulso più grande ottenuto dalla misurazione, esso è proporzionale al danno presente ed è indicativo dello stato di salute dell'elemento.

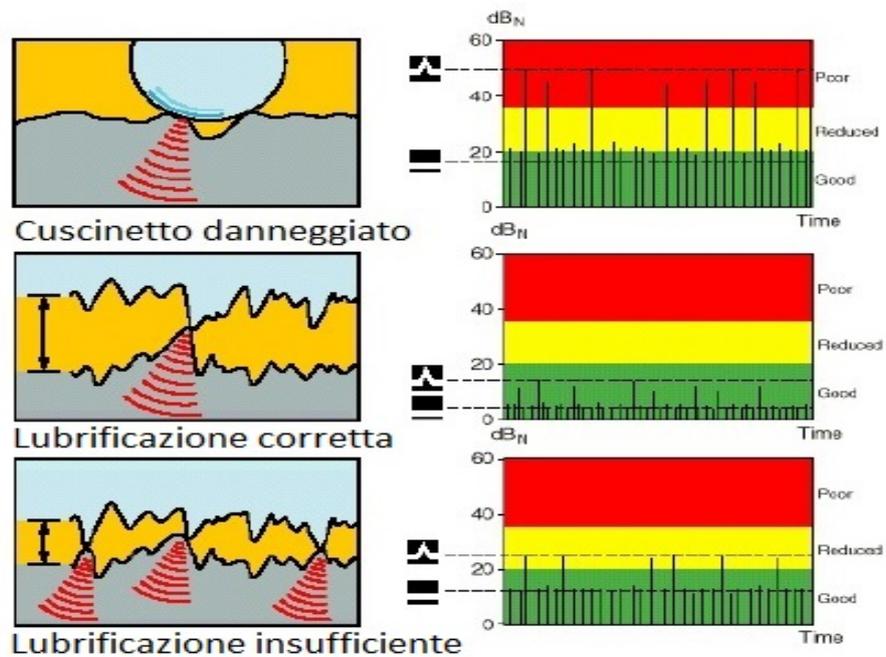


Figura 3.4: Danni riscontrabili con il metodo shock pulse [16]

3.3 Analisi vibrazionale

L'analisi vibrazionale di un macchinario consiste nell'osservare l'ampiezza delle vibrazioni in direzione radiale ed assiale dell'elemento strumentato. Normalmente, nelle macchine caratterizzate da elementi rotanti, si vanno a studiare le oscillazioni dei cuscinetti, attraverso esse è possibile distinguere difetti di assemblaggio degli alberi, risonanze, danneggiamenti delle sfere o delle piste, giochi, disallineamenti e sbilanciamenti. Lo studio può essere svolto in termini di spostamento, velocità o accelerazione in funzione della frequenza del caso studiato. Lo spazio è indicato per situazioni a basse frequenze con ampiezze elevate, quindi per eventi lenti. La velocità, considerata in termini di valore RMS (root mean square), indica invece il contenuto energetico del segnale. Essa si utilizza nelle normative per indicare i valori di soglia oltre il quale le vibrazioni non sono più accettabili, le frequenze analizzate possono raggiungere i tremila Hertz. L'accelerazione, infine, è la più adatta per i fenomeni ad alta frequenza come i danneggiamenti dei cuscinetti. In figura 3.5 si riassumono i campi di utilizzo ed alcuni difetti tipici riscontrabili in tali circostanze.

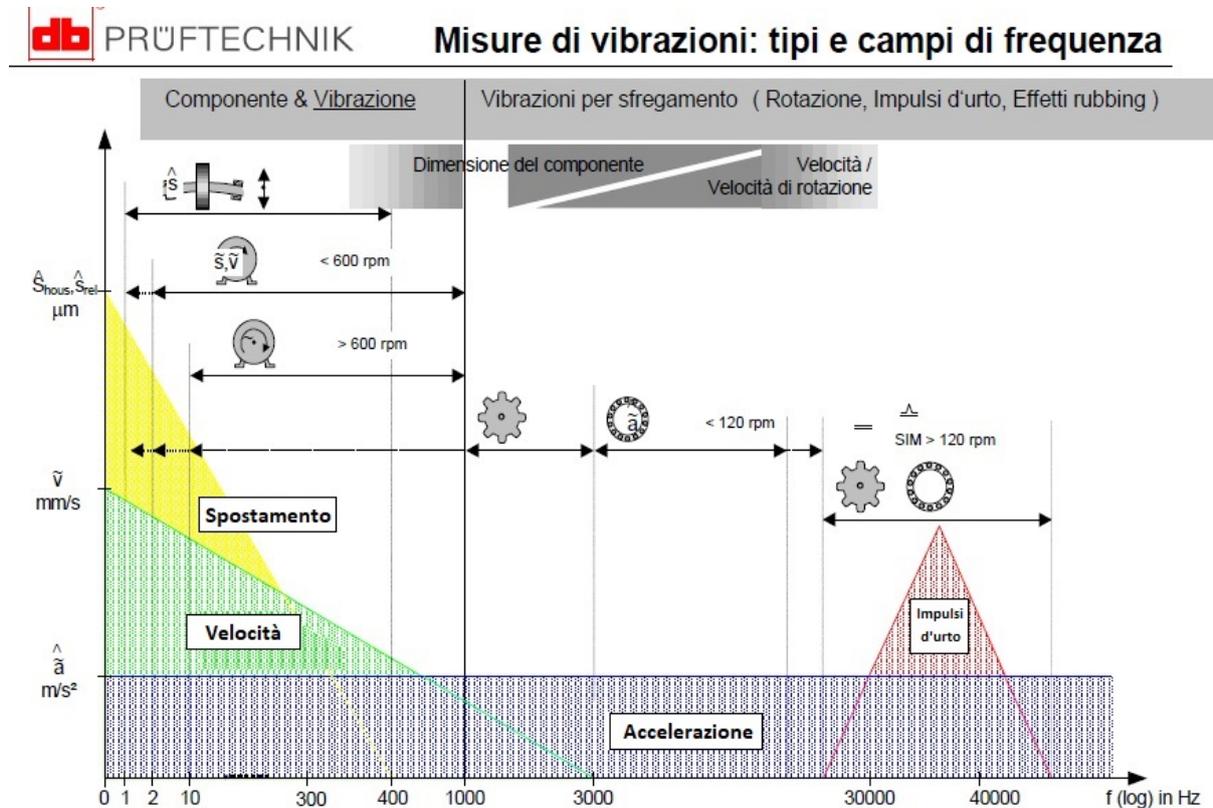


Figura 3.5: Grandezze utilizzate in funzione della frequenza di analisi [16]

L'analisi vibrazionale si suddivide in due livelli, il primo riguarda l'osservazione dei valori globali di vibrazione e del superamento delle soglie di allarme imposte controllando il *trend* delle misurazioni successive, il secondo invece è più complesso e richiede delle trasformazioni matematiche del segnale, al fine di studiarne lo spettro in frequenza.

3.3.1 Analisi di primo livello

Per eseguire uno studio di questo tipo, è necessario misurare periodicamente una grandezza di interesse generando un *trend* della stessa, tramite normativa definire le soglie d'allarme e valutare quindi le condizioni del componente. Il problema nasce nel momento in cui risulti necessario un fermo macchina, in quanto questo tipo di diagnosi non è in grado di sottolineare quale sia effettivamente l'elemento danneggiato. Come evidenziato nel paragrafo precedente, nella maggior parte dei casi la grandezza usata per i confronti è la velocità RMS, la quale rappresenta il contenuto energetico dell'onda. Essendo il risultato di una media quadratica la velocità *RMS* si utilizza per eventi stazionari ed è definita come segue:

$$v_{rms} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T v^2(t) dt} \quad (3.1)$$

Il valore risultante dall'equazione (3.1) deve essere quindi confrontato con la normativa di riferimento. Nel caso della ISO 10816-3 si utilizza la seguente tabella:

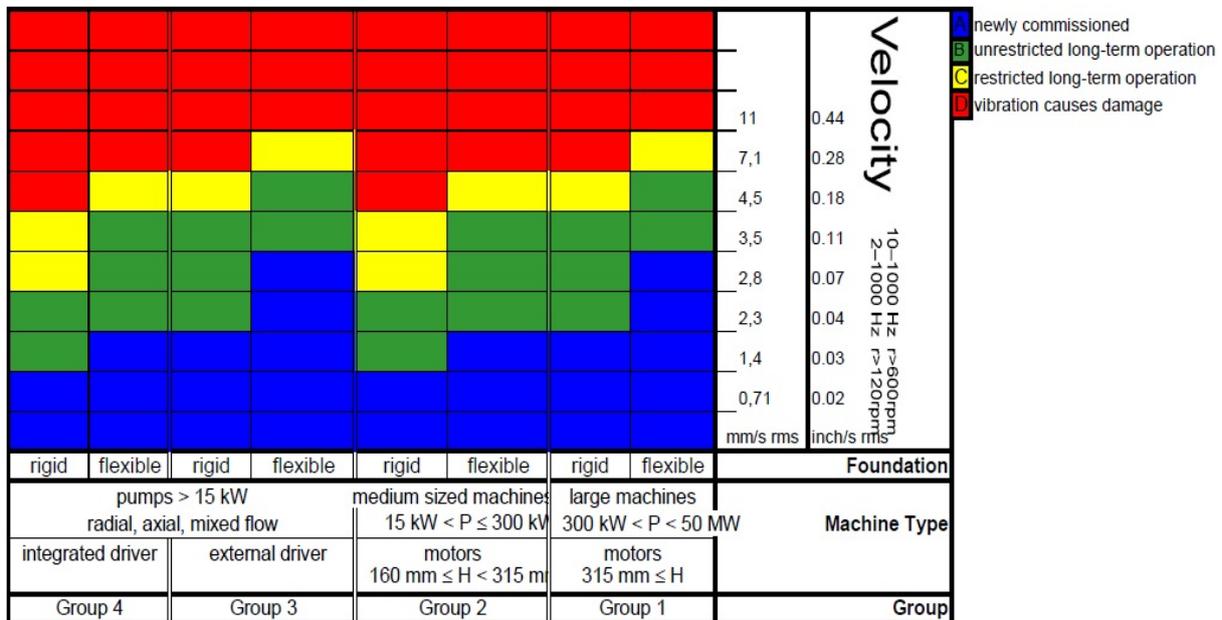


Figura 3.6: ISO 10816-3, normativa per macchine elettriche [5][16]

Dalla figura 3.6 si nota come, una volta definita la tipologia di macchina in funzione della sua potenza e del basamento, il parametro di velocità RMS debba essere confrontato con le fasce di allarme. L'effetto indotto dalla tipologia di basamento non è quindi trascurabile perché influenza marcatamente la risposta dei supporti in termini di vibrazioni. In un banco prova di un macchinario rotante questi ultimi sono rappresentati dai cuscinetti. Un basamento rigido diminuisce le vibrazioni in termini di ampiezza ma non le assorbe, di conseguenza il carico sui supporti sarà maggiore, con una soglia di allarme più bassa, essendo l'usura più marcata. Introducendo elementi smorzanti e flessibili si ha un'amplificazione in termini di oscillazione ma un miglioramento sull'aspetto del danneggiamento, grazie all'assorbimento dei carichi. Verrà spiegato più nel dettaglio il concetto nel capitolo riguardante l'analisi di secondo livello. Nella pagina seguente sono inoltre allegate due ulteriori tabelle riguardanti i limiti di vibrazione *RMS*, una riguardante i motori alternativi ed una caratteristica dei riduttori, normativa di riferimento per il banco oggetto di studio.

Vibration severity grade	Maximum values of overall vibration measured on the machine structure			Machine vibration classification number						
	Displacement μm (r.m.s)	Velocity mm/s (r.m.s)	Acceleration m/s^2 (r.m.s)	1	2	3	4	5	6	7
				Evaluation zones						
1,1	17,8	1,12	1,76	A/B	A/B	A/B	A/B	A/B	A/B	A/B
1,8										
2,8										
4,5										
7,1	113	7,07	11,1	C	C	C	C	C	C	A/B
11										
18	448	28,2	44,2	D	D	D	D	D	D	D
28										
45										
71										
112	1784	112	176	D	D	D	D	D	D	D
180										

Key to zones
A: The vibration of newly commissioned machines would normally fall within this zone.
B: Machines with vibration within this zone are normally considered acceptable for long-term operation.
C: Machines with vibration within this zone are normally considered unsatisfactory for long-term continuous operation. Generally, the machine may be operated for a limited period in this condition until a suitable opportunity arises for remedial action.
D: Vibration values within this zone are normally considered to be of sufficient severity to cause damage to the machine.

Figura 3.7: ISO 10816-6, normativa per macchine alternative [7]

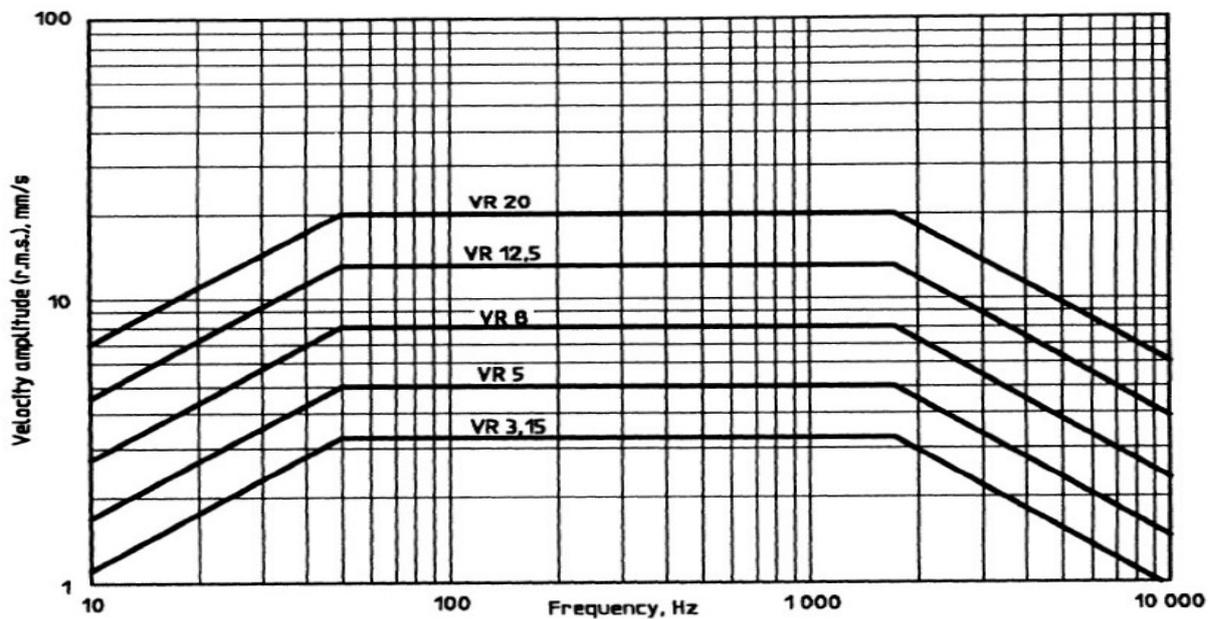


Figura 3.8: ISO 8579-2, normativa per scatole ingranaggi [8]

3.3.2 Analisi di secondo livello

L'obiettivo, sfruttando uno studio di secondo livello, è quello di risalire al problema che ha portato il *trend* oltre la soglia di allarme. Vengono di seguito spiegati i principali elementi in ambito vibrazionale sfruttati per portare al termine l'analisi.

Ampiezza, frequenza e fase

Un segnale vibratorio è caratterizzato da tre parametri principali: l'ampiezza, la frequenza e la fase. L'ampiezza di un'onda può essere definita usando più riferimenti, come riscontrabile in figura 3.9:

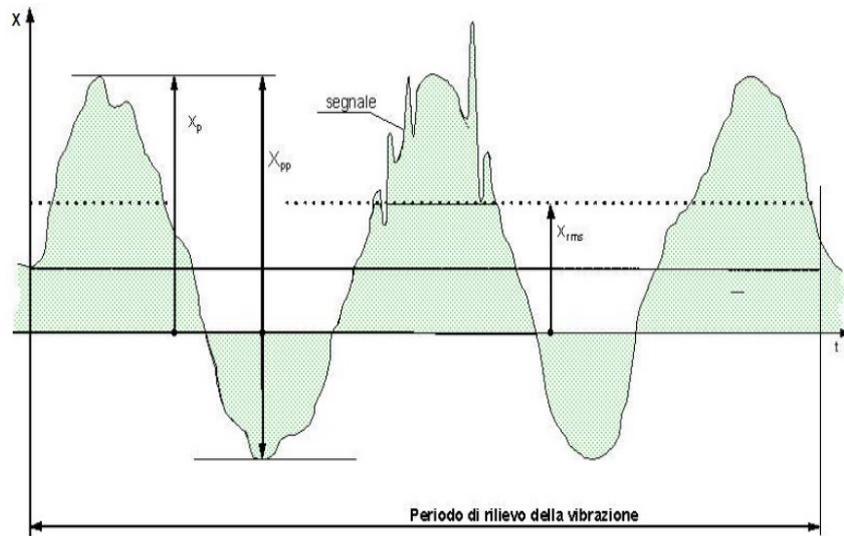


Figura 3.9: X_P =Valore di picco, X_{RMS} =Valore RMS, X_{PP} =Valore picco picco [16]

La frequenza è definita come l'inverso del periodo, è valutabile anch'essa in figura 3.9 come il tempo necessario per una singola oscillazione e la sua unità di misura è l'Hertz. In un macchinario rotante la frequenza di rotazione viene chiamata *fondamentale* e i suoi multipli interi saranno le sue armoniche (ordini).

La fase mette invece in relazione due segnali nel tempo, due segnali sono in fase quando presentano massimi e minimi allo stesso istante, sono invece in *contro fase* se al massimo di uno si verifica il minimo dell'altro. L'indicazione viene espressa in gradi angolari in quanto risultano più comodi trattandosi di funzioni sinusoidali.

Spettro in frequenza

Come precedentemente accennato, l'obiettivo di un'analisi di secondo livello è quello di analizzare lo spettro in frequenza della forma d'onda, associandolo ai possibili difetti correlati proposti dalla letteratura sperimentale. Il segnale vibrazionale proveniente dal sensore è difficilmente interpretabile, contiene rumori di fondo ed un numero elevato di sinusoidi non distinguibili. Utilizzando l'algoritmo FFT (Fast Fourier Transform), si è in grado di scomporre la forma d'onda nelle sue componenti, evidenziandole, nel dominio della frequenza, con la loro ampiezza. Il risultato è quindi molto più pulito e leggibile, nella pagina seguente è riportato un esempio di trasformazione.

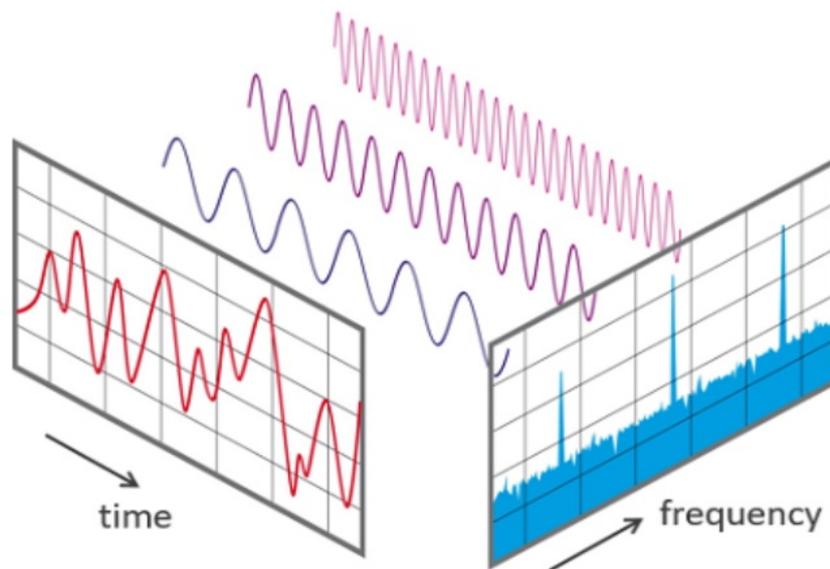


Figura 3.10: Applicazione algoritmo FFT [17]

Come si osserva, il segnale iniziale comprendeva tre sinusoidi sommate, grazie alla FFT si riescono a individuare le frequenze delle stesse e le loro ampiezze.

Ottenuto lo spettro in frequenza si procede con la sua analisi. I difetti tipici riscontrabili in un macchinario rotante sono molteplici, ad esempio:

- Sbilanciamento
- Squilibrio
- Disallineamento
- Supporti allentati
- Eccentricità
- Cuscinetti danneggiati
- Difetti in accoppiamenti tra ruote dentate

Ad ogni problematica viene associato un preciso comportamento a livello vibrazionale. Si assume, a titolo d'esempio, un accoppiamento con giunto tra due alberi in cui è presente un disallineamento angolare. Si riscontra, nello spettro, un picco alla frequenza fondamentale seguito da dei picchi meno pronunciati sulle armoniche successive in direzione assiale. In termini di fase invece, misurando la vibrazione su entrambi i supporti, si osserva uno sfasamento assiale di 180° (*contro fase*). In direzione radiale, le vibrazioni sono in *fase* e si riscontra un picco contenuto, ma presente, sulla fondamentale e sulla prima armonica. Vengono, nella pagina seguente, mostrati i due spettri appena spiegati.

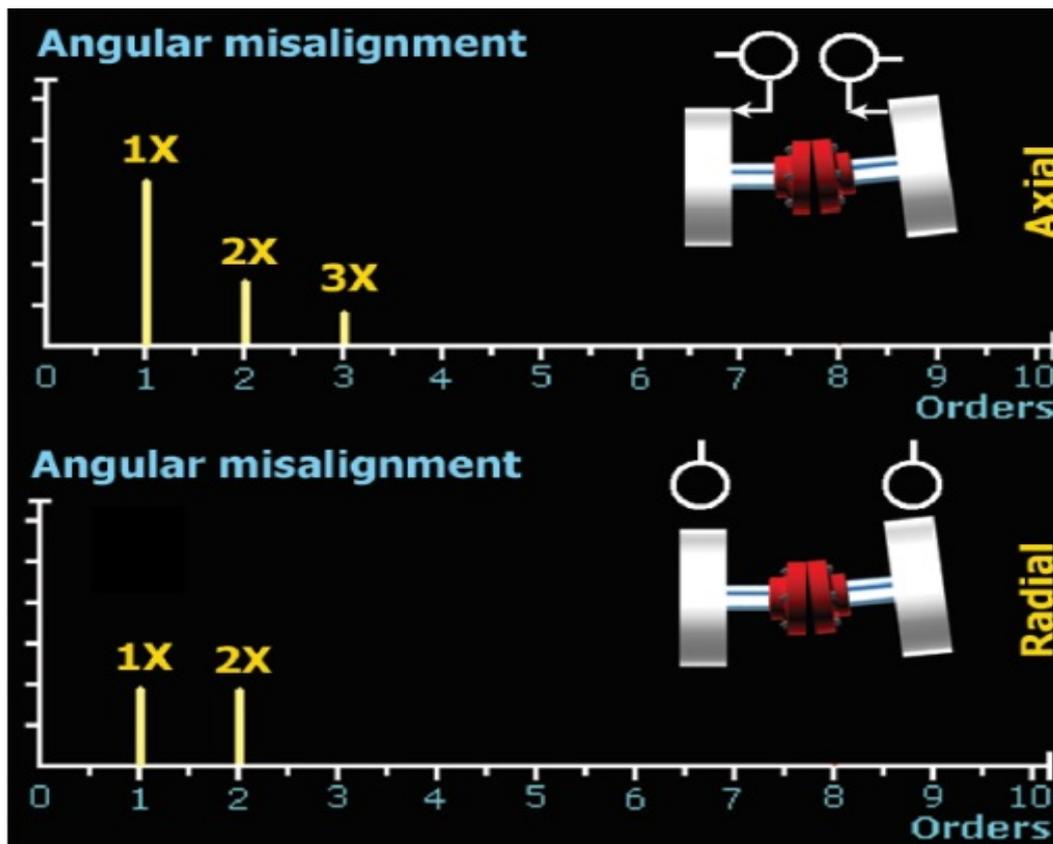


Figura 3.11: Tipico caso di disallineamento angolare [16]

Diagramma di Bode

Un altro strumento molto utile è il diagramma di Bode, rappresenta la risposta in frequenza del sistema ed evidenzia le risonanze dello stesso. Per risonanza si intende una condizione di vibrazione per la quale l'ampiezza dell'oscillazione tende ad infinito o a valori molto alti. Questa situazione è ovviamente da evitare perché può causare rotture, è bene quindi evidenziare queste frequenze tenendone conto in fase di progetto. Ad esempio, nel caso di macchinari rotanti in fase di accelerazione, è necessario cercare di superare velocemente questi punti per prevenire il danno. Nei sistemi reali si associa, ad ogni grado di libertà del sistema, una risonanza. Viene mostrato di seguito un caso semplificato avente singolo grado di libertà:

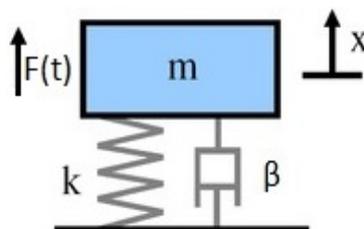


Figura 3.12: Caso semplificato massa - molla - smorzatore [17]

Esso è caratterizzato dalla tipica massa appoggiata su una molla di rigidezza k $[N/m]$, ovvero la forza necessaria per accorciare la molla di un metro, ed uno smorzatore con coefficiente di smorzamento β $[N*s/m]$, rappresentante la capacità del componente di portare a zero l'ampiezza

di oscillazione, il tutto messo in movimento da una forzante esterna periodica. Dal diagramma di corpo libero, scrivendo l'equilibrio tra le forze in gioco, si ottiene:

$$m\ddot{x} + \beta\dot{x} + kx = F(t) = F_0\cos(\Omega t) \quad (3.2)$$

Che raccogliendo la massa diventa:

$$\ddot{x} + \frac{\beta}{m}\dot{x} + \frac{k}{m}x = \frac{F_0}{m}\cos(\Omega t) \quad (3.3)$$

$$\ddot{x} + 2\zeta\omega_n\dot{x} + \omega_n^2x = \frac{F_0}{m}\cos(\Omega t) \quad (3.4)$$

Si definisce pulsazione propria del sistema il parametro ω_n , mentre il coefficiente ζ rappresenta il fattore di smorzamento. Quest'ultimo può essere maggiore, minore o uguale a uno distinguendo i seguenti casi:

- $\zeta > 1$ il sistema è sovrasmorzato, la risposta tende al valore a regime senza oscillare.
- $\zeta < 1$ il sistema è sottosmorzato, sono presenti oscillazioni alla frequenza di smorzamento:

$$\omega_s = \omega_n\sqrt{1 - \zeta^2} \quad (3.5)$$

- $\zeta = 1$ il sistema è criticamente smorzato, non sono presenti oscillazioni, raggiunge la condizione di regime nel minor tempo possibile.

Sapendo quindi che a seguito di una forzante il sistema oscillerà in risposta con la stessa pulsazione e fase diversa, è possibile applicare la teoria dei vettori rotanti al fine di ricavare la risposta in frequenza e il diagramma della fase:

$$x = x_0\cos(\Omega t - \varphi) \quad (3.6)$$

$$\dot{x} = -\Omega x_0\sin(\Omega t - \varphi) \quad (3.7)$$

$$\ddot{x} = -\Omega^2 x_0\cos(\Omega t - \varphi) \quad (3.8)$$

Sostituendo nella 3.4 si ottiene:

$$-\Omega^2 x_0\cos(\Omega t - \varphi) - 2\zeta\omega_n\Omega x_0\sin(\Omega t - \varphi) + \omega_n^2 x_0\cos(\Omega t - \varphi) = \frac{F_0}{m}\cos(\Omega t) \quad (3.9)$$

Applicando il metodo dei vettori rotanti, le componenti dell'equazione 3.9 generano un poligono come in figura 3.13:

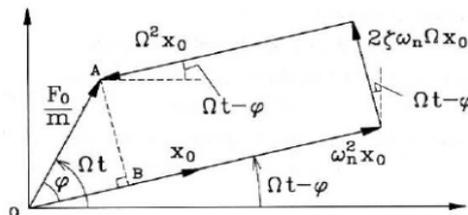


Figura 3.13: Metodo dei vettori rotanti [2]

Applicando il teorema di Pitagora al triangolo OAB e valutando l'angolo φ si ottengono le seguenti due relazioni:

$$\frac{x_0}{F_0/k} = M = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\Omega^2}{\omega_n^2}\right)^2 + \left(2\zeta \frac{\Omega}{\omega_n}\right)^2}} \quad (3.10)$$

$$\varphi = \arctan \frac{2\zeta \frac{\Omega}{\omega_n}}{1 - \left(\frac{\Omega}{\omega_n}\right)^2} \quad (3.11)$$

La relazione 3.10 è la funzione di trasferimento del sistema, essa può essere rappresentata come segue:

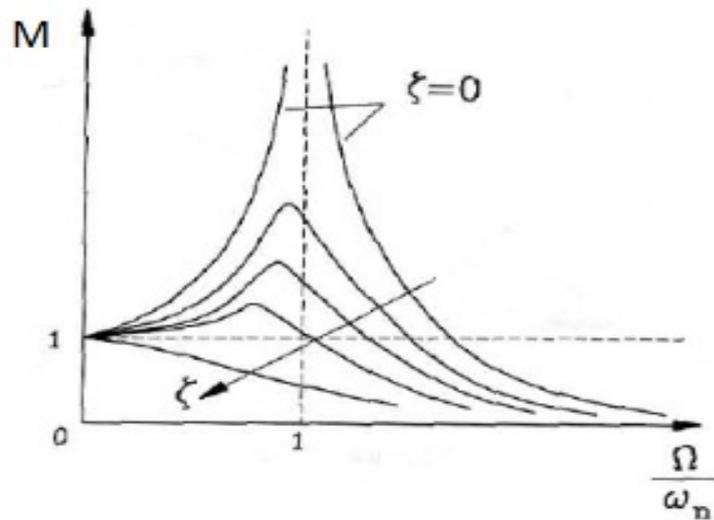


Figura 3.14: Diagramma di Bode [2]

Sull'asse delle ordinate è rappresentato il rapporto M definito come fattore di amplificazione, ovvero la relazione tra la condizione dinamica del sistema, numeratore, e la condizione statica, denominatore. Spesso la rappresentazione convenzionale è caratterizzata dall'unità di misura in decibel per l'asse verticale mentre, per l'asse orizzontale, si predilige con in figura il rapporto tra le pulsazioni. Nel punto in cui la pulsazione della forzante coincide con la frequenza naturale del sistema si osserva un picco di risonanza, ovvero un incremento marcato della risposta dinamica rispetto a quella statica. L'ampiezza dello stesso è funzione del coefficiente di smorzamento: maggiore sarà il fattore, minore sarà la crescita. È bene però sottolineare come un incremento di ζ sia direttamente associato ad un incremento delle forze in gioco a causa della scarsa flessibilità del supporto. Nel caso limite, ovvero in assenza di smorzamento, l'ampiezza delle oscillazioni tende ad infinito. È quindi immediato dedurre che il punto caratterizzato dalla risonanza debba essere evitato in esercizio al fine di scongiurare rotture catastrofiche.

Per quanto concerne la fase, caratterizzata dalla formula 3.11:

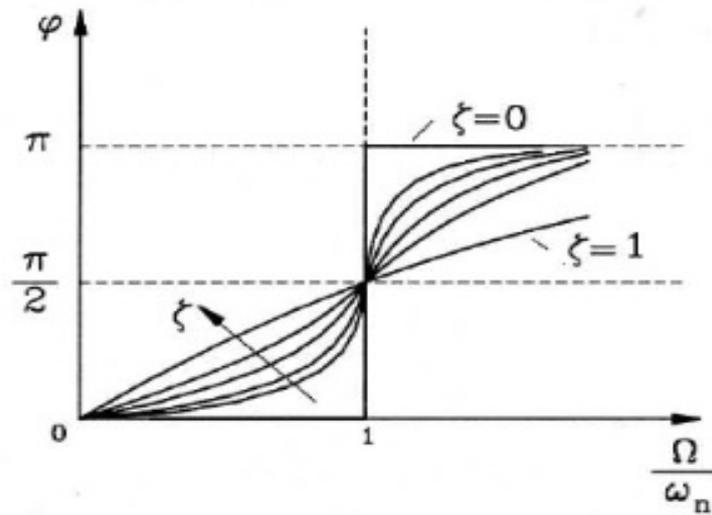


Figura 3.15: Diagramma di fase [2]

Si nota come per basse pulsazioni della forzante la risposta sia in fase, aumentando invece la frequenza il sistema non riesce più a seguire l'input fino ad arrivare ad un comportamento completamente in controfase.

Diagramma di Campbell

Il diagramma di Campbell nel campo delle analisi vibrazionali di elementi rotanti è lo strumento più completo per rappresentare il comportamento della macchina alle diverse velocità. Esso è analiticamente una rappresentazione dei vari spettri in frequenza al variare delle velocità, è quindi un grafico tridimensionale.

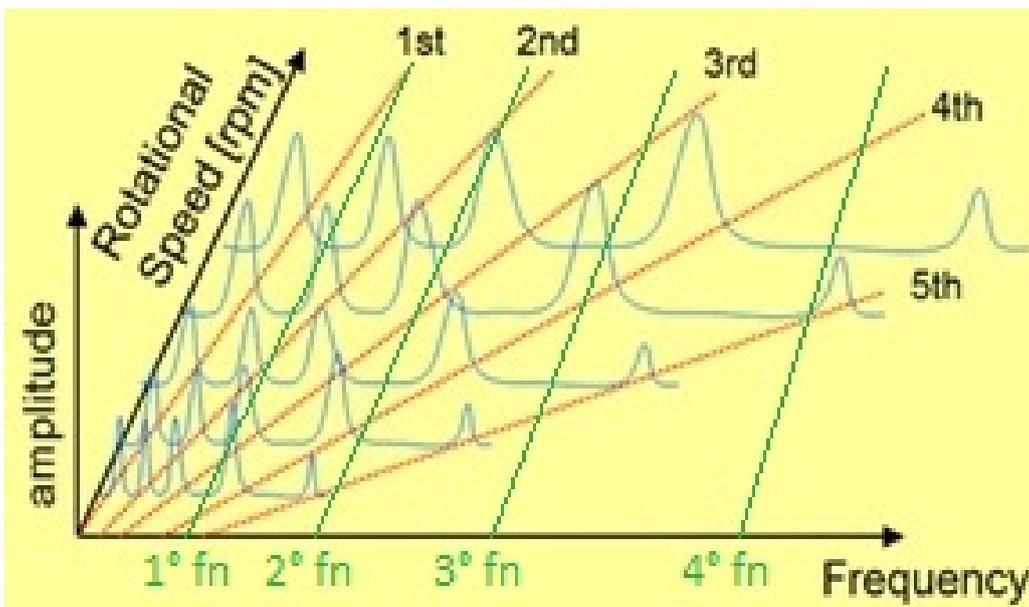


Figura 3.16: Esempio di diagramma di Campbell [20]

In figura 3.16 è rappresentato un diagramma di Campbell, la frequenza e la velocità di rotazione sono spesso invertite per comodità di osservazione, nelle ordinate invece si rappresenta l'ampiezza dei picchi. È immediato osservare gli spettri per ogni velocità i quali definiscono, in frequenza, gli ordini, rappresentati dalle rette rosse. Le rette verdi sono invece le frequenze naturali del sistema. L'intersezione di queste ultime con gli ordini, associato all'ampiezza del punto, evidenzia le risonanze. Con questo grafico è quindi possibile identificare con completezza il comportamento del fenomeno studiato per ogni velocità.

Di seguito è mostrato un Campbell sperimentale completo:

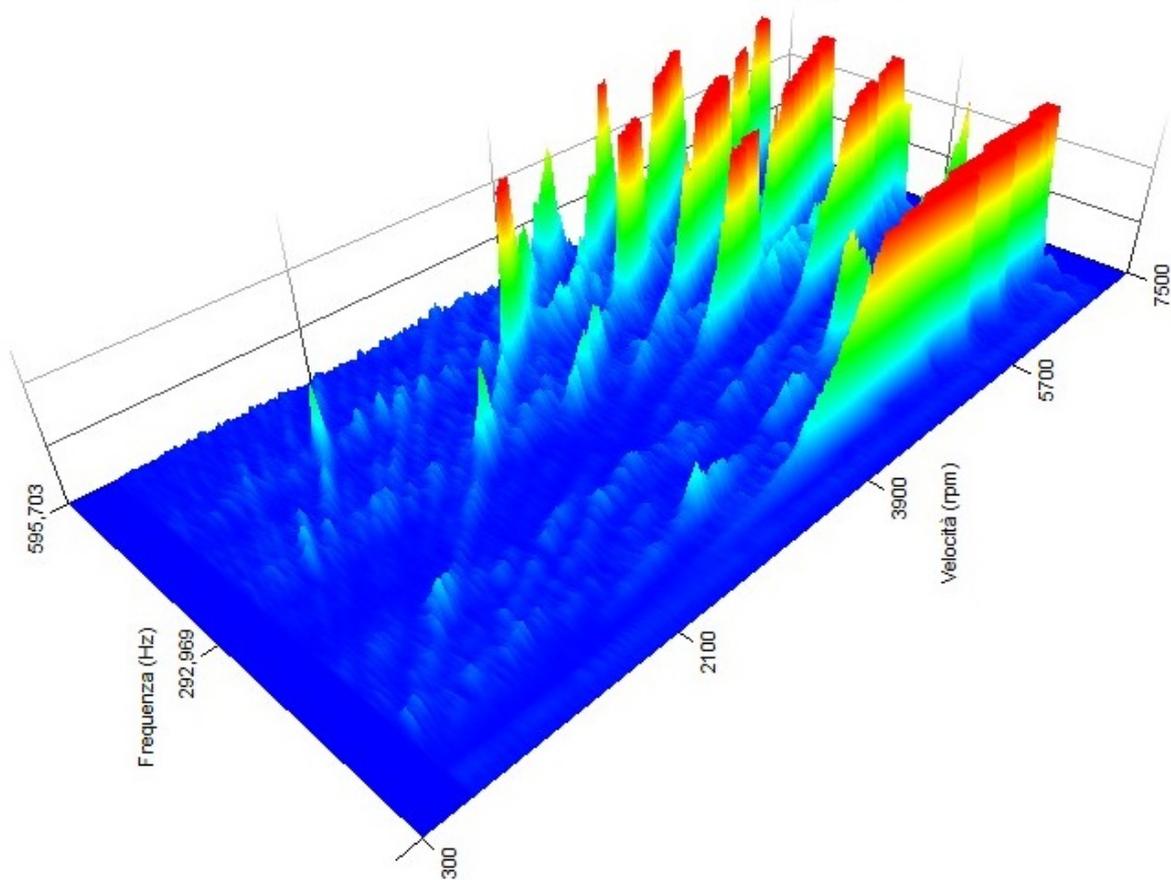


Figura 3.17: Diagramma di Campbell sperimentale 3D [14]

Capitolo 4

Sistema e software di acquisizione

Per la rilevazione dei dati si utilizza un sistema Dewesoft con il relativo software. I modelli utilizzati sono i seguenti:

- SIRIUSi-6xACC-2xACC+, modulo di acquisizione a 24 bit con 8 canali per accelerometri + 2 canali per encoder.[14]
- SIRIUSi-8xSTG+, modulo di acquisizione a 24 bit con 8 canali per estensimetri, celle di carico o segnali analogici + 8 canali per encoder.[14]



Figura 4.1: Sistemi di acquisizione Dewesoft utilizzati [14]

I sensori utilizzati sono degli accelerometri triassiali *PCB Piezotronics* per le misure di vibrazioni in quanto i fenomeni che verranno studiati sono a frequenze elevate essendo, il punto di misura, la scatola cuscinetti.



Figura 4.2: Accelerometro *Piezotronics* [15]

La prima assunzione da effettuare per l'ottenimento di risultati coerenti è la frequenza di acquisizione, in quanto il segnale in uscita dal sensore è di tipo analogico e per essere processato deve essere convertito in digitale. I dati passano attraverso più componenti, nell'ordine riassunto nella figura seguente:

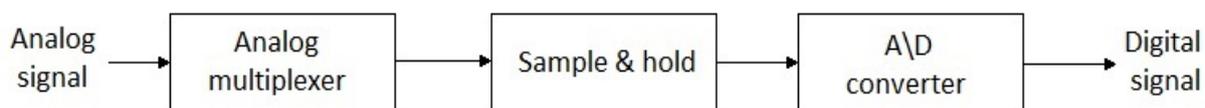


Figura 4.3: Catena di conversione del segnale analogico [3]

Il multiplexer analogico si utilizza in presenza di più segnali da convertire, esso svolge la funzione di interruttore attivando uno alla volta gli ingressi che verranno processati da una singola scheda conversione. Non è quindi possibile convertire contemporaneamente molteplici canali se non utilizzando una scheda per ciascuno di essi.

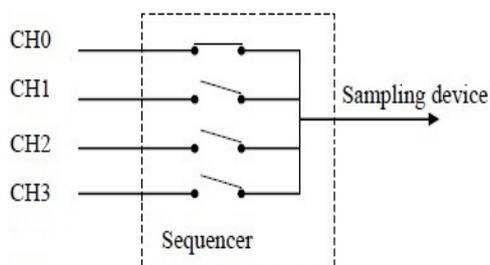


Figura 4.4: Schema di un multiplexer [3]

A questo punto della catena il segnale va discretizzato, ovvero va decisa la lunghezza degli intervalli di tempo con cui suddividere il segnale di partenza:

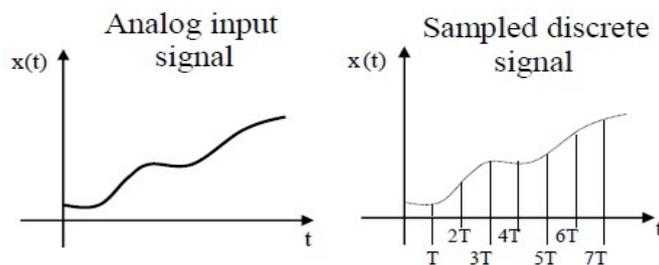


Figura 4.5: Discretizzazione del segnale [3]

Il parametro T , ovvero il periodo di acquisizione, deve essere accuratamente selezionato. Una frequenza di acquisizione troppo bassa porta ad un sottocampionamento del segnale che, come conseguenza, genera un output digitale in uscita non coerente con l'ingresso. In figura 4.6 si nota come, partendo da una sinusoide pura ed utilizzando un tempo di campionamento sufficientemente breve (4.6a), si riesce a ricostruire il segnale.

L'utilizzo di un T troppo breve (4.6b) genera una linea spezzata, completamente incoerente con il segnale di partenza

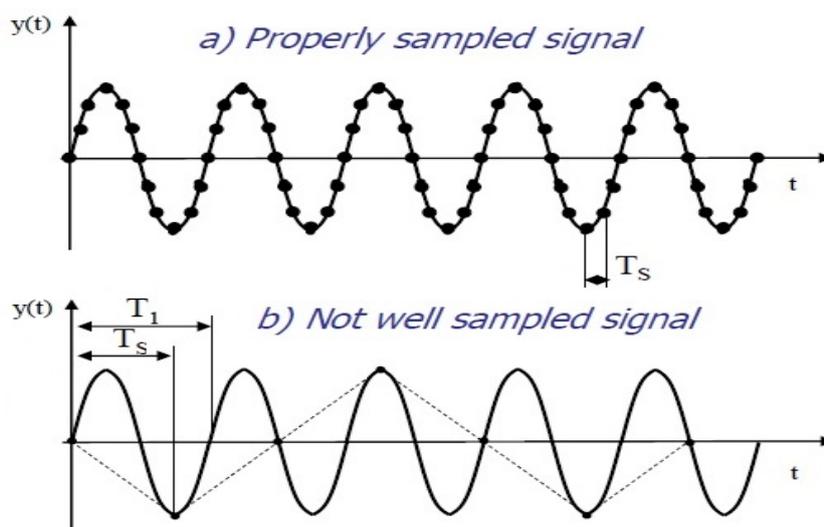


Figura 4.6: Esempio di sotto campionamento [3]

L'assenza di corrispondenza tra il segnale campionato ed il risultato si definisce *aliasing* mentre le frequenze generate di conseguenza prendono il nome di *alias-frequenze*. La matematica che si occupa di questo problema è il teorema di Nyquist, esso enuncia che assumendo una frequenza di acquisizione pari al doppio della frequenza da campionare, il problema dell'*aliasing* può essere evitato.

Applicando la trasformata di Fourier ad un generico segnale nel tempo si ottiene sul piano una campana rappresentativa del contenuto in frequenza dell'onda in ingresso.

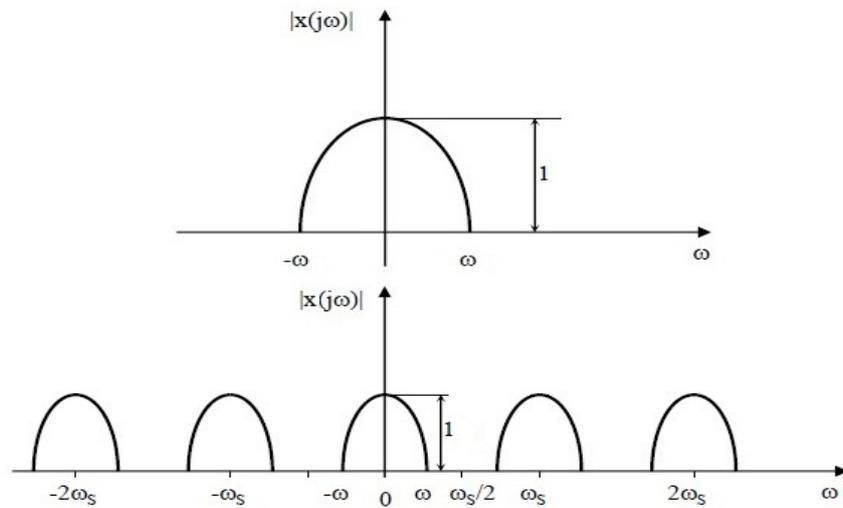


Figura 4.7: Teorema di Nyquist rispettato [3]

Si nota come, assumendo una velocità di campionamento ω_s pari almeno il doppio di ω , non vi siano sovrapposizioni sullo spettro.

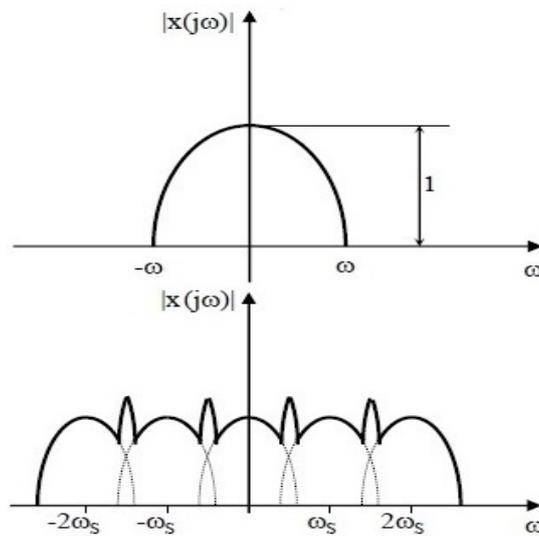


Figura 4.8: Teorema di Nyquist non rispettato [3]

Utilizzando invece una frequenza di campionamento troppo bassa, il segnale viene sovrapposto generando delle frequenze in origine non presenti. Nella pratica, inoltre, si aggiunge un'ulteriore problematica: nello studio di un caso la non conoscenza di tutte le frequenze che potrebbero verificarsi durante l'analisi potrebbe comunque portare alla comparsa di alias frequenze. Si utilizza quindi un filtro passa basso per eliminare le oscillazioni superiori alla metà di quella di campionamento.

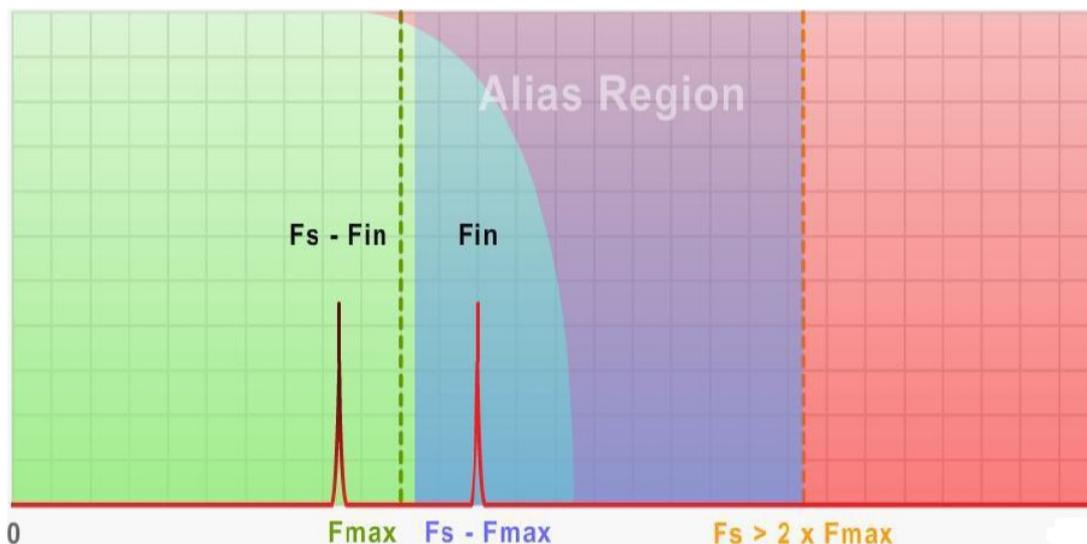


Figura 4.9: Applicazione di un filtro passa basso [16]

Dalla figura 4.9 si osservano quattro zone caratteristiche dello spettro:

- Zona verde: le oscillazioni campionate all'interno di questa zona vengono estratte correttamente.
- Zona blu: è la zona di efficacia del filtro passa basso. Come si può notare, esso non riesce ad essere netto alla frequenza massima ma ha un margine di errore.
- Zona viola: è l'intervallo in cui, se campionato un fenomeno al suo interno, vengono generate alias frequenze.
- Zona rossa: oltre la frequenza di campionamento

Come si osserva facilmente in 4.9, la frequenza di ingresso F_{in} cade all'interno della zona non filtrata ma caratterizzata da aliasing, di conseguenza si genera una alias frequenza $F_s - F_{in}$ dove F_s è la frequenza di campionamento (*sampling*).

Per risolvere questo problema si ricorre ad una correzione del teorema di Nyquist, non si assume più una frequenza di campionamento pari al doppio di quella di interesse ma si utilizza un fattore moltiplicativo 2,56, il risultato è mostrato nella pagina successiva in figura 4.10:

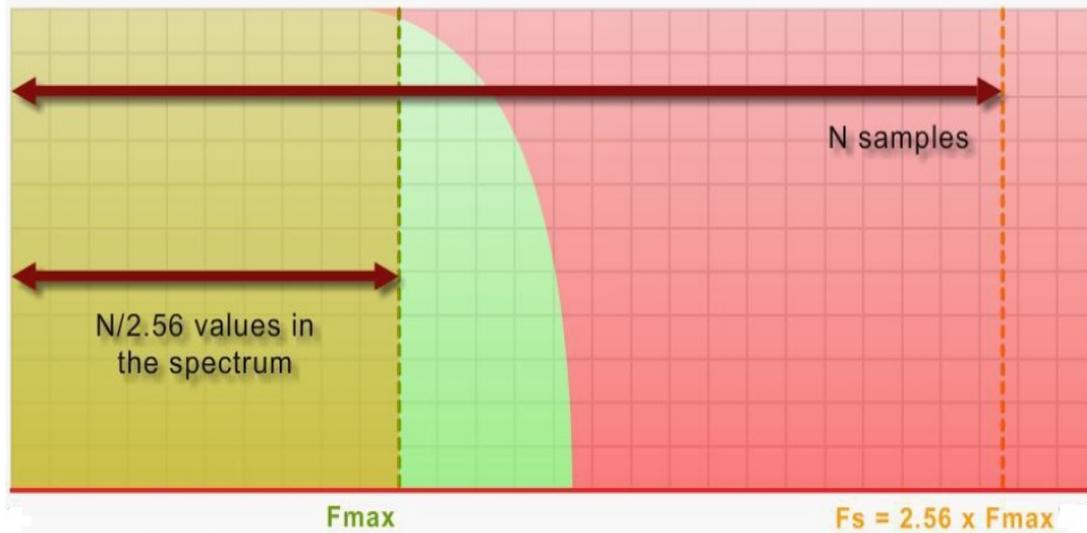


Figura 4.10: Applicazione di un filtro passa basso ottimizzato [16]

Si osserva come il filtro mantenga la sua curva di azione ma, adottando una frequenza di campionamento di 2,56 volte la frequenza massima, quest'ultima cade perfettamente nel campo di efficacia del filtro, rimuovendo quindi il problema dell'aliasing.

L'elemento finale della conversione analogico digitale è l'*A/D Converter*, esso svolge la quantizzazione e la codifica del segnale, ovvero la conversione in codice binario. Maggiore è il numero di bit disponibili dalla macchina, maggiori sono le linee di definizione disponibili. Il risultato è il seguente:

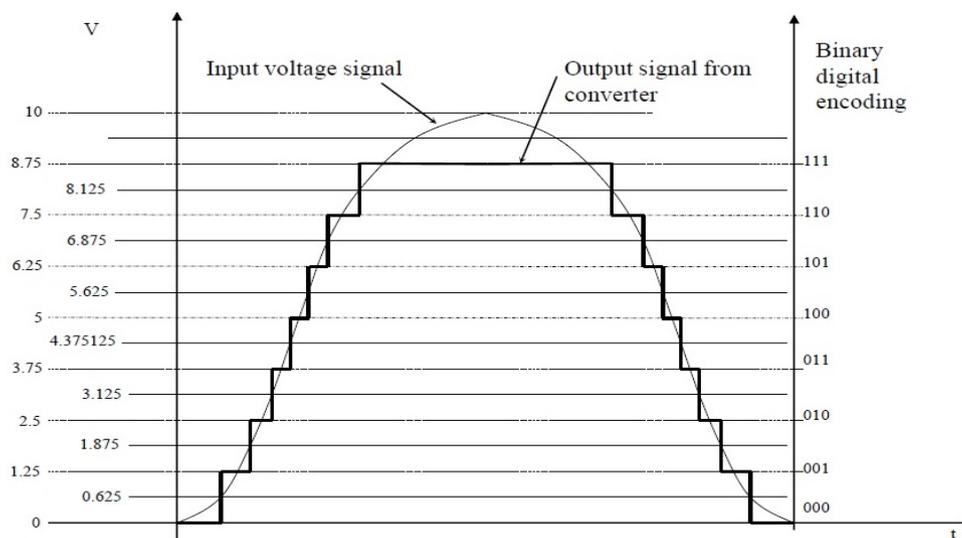


Figura 4.11: Quantizzazione e codifica [3]

Nell'esempio è riportato un sistema a tre bit, a cui si associano otto possibili combinazioni, nella pratica si considera un buon sistema a partire dai sedici bit. Quest'ultimo aspetto è evidenziato in figura, infatti la parte superiore non viene correttamente codificata. La conseguenza è una perdita di informazioni sul segnale digitale finale.

In aggiunta al segnale di accelerazione sono state utilizzate delle sonde di temperatura *PT100*, di seguito è mostrato il componente:



Figura 4.12: Termoresistenza PT100 [18]

Infine si acquisisce il segnale di coppia direttamente dal torsionmetro montato sul banco e il segnale di velocità sempre dallo stesso elemento per quanto riguarda l'albero primario, mentre si utilizza un laser per l'albero secondario. La struttura del banco verrà analizzata accuratamente nel capitolo 4.



Figura 4.13: Torsionmetro Kistler 4551A [19]

I *KPI* utilizzati riguardano quindi le vibrazioni e la variabilità delle temperature raggiunte a regime. Nel corso dell'analisi sperimentale si è deciso di aggiungere un microfono, i picchi di intensità sonora sono considerabili come *key performance indicators* identificando il banco sotto un aspetto acustico.

4.1 Funzionamento sensoristica

Accelerometro

L'accelerometro utilizzato viene definito piezoelettrico e prende il nome dal fenomeno fisico su cui si basa. All'interno dell'elemento è presente un particolare cristallo che si carica elettricamente se sottoposto ad uno stress meccanico con proporzionalità diretta. Il segnale viene quindi estratto e convertito in accelerazione utilizzando il guadagno dello strumento fornito dal costruttore in $mV/(m/s^2)$. L'output è inoltre garantito solo in presenza di variazione del carico, trattandosi di un sensore per misure dinamiche.

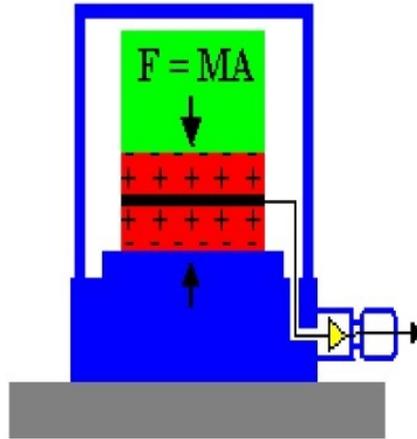


Figura 4.14: Schema di un accelerometro piezoelettrico [3]

Gli accelerometri piezoelettrici, come in generale i sensori, hanno una banda passante molto ampia che va scelta in funzione dell'applicazione, essa infatti deve essere maggiore di quella del fenomeno analizzato per garantire coerenza col dato estratto.

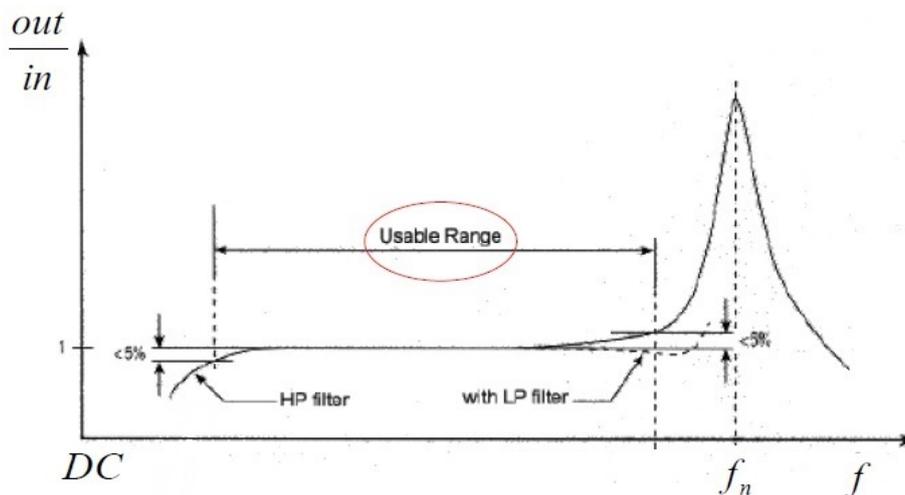


Figura 4.15: Risposta in frequenza di un accelerometro *PCB* [3]

Il campo di applicazione in frequenza del sensore è delimitato in basso dalla dinamica del circuito elettrico, mentre in alto da fattori inerziali, quindi dalla sua frequenza naturale. Bisogna quindi verificare di essere all'interno dei range definiti dal costruttore.

PT100

La PT100 è una sonda che basa anch'essa il suo funzionamento su un principio fisico, ovvero la variazione di resistività di un materiale in funzione della temperatura. Con resistività si intende una proprietà intrinseca dell'elemento che consiste nell'opposizione dello stesso al passaggio di cariche elettriche al suo interno, si misura in Ωm . Le sonde utilizzate sono al platino e la loro resistenza è pari a $100\ \Omega$ a 0°C . Le relazioni analitiche che legano le grandezze sono le seguenti:

$$\rho(T) = \rho_0[1 + \alpha(T - T_0)] \quad (4.1)$$

Dove ρ è la resistività, T la temperatura, α è un coefficiente che dipende dal materiale e le grandezze con pedice zero riguardano le condizioni iniziali. Il passaggio successivo consiste nel correlare ρ alla resistenza elettrica usando le caratteristiche geometriche del materiale, la lunghezza L e la sezione S :

$$R = \frac{\rho L}{S} \quad (4.2)$$

Conoscendo quindi i parametri di alimentazione si è in grado di estrarre la temperatura. É inoltre interessante prestare attenzione al cablaggio, le sonde utilizzate presentano quattro fili ma, in commercio, sono disponibili anche a due e tre conduttori. La differenza tra i diversi modi di collegamento risiede nel disturbo generato dalla resistenza dei fili, nella configurazione più semplice l'alimentazione è sullo stesso circuito di misura, la corrente non è quindi trascurabile e la resistenza generata porta il risultato a non essere preciso. Inserendo un terzo filo si compensa metà del disturbo mantenendo solo un capo in serie con l'alimentazione, con quattro fili si isolano completamente i circuiti di misura e di alimentazione annullando il disturbo e garantendo una precisione più elevata.



Figura 4.16: PT 100 con collegamento a 2 fili [22]

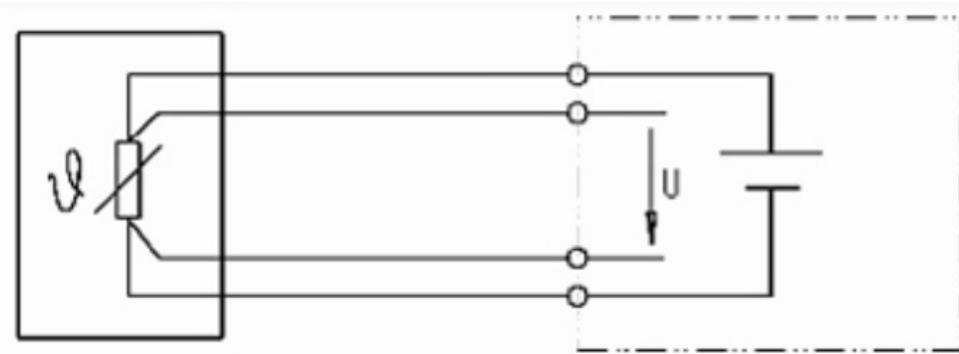


Figura 4.17: PT 100 con collegamento a 4 fili [22]

Torsionometro

Il torsionometro sfrutta invece un componente elettronico denominato *strain gage*. Esso è un elemento realizzato in metallo o con semiconduttori che, a seguito di una sollecitazione meccanica, varia la propria resistenza elettrica. Partendo dalla relazione 4.2 e differenziando si ottiene:

$$\frac{dR}{R} = \frac{d\rho}{\rho} + \frac{dL}{L} - \frac{dS}{S} \quad (4.3)$$

Assumendo la presenza di conduttori di diametro D e lunghezza L ne consegue:

$$S = \pi \frac{D^2}{4} \quad (4.4)$$

Da cui:

$$\frac{dS}{dD} = 2\pi \frac{D}{4} = 2\pi \frac{D^2}{4D} = \frac{2S}{D} \quad (4.5)$$

Riordinando l'equazione e sapendo che la deformazione radiale si relaziona con quella assiale tramite il coefficiente di Poisson ν :

$$\frac{dS}{S} = \frac{2dD}{D} = 2\left(-\nu \frac{dL}{L}\right) \quad (4.6)$$

Riprendendo la 4.3 e sostituendo la 4.5:

$$\frac{dR}{R} = \frac{d\rho}{\rho} + \left(1 + 2\nu\right) \frac{dL}{L} \quad (4.7)$$

Che raccolta è infine:

$$K = \frac{\frac{dR}{R}}{\frac{dL}{L}} = \left(1 + 2\nu\right) + \frac{\frac{d\rho}{\rho}}{\frac{dL}{L}} \quad (4.8)$$

K è un parametro denominato *gage factor*, viene determinato dal costruttore tramite prove specifiche ed è pari a $2 \div 4$ per materiali metallici, di cui la parte con variabilità più marcata è quella con in coefficiente di Poisson, mentre $40 \div 240$ per semiconduttori, caratterizzati da cambiamenti microstrutturali. Si osserva quindi che, una volta noto il *gage factor* e la variazione di resistenza elettrica, è possibile ricavare la variazione geometrica dell'elemento da cui, grazie al modulo elastico, è immediato estrarre la tensione meccanica agente.

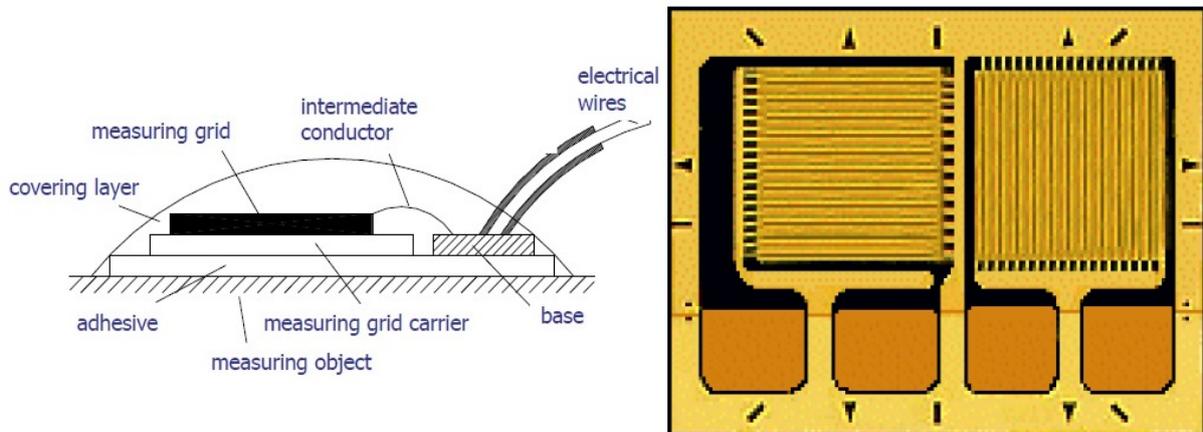


Figura 4.18: Esempio di strain gage [3]

La soluzione è quella di sfruttare un ponte di *Wheatstone*, ovvero un circuito elettrico alimentato comprendente quattro resistenze, rappresentate da strain gages o elementi resistivi con valori in Ω accuratamente scelti. Infatti, la tensione in uscita deve mantenersi nulla in assenza di variazioni, ponte bilanciato, variando solo in presenza di un ΔR , ponte sbilanciato.

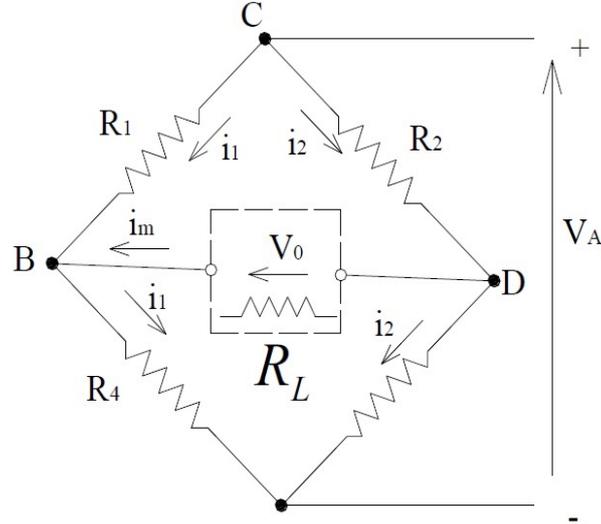


Figura 4.19: Ponte di Wheatstone [3]

Supponendo una corrente di misura i_m pari a zero, si può risolvere il circuito facilmente:

$$i_1 = \frac{V_A}{R_1 + R_4} \quad (4.9)$$

$$i_2 = \frac{V_A}{R_2 + R_3} \quad (4.10)$$

Dall'equilibrio delle tensioni:

$$V_0 = V_{BD} = V_{BC} + V_{CD} \quad (4.11)$$

Sostituendo le correnti ricavate precedentemente ed applicando la legge di Ohm si ottiene la relazione finale seguente:

$$V_0 = V_A \left(\frac{R_2 R_4 - R_1 R_3}{(R_1 + R_4)(R_2 + R_3)} \right) \quad (4.12)$$

In funzione del numero di elementi variabili, se si assume che le resistenze siano tutte uguali:

- Un elemento attivo $V_0 = -\frac{V_A}{4} \frac{\Delta R}{R}$
- Due elementi attivi $V_0 = -\frac{V_A}{2} \frac{\Delta R}{R}$
- Tre elementi attivi $V_0 = -V_A \frac{\Delta R}{R}$

Essendo nota V_A , tensione di alimentazione fornita in maniera induttiva, e misurata V_0 , sempre induttivamente grazie alla struttura senza contatto, si ricava la variazione percentuale di resistenza e, con i passaggi precedentemente spiegati, si valuta la tensione meccanica.

Laser

Il laser è stato utilizzato per l'albero secondario per avere un segnale di velocità indipendente, nonostante fosse già facilmente ricavabile conoscendo il rapporto di trasmissione complessivo del riduttore. Il funzionamento è lo stesso dell'encoder: applicando un nastro riflettente sull'albero, quando quest'ultimo viene investito dal raggio, il laser riceve un segnale di ritorno contando un evento; conoscendo il numero di eventi al secondo si ricava la frequenza che è direttamente collegata alla velocità angolare.



Figura 4.20: Laser SKF TKRS20 S1[13]

Sensore induttivo

Nella fase più avanzata dell'analisi sperimentale è stato inserito un sensore induttivo. Il suo funzionamento è basato sulla teoria del magnetismo e sulla variazione dell'induttanza. Essa si definisce come il rapporto tra il flusso magnetico concatenato dal circuito e la corrente che lo genera e rappresenta la relazione tra quest'ultima e la forza elettromotrice generata, ovvero la forza necessaria a spostare le cariche dal polo positivo a quello negativo. L'unità di misura dell'induttanza è l'*Henry*.

$$L = \frac{N\phi}{I} \quad (4.13)$$

Con il parametro N si definiscono le spire che avvolgono il conduttore e generano il campo magnetico. In un sensore *proximity* la corrente che passa nel conduttore è proporzionale alle condizioni geometriche del sistema.

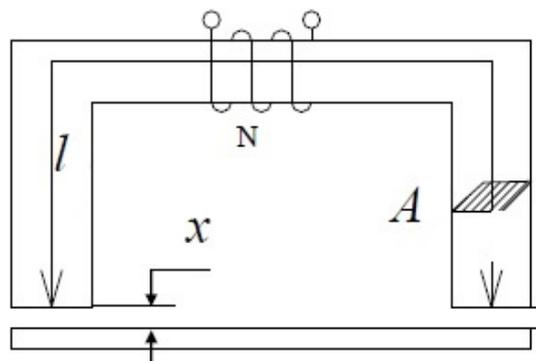


Figura 4.21: Teoria dei proximity[3]

Sapendo che il flusso magnetico è la quantità di linee di campo che attraversano una determinata sezione:

$$L = \frac{NBA}{I} \quad (4.14)$$

Con la definizione di campo magnetico B la relazione diventa

$$L = \frac{NA}{I} \mu \frac{NI}{l} = N^2 \frac{\mu A}{l} \quad (4.15)$$

Il parametro μ identifica la permeabilità magnetica, ovvero la capacità di un materiale a magnetizzarsi. Dalla figura 4.21 si osserva che la lunghezza caratteristica l riguarda due tratti di materiale diverso, il metallo e l'aria, vanno quindi divise le due parti.

$$L = \frac{N^2 A}{\frac{l}{\mu_{\text{metallo}}} + \frac{2x}{\mu_{\text{aria}}}} \quad (4.16)$$

La permeabilità dell'aria è molto più piccola di quella di un qualsiasi metallo, ciò implica che, essendo in rapporto, la sua componente sia molto maggiore rendendo trascurabile la parte relativa al materiale. Una variazione di quota x porta quindi ad un cambiamento dell'induttanza, che si manifesta in una variazione di tensione, processata dalla scatola di acquisizione attraverso il guadagno Volt/millimetri.



Figura 4.22: Proximity Keyence con centralina di controllo[21]

4.2 Montaggio della sensoristica

I sensori vanno posizionati nei punti di interesse rispettando precise regole. È necessario ridurre al minimo la distanza dal fenomeno controllato al fine di diminuire l'effetto smorzante delle interfacce meccaniche intermedie, essi vanno inoltre orientati nella configurazione più diretta possibile e con il segnale più intenso. In figura 4.23 è mostrata la strumentazione di una scatola cuscinetti, sono presenti due accelerometri, uno per cuscinetto, e due *PT100*, anch'esse distribuite sui due elementi volventi. Le termoresistenze sono avvitate grazie alla predisposizione della scatola raggiungendo perfettamente le ralle esterne dei cuscinetti, garantendo elevata accuratezza.

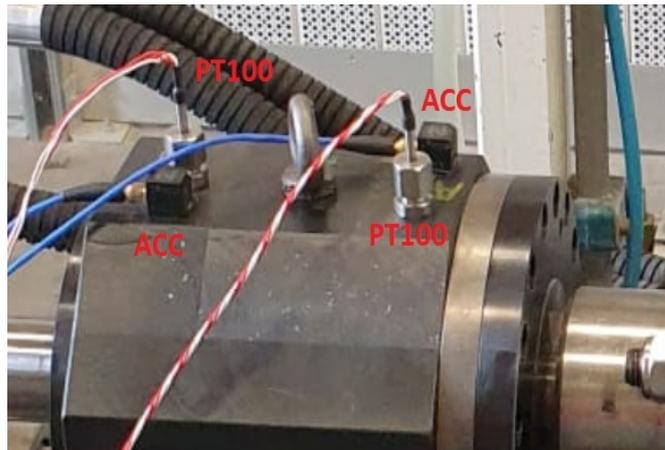


Figura 4.23: Montaggio dei sensori su scatola cuscinetti

Per quanto riguarda l'installazione degli accelerometri, si è optato per l'incollaggio tramite Loctite non essendo presente un alloggiamento filettato. La scelta del sistema di bloccaggio è fondamentale per una corretta misurazione, in quanto quest'ultimo condiziona la risposta del sistema accelerometrico. In figura 4.24 sono mostrate le varie opzioni con il relativo diagramma di Bode.

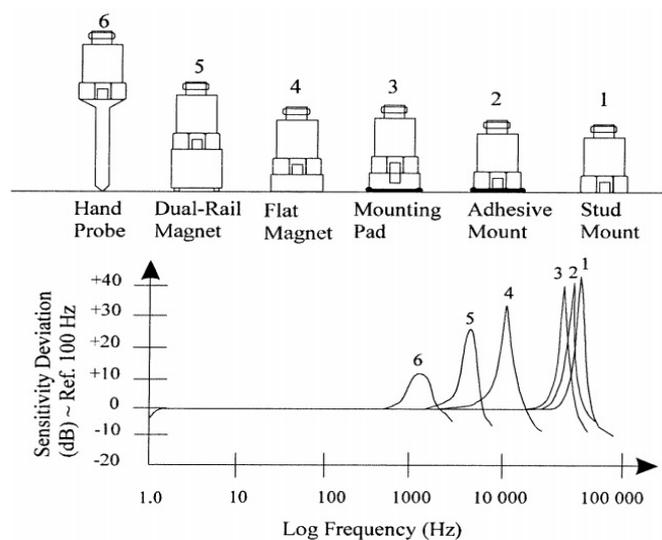


Figura 4.24: Tipologie di montaggio degli accelerometri [10]

Maggiore è il fattore smorzante dell'interfaccia di bloccaggio, maggiore sarà l'influenza della risposta che risulterà smorzata generando incoerenza tra i dati ottenuti ed il fenomeno reale. Si deve quindi prediligere un montaggio molto rigido, garantendo una banda passante ampia e correttezza di misura.

Il torsionmetro è invece direttamente installato sul banco. Si tratta di un modello senza contatto a misura diretta garantendo precisione e ripetibilità anche ad alte prestazioni. Il modello è il 4551A prodotto da *Kistler*, di seguito mostrato in un estratto del banco:

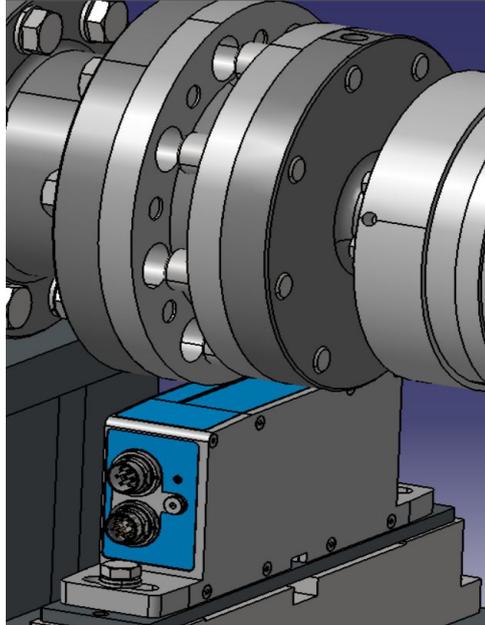


Figura 4.25: Torsionmetro presente sul banco

Il laser invece viene posizionato come segue:



Figura 4.26: Posizionamento del laser sull'albero secondario

Definite quindi le posizioni più favorevoli dei sensori, si è proceduto strumentando il banco. È stato posizionato un accelerometro per ogni scatola cuscinetti utilizzando i canali per le vibrazioni assiali e radiali, il terzo asse non risulta interessante. Le sonde di temperatura seguono anch'esse la stessa logica, una per scatola al fine di valutare riscaldamento anomali. Si è optato infine, con lo scopo di osservarne il comportamento, per l'inserimento di due ulteriori accelerometri monoassiali per il monitoraggio dei motori e della cinghia.

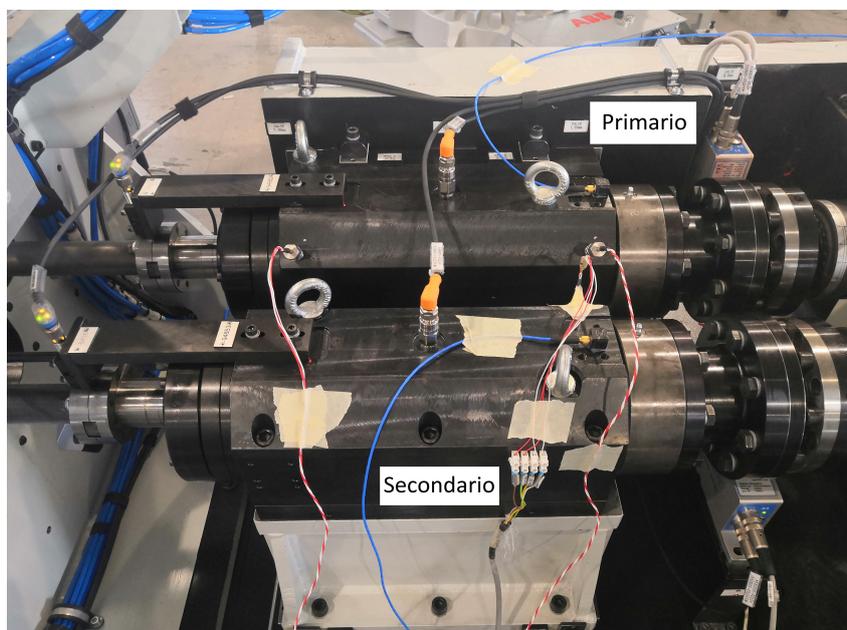


Figura 4.27: Scatola cuscinetti primaria e secondaria con sensoristica montata

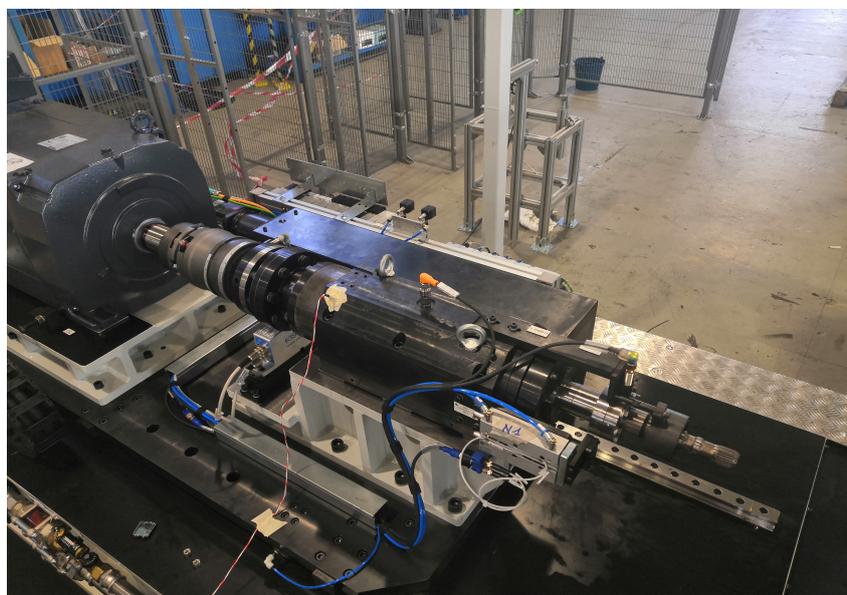


Figura 4.28: Trasmissione secondaria strumentata

È stato inoltre utilizzato un microfono per valutare l'intensità del rumore generato dal sistema. L'analisi acustica, come già anticipato, può rivelarsi molto utile in applicazioni di condition monitoring.

Capitolo 5

Banco prova

Il condition monitoring è stato applicato ad un banco prova riduttori. Questi ultimi, provenienti dalla linea di montaggio, vengono presi automaticamente da un braccio antropomorfo *ABB* ed inseriti nel banco che, una volta garantito il calettamento degli alberi, avvia il ciclo di test.

5.1 Banco reale

Il banco è strutturato in tre macro aree:

- Robot antropomorfo
- Isola di lubrificazione
- Banco prova

Banco prova

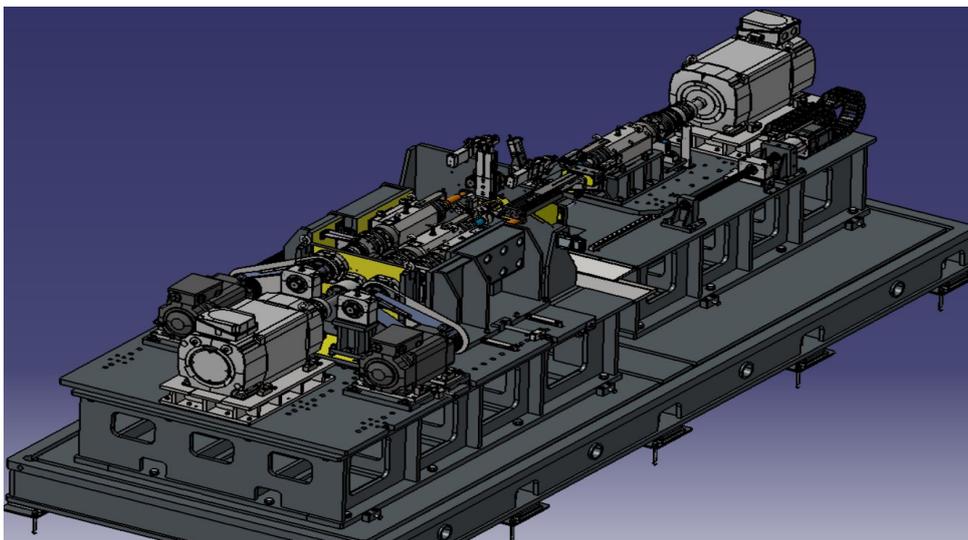


Figura 5.1: Banco prova riduttori

Il compito del banco è quello di effettuare cicli di test su un riduttore di un veicolo elettrico. L'albero primario, da cui viene fornita la velocità in ingresso, è comandato da un motore che sfrutta una cinghia per la trasmissione per motivi di ingombro.

Gli alberi secondari, invece, presentano un ulteriore motore che impone la coppia resistente, simulando la presenza delle ruote di un veicolo. Nell'immagine 5.1 si osservano due trasmissioni con cinghia che rappresentano le due predisposizioni possibili in funzione del manufatto provato. Un braccio robotico prende il riduttore dalla linea di montaggio, lo posiziona nell'isola di lubrificazione in cui viene riempito di olio ed infine lo inserisce nel banco. Il ciclo quindi si avvia ed una volta completato, il riduttore viene rimosso e posizionato della parte di prodotti finiti, con conseguente ripartenza della sequenza di azioni. Il layout è mostrato della figura seguente:

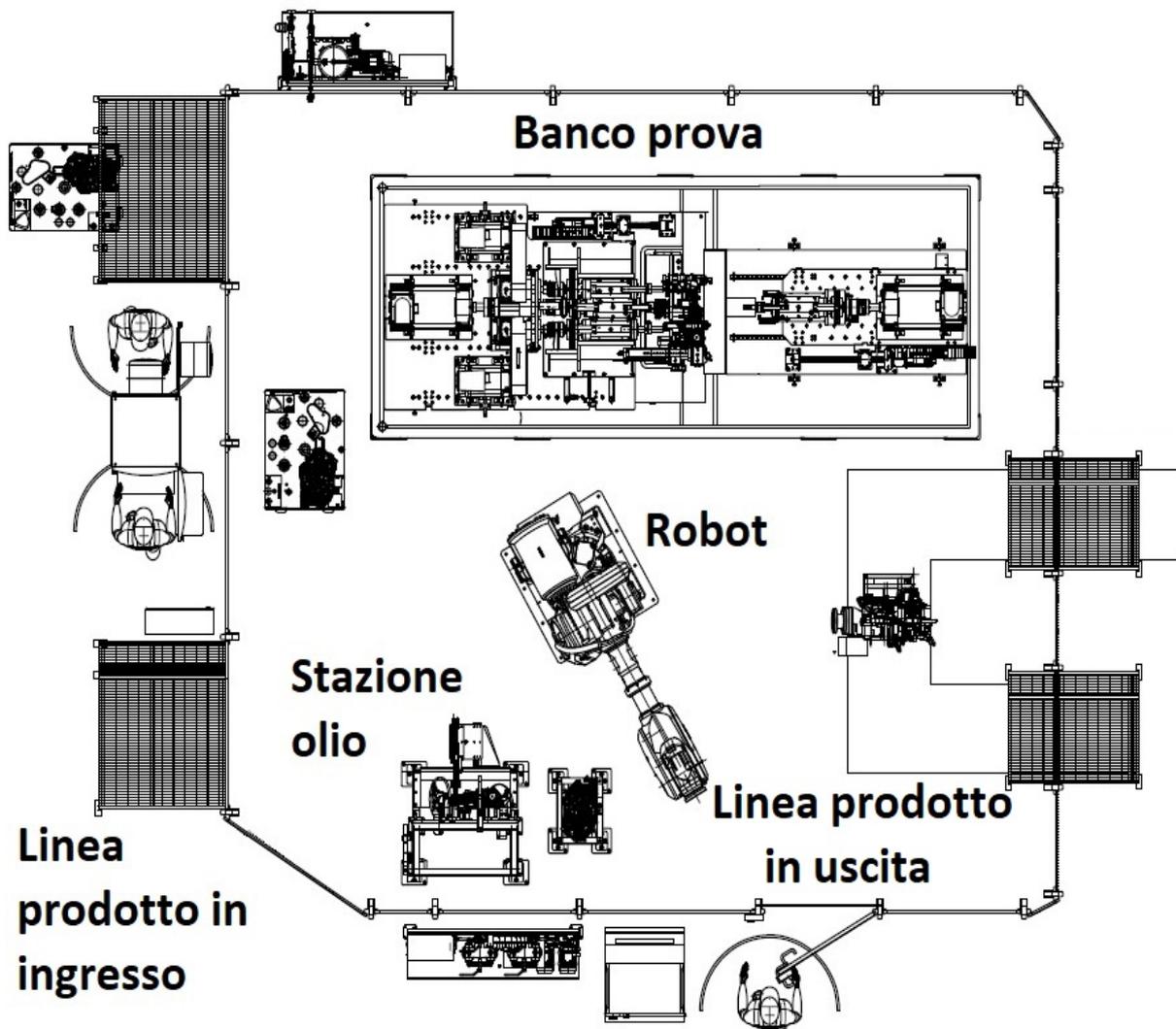


Figura 5.2: Layout dell'isola di prova

La trasmissione primaria è mostrata in dettaglio nell'immagine di seguito

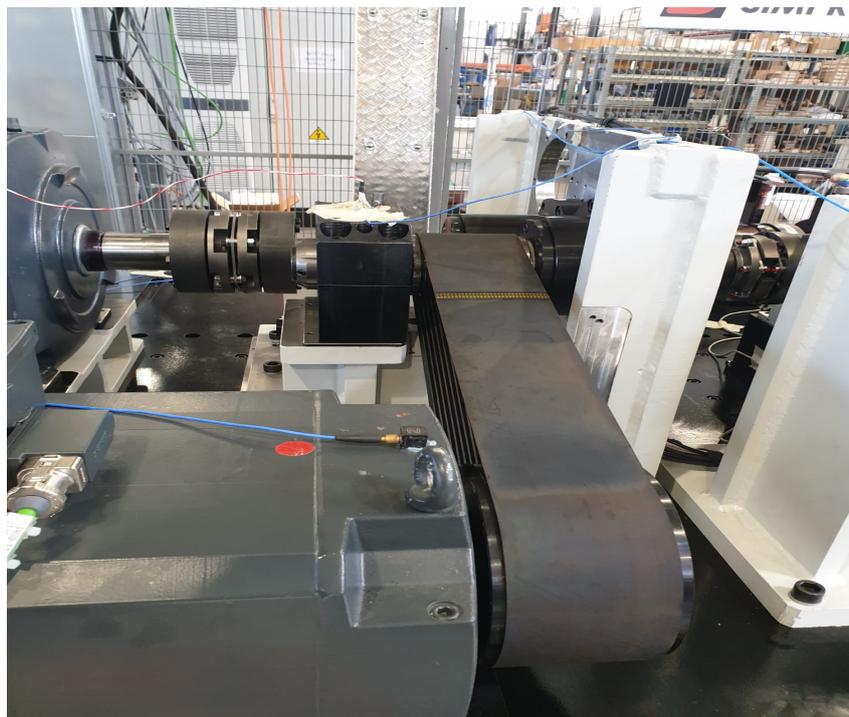


Figura 5.3: Dettaglio della trasmissione primaria

In figura 5.4 è mostrata invece una vista del riduttore innestato dal lato secondario di sinistra

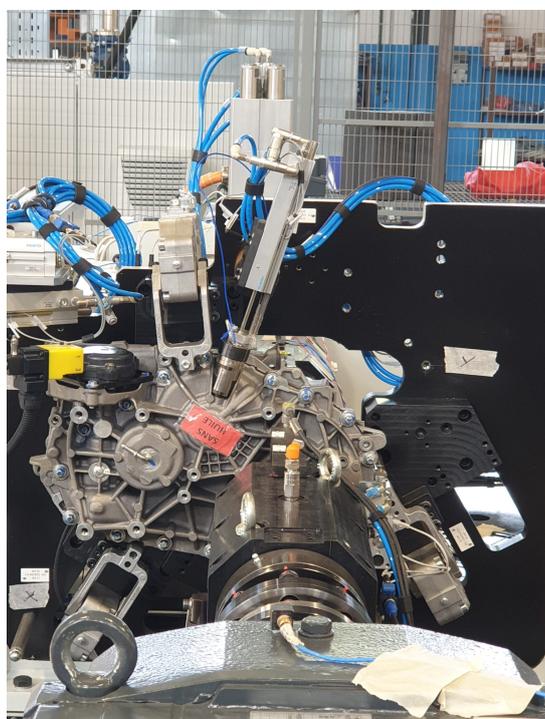


Figura 5.4: Riduttore innestato dal lato secondario di sinistra

Robot antropomorfo

Il braccio ha il compito di prelevare il riduttore dalla linea di assemblaggio e di posizionarlo nei diversi punti del sistema, la parte più critica consiste nello spostamento con il riduttore riempito di lubrificante in quanto l'elemento è più pesante e va evitato il rovesciamento.



Figura 5.5: Robot ABB

Isola di lubrificazione

In questa piccola isola il robot posiziona il riduttore, quest'ultimo viene bloccato e, tramite un sistema di attuatori idraulici, riempito con olio.



Figura 5.6: Isola di lubrificazione del riduttore

Tensionamento della cinghia

Prima dell'avviamento va verificato il corretto tensionamento della cinghia di trasmissione. Il metodo utilizzato sfrutta l'emissione di suoni da parte dell'elemento in test a seguito di un impatto. Si utilizza un microfono e si colpisce la cinghia, la frequenza emessa da quest'ultima deve essere coerente con i dati forniti dal costruttore.

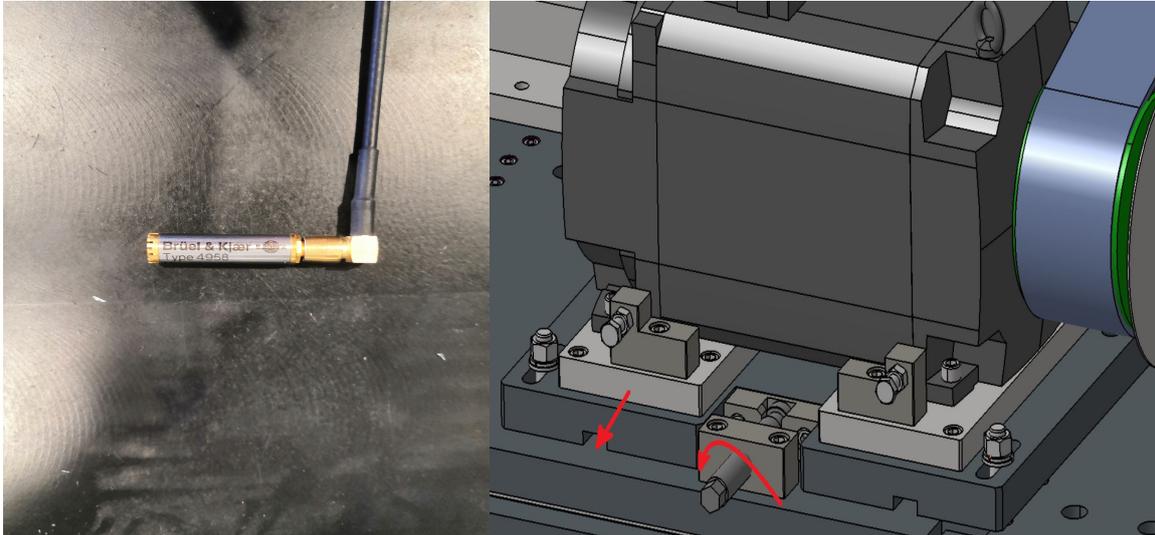


Figura 5.7: Microfono utilizzato per il tensionamento e meccanismo

Il costruttore indica una frequenza con cinghia nuova pari ad 85 Hz, le misurazioni, acquisite con Dewesoft e caratterizzate da una *FFT* applicata al segnale di rumore misurato, hanno portato ad un valore di 65 Hz. Si è proceduto aumentando l'interasse tra gli alberi fino al raggiungimento di una corretta pulsazione.

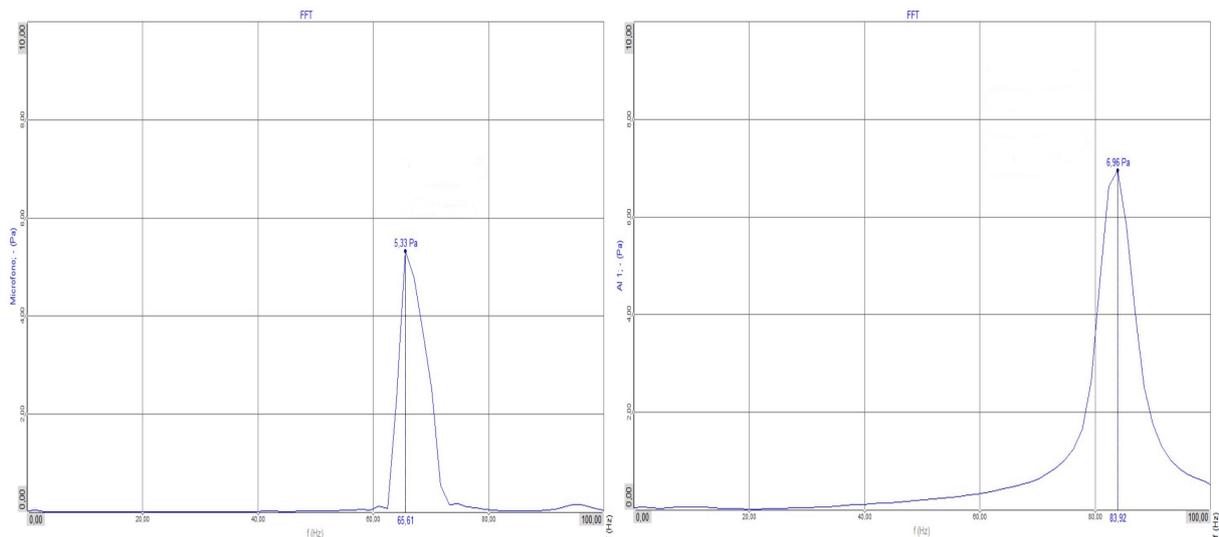


Figura 5.8: Acquisizioni microfoniche

5.1.1 Riduttore

Il riduttore preso in analisi è caratterizzato da due salti di velocità con un rapporto di trasmissione totale pari a 9,68, con un primo accoppiamento di ruote 19x53 ed un secondo 17x59. L'asse in uscita è munito di differenziale che verrà bloccato perchè non sottoposto a test, mentre l'asse in ingresso è munito di freno di parcheggio comandato elettricamente. Il funzionamento di quest'ultimo consiste nel bloccaggio dell'asse primario grazie ad una ruota ausiliaria calettata sullo stesso.

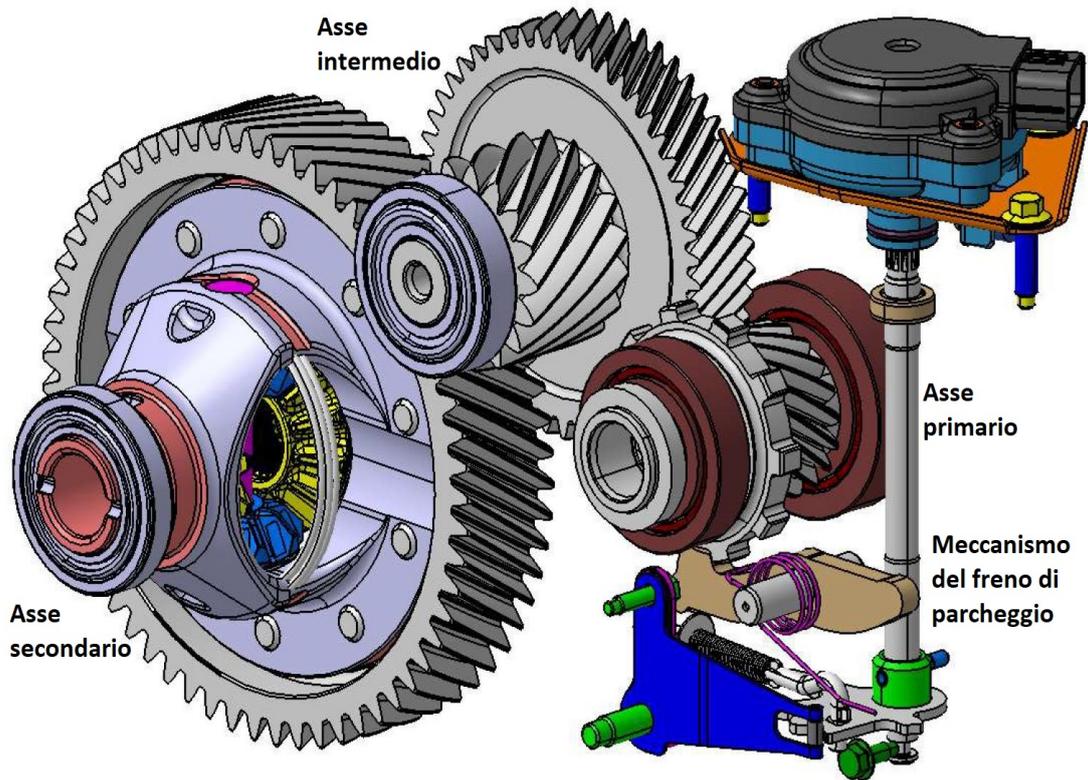


Figura 5.9: Riduttore RD0-002

Il riduttore viene inoltre sottoposto automaticamente, tramite il posizionamento di un accelerometro sul carter in prossimità del cuscinetto dell'albero intermedio, ad un'analisi *NVH*, noise - vibration - harshness. Essa consiste in uno studio delle vibrazioni del prodotto al fine di garantire il corretto funzionamento dello stesso.

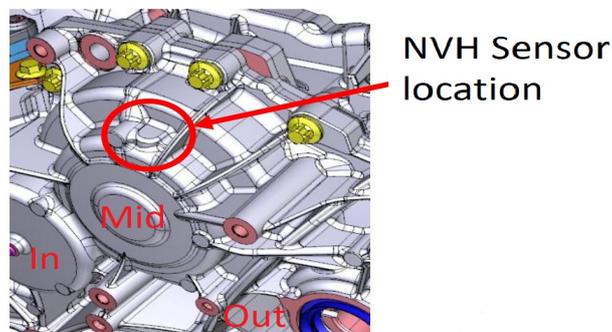


Figura 5.10: Posizione dell'accelerometro sul carter

5.2 Banco simulato simpack

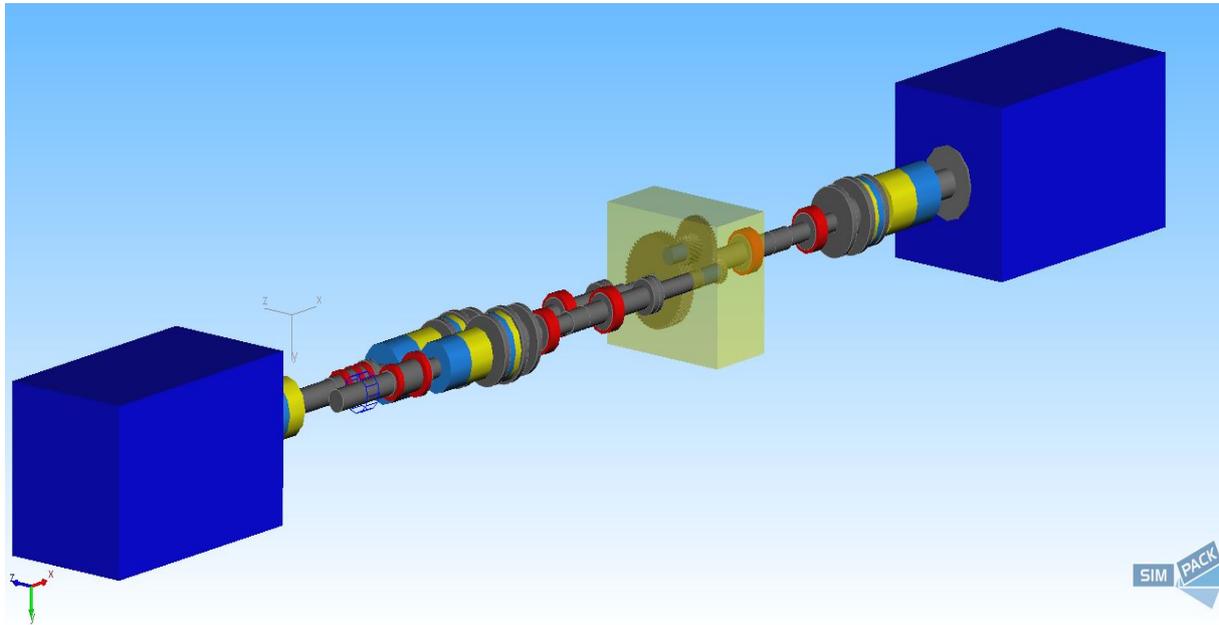


Figura 5.11: Modello simulato del banco

Il banco prova è stato totalmente modellato in ogni sua parte utilizzando il software multibody *Simpack*. Gli elementi blu rappresentano i motori elettrici, quelli rossi i cuscinetti mentre i componenti azzurri e gialli più grandi sono giunti, gli elementi con dimensioni più ridotte modellano i torsimetri di banco. Il software è in grado di valutare i gradi di libertà del sistema, di realizzarne un'analisi dinamica e cinematica e di estrarre il diagramma di Campbell, utile per capire quali frequenze vengono eccitate e se quest'ultime possano rivelarsi dannose. L'obiettivo è quindi quello di realizzare, tramite i dati sperimentali delle acquisizioni sul campo, un modello il più coerente possibile al fine di simulare e prevedere determinati comportamenti. Grazie al calcolo degli autovalori, sono state estratte le frequenze naturali più critiche del banco, torsionali e flessionali.

Mode No. (Pair)	Frequency	Nat. Damping	Undamped Frequency	
1	0	0	0	-0.000
2	0	0	0	0.0001
3/4	2.146517449644745e-09	0	0	1.833E
5/6	30.88922179145876	0.0001358531443679597	30.88922207650569	-0.026
7/8	137.7001195296256	0.000446229785263472	137.7001332391218	-0.386
9/10	179.6024281049267	0.0002975129737340617	179.6024360535891	-0.335
11/12	182.7724563321322	0.0002271979475009941	182.7724610493897	-0.260
13/14	182.7724563703359	0.000227197948677313	182.7724610875934	-0.260
15/16	184.6930753278159	0.000218988103158828	184.6930797563672	-0.254
17/18	184.6930753952542	0.0002193239761766037	184.6930798374005	-0.254

Figura 5.12: Autovalori del banco

I primi tre modi di vibrare riguardano l'albero intermedio del riduttore. Essi sono moti di corpo rigido causati dall'assenza di smorzamento nonostante il vincolo sia presente. La prima frequenza importante è a 30 Hz ed è una torsionale dell'albero secondario, considerato come un unico elemento a causa del blocco del differenziale. Gli elementi che influenzano maggiormente questo modo sono le inerzie dei motori elettrici. Questa velocità, circa pari a 1800 giri al minuto, non è però da considerarsi critica, in quanto l'asse secondario raggiunge, durante il ciclo di test, un massimo di 700 giri al minuto. Anche la successiva frequenza, 137 Hz, riguarda il medesimo albero, mentre, a 179 Hz, si presenta una torsionale per il primario. Anch'essa non è rilevante, essendo la massima velocità pari a 7000 giri al minuto, 116 Hz. A circa 182 Hz si presentano le prime flessionali dei due assi, pericolose e da evitare in opera ma fortunatamente a frequenze molto elevate, non quindi raggiungibili.

Un aspetto che rende molto utile questo software è la schematizzazione a blocchi che semplifica molto la gestione dell'insieme e delle connessioni soprattutto nei modelli ricchi di elementi. Come esempio è mostrata la trasmissione primaria.

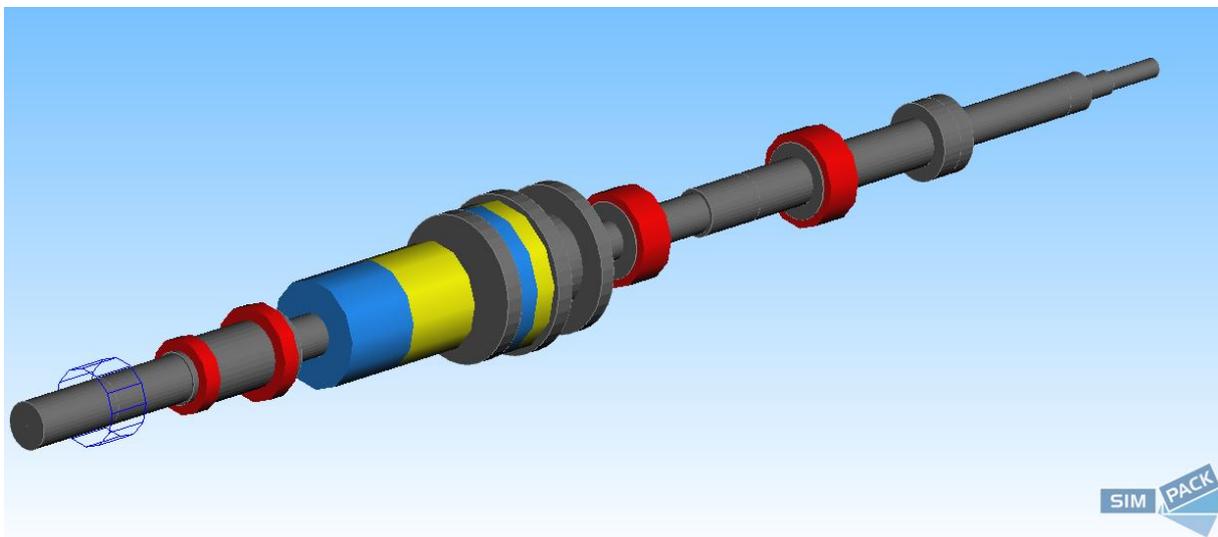


Figura 5.13: Modello della trasmissione primaria

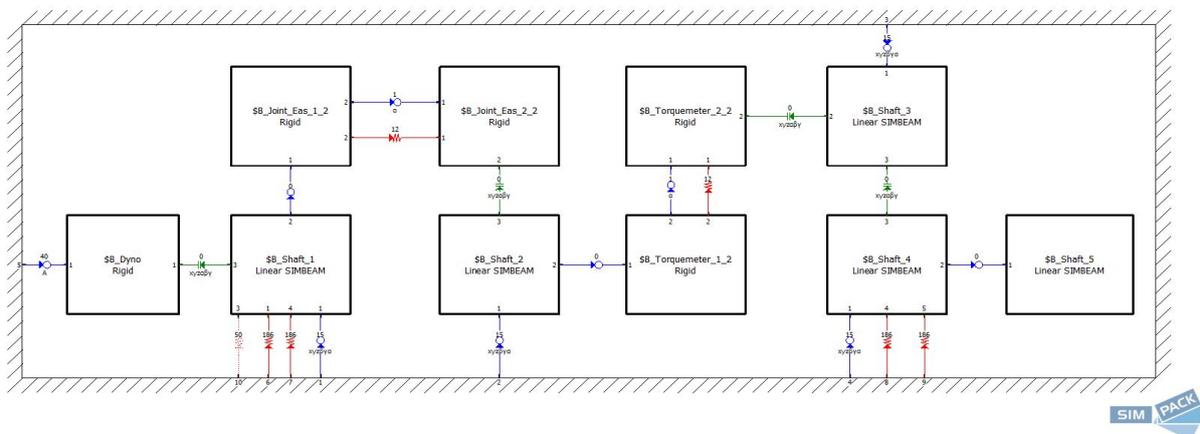


Figura 5.14: Modello della trasmissione primaria a blocchi

Gli elementi blu si definiscono *joint* e rappresentano le connessioni tra i corpi come i *constraint*, in verde. I primi vengono automaticamente inseriti insieme al corpo, rappresentato dal blocco, e non possono essere aggiunti, i secondi invece sono vincoli ulteriori inseribili dall'utente in assenza di *joint* disponibili. Gli elementi rossi si definiscono *force elements*, essi sono il fulcro della modellazione multibody in quanto conferiscono le proprietà di rigidità e smorzamento alle unioni tra gli elementi, rendendo quindi possibile la modellazione di giunti, molle, supporti e qualsiasi altro componente con comportamento non rigido. I corpi vengono infine simulati in modalità *Simbeam*, che consiste nella suddivisione in sezioni connesse tra loro, conferendo quindi un comportamento lineare al materiale. Dal modello si è quindi riusciti a capire quali velocità sono critiche per il sistema e, nel caso in cui alcune fossero caratteristiche delle fasi di test, è possibile evitarle per scongiurare guasti e rotture durante il funzionamento.

Un altro aspetto per cui il modello risulta importante è la valutazione delle forze nei punti di maggior sollecitazione, in questo caso i supporti, rappresentati dai cuscinetti. Conoscendo le forze date dall'accuratezza nei calcoli di pesi, inerzie e coppie in gioco del software, si possono ricavare le durate dei cuscinetti con il calcolo dell' L_{10} . Essendo l'obiettivo della tesi l'applicazione del condition monitoring, ciò non è necessario in quanto l'osservazione on-line dei *KPI* illustrati nei capitoli precedenti, permette di valutare lo stato degli elementi volventi e della macchina all'istante, senza ricorrere alla manutenzione preventiva generata dai calcoli analitici. Ciò che è interessante, a seguito dell'analisi statica, è lo studio del comportamento del banco in presenza di una condizione di lavoro, con l'obiettivo di ricreare un modello il più realistico possibile. Partendo dai dati sperimentali, mostrati nel capitolo successivo, si cerca di far convergere il modello verso la condizione misurata. Come strumento di confronto è stato scelto il digramma di Campbell in quanto raccoglie tutte le informazioni interessanti in termini di risposta del banco. L'impossibilità di modellare in maniera realistica il contatto fra i denti non ha purtroppo permesso di ottenere risultati soddisfacenti e paragonabili ai dati di banco.

Capitolo 6

Acquisizione dati

Il piano di condition monitoring è stato sviluppato su più giorni al fine di sottolineare l'evoluzione delle possibili problematiche riscontrabili durante il collaudo. Si sono osservati i *KPI* e la loro variabilità, stabilendo i limiti permessi dalle normative vigenti. Per quanto riguarda la scatola ingranaggi, la normativa prevede tre passaggi:

Rating	Typical applications
A	Navy, etc.
B	High-speed (over 3 600 rpm), etc.
C	Industrial, merchant navy, etc.
D	Mill, etc.

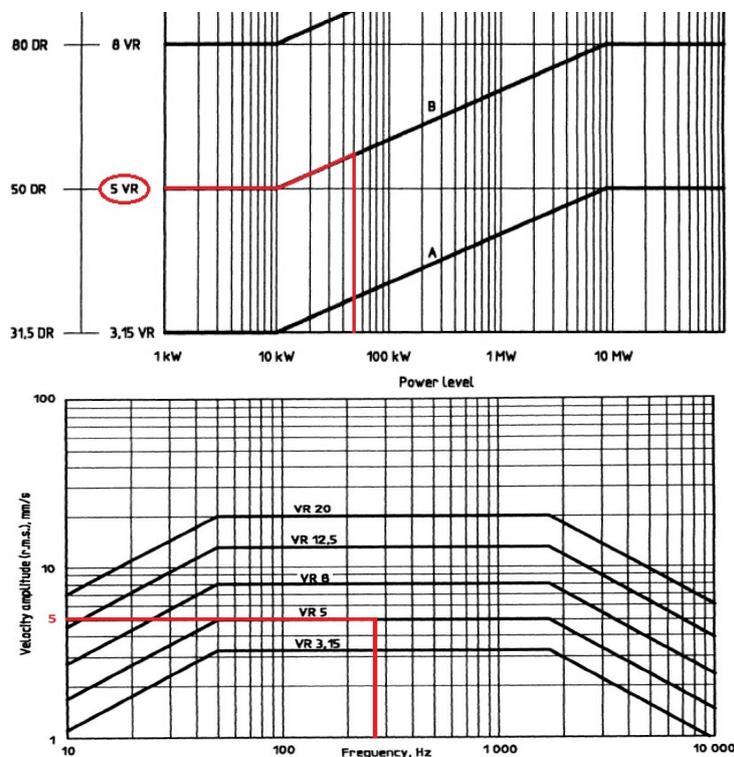


Figura 6.1: Scelta dei limiti velocità RMS per la scatola ingranaggi [8]

Risulta quindi, in termini di velocità RMS, un limite di 5 mm/s per le vibrazioni riguardanti la scatola ingranaggi.

La normativa per le macchine elettriche prevede invece, un limite diverso in funzione dei supporti e della potenza. I motori delle slitte hanno una potenza di 2.3 kW, secondo la normativa ISO 10816-1 il limite di vibrazione è in un fascia tra 2.8 mm/s e 4.5 mm/s.

RMS vibration velocity	Class I	Class II	Class III	Class IV
0.28 mm/s				
0.45 mm/s	A	A	A	
0.71 mm/s				A
1.12 mm/s	B			
1.8 mm/s		B		
2.8 mm/s	C		B	
4.5 mm/s		C		B
7.1 mm/s	D		C	
11.2 mm/s		D		C
18 mm/s			D	
28 mm/s				D
45 mm/s				

Class I	Industrial electrical motors up to 15kW
Class II	Industrial electrical motors 18.5kW to 75kW with no special foundations or rigid mounted motors up to 300kW on special foundations
Class III	Large prime-movers and other large motors with rotating masses mounted on rigid stiff foundations
Class IV	Large prime-movers and other large machines with rotating masses mounted on soft foundations (turbo generator sets, gas turbines with P>10 MW)

Figura 6.2: Scelta dei limiti velocità RMS per i motori delle slitte [6]

I motori primario e secondario hanno invece due potenze simili, circa 50 kW, secondo la norma ISO 10816-3 i limiti di velocità RMS si presentano in una fascia tra 4.5 mm/s e 7.1 mm/s.

Velocity	10-1000 Hz (≤500rpm)		2-1000 Hz (≤120rpm)	
	mm/s rms	inch/s rms	mm/s rms	inch/s rms
11	0.44			
7,1	0.28			
4,5	0.18			
3,5	0.11			
2,8	0.07			
2,3	0.04			
1,4	0.03			
0,71	0.02			

Foundation	Machine Type
rigid	medium sized machines 15 kW < P ≤ 300 kW motors 160 mm ≤ H < 315 mm
flexible	large machines 300 kW < P < 50 MW motors 315 mm ≤ H

newly commissioned	unrestricted long-term operation
restricted long-term operation	vibration causes damage

Figura 6.3: Scelta dei limiti velocità RMS per il motore primario e secondario [5]

In termini di temperature il limite imposto dalle case produttrici per i cuscinetti è di 70° C sulla ralla esterna, è stato eseguito un rodaggio completo con vari step di velocità al fine di tenere sotto controllo questo parametro.

In ultima analisi si controlla il rumore generato durante i cicli di prova, si vuole mantenere un livello massimo equivalente a circa 78 decibel.

Per l'acquisizione da software si è scelta una frequenza di acquisizione di 20 kHz in quanto, essendo presenti cuscinetti e ingranaggi, le frequenze proprie sono a valori molto alti e per evitare aliasing è necessario campionare a questi livelli.

6.1 Prima giornata di prove - 25/08/2020

Il ciclo di test è caratterizzato da un'accelerazione fino a 7000 giri al minuto a 200 Nm di coppia resistente, un tratto a velocità costante durante il quale la coppia viene portata a -50 Nm ed infine una rampa di discesa a coppia resistente costante pari a -200 Nm. Il passaggio intermedio viene utilizzato dal costruttore per l'analisi NVH, essa è fondamentale in quanto è il parametro di giudizio del manufatto che verrà scartato o accettato in funzione dell'esito dell'analisi. Durante la prima giornata di prove non si sono presentate particolari anomalie, le velocità RMS relative all'albero secondario si mantengono entro la fascia da normativa, i picchi evidenti in figura 6.4 derivano probabilmente dall'operazione di media quadratica che risente delle variazioni di andamento della curva, oppure da eventuali risonanze attraversate. Per avere un dettaglio RMS sulle altre velocità intermedie verranno utilizzati i dati estratti dal rodaggio delle scatole cuscinetti. Va comunque sottolineato come sul motore secondario di destra si raggiunga un valore di circa 7 mm/s RMS, ai limiti quindi di normativa, andrà quindi approfondita l'analisi per valutarne le possibili cause.

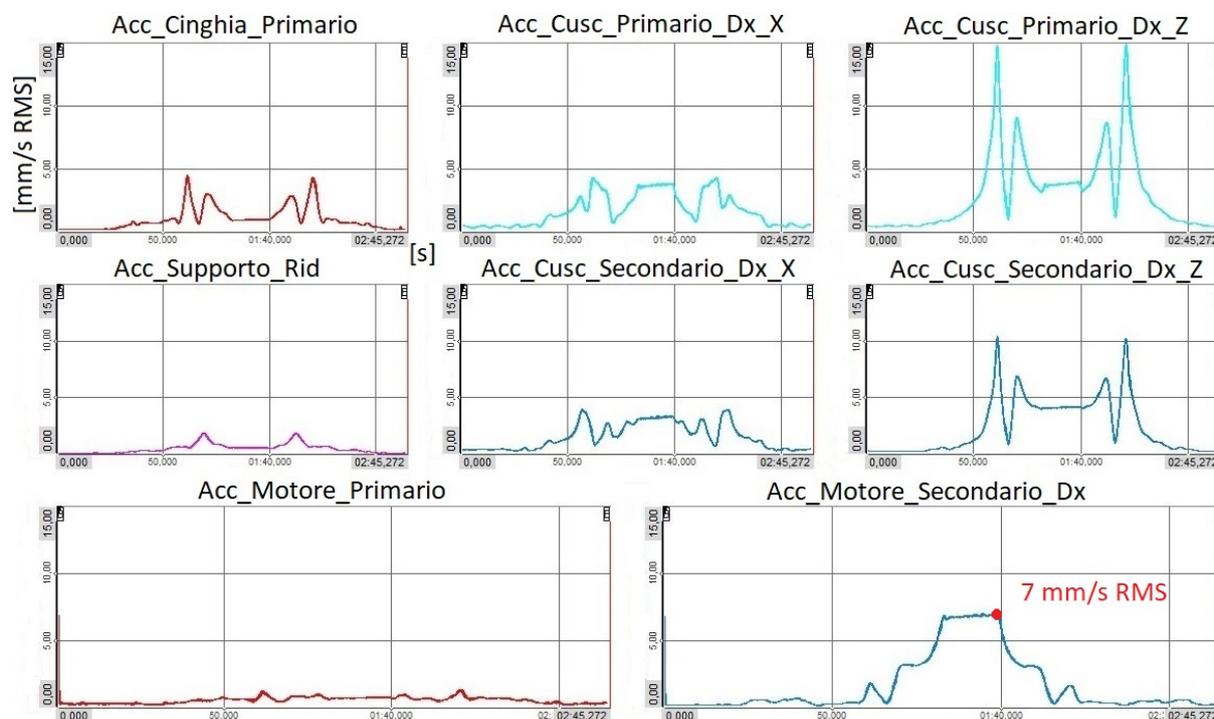


Figura 6.4: Valori di velocità RMS raccolti il primo giorno di prova

Le potenzialità del software di acquisizione sono subito evidenti, partendo dal segnale in accelerazione è possibile istantaneamente eseguire l'integrazione trasformandolo in velocità e contemporaneamente eseguirne la media RMS. Inoltre verrà sfruttata la trasformata di Fourier, anch'essa eseguita on-line, che permette di osservare gli andamenti velocemente senza richiedere attività di post processing. Quest'ultima viene quindi mostrata, per gli stessi segnali, nella pagina successiva. Essa permette, in funzione dei picchi, di capire quali problematiche potrebbero essere presenti durante il funzionamento. La letteratura riguardante il condition monitoring, di cui è stato fatto esempio nel capitolo specifico, risulta sufficientemente approfondita, soprattutto per i macchinari rotanti.

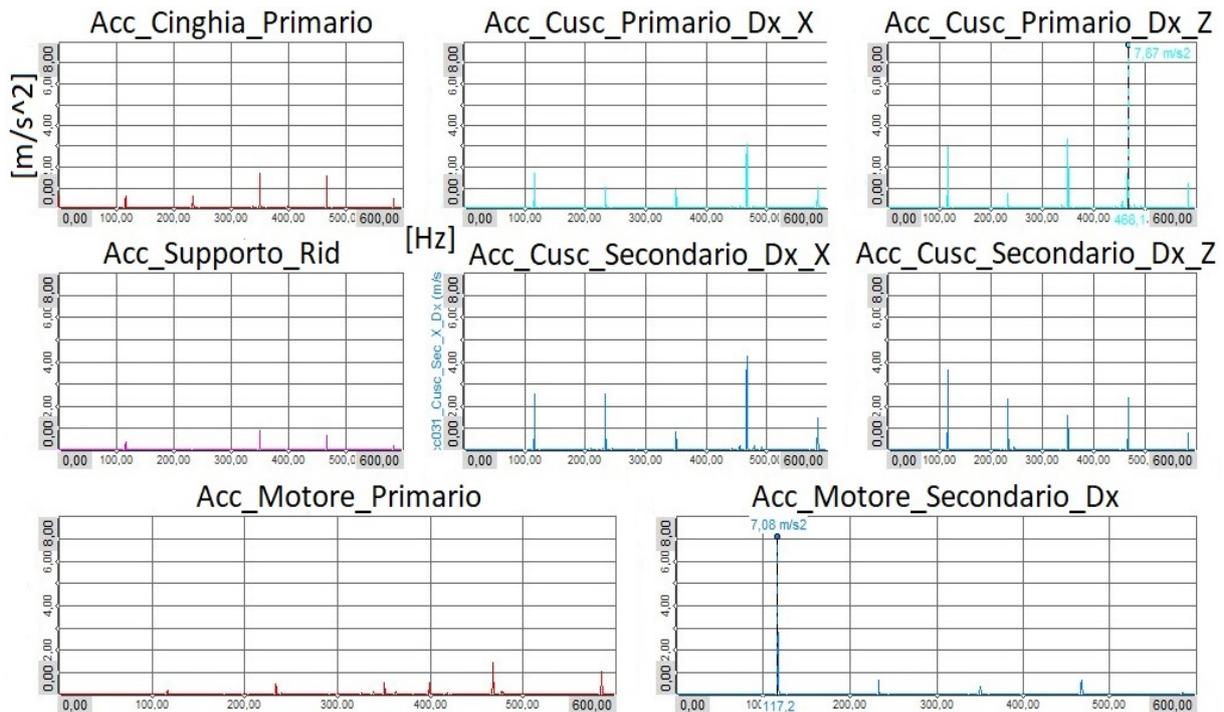


Figura 6.5: FFT a 700 rpm del primo giorno di prova

Dai segnali ottenuti dalla trasformata di Fourier si ottengono dei risultati interessanti. A 7000 giri al minuto, equivalenti a circa 117 Hertz, il cuscinetto dell'albero primario vibra prevalentemente in direzione Z ad una frequenza 4X della fondamentale 1X, pari a 468 Hz. L'altra particolarità riguarda l'albero secondario, infatti nonostante quest'ultimo ruoti a circa 12 Hz (700 rpm), sua fondamentale, il picco è a 117 Hertz, 1X del primario. Come conferma dello sbilanciamento è utile realizzare in diagramma di Campbell in quanto evidenzia, per ogni velocità, le frequenze del sistema eccitate.

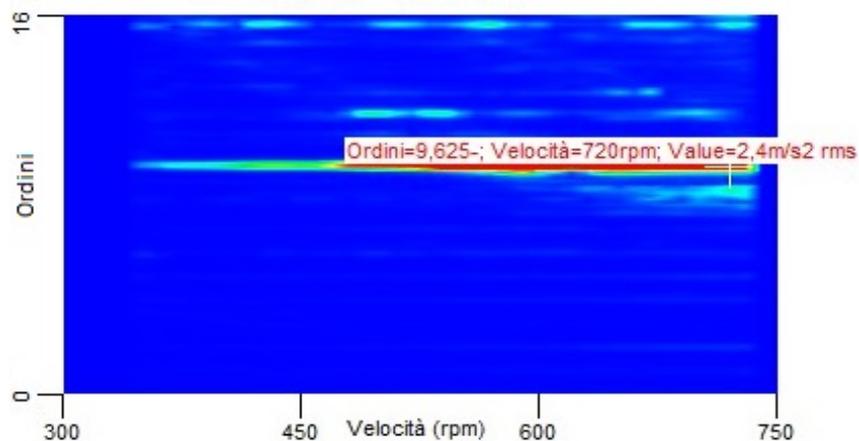


Figura 6.6: Diagramma di Campbell albero secondario

L'ordine maggiormente presente è il 9.625X, esso coincide con il rapporto di trasmissione della scatola ingranaggi, ne consegue che l'albero secondario vibri ad una frequenza 9.625 volte superiore alla sua fondamentale, che corrisponde quindi alla 1X del primario confermando ciò che si era evinto dalle FFT. Da questa prima analisi si possono quindi dedurre due problemi,

uno associabile probabilmente ad un cuscinetto o alla scatola ingranaggi, ed uno imputabile ad uno sbilanciamento del sistema, ovvero una rotazione degli elementi mobili su un asse non coincidente con quello principale di inerzia.

6.2 Seconda giornata di prove - 26/08/2020

Il secondo giorno di prove è iniziato con ottimi valori di vibrazioni, migliori del giorno precedente in quanto più corretti secondo le normative ISO.

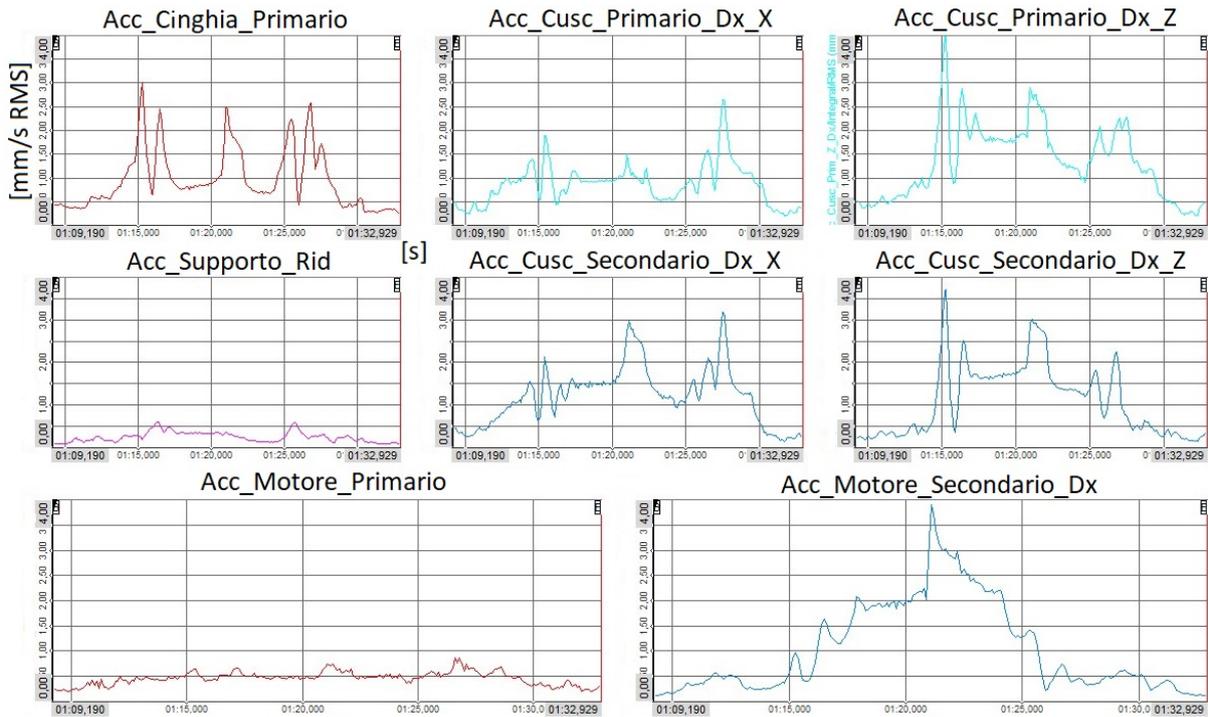


Figura 6.7: Valori di velocità RMS raccolti il secondo giorno di prova

Si osserva come la variabilità del segnale sia sovrapponibile a quella dell'acquisizione precedente: è presente un incremento marcato con dei picchi durante il transitorio dovuto alla rampa, a 700 rpm la vibrazione si stabilizza, aumenta all'inversione di coppia e torna a diminuire seguendo la velocità. Ciò che è interessante è l'intensità, marcatamente inferiore soprattutto sul motore secondario destro, elemento che aveva precedentemente mostrato possibili problematiche.

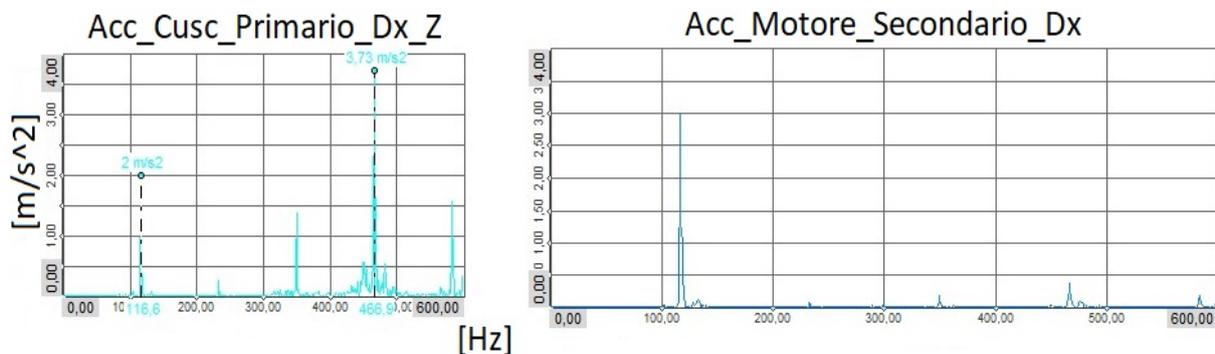


Figura 6.8: FFT a 700 rpm del secondo giorno di prova

Applicando la trasformata di Fourier sugli elementi più significativi emergono comunque le stesse difettosità già analizzate, si potrebbe quindi supporre che, a seguito dei cicli di test del giorno precedente, il sistema si sia assestato diminuendo l'intensità di vibrazione.

Nel corso della giornata quest'ultima ipotesi non ha però trovato conferma. Il sistema ha incrementato notevolmente il rumore emesso durante il ciclo di test, soprattutto a 700 rpm con un picco nel momento dell'inversione di coppia. Si è quindi deciso di installare un microfono a bordo macchina per monitorare il livello sonoro equivalente volendolo confrontare con la normativa e sono state quindi rieseguite le misure.

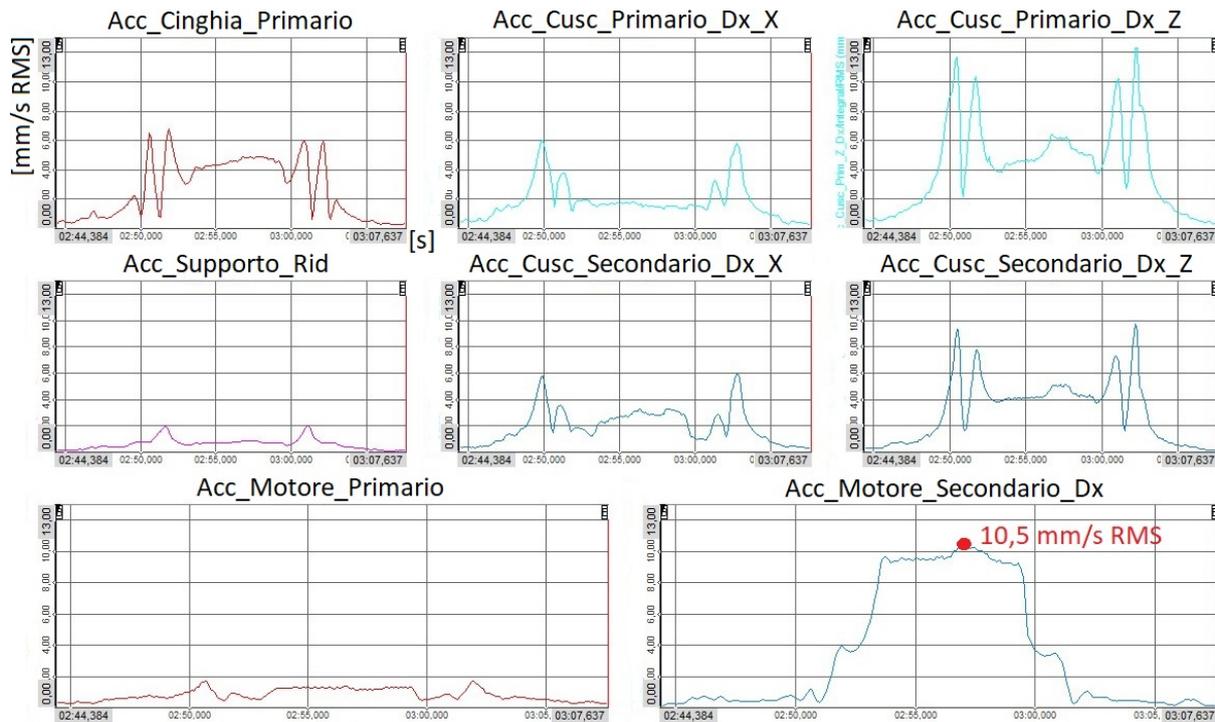


Figura 6.9: Valori di velocità RMS raccolti il secondo giorno di prova dopo l'incremento di rumore

È immediato osservare il cambiamento in termini di vibrazioni: i picchi sui transitori raggiungono valori maggiori, potrebbe quindi essere possibile un attraversamento di una risonanza del sistema, mentre il motore secondario ha superato i limiti previsti dalla normativa raggiungendo i 10,5 mm/s RMS. Sugli altri elementi della trasmissione si è ancora fuori dalla fascia di allarme, il componente su cui è necessario investigare è l'azionamento destro del secondario.

Si procede quindi con la FFT dei segnali e la differenza principale riscontrata riguarda le intensità, i difetti sulla 1X e 4X del primario sono ancora presenti e generano vibrazioni molto intense, risulta quindi necessario cercare di capire da cosa siano dovuti, soprattutto per il picco a 468 Hz. Nella pagina seguente i grafici.

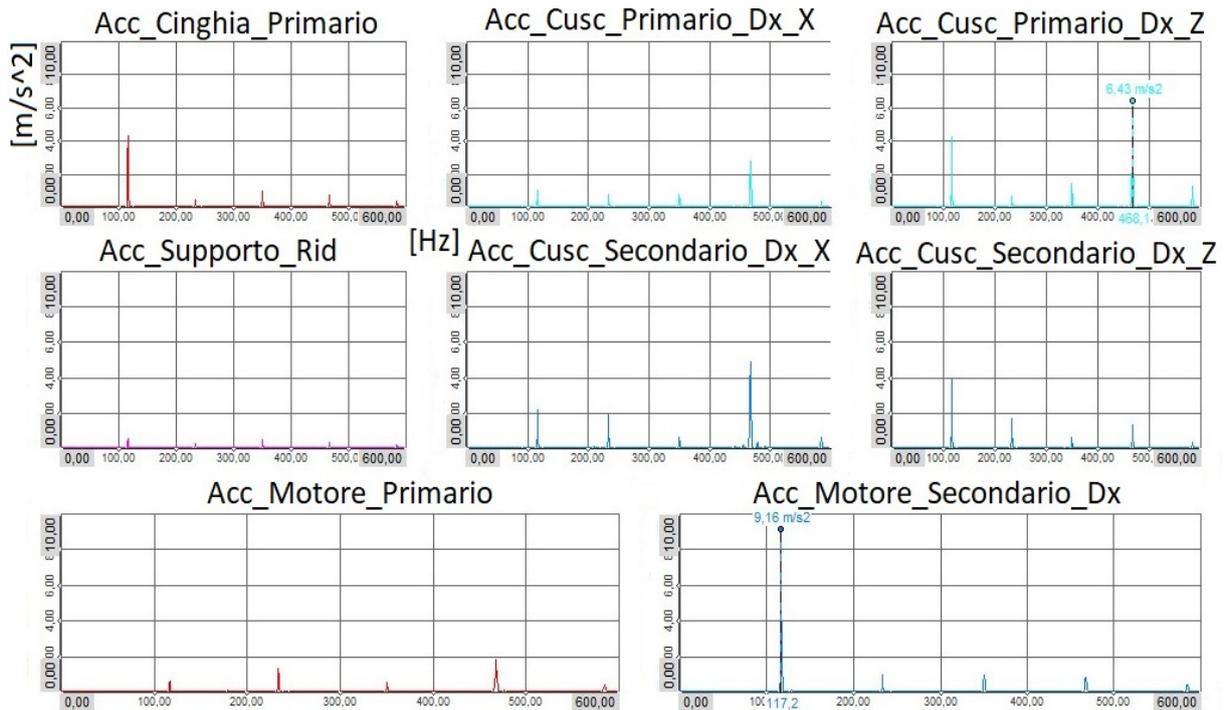


Figura 6.10: FFT a 700 rpm del secondo giorno di prova dopo l'incremento di rumore

Per completezza viene infine studiato il diagramma di Campbell. Esso mostra delle armoniche con intensità lieve intorno a 9,68X, assenti nelle condizioni precedenti. La comparsa di armoniche si associa, in letteratura, alla presenza di giochi o eventuali allentamenti strutturali.

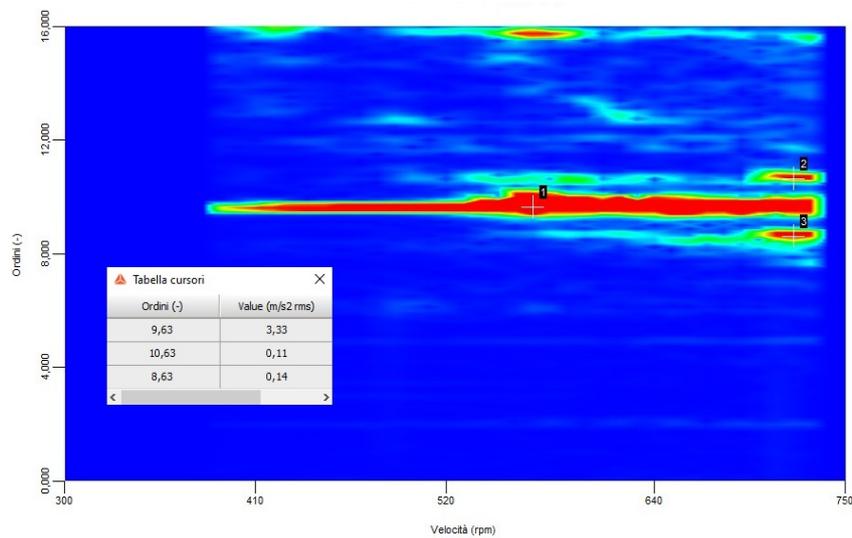


Figura 6.11: Diagramma di Campbell albero secondario dopo l'incremento di rumore

Obiettivo delle analisi dei giorni successivi è stato quello di identificare la fonte del rumore (il livello equivalente sonoro del tratto a 7000 rpm ha raggiunto gli 85 decibel), di capire eventuali flessioni dell'albero per giustificare lo sbilanciamento ed infine di valutare l'origine del fattore 4X sulle vibrazioni.

6.3 Terza giornata di prove - 27/08/2020

La terza giornata non ha mostrato differenze dai precedenti test, è stato parzialmente modificato il setup della sensoristica per verificare che non fosse un difetto attribuibile agli accelerometri, ma il livello di vibrazione è rimasto invariato sempre sullo stesso componente e la rumorosità ha nuovamente superato le soglie nella fase di inversione di coppia.

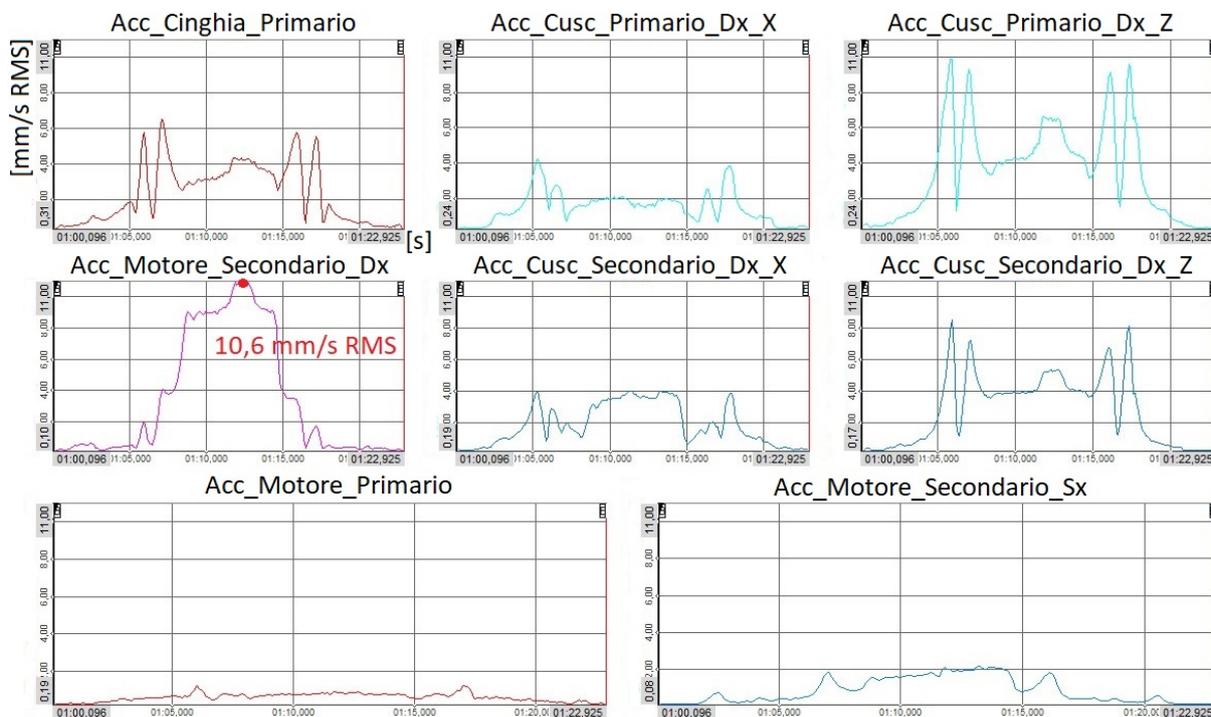


Figura 6.12: Valori di velocità RMS raccolti il terzo giorno di prova

Dalle misure effettuate si è più volte sottolineato come i difetti presenti fossero attribuibili alla trasmissione primaria, per questo motivo si è deciso, nelle successive misurazioni, di analizzare più nel dettaglio quest'ultima. Il laser è stato spostato come mostrato nella figura seguente.

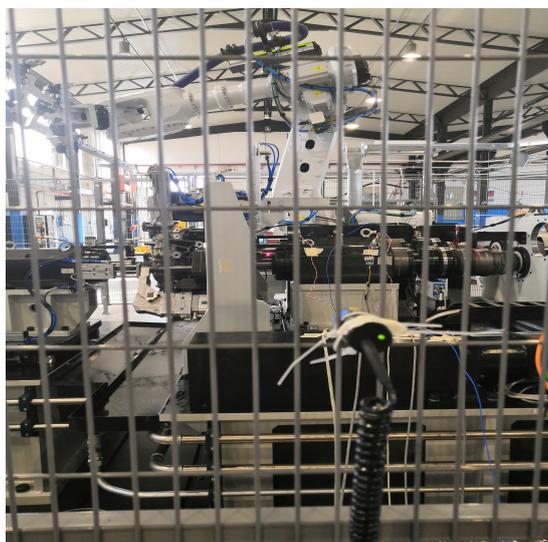


Figura 6.13: Setup del laser spostato sull'albero primario

Si è quindi proceduto con il rodaggio delle scatole cuscinetti per monitorare le temperature e l'effettiva correttezza degli allineamenti. È inoltre utile in quanto permette di valutare il livello di vibrazione RMS e le FFT per ogni step di velocità, potendo quindi definire i punti più critici delle condizioni di lavoro.

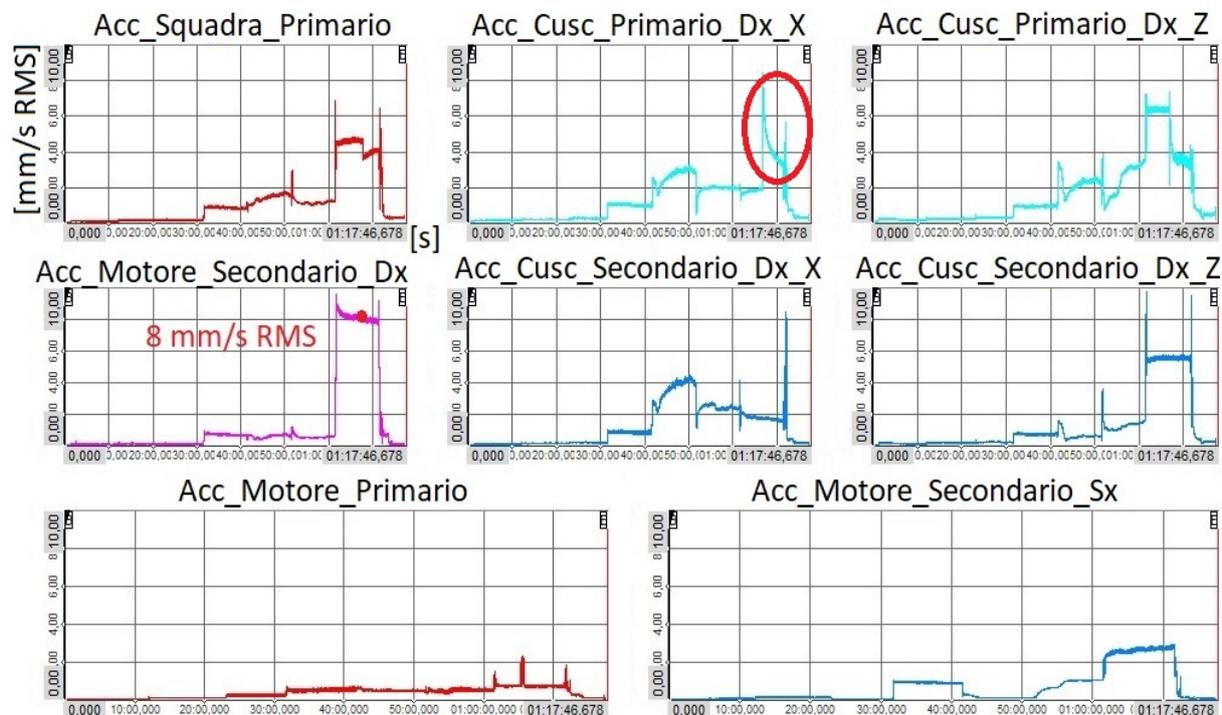


Figura 6.14: Valori di vibrazione RMS ai vari step di velocità

Durante l'esecuzione della prova, raggiunti i 7000 rpm, l'accelerometro presente sulla scatola cuscinetti della trasmissione primaria si è scollato. Il punto di distacco è facilmente identificabile con l'evidente picco cerchiato sul relativo grafico, si è comunque in grado di valutare orientativamente il livello di vibrazione non essendo avvenuto immediatamente. Come si nota il componente più critico è sempre il motore secondario di destra, si analizza quindi nel dettaglio il suo spettro RMS.

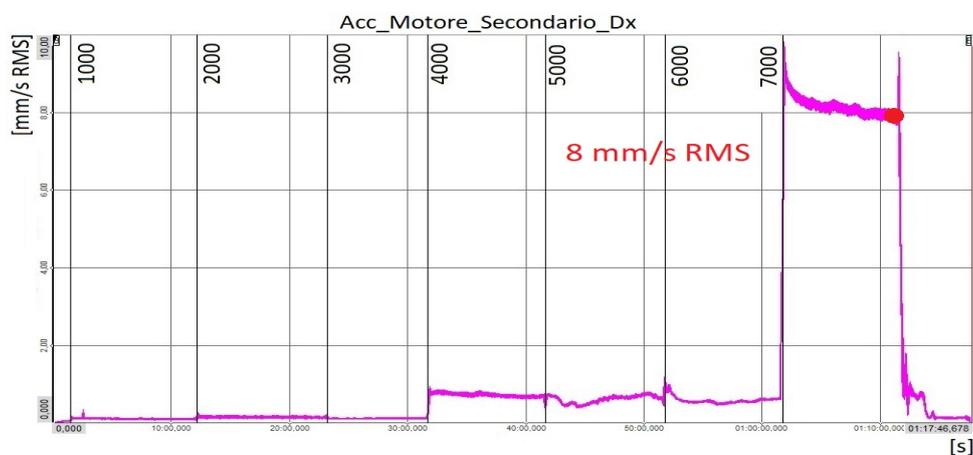


Figura 6.15: Valori di vibrazione RMS ai vari step di velocità per il motore secondario di destra

I valori ottenuti dimostrano come i livelli di vibrazione siano molto contenuti a tutte le velocità tranne che a 7000 giri al minuto. Si nota inoltre un valore RMS inferiore rispetto alle prove con ciclo di test, questo è dovuto al fatto che l'operazione di media integrale necessita di un numero di campioni minimo prima di diventare stabile ed attendibile. 8 mm/s RMS è comunque più vicino alle fasce introdotte dalle normative.

In termini di temperatura è interessante comparare la velocità con la progressione termica osservando i transitori e gli andamenti. È stata confrontata la temperatura di un cuscinetto della scatola del primario con la sua velocità ottenendo il risultato seguente:

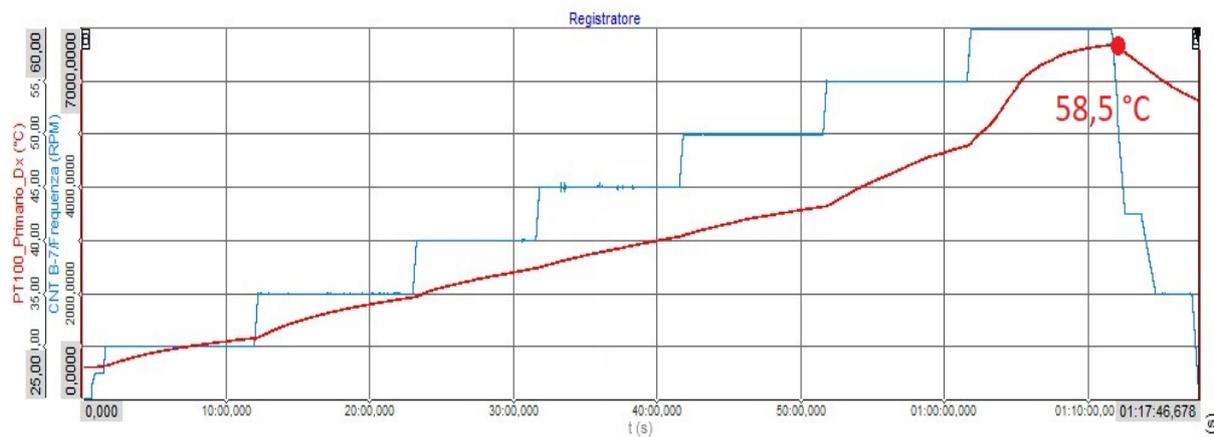


Figura 6.16: Velocità della trasmissione confrontata con la temperatura dei cuscinetti

Sono evidenti gli innalzamenti di temperatura, più marcati per gli ultimi due step di velocità, 6000 rpm e 7000 rpm. Si nota che alla velocità massima i cuscinetti hanno raggiunto una temperatura quasi costante, stabilizzandosi a circa 60 °C, molto inferiore rispetto alle soglie imposte da costruttore.

Risulta interessante soffermarsi a 4000 giri al minuto focalizzandosi sulla FFT del segnale di accelerazione, nel dettaglio il motore secondario di destra.

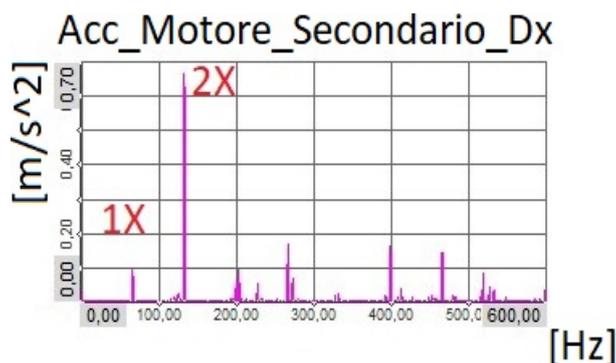


Figura 6.17: Possibile risonanza di un disallineamento a 400 rpm

Presente solo a questa velocità, questa conformazione della trasformata di un segnale è tipica di un disallineamento, è possibile quindi che quest'ultimo venga amplificato per poi riallinearsi alle velocità superiori.

L'ultima prova è stata un ciclo di test completo. Interessante è il ridimensionamento dei valori di vibrazione, l'aver effettuato un rodaggio ha portato benefici in termini di assestamento del

sistema riducendo le ampiezze. Le ipotesi dei difetti possibili rimangono però invariate essendo avvenuto un cambiamento solo in termini di intensità, rientrando in normativa.

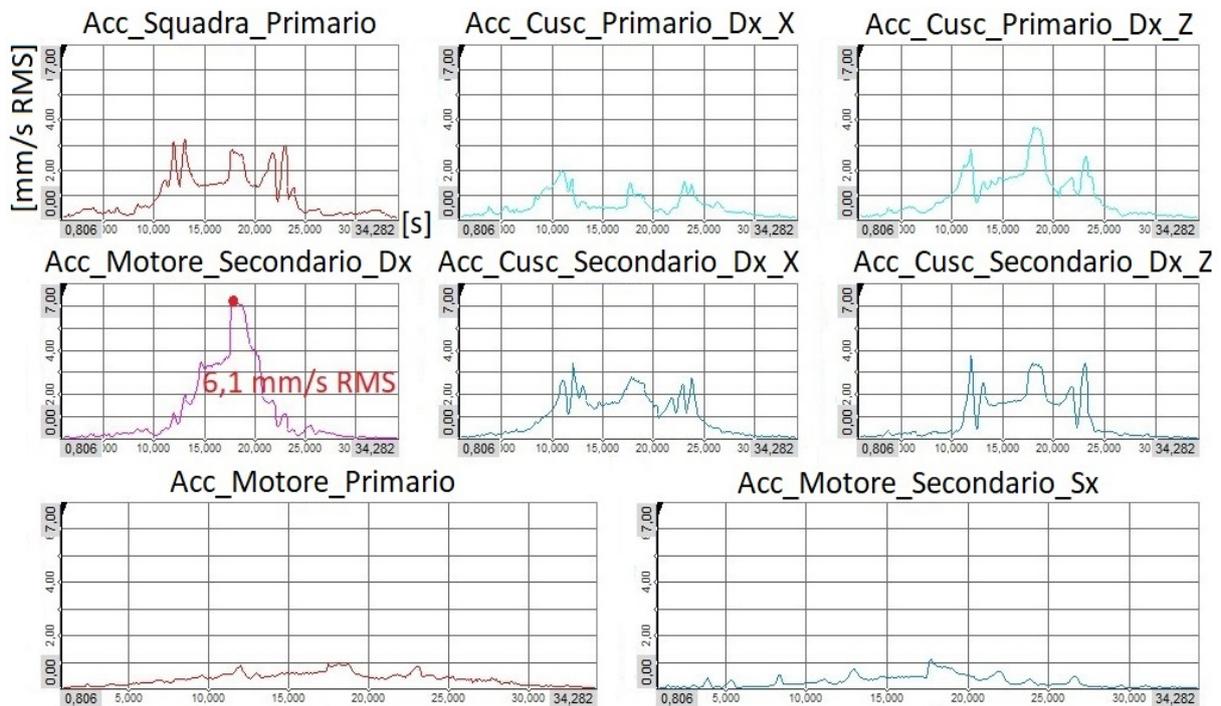


Figura 6.18: Valori di vibrazione RMS post rodaggio scatole cuscinetto

Riassumendo quindi le problematiche dei primi tre giorni di prova, si sono osservati:

- Possibile sbilanciamento accentuato a 7000 rpm
- Possibile disallineamento accentuato a 4000 rpm
- Fattore 4X di vibrazione da identificare
- Rumore eccessivo a 7000 rpm, incrementato con l'inversione di coppia

Le successive misurazioni hanno avuto come obiettivo quello di risolvere i punti sopraelencati.

6.4 Quarta giornata di prove - 28/08/2020

Essendo passati all'analisi della trasmissione primaria si è proceduto valutando un ciclo completo di test con parametri RMS, FFT e Campbell riferiti al nuovo asse. L'andamento vibrazionale ha seguito ciò era emerso dal secondo giorno, i primi cicli si mantengono all'interno della normativa mentre, dopo un certo numero di prove, i picchi aumentano di intensità e, parallelamente, il rumore generato. Viene quindi spontaneo pensare ad una dipendenza termica o a dei giochi conseguenti alla ripetitività dei cicli. Nel setup è stata variata la posizione di un accelerometro per osservare la trasmissione del difetto del primario, posizionandolo sulla squadra di supporto dei due alberi, davanti quindi al motore secondario di destra, elemento più critico.

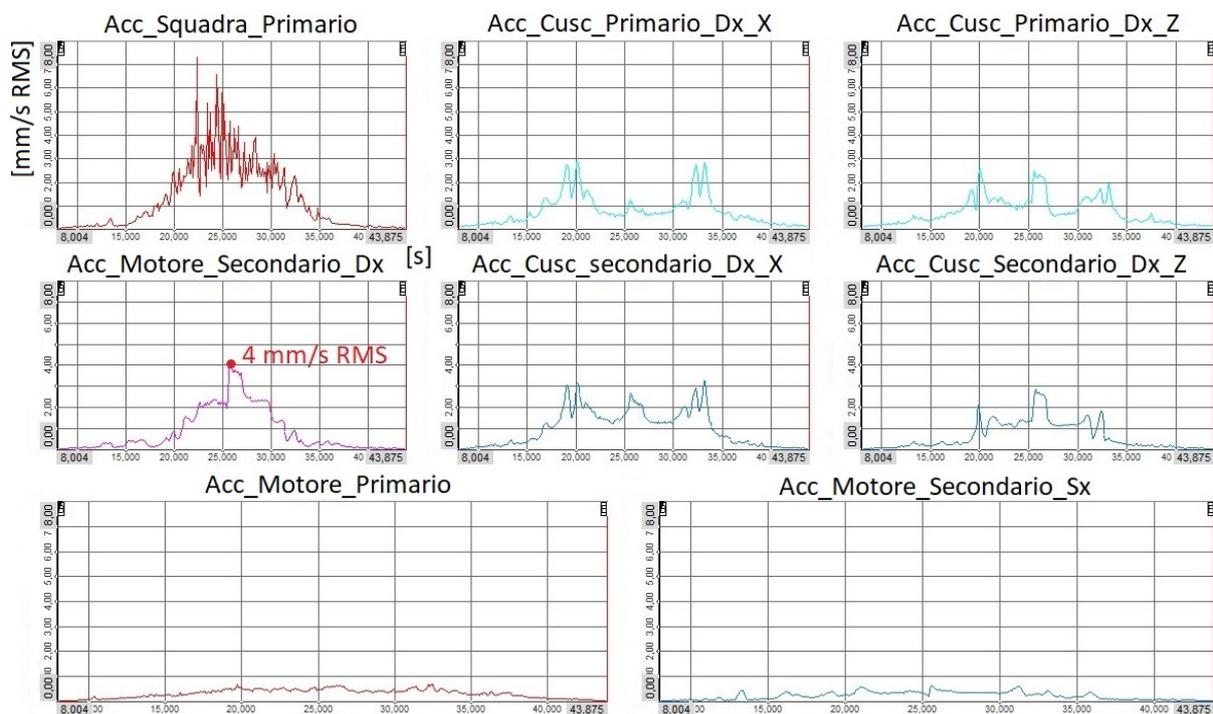


Figura 6.19: Valori di vibrazione RMS al quarto giorno di misure

Come anticipato i picchi RMS sono molto bassi, il segnale ricavato dalla squadra risulta molto sporco, in media comunque entro i limiti. L'FFT dei segnali in accelerazione si dimostra anch'essa invariata, con l'unica differenza in termini di intensità. Sulla scatola cuscinetti è presente una risonanza a 468 Hz, mentre sul motore secondario è ancora marcata la 1X del primario.

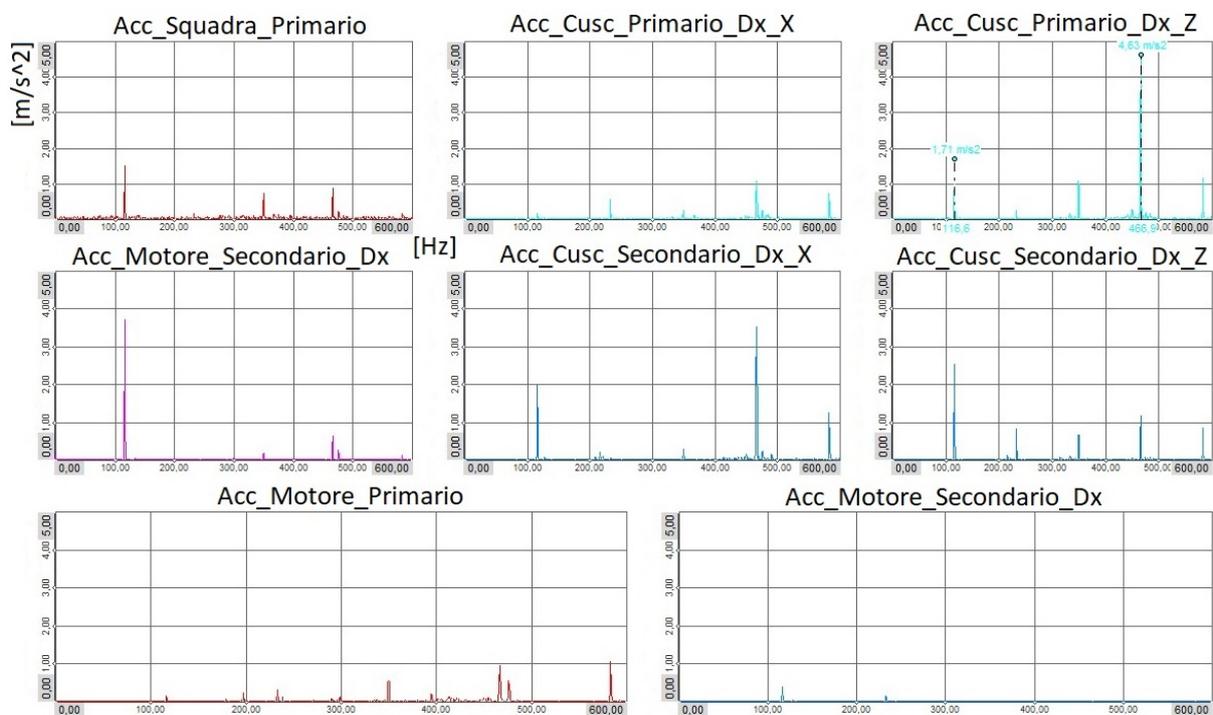


Figura 6.20: FFT a 7000 rpm al quarto giorno di misure

Il diagramma di Campbell è invece nettamente diverso, esso presenta un'eccitazione di tutti gli ordini. In letteratura, un comportamento di questo tipo si associa alla presenza di allentamenti rotazionali, un cuscinetto con eccessivo gioco potrebbe portare allo stesso risultato.

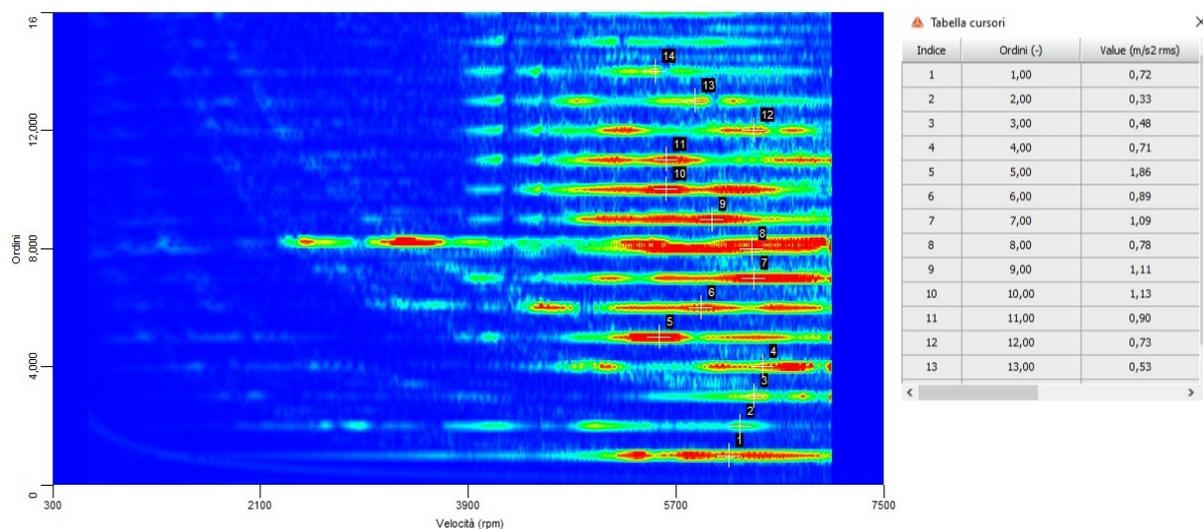


Figura 6.21: Diagramma di Campbell della trasmissione primaria

Va inoltre analizzato il segnale di accelerazione nel tempo, se caratterizzato da colpi periodici quest'ipotesi può rafforzarsi.

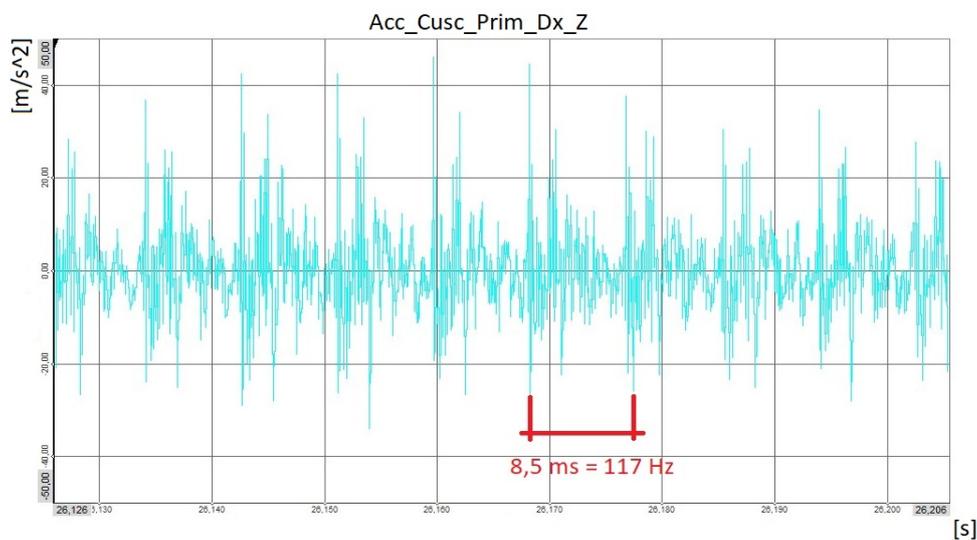


Figura 6.22: Accelerazione nel tempo

Gli impatti sono evidenti; si presentano ad un frequenza pari a quella di rotazione ed è quindi necessario identificare la fonte.

A questo punto si è verificata la stessa situazione del giorno due, dopo un certo numero di cicli di test il rumore e le vibrazioni sono aumentate raggiungendo le condizioni del giorno precedente durante il rodaggio cuscinetti. Il primo tentativo di correzione ha riguardato il riduttore che è stato sostituito con uno ancora mai provato per scongiurare difetti del componente di test e non del banco. Il risultato non è però stato positivo, non è stata riscontrata nessuna variazione in termini di vibrazione, suono o temperature.

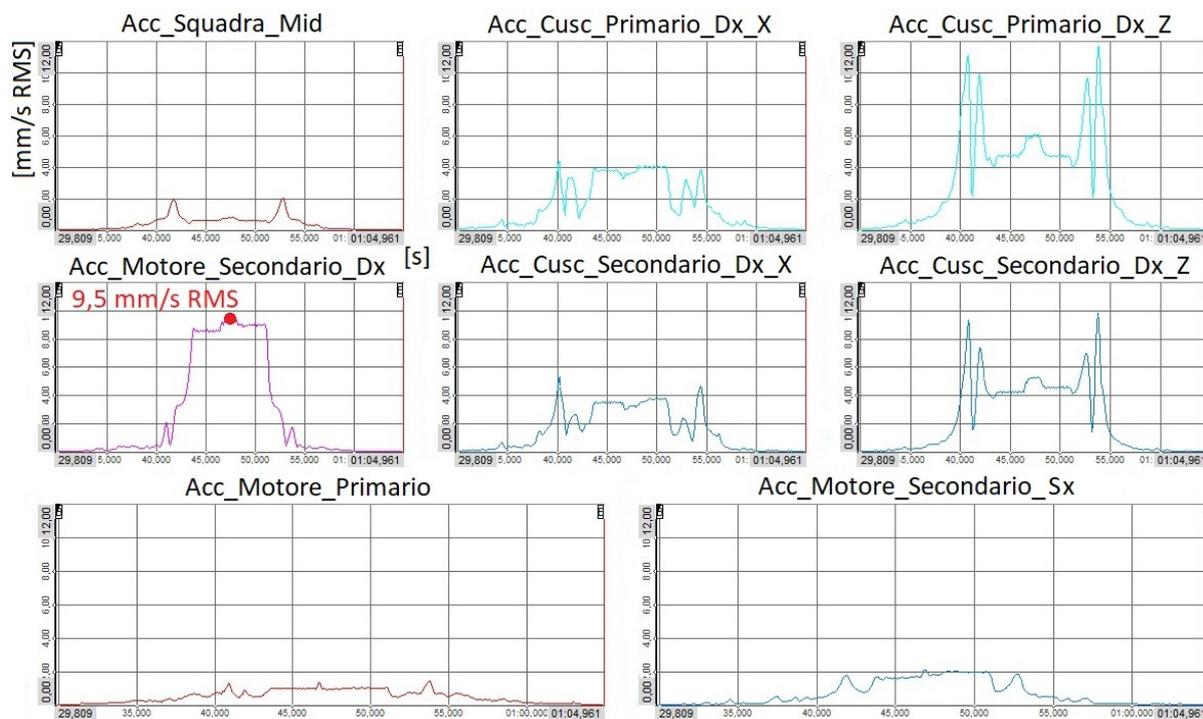


Figura 6.23: Valori di vibrazione RMS al quarto giorno di misure con riduttore nuovo

6.5 Quinta giornata di prove - 31/08/2020

Questa giornata è stata dedicata alla ricerca di altre possibili cause dei difetti riscontrati. Il primo intervento ha riguardato la scatola cuscinetti dell'asse primario, essa è montata a sbalzo per motivi di ingombro, come si poteva osservare in figura 4.27, e per questo motivo potrebbe generare oscillazioni dovute a disallineamenti indotti da una non corretta installazione o banalmente dall'attraversamento della frequenza propria della struttura. È stata quindi inserita una staffa di supporto che ha irrigidito l'insieme alzando la risonanza, ma il test successivo non ha mostrato benefici. Ciò potrebbe essere dovuto alla grande massa della staffa che, nonostante l'irrigidimento, mantiene il modo di vibrare a basse velocità, oppure la causa della vibrazione non proviene da quell'elemento.

Il secondo intervento correttivo riguarda il bloccaggio del riduttore, è stato notato che durante la fase a 7000 rpm con inversione di coppia, il componente tende a ruotare leggermente. Questa rotazione, se eccessiva, potrebbe portare ad un non corretto centraggio degli assi, con conseguente eccentricità e sbilanciamento. Gli alberi non possono essere provati in rotazione singolarmente poichè autocentranti, necessitano quindi della presenza del riduttore per recuperare gli interassi corretti. Non potendo girare a vuoto, si è installato un sensore proximity induttivo *Keyence* sulla squadra di supporto della scatola ingranaggi. Esso è in grado di valutare lo spostamento durante la prova potendolo confrontare con i valori RMS definiti da normativa. Il sensore ha una scala di misurazione di $\pm 5mm$, il montaggio è consigliato a 4 mm di distanza dall'elemento, nella pagina seguente è mostrato il punto di misura.

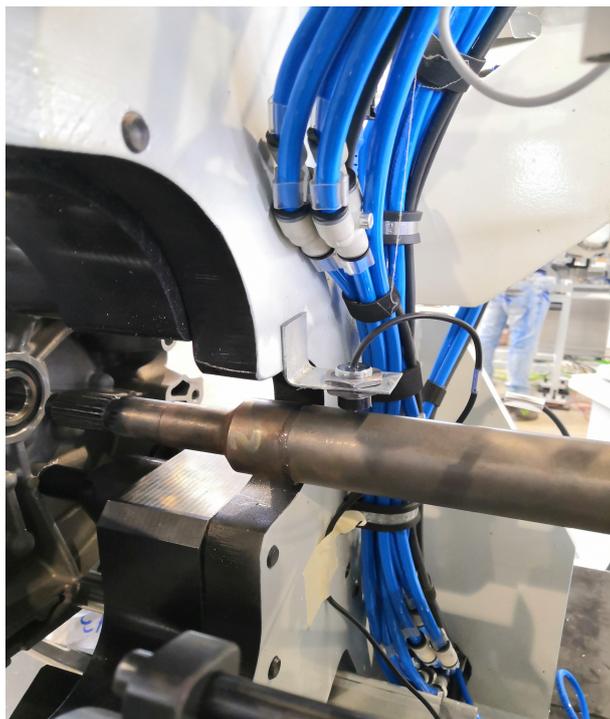


Figura 6.24: Montaggio del sensore induttivo

L'azzeramento avviene a riduttore scollegato, all'innesto vengono recuperati 2 decimi e durante la rotazione si raggiunge un'escursione massima durante le transizioni di coppia di altrettanti 2 decimi.

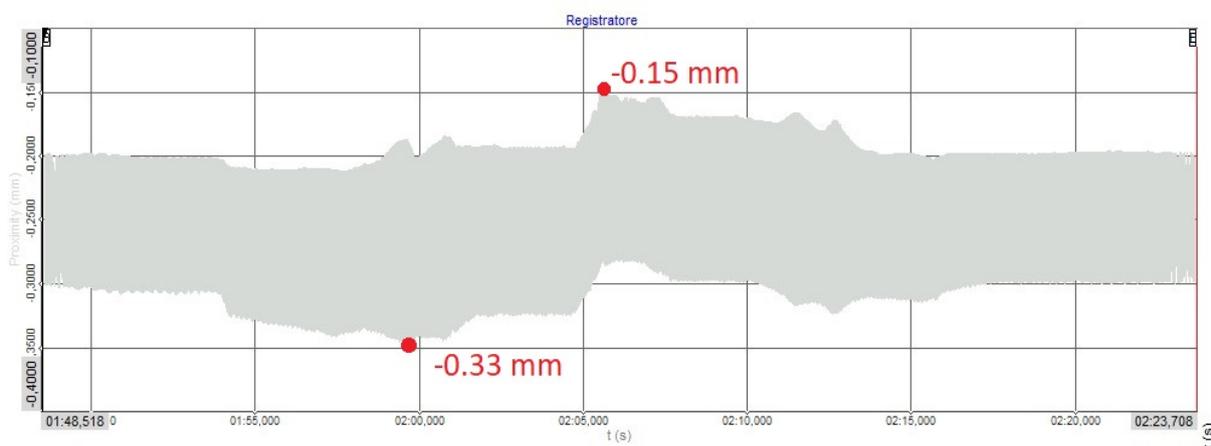


Figura 6.25: Dati di spostamento ricavati dal proximity

Essendo un corpo in rotazione è presente una banda di oscillazione di cui sono stati marcati i punti di massimo e minimo. Si osserva che lo spostamento segue la variazione di coppia come è corretto aspettarsi, i due decimi all'innesto da normativa risultano eccessivi mentre l'oscillazione in opera rientra nei limiti del caso. Si può quindi pensare che il centraggio introduca un disallineamento consistente. Si è comunque proceduto inserendo degli spessori sulle chiusure del riduttore per incrementare la forza di bloccaggio cercando di diminuire la mobilità del riduttore durante i passaggi del ciclo.

L'ultimo studio è incentrato sui cuscinetti dell'albero primario. Si è notato, toccando con mano dopo numerosi cicli, che il pacco cuscinetti posizionato al lato della cinghia aveva una temperatura nettamente superiore alle altre scatole di supporto. Non era stata posizionata una sonda di temperatura in quanto non è un elemento critico del sistema. È stata quindi svolta una prova strumentando il componente e si è misurata una temperatura in esercizio 10° C superiore rispetto agli altri elementi simili. A questo punto si è proceduto analizzando lo spettro nel tempo, sfruttando l'analisi *Envelope*. La funzione *Envelope* è molto utile nel campo della diagnosi dei cuscinetti in quanto i danneggiamenti tipici che li caratterizzano generano vibrazioni di scarsa intensità e ad elevata frequenza. Il segnale va quindi elaborato per essere leggibile e gli step eseguiti dalla matematica sono i seguenti:

- Si filtra con un *passa alto* il segnale, eliminando i fattori relativi alla fondamentale e le sue armoniche
- Il segnale risultante subisce una demodulazione, le armoniche ad alta frequenza vengono portate a bassa frequenza
- Il segnale negativo viene reso positivo
- Si inserisce un filtro *passa basso* che elimina le alte frequenze e lascia solo le armoniche dei difetti presenti
- Del risultato ottenuto si esegue una FFT

Il software di acquisizione, essendo ottimizzato per macchinari rotanti, contiene una matematica che raccoglie tutti i passaggi sopracitati a partire da segnale in accelerazione. Si è acquisito quindi qualche minuto a 1000 rpm e si è applicata la funzione al segnale ottenendo il segnale seguente.

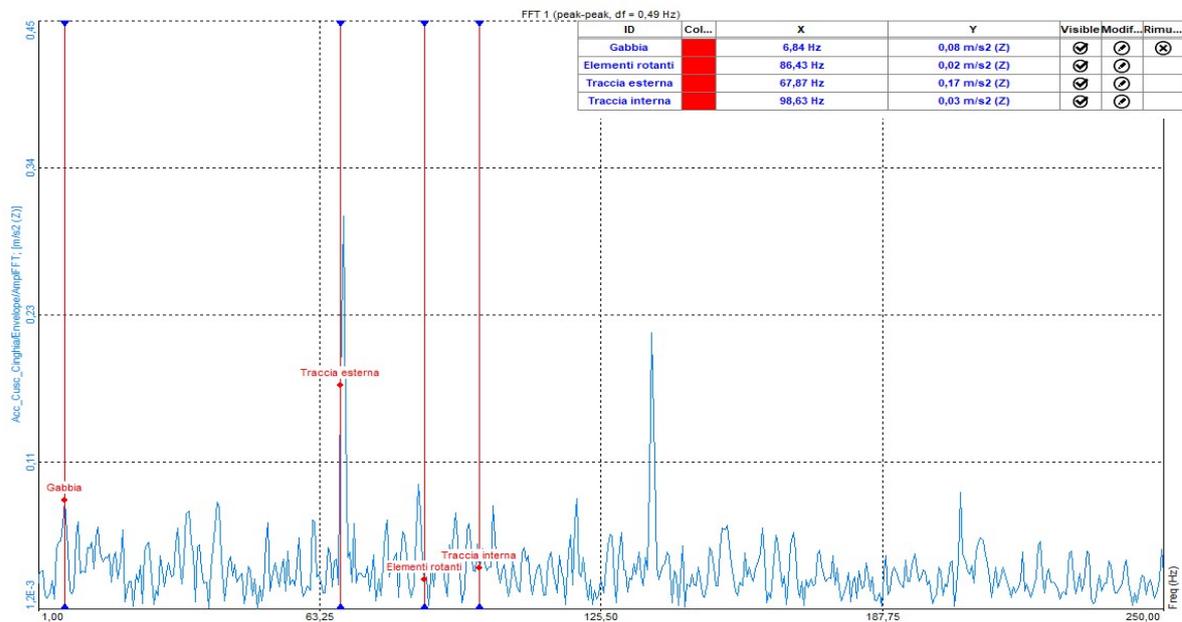


Figura 6.26: Analisi Envelope

All'interno del programma è possibile inserire i dati del cuscinetto in analisi con la velocità di esercizio, esso calcola automaticamente le frequenze proprie e le rappresenta sullo spettro *envelope*. Ottenuto il grafico si guardano le corrispondenze, si osserva che il picco acquisito è in corrispondenza della frequenza propria della traccia esterna, in termini di intensità si reputa danneggiato se il rapporto tra il massimo ed il rumore di fondo è almeno 100 (40 decibel). Nel caso preso in esame, il coefficiente risulta pari a circa 15 ma, considerando che è nuovo ed appena costruito, potrebbe essere indice di un errato montaggio che sta caricando troppo la pista esterna. In aggiunta, il fattore che caratterizza un danneggiamento di questo tipo è 4X della fondamentale, potrebbe quindi essere l'origine della risonanza osservata a 7000 giri del primario a 468 Hz. Il cuscinetto deve quindi essere sostituito.

6.6 Sesta giornata di prove - 03/09/2020

Il sesto giorno non si sono potute effettuare particolari modifiche in quanto previsto per il collaudo con il cliente. Sono state rimosse le paratie anti polvere del basamento supponendo una loro influenza sonora soprattutto ad alti giri. Il risultato sonoro è rimasto invariato, quello vibrazionale coerente con i giorni precedenti.

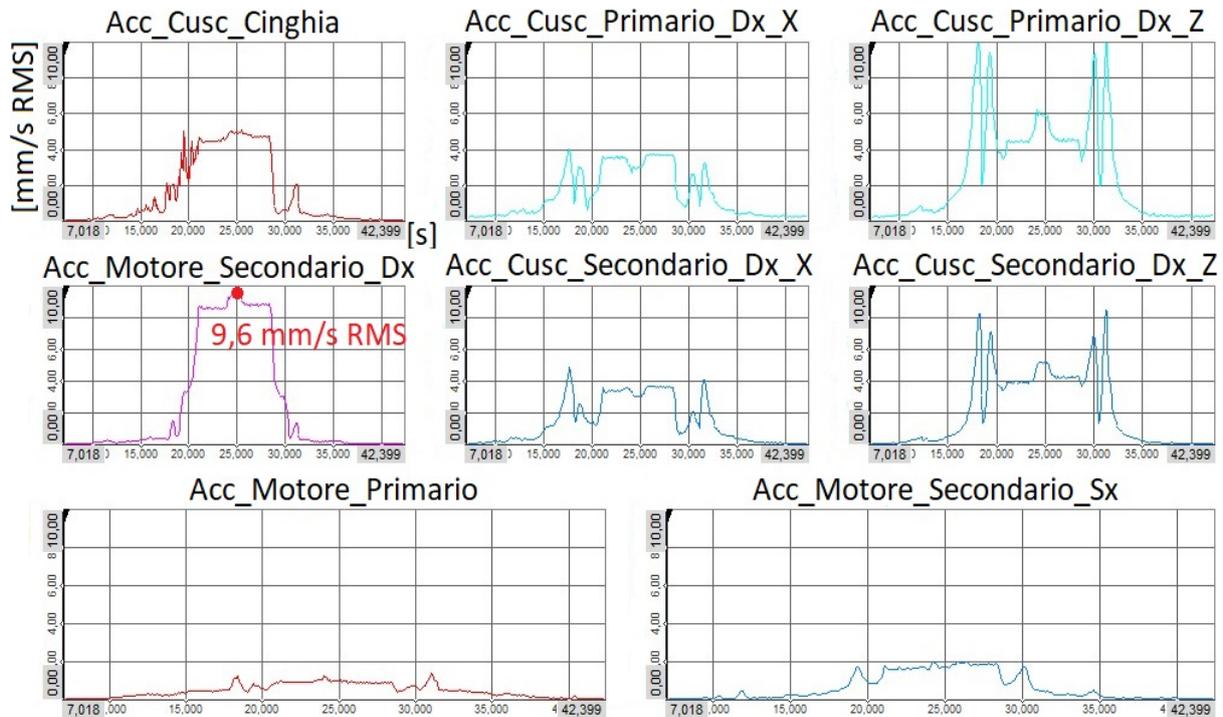


Figura 6.27: Valori di vibrazione RMS al sesto giorno di misure

Va sottolineato che il fatto di avere una costanza nel tempo dei valori non è un aspetto negativo. Il condition monitoring ha la funzione di eseguire misure nel tempo per osservare l'evoluzione, in negativo, nel sistema. Dopo una settimana di prove, la condizione non ottimale di lavoro del motore secondario destro si è mantenuta invariata e i livelli di vibrazione anche degli altri elementi sono rimasti i medesimi. Dagli spettri FFT non sono emerse altre configurazioni sospette e gli ordini sollecitati alle diverse velocità non sono mutati. Ciò significa che la condizione del banco è stabile, i fattori che ne caratterizzano lo stato non lo stanno degradando.

È stato inoltre interessante avere la possibilità di acquisire i segnali dal sensore NVH, in quanto la posizione diretta sulla scatola ingranaggi avrebbe mostrato, in termini di vibrazioni, le caratteristiche del riduttore. Si è quindi realizzato un diagramma di Campbell.

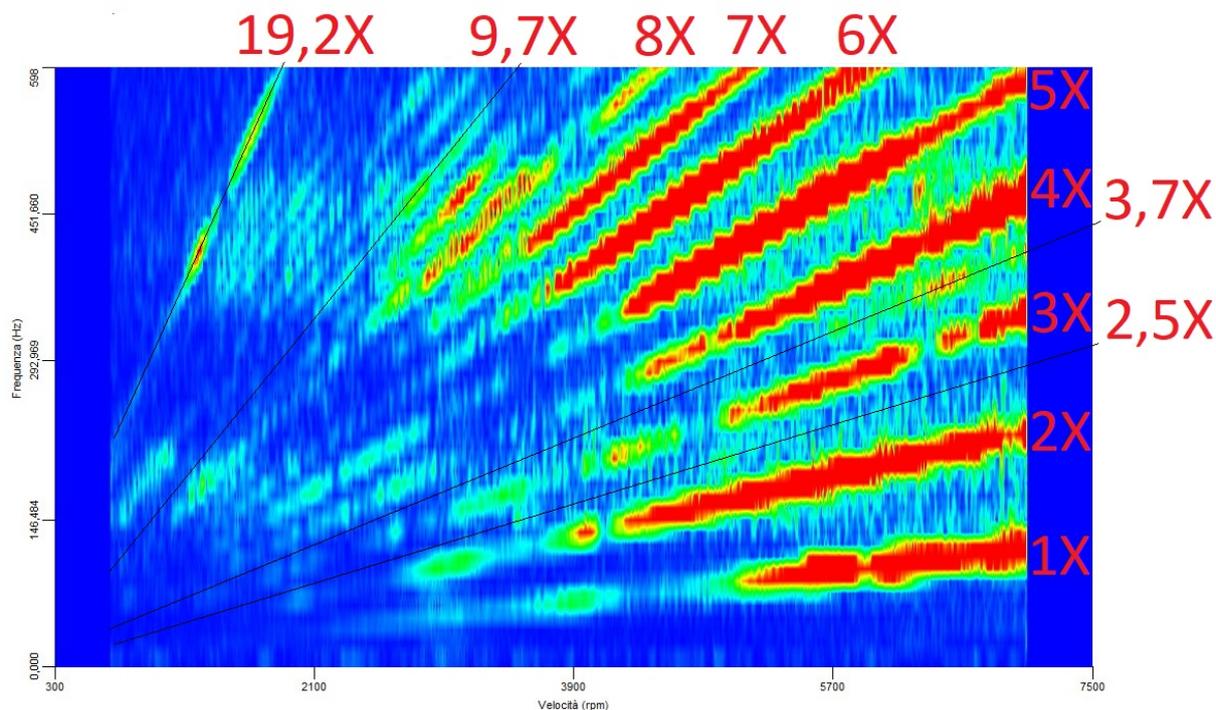


Figura 6.28: Diagramma di Campbell del segnale vibrazionale ricavato dal riduttore

Il risultato è coerente con le caratteristiche del riduttore, si osservano gli ordini dei singoli salti di velocità della scatola ingranaggi ed il rapporto di trasmissione totale 9,7 con la sua prima armonica. Inoltre sono evidenti le tracce del possibile gioco riscontrato le giornate precedenti, infatti vengono sollecitati tutti gli ordini interi fino a circa il decimo, sinonimo di allentamento rotazionale.

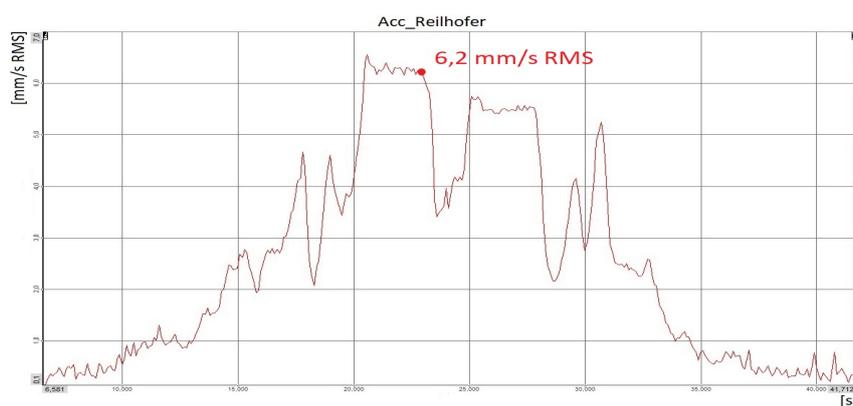


Figura 6.29: Valori RMS del riduttore

Sono stati inoltre comparati i valori RMS con la normativa e il risultato a 7000 rpm, considerando la convergenza del valore medio, risulta di circa 6,2 mm/s RMS, poco superiore al limite imposto da normativa. Quest'ultima, essendo indicativa, è comunque interpretabile come un funzionamento nei limiti della correttezza.

6.7 Settima giornata di prove - 07/09/2020

Durante la settima giornata sono state eseguite più prove. Come primo tentativo, riguardo la riduzione del rumore, è stato aperto il riduttore e privato delle ruote dentate, supponendo fosse il contatto tra i denti la causa dei decibel troppo elevati. Anche in questo caso non si sono riscontrati benefici, il livello equivalente sonoro è sceso di 3 dB ed in termini di vibrazioni non si è verificata nessuna diminuzione.

La seconda prova ha riguardato la sostituzione del cuscinetto operante in condizioni non ottimali, durante lo smontaggio è emerso un eccessivo gioco dovuto probabilmente ad un errore di montaggio. Inoltre, la tolleranza di chiusura non era rispettata, la metà di copertura del cuscinetto è stata rettificata per compensare l'errore.

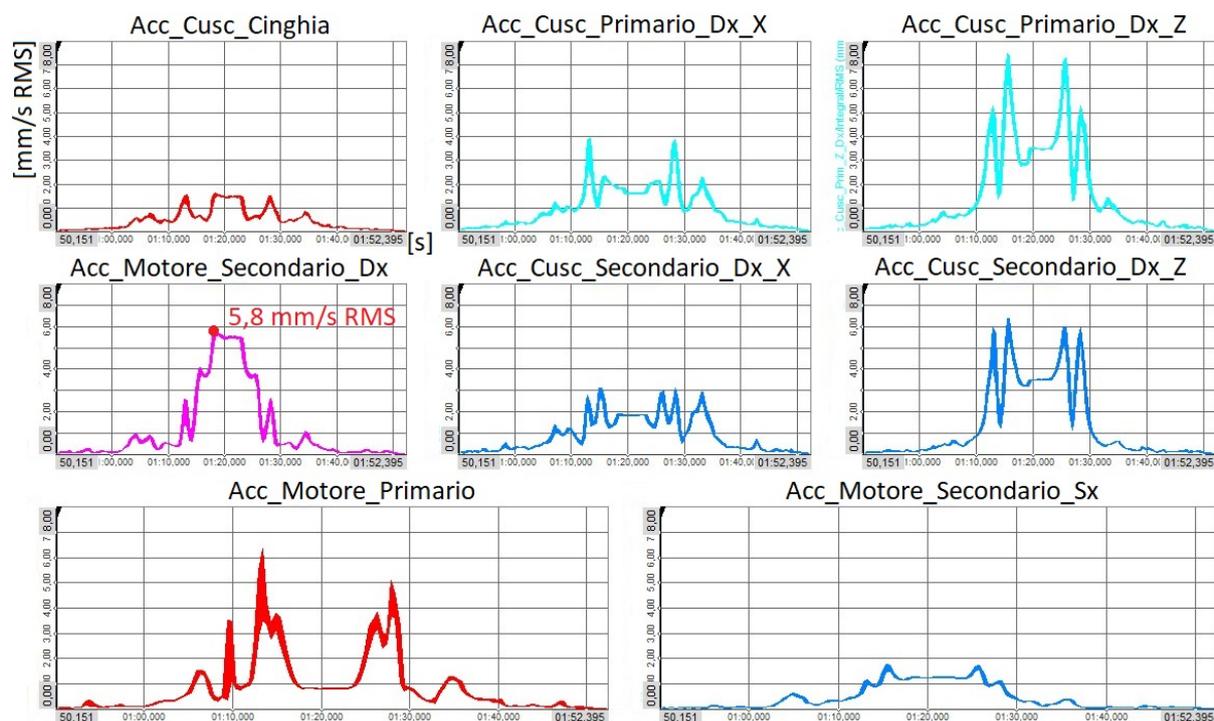


Figura 6.30: Valori di vibrazione RMS al settimo giorno di misure

Si osserva che le condizioni di prova sono migliorate, i livelli di vibrazione sono marcatamente inferiori alle precedenti misure, nonostante un incremento sensibile in direzione radiale delle scatole cuscinetti. Si suppone, quindi, che l'intervento abbia ridotto lo sbilanciamento causato dal sovraccarico dell'anello esterno. Analizzando più nel dettaglio gli spettri e rieseguendo l'*envelope*, si è osservato come, in realtà, la ralla esterna sia ancora eccitata in maniera anomala, ma che a 7000 rpm questo difetto non sia più osservabile come prima. Ciò porta a supporre che il cuscinetto fosse probabilmente ancora in buone condizioni ma con un montaggio non corretto. Inoltre, durante il rodaggio è comunque emerso, anche nelle nuove condizioni, un riscaldamento anomalo dell'elemento che ha raggiunto, dopo un'ora di rodaggio, una temperatura di 52 °C contro i 34 °C delle scatole cuscinetto principali delle trasmissioni. Nella pagina seguente sono mostrate le FFT a 7000 rpm ed un'immagine dello smontaggio del cuscinetto e del riduttore.

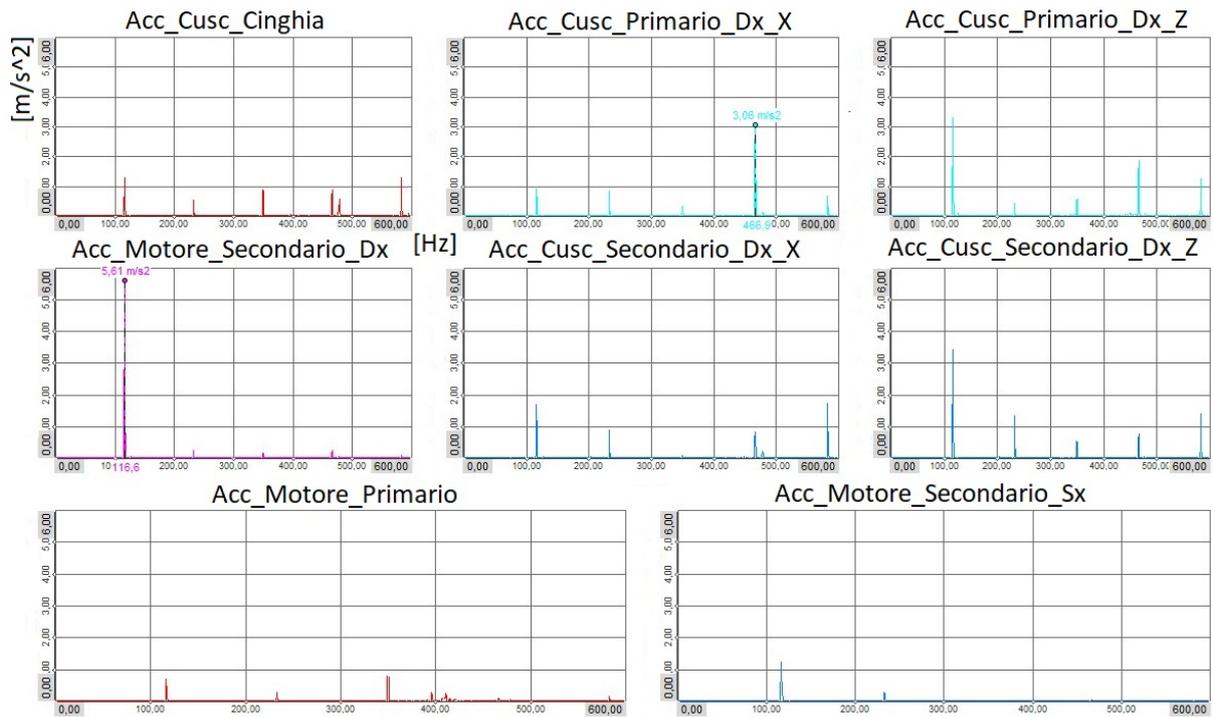


Figura 6.31: FFT a 7000 rpm al quarto giorno di misure

Il picco ad 1X sul motore secondario di destra è ancora presente, mentre sono quasi scomparse le frequenze 4X, caratteristiche della pista esterna, sulle tracce FFT radiali delle scatole cuscinetti.



Figura 6.32: Smontaggio di cuscinetto e riduttore

É bene sottolineare che i cuscinetti scelti per quel compito sono sottodimensionati. Il singolo elemento è garantito per una velocità massima di 8000 rpm, essendo però montato in coppia con uno uguale, la massima frequenza è corretta di un fattore 0,8, portando quindi il limite a 6400 rpm. Il ciclo di test supera questa velocità per pochi secondi, la temperatura in opera non raggiungerebbe sicuramente valori critici ma, in termini di vibrazioni, potrebbero non essere una scelta adeguata.

6.8 Ottava giornata di prove - 09/09/2020

L'ottava ed ultima giornata di prove è stata dedicata ad una particolare prova sonora, è stato osservato lo spettro ricavato dal microfono e si sono identificati i picchi relativi alle le frequenze più sollecitate. A questo punto è stata inserita una matematica basata su un filtro passa banda che ha permesso di osservare on-line gli elementi che risonavano alle frequenze dei picchi escludendo tutte le altre. Spostandosi sul banco, l'elemento che generava risonanze ai picchi maggiori è risultato essere il giunto lamellare posizionato sulla trasmissione primaria.

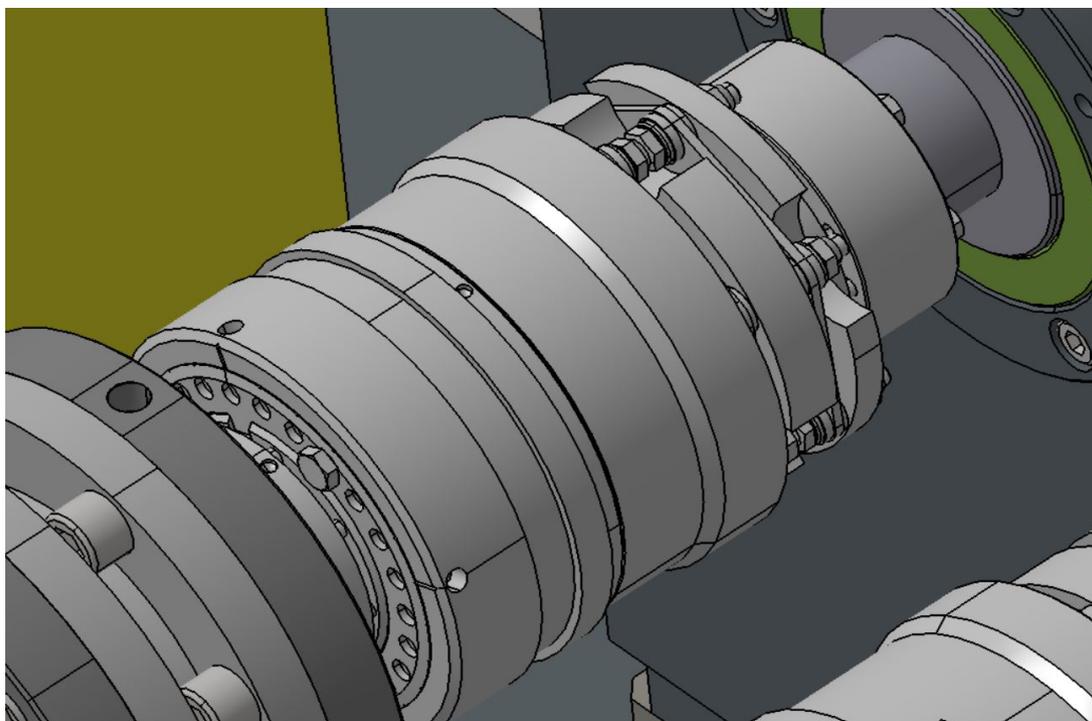


Figura 6.33: Giunto lamellare montato sulla trasmissione primaria

Analizzando nel dettaglio il componente è emerso che una delle sei coppie di viti era in condizioni di contatto tra le teste, probabilmente le vibrazioni ne avevano causato lo svitamento. L'elemento è stato avvitato e riportato alle condizioni di lavoro corrette. Il banco è stato quindi messo in rotazione, sono stati eseguiti più cicli senza inversione di coppia e, nonostante la momentanea riduzione del rumore, i livelli sonori si sono poi riportati alle soglie precedenti all'intervento, di poco superiori al limite di 78 dB. Viene quindi confermata maggiormente la tesi di dipendenza termica di qualche componente, ma parallelamente il rumore e le vibrazioni risultano in parte scollegate in quanto, a seguito dei numerosi interventi, il motore secondario di destra raggiunge valori di vibrazione stabili di 7,5 mm/s RMS a 7000 rpm, inferiori rispetto al banco di inizio prove che raggiungeva gli 8,5 mm/s RMS. Nella pagina seguente lo spettro della velocità RMS.

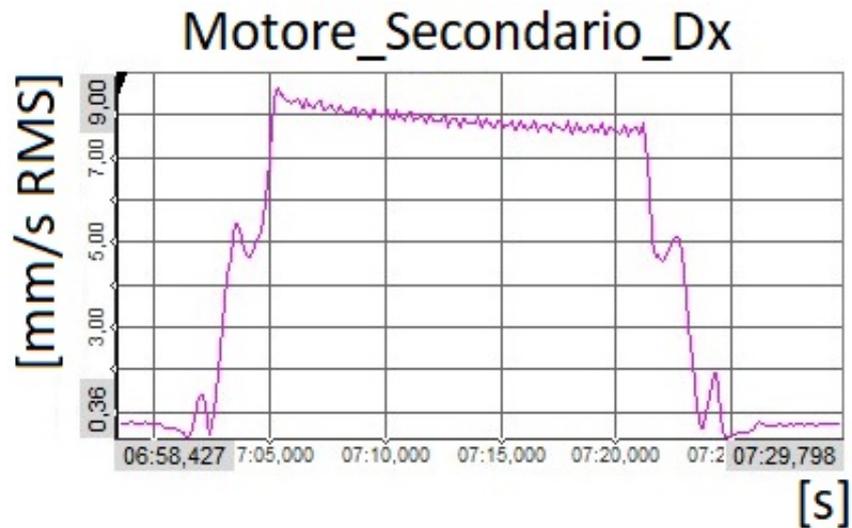


Figura 6.34: Valore di velocità RMS a 7000 rpm l'ottavo giorno di prova

Al termine della giornata, per approfondimento, sono stati analizzati i modi di vibrare delle tre squadre di supporto presenti sul banco grazie al software *Autodesk simulation mechanical* per scongiurare eventuali risonanze delle stesse.

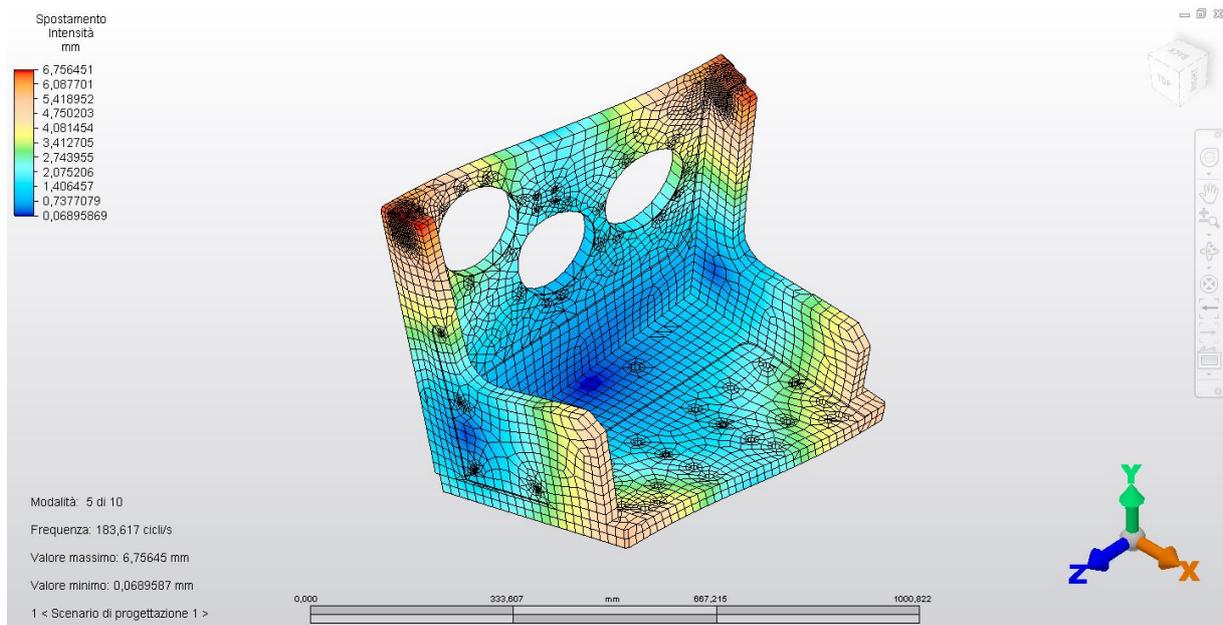


Figura 6.35: Primo modo di vibrare della squadra al primario

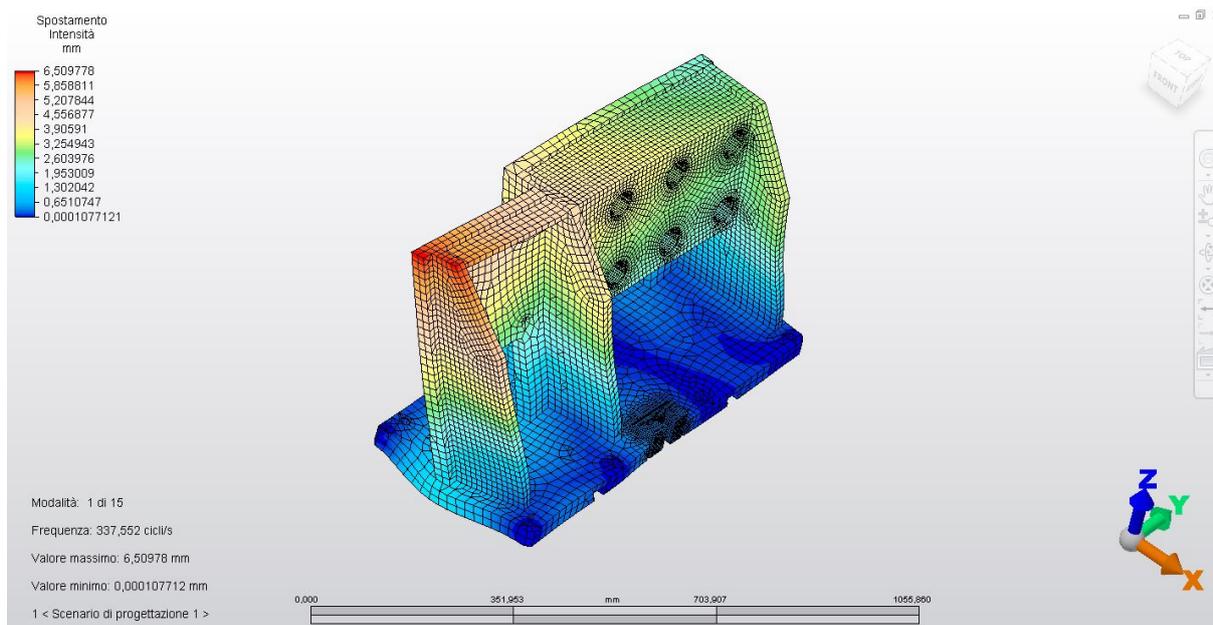


Figura 6.36: Primo modo di vibrare della squadra di supporto primario

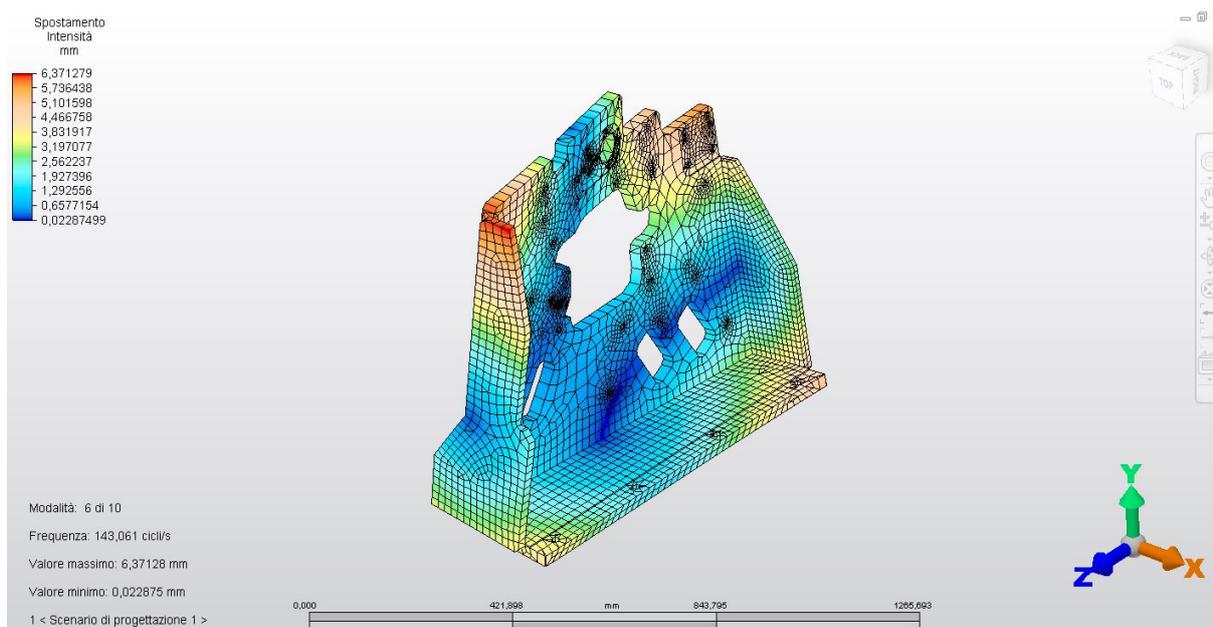


Figura 6.37: Primo modo di vibrare della squadra di supporto riduttore

Le frequenze estratte sono alte e difficilmente raggiungibili anche alla velocità massima, 116 Hz. Non è però da escludere che la squadra di supporto del riduttore, con in aggiunta tutti gli apparecchi di bloccaggio e i sistemi ausiliari che aggiungono massa al sistema, porti la propria frequenza propria a valori più vicini a 7000 rpm rischiando quindi la risonanza. Gli accelerometri posizionati su questo supporto non hanno però mostrato anomalie escludendo quindi questa ipotesi. Si può quindi escludere che il problema delle vibrazioni possa essere associato ad un modo proprio del banco.

Capitolo 7

Conclusioni

Il banco è stato studiato e munito correttamente di tutta la sensoristica necessaria a monitorarne il funzionamento senza comprometterne il collaudo, implementando in maniera ottimale il *condition monitoring*. Si è dimostrato come l'analisi vibrazionale ed acustica permettano l'identificazione e la risoluzione di problemi che, in futuro, avrebbero compromesso l'operatività del banco. Ne sono di esempio il cuscinetto montato non correttamente, il giunto lamellare e lo sbilanciamento della trasmissione. Quest'ultima problematica è stata risolta rimuovendo una modesta quantità di materiale eseguendo delle forature sull'albero della scatola cuscinetti. Il risultato è stato molto soddisfacente in quanto il rumore è sceso sotto i 78 dB ed il livello di vibrazione si è abbassato. Si è inoltre stati in grado di acquisire numerosi dati utili per generare la "condizione zero" del banco, fondamentale per le misurazioni future in maniera tale da rendere possibile un confronto diretto con le normative, le quali, pur non essendo stringenti, garantiscono un ordine di grandezza da cui partire. Nel caso del banco preso in esame, i valori ricavati, oltre a rispettare le ISO, non hanno evidenziato una deriva nel tempo dimostrando quindi l'assenza di elementi in condizioni di degradazione. Le problematiche riscontrate sono quindi state risolte a meno della vibrazione generata a velocità massima che non si è riusciti ad eliminare ma solo a ridurre di intensità. Si è posto come obiettivo futuro quello di ridurre ulteriormente il rumore generato dal passaggio durante il ciclo di test a 7000 rpm con inversione di coppia per garantire un maggiore comfort degli utenti. La manutenzione predittiva, basata sul *condition monitoring*, ha quindi dimostrato la sua utilità in quanto una rottura catastrofica degli elementi sopracitati avrebbe sicuramente generato danni all'intero sistema. Con un investimento in termini di acquisizione e sensoristica si riesce a garantire il perfetto funzionamento e monitoraggio del manufatto in esame.

Bibliografia

- [1] Bond Randall, Robert (2011), *Vibration - based condition monitoring*, John Weley and Sons, Chichester, West Sussex
- [2] Ferraresi, Carlo - Raparelli, Terenziano (2007), *Meccanica applicata* Terza edizione, CLUT Editrice, Torino
- [3] Sorli, Massimo - Quaglia, Giuseppe (2003), *Meccatronica*, Politeko, Torino
- [4] Alessandro, Fasana - Marchesiello, Stefano (2006), *Meccanica delle vibrazioni*, CLUT Editrice, Torino
- [5] ISO, *Mechanical vibration - Evaluation of machine vibration by measurements on non rotating parts* ISO 10816-3, Part 3: Industrial machines with nominal power above 15 kW and nominal speeds between 120 r/min and 15000 r/min when measured in situ
- [6] ISO, *Mechanical vibration - Evaluation of machine vibration by measurements on non rotating parts* ISO 10816-1, Part 1: General guidelines
- [7] ISO, *Mechanical vibration - Evaluation of machine vibration by measurements on non rotating parts* ISO 10816-6, Part 6: Reciprocating machines with power ratings above 100 kW
- [8] ISO, *Acceptance code for gears* ISO 8579-2, Part 2: Determination of mechanical vibrations of gear units during acceptance testing
- [9] ISO, *Mechanical vibration and shock* ISO 5348, Mechanical mounting of accelerometers
- [10] PCB Piezotronics, *Installation and operating manual*, Model 356A16

Sitografia

[11] Adash, *Vibration diagnostic for beginners*, Youtube

[12] www.simpro.it

[13] www.skf.com

[14] www.dewesoft.com

[15] www.pcb.com

[16] www.pruftechnik.com

[17] en.wikipedia.org

[18] it.rs-online.com

[19] www.kistler.com

[20] www.functionbay.com

[21] www.keyence.it

[22] www.wika.it