# POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

A.A. 2018/2019

# Manutenzione predittiva di componenti meccanici attraverso l'analisi vibrazionale

**Relatore**
Prof. Sorli Massimo

**Studente**
Rotini Giacomo

# INDICE


**CAPITOLO 1** **5**

1.1 INTRODUZIONE 5

**CAPITOLO 2** **7**

2.1 PRESENTAZIONE DELL'AZIENDA 7

2.1.1 REPARTO OSSIDAZIONE 8

2.1.2 REPARTO MESCOLAZIONE 9

2.1.3 REPARTO CALANDRA 9

2.1.4 REPARTO FINITURA 10

2.1.5 REPARTO RITAGLI 11

**CAPITOLO 3** **12**

3.1 RICHIAMI ALLA TEORIA DELLE VIBRAZIONI 12

3.1.1 SISTEMA VIBRANTE AD 1 GRADO DI LIBERTA' 12

3.1.2 RISPOSTA ALLA FORZANTE ARMONICA DI UN SISTEMA AD 1 G.D.L. 15

3.1.3 ANALISI DI SISTEMI ROTANTI 17

**CAPITOLO 4** **22**

4.1 INTRODUZIONE ALL'ANALISI DELLE VIBRAZIONI 22

4.2 LIVELLI DI VIBRAZIONE ANALIZZATI 23

4.2.1 ANALISI NEL DOMINIO DEL TEMPO 25

4.3 SIGNAL PROCESSING 26

4.3.1 CONVERSIONE DEL SEGNALE DA ANALOGICO A DIGITALE 26

4.3.2 SERIE-TRASFORMATA DI FOURIER 27

4.4 INTRODUZIONE ALLA DIAGNOSTICA DEI DIFETTI RILEVABILI TRAMITE ANALISI VIBRAZIONALE 34
4.4.1 CUSCINETTI A CORPI VOLVENTI 35
4.5 DIFETTI RELATIVI AI CUSCINETTI RADIALI A SFERA 38
4.6 ALTRE TIPOLOGIE DI DIFETTI RICAVABILI TRAMITE LO STUDIO DELLO SPETTRO IN FREQUENZA 43
4.6.1 VANE PASS FREQUENCY (VPF) 43
4.6.2 DISALLINEAMENTI STRUTTURALI 43
4.6.3 VIBRAZIONI GENERATE DA PROBLEMI DI NATURA ELETTRICA 44
4.6.4 ALLENTAMENTI MECCANICI 45
**CAPITOLO 5 47**
5.1 CASO DI STUDIO E ANALISI DEI DATI SPERIMENTALI, INTRODUZIONE AL LAVORO SVOLTO 47
5.2 CENNI SULLA NORMATIVA ISO-10816-3 47
5.2.1 CRITERIO 1:"VIBRATION MAGNITUDE" 50
5.2.2 CRITERIO 2:"CHANGE IN VIBRATION MAGNITUDE" 51
5.3 STRUMENTI DI MISURA E MONITORAGGIO 52
5.3.1 ACCELEROMETRO 52
5.3.1.1 FUNZIONAMENTO DI BASE ACCELEROMETRO 52
5.3.1.2 ACCELEROMETRO VIB 6.142 56

5.3.1.3 PARAMETRI DI MISURA E RISOLUZIONE 57

5.3.1.4 FISSAGGIO DEL SENSORE 60

5.3.2 PALMARE VIBXPERT II 61

5.3.3 SOFTWARE DI VISUALIZZAZIONE DEI DATI 63

5.3.4 SOFTWARE DI ELABORAZIONE DATI 64

5.4 ANALISI DEI DATI RACCOLTI 66

5.4.1 FRANTUMATORE A COLTELLI 66

5.4.2 ASSIEME MOTORE-POMPA CILINDRO 1 DELLA CALANDRA 75

5.4.3 FINITURA, ACCUMULATORE IN INGRESSO 82

5.4.4 MOTORE-VENITLATORE (REPARTO RITAGLI) 89

5.4.5 MOTORE-VENTILATORE DEL FILTRO A MANICHE 97

**CAPITOLO 6 103**

6.1 CONCLUSIONI 103

6.2 SVILUPPI FUTURI 105

# CAPITOLO 1

## INTRODUZIONE 1.1

Il presente lavoro di tesi è incentrato sull'analisi predittiva di componenti meccanici attraverso misure di tipo vibrazionale. In particolare, questo processo di diagnostica è stato utilizzato per il rilevamento non invasivo di possibili danneggiamenti su componenti rotanti. Dopo una breve presentazione dell'azienda in cui è stato svolto il presente studio, sono stati approfonditi vari aspetti riguardanti la teoria delle vibrazioni. In primo luogo, sono esposti i principali sistemi vibranti con cui si implementano analiticamente possibili modelli al calcolatore. È stata in seguito posta particolare attenzione sui numerosi difetti che si possono individuare in modo chiaro attraverso l'analisi vibrazionale precedentemente citata. È risultato interessante esporre inoltre varie argomentazioni riguardanti il signal processing, in quanto anello di congiunzione tra acquisizione dei segnali e analisi dei dati. La raccolta degli stessi è stata effettuata durante lo svolgimento del tirocinio curriculare nell'azienda Tarkett s.p.a. nei diversi reparti presenti. II rilevamento dei difetti avviene sostanzialmente attraverso lo studio degli spettri in frequenza ricavati digitalmente mediante algoritmi che permettono il calcolo della trasformata di Fourier. In questo modo è possibile focalizzare l'attenzione nel dominio delle frequenze. Andando ad isolare i livelli vibrazionali critici si possono avere indicazioni precise sui difetti presenti nel componente meccanico analizzato.

Inoltre, attraverso lo studio dei valori vibrazionali medi, ricavati nel corso degli anni in diverse sessioni di misura, si possono estrapolare informazioni fondamentali volte a definire in modo dettagliato il grado di usura attuale del componente. Analizzando la variazione dei valori misurati nell'arco degli anni è possibile avere una proiezione futura sullo "stato di salute" del componente rotante. In questo modo si può definire un programma manutentivo intelligente che permette di ottimizzare gli interventi sui macchinari, effettuando le operazioni di manutenzione solo nei casi strettamente necessari.

Sono stati inoltre approfonditi possibili sviluppi futuri di tale strumento predittivo in particolare l'integrazione dell'analisi vibrazionale con altri sistemi di diagnostica. In questo modo si riesce ad avere una vasta quantità di dati che, grazie ad algoritmi di

machine learning, potranno essere sfruttati per individuare in modo sempre più preciso la presenza di eventuali difetti e prevedere con elevata accuratezza la durata residua del componente in esame. In questo modo si riesce ad avere un duplice risvolto positivo: in primis si evitano inutili sostituzioni periodiche dei componenti che a questo punto saranno effettivamente sostituiti solo se strettamente necessario. In secondo luogo, si riescono a prevenire eventuali danneggiamenti al macchinario in quanto si provvederà ad effettuare gli interventi manutentivi in modo mirato non appena il sistema integrato di diagnostica rileva i primi sintomi di usura.

# CAPITOLO 2

## PRESENTAZIONE DELL'AZIENDA 2.1

Lo stabilimento in cui è stato svolto il tirocinio si trova a Narni, polo di spicco per Tarkett group, è da più di un secolo leader nella produzione del linoleum. Tale materiale, composto da materie prime completamente naturali ed ecosostenibili, viene utilizzato principalmente per pavimentazioni di spazi residenziali ed edifici pubblici come ad esempio scuole o uffici. La vasta gamma di applicazioni possibili è data sostanzialmente dall'elevata durevolezza e resistenza all'usura dei materiali utilizzati. L'azienda, negli ultimi anni, si è inoltre focalizzata sulla sostenibilità energetica dell'impianto e sull'ottimizzazione dello stabilimento stesso, con lo scopo di ridurre gli scarti di produzione e limitare le perdite energetiche. Gli scarti di produzione recuperabili vengono infatti riciclati al 100% e reimmessi nel processo produttivo, mentre, nel caso in cui questi ultimi non possano essere riutilizzati vengono, attraverso un processo di post-lavorazione degli scarti, utilizzati come fonte energetica per una centrale a biomassa con cui si produce energia termica. La produzione, partendo dalle materie prime fino ad arrivare al prodotto finito, prevede vari passaggi cruciali che vengono effettuati in reparti dedicati. Sostanzialmente l'intero processo si svolge in cinque reparti fondamentali:

- Ossidazione;
- Mescolazione;
- Calandratura;
- Finitura;
- Ritagli.

Il presente lavoro di tesi si focalizza sui componenti meccanici ritenuti critici situati nei reparti appena esposti, i quali saranno descritti in modo sintetico nel prossimo paragrafo.

## REPARTO OSSIDAZIONE 2.1.1

Nel reparto relativo all'ossidazione avviene un processo chimico che permette sostanzialmente all'olio di lino e alla resina di pino di legarsi e raggiungere le proprietà chimico-fisiche caratteristiche del prodotto finito. Tale processo avviene all'interno di cilindri metallici, circondati da scambiatori termici in cui, nella prima parte della reazione, passa acqua ad elevata temperatura, che permette l'attivazione della reazione di ossidazione grazie anche all'aggiunta di carbonato di calcio che funge da catalizzatore. In un secondo momento la reazione diventerà fortemente esotermica e risulta fondamentale il passaggio di acqua refrigerante nelle serpentine situate nel mantello esterno degli ossidatori. Da tale processo esce un composto ad elevata temperatura chiamato cemento di linoleum. Prima di passare al reparto Mescolazione tale composto viene lasciato riposare per alcuni giorni. Di seguito è riportata la disposizione in pianta dei vari ossidatori in cui avviene il processo chimico descritto.

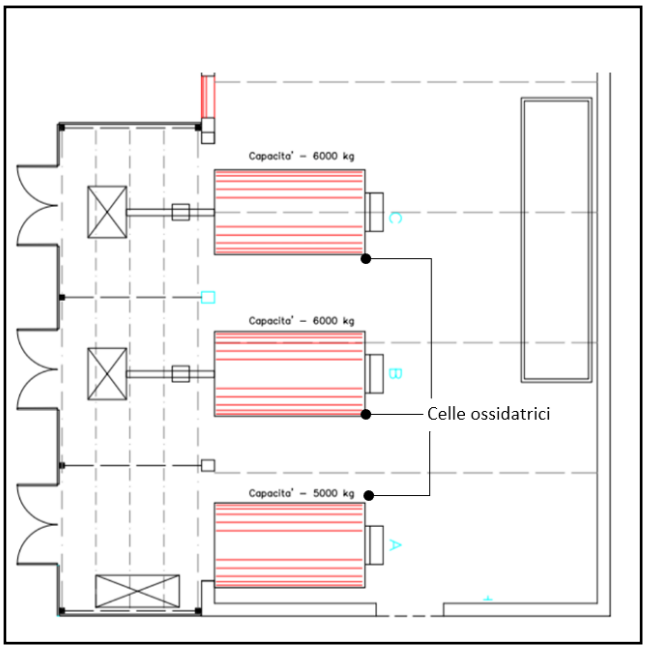



*Figura 1-Vista in pianta del reparto ossidazione*

## REPARTO MESCOLAZIONE 2.1.2

Nel reparto mescolazione avviene la trasformazione del cemento di linoleum in briciola di linoleum, la quale verrà poi unita alla juta per formare il prodotto finito. tale processo è prettamente meccanico ed ha lo scopo di frantumare e sbriciolare il prodotto derivante dagli ossidatori, tale processo avviene con l'ausilio di tre macchinari fondamentali, bambury, braker e laminatoio. Il materiale passa attraverso i componenti appena elencati tramite opportuni nastri trasportatori, in questo modo, alla fine del processo, il linoleoum avrà la granulometria adatta per il processo di calandratura. Di seguito è riportato un render concettuale del laminatoio in cui si può osservare come avviene il passaggio del materiale all'interno del macchinario.

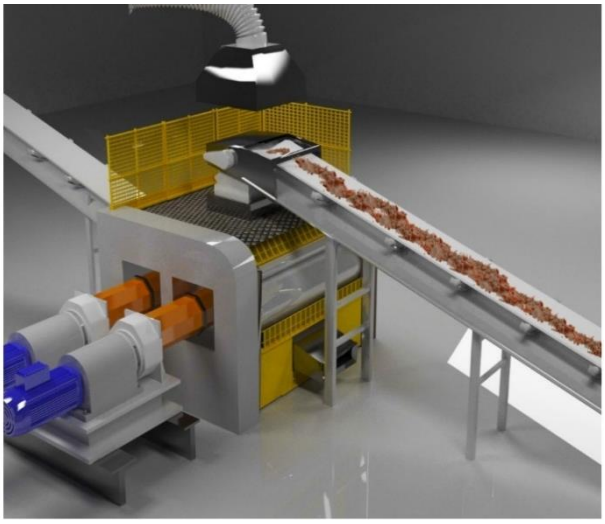


*Figura 2-Render concettuale laminatoio*

## REPARTO CALANDRA 2.1.3

La briciola di linoleum, mescolata con pigmenti di vario colore permette di avere una vasta gamma di personalizzazioni che variano in base alle richieste del cliente. Il prodotto viene dunque movimentato tramite nastri trasportatori fino ad arrivare al macchinario cardine dell'intero processo; la calandra. Grazie a due cilindri riscaldati, tale macchinario comprime la briciola di linoleum in modo uniforme insieme alla juta la quale passa attraverso i due cilindri e si unisce in modo definitivo alla briciola, a questo punto il materiale composito apparirà alla vista quasi come se fosse pronto per l'imballaggio, in realtà il linoleum una volta uscito dalla calandra non avrà ancora le proprietà chimico-fisiche che garantiscono la resilienza e durevolezza nel tempo richiesta. Si trasporta

dunque il materiale, attraverso opportuni rulli rotanti, all'interno di stufe in cui si lascerà essiccare per circa 28 giorni. In figura 3 si può osservare il render concettuale del reparto calandra, in cui sono evidenziati i principali passaggi che compie la juta prima di arrivare nella calandra, dove viene, come detto in precedenza, unita alla briciola di linoleum opportunamente pigmentata.

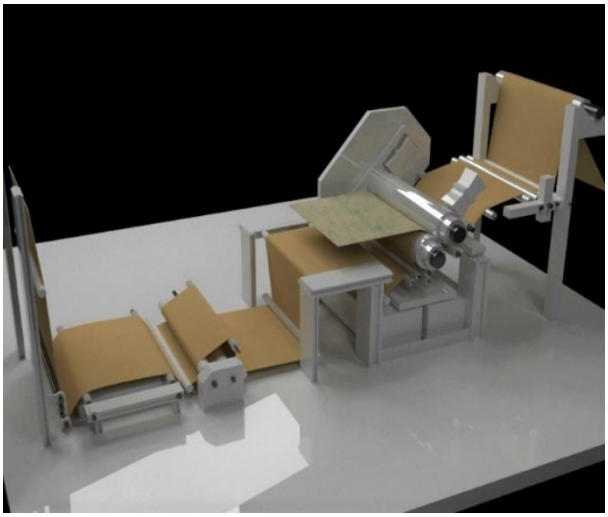


*Figura 3-Render concettuale reparto calandra*

## REPARTO FINITURA 2.1.4

Quando il linoleum esce dalle stufe, viene trasportato nel reparto finitura dove, oltre al processo di imballaggio avvengono altri step fondamentali. Nella prima sezione del reparto viene applicata sullo strato superficiale una cera polimerica attraverso un apposito macchinario denominato "ceratrice", in seguito il linoleum viene fatto passare attraverso dei forni seguiti da lampade UV che consentono la polimerizzazione del materiale applicato sulla superficie. Il linoleum a questo punto risulta avere le proprietà superficiali adatte per essere commercializzato e passa al controllo qualità per l'individuazione di eventuali difetti di lavorazione. Infine si passa al vero e proprio imballaggio, si realizzano rotoli adatti allo stoccaggio ed al trasporto del prodotto finito.

## REPARTO RITAGLI 2.1.5

Parallelamente nel reparto ritagli convergono tutti gli scarti di lavorazione accumulati durante l'intero processo produttivo. Dopo una prima cernita dei materiali di scarto, si procede con la scissione del linoleum in briciola di linoleum e juta. Si effettua dunque in un primo momento uno sgretolamento iniziale degli scarti, in modo tale da renderli lavorabili tramite i macchinari successivi. Il materiale composito viene in seguito lavorato tramite una polverizzatrice che ha il duplice compito di diminuire la granulometria della briciola di linoleum e di scindere quest'ultima dalla juta. A questo punto la briciola verrà stoccata in base al colore dei pigmenti e riutilizzata in seguito per la produzione di nuovo materiale. La juta viene invece stoccata in opportuni contenitori ed utilizzata per la produzione di energia termica tramite una centrale a biomassa.

# CAPITOLO 3

## RICHIAMI ALLA TEORIA DELLE VIBRAZIONI 3.1

### SISTEMA VIBRANTE AD 1 GRADO DI LIBERTA' 3.1.1

La comprensione teorica del sistema vibrante avente un singolo grado di libertà è fondamentale per la successiva analisi di componenti meccanici complessi. Tale rappresentazione, infatti, può essere estesa a sistemi con molti gradi di libertà, nonché - come nel caso di studio affrontato nei prossimi capitoli - nei sistemi rotanti con rotore fisso e supporti flessibili. Gli elementi fondamentali che compongono tale sistema sono i seguenti:

- Una massa *m [kg]* con rigidezza infinita;
- Una molla che produce una forza elastica proporzionale allo spostamento avente come coefficiente di proporzionalità la rigidezza *k [N/m]*;
- Uno smorzatore viscoso avente un coefficiente di smorzamento *c [N/(m/s)]* proporzionale alla velocità.

È possibile osservare lo schema teorico di tale sistema nella figura sottostante:

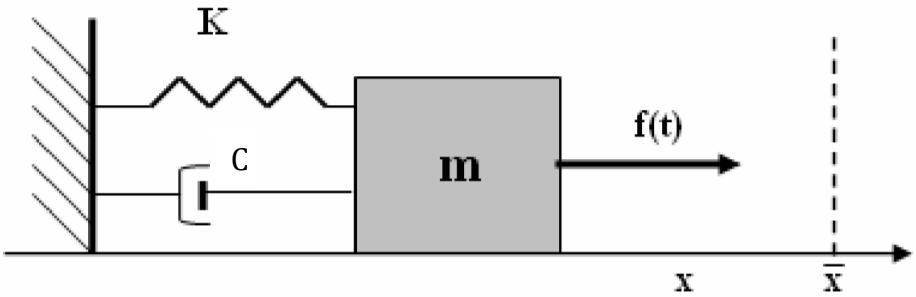



*Figura 4-Sistema vibrante ad 1 GDL*

Tale sistema è vincolato alla sola traslazione lungo l'asse x, possiamo dunque indicare con:

- $x(t)$ spostamento in funzione del tempo;
- $\dot{x}(t) = \frac{dx}{dt}$ velocità in funzione del tempo;
- $\ddot{x}(t) = \frac{d\dot{x}}{dt}$ accelerazione in funzione del tempo.

È possibile, dunque, combinare i vari contributi agenti sulla massa m per scrivere l'equazione di equilibrio in assenza di forzanti esterne, ossia nel caso di risposta libera:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \tag{1}$$

in cui il primo termine rappresenta la forza d'inerzia della massa, il secondo la forza di smorzamento viscoso e l'ultimo termine la forza di richiamo elastico esercitata dalla molla. Nel caso di risposta libera avremo dunque un'equazione differenziale del secondo ordine, a coefficienti costanti e omogenea. La risoluzione di tale equazione è ricavabile annullando il polinomio caratteristico:

$$ms^2 + cs + k = 0 \tag{2}$$

da cui risolvendo è possibile arrivare a:

$$s_{1,2} = -\zeta\omega_n \pm \omega_n\sqrt{\zeta^2 - 1} \tag{3}$$

avendo posto:

- $\omega_n$ pulsazione naturale;
- $\zeta$ fattore di smorzamento del sistema.

Possiamo distinguere tre differenti casi in base al valore assunto dal fattore di smorzamento:

se $\zeta$ >1 avremo un sistema sovrasmorzato, visibile in fig.5, che prevede due soluzioni reali e negative.

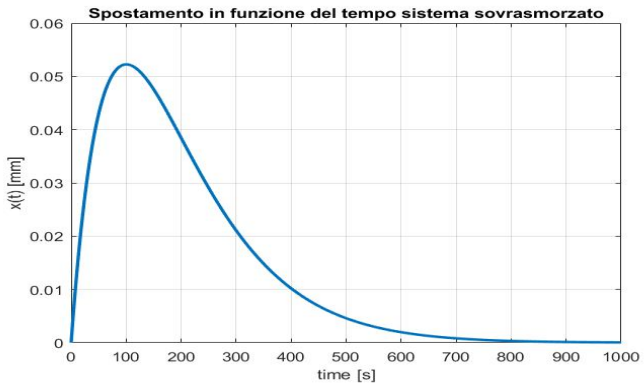



*Figura 5-Sistema 1GDL sovrasmorzato*

Avendo due soluzioni negative siamo in una situazione stabile in cui il sistema tenderà sempre a tornare nella configurazione di equilibrio.

Se $\zeta$ <1 il sistema è detto sottosmorzato, in questo caso si avranno due soluzioni complesse e coniugate:

$$s_{1,2} = -\zeta\omega_n \pm i\omega_d \tag{4}$$

in cui $i = \sqrt{-1}$, mentre $\omega_d = \sqrt{1-\zeta^2}$ . Attraverso alcuni passaggi matematici si può arrivare ad una soluzione del tipo:

$$x(t) = Ae^{-\zeta\omega_n t}\sin(\omega_d t + \alpha) \tag{5}$$

che evidenzia un andamento armonico smorzato in cui $\omega_d$ rappresenta la pulsazione con cui oscilla il sistema, mentre l'esponenziale rappresenta lo smorzamento in funzione del tempo, tale termine porta ad una progressiva diminuzione dello spostamento $x(t)$.

Infine si parla di sistema criticamente smorzato se $\zeta = 1$ , caso limite della situazione con fattore di smorzamento minore di 1. L'andamento dello spostamento al variare del tempo in un sistema sottosmorzato è rappresentato in figura 6.

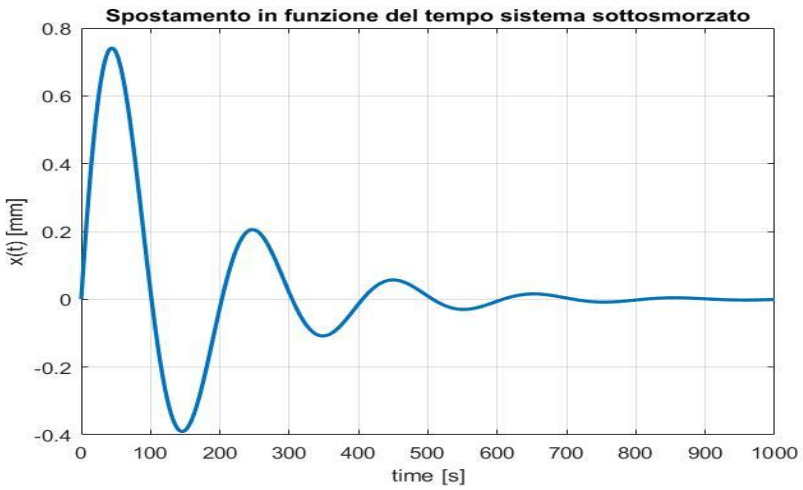



*Figura 6 risposta di un sistema ad 1 GDL con ζ<1*

## RISPOSTA ALLA FORZANTE ARMONICA DI UN SISTEMA AD 1 G.D.L. 3.1.2

Risulta di particolare interesse lo studio della risposta in frequenza di un sistema eccitato da una forzante armonica in primo luogo perché grazie all'andamento dell'ampiezza di oscillazione al variare della frequenza eccitatrice è possibile risalire alla frequenza naturale del sistema, in secondo luogo è utile per capire il range di utilizzo di determinati strumenti di misura. Inoltre, con l'ausilio della serie di Fourier è possibile rappresentare qualsiasi tipo di forzante eccitatrice armonica attraverso il principio di sovrapposizione degli effetti, ciò permette di caratterizzare forzanti composte attraverso la sommatoria di semplici sinusoidi. Tale aspetto sarà approfondito ulteriormente nel capitolo relativo all'analisi dei segnali.

È possibile esprimere le equazioni del moto nel caso in cui sia presente una forzante armonica sia in forma trigonometrica, sia in forma esponenziale:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = f(t) \tag{6}$$

con

$$f(t) = f_0 \cos(\Omega t) = \Re\left(f_0 e^{i\Omega t}\right) \tag{7}$$

$$f(t) = f_0 \sin(\Omega t) = \Im\left(f_0 e^{i\Omega t}\right) \tag{8}$$

Considerando la notazione esponenziale avremo:

$$x = Ae^{i(\Omega t - \varphi)} \tag{9}$$

soluzione dell'integrale particolare in cui esplicitando le funzioni di modulo A e fase $\varphi$ si avrà:

$$\begin{cases} A = \dfrac{f_0/k}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \\ tg\varphi = -\dfrac{2\zeta r}{1-r^2} \end{cases} \tag{10}$$

Con:

$$r = \Omega/\omega_n \tag{11}$$

Che esprimono la risposta a regime del sistema, rappresentata in funzione della frequenza nelle figure sottostanti:

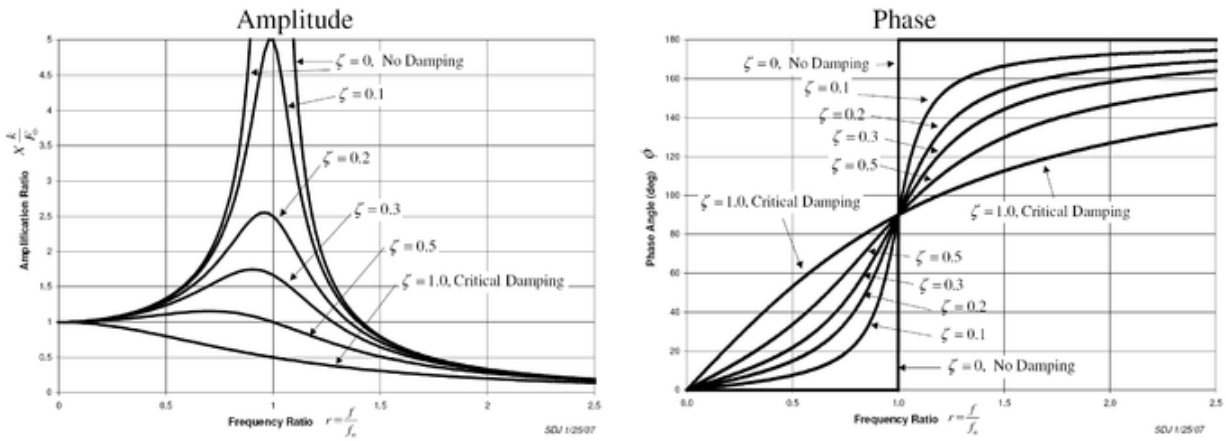



*Figura 7 Risposta in frequenza sistema con forzante armonica*

In molte situazioni è conveniente descrivere la risposta in frequenza di un sistema vibrante con forzante armonica attraverso il diagramma di Bode che permette di avere una rappresentazione logaritmica degli assi, potendo così analizzare un ampio spettro di funzionamento del sistema analizzato. Le frequenze sono dunque espresse in decadi mentre i livelli Q, nelle ordinate, sono espressi in decibel ossia:

$$|Q(\Omega)|_{dB} = 20log|Q(\Omega)| \tag{12}$$

Q è detto fattore di moltiplicazione o guadagno del sistema, risulta particolarmente utile ad esempio per capire il range di funzionamento ottimale di vari strumenti di misura. Una rappresentazione del diagramma di bode (modulo e fase) è raffigurata nelle immagini sottostanti:

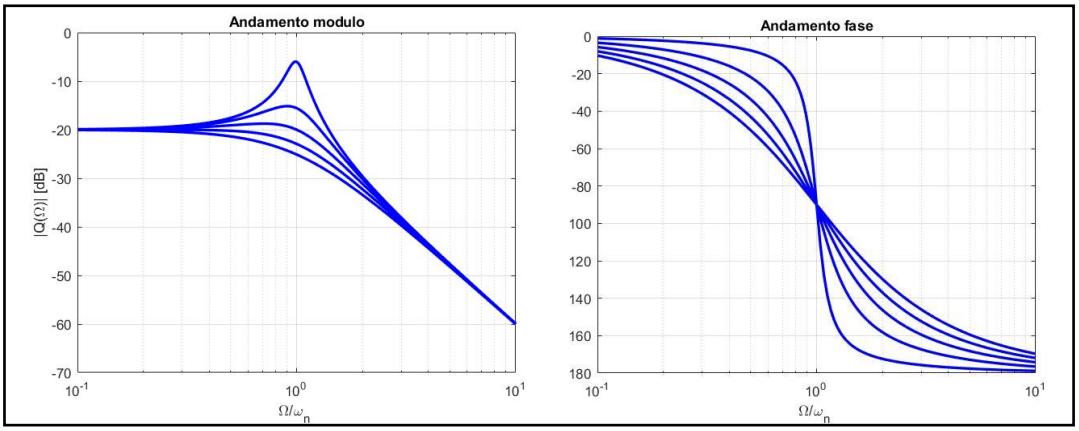



*Figura 8-Diagramma di bode Modulo-Fase*

## ANALISI DI SISTEMI ROTANTI 3.1.3

La sezione relativa all'analisi sperimentale dei dati acquisiti si concentra sullo studio delle vibrazioni generate da alberi rotanti. Risulta dunque interessante analizzare dal punto di vista teorico le equazioni che governano la dinamica di questa tipologia di sistemi complessi.

Il modello dinamico preso in esame è detto jeffcott rotor che prende il nome da H.H.Jeffcott che analizzò il comportamento di tale sistema. Sostanzialmente il modello è composto da un albero assialsimetrico con rigidezza flessionale definita, libero di ruotare attorno ad un asse $z$ e vincolato tramite cerniere cilindriche (identificabili nella realtà attraverso cuscinetti radiali a sfera) aventi anch'esse una rigidezza definita.

Nella prima configurazione analizzata si considera un albero elastico avente un disco al centro il cui il centro di massa non coincide con il centro geometrico di quest'ultimo, l'albero è fissato ai lati tramite due supporti rigidi. È possibile osservare una rappresentazione grafica di tale sistema nell'immagine sottostante:

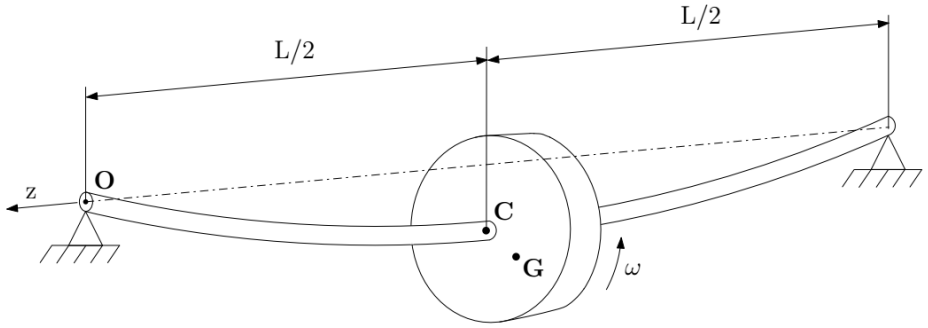



*Figura 9 Schematizzazione rotore di Jeffcott*

In tale situazione quando l'albero è in rotazione la forza centrifuga tende a flettere l'albero stesso.

Per determinare analiticamente le equazioni del moto si farà riferimento ad un approccio Newtoniano, ossia attraverso l'ausilio delle equazioni di equilibrio delle forze agenti sull'albero.

Per comprendere al meglio quale siano le sollecitazioni che dovranno essere considerate, si fa riferimento alla fig.10 in cui sostanzialmente sono rappresentati i vettori delle suddette forze considerando la sezione riferita al piano x-y ortogonale all'asse di rotazione.

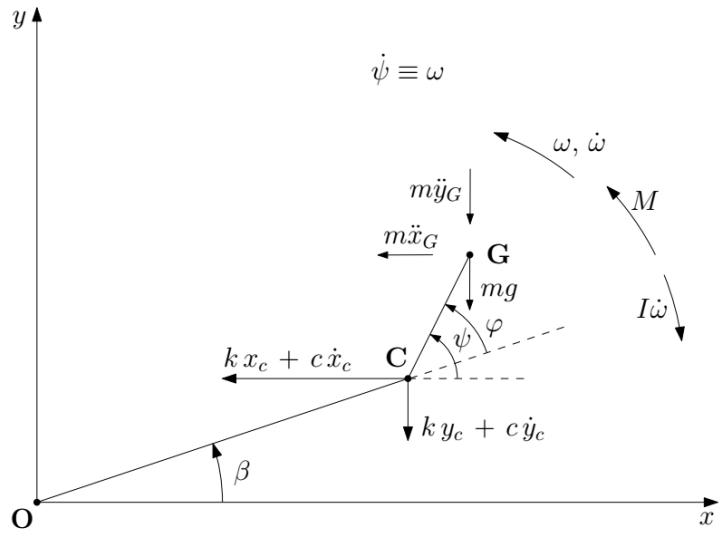



*Figura 10 Rappresentazione sollecitazioni agenti nel piano x-y*

Le equazioni di equilibrio esplicate di seguito si riferiscono rispettivamente ad equilibrio orizzontale (asse x), equilibrio verticale (asse y) ed equilibrio dei momenti (con polo G):

$$\begin{cases} m\ddot{x}_G + c\dot{x}_C + kx_C = 0 \\ m\ddot{y}_G + c\dot{y}_C + ky_C + mg = 0 \\ M - kx_C\varepsilon sin\psi - c\dot{x}_C\varepsilon sin\psi + ky_C\varepsilon cos\psi + c\dot{y}_C\varepsilon cos\psi - I\ddot{\psi} = 0 \end{cases} \tag{13}$$

Considerando il caso particolare in cui la velocità angolare sia costante e non sia presente l'influenza della forza peso possiamo arrivare alla seguente configurazione:

$$\begin{cases} m\ddot{x}_C + c\dot{x}_C + kx_C = m\varepsilon\omega^2 cos\omega t \\ m\ddot{y}_C + c\dot{y}_C + ky_C = m\varepsilon\omega^2 sin\omega t \\ \varepsilon(kx_C + c\dot{x}_C)sin\omega t - \varepsilon(ky + c\dot{y}_C)cos\omega t = M \end{cases} \tag{14}$$

È possibile ricavare la soluzione delle prime due equazioni differenziali (essendo disaccoppiate tra loro). Tale soluzione comprende sia l'integrale generale dell'omogenea associata, relativo al transitorio iniziale sia l'integrale particolare della soluzione completa relativo al moto a regime. Si avrà dunque:

$$\begin{cases} x_C = A_1 \cos(\omega t - \alpha_1) \\ y_C = A_2 \sin(\omega t - \alpha_2) \end{cases} \tag{15}$$

In cui:

$$\begin{cases} A_1 = A_2 = \delta = \frac{m\varepsilon\omega^2}{\sqrt{(k-m\omega^2)^2+(c\omega)^2}} \\ tan\alpha_1 = tan\alpha_2 = tan\varphi = \frac{c\omega}{k-m\omega^2} \end{cases} \tag{16}$$

Denominando con $\delta$ la freccia elastica dell'albero (rappresentata dal segmento $\overline{OC}$ in figura 10 è interessante notare che essa è funzione della velocità di rotazione. Si può dunque ricavare il massimo della freccia imponendo $\frac{d\delta}{d\omega} = 0$.

Attraverso alcuni passaggi analitici si arriva alla seguente espressione che rappresenta la pulsazione in cui si avrà freccia massima:

$$\omega_s = \frac{\omega_C}{\sqrt{1-2\zeta^2}} \tag{17}$$

È interessante notare che essendo $\zeta^2$ molto più piccolo dell'unità, la velocità critica è molto vicina alla pulsazione propria dell'albero. Di seguito vi è una rappresentazione grafica della risposta in frequenza di un albero rotante al variare di $\zeta$. Risulta evidente la similarità con il sistema ad 1 gdl con forzante armonica analizzato nel paragrafo precedente.

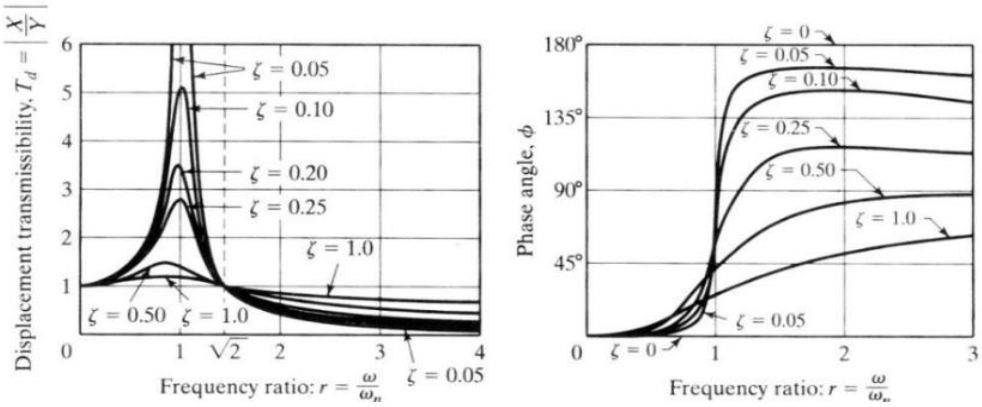



*Figura 11 Esempio di risposta in frequenza di un corpo rotante sbilanciato*

La seconda configurazione analizzata (fig.12) considera un albero avente rigidezza infinita, con supporti flessibili alle estremità. Tale situazione è adatta in particolar modo per comprendere il comportamento di cuscinetti radiali o a film fluido. Spesso le forze fluidodinamiche esercitate dall'olio hanno andamenti non lineari la funzione dello spostamento, tuttavia, nel caso di piccoli spostamenti è possibile imporre un andamento lineare senza incorrere in errori eccessivamente elevati.

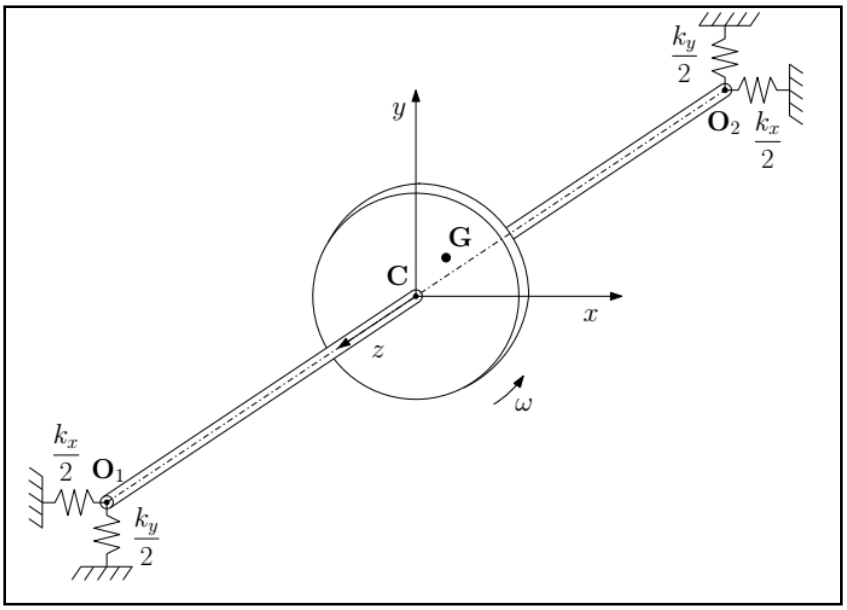



*Figura 12 Rotore di Jeffcott con albero rigido e supporti flessibili*

Le equazioni che ne descrivono il moto sono estremamente simili a quelle trovate precedentemente, la differenza sostanziale riguarda le rigidezze elastiche e gli smorzamenti che, essendo riferiti ai vincoli posti alle estremità, sono dipendenti dalle direzioni X e Y, tali espressioni analitiche sono riportate di seguito:

$$\begin{cases} m\ddot{x}_G + c_x\dot{x}_C + k_x x_C = 0 \\ m\ddot{y}_G + c_y\dot{y}_C + k_y y_C = 0 \end{cases} \tag{18}$$

Considerando $\omega = cost$ si avrà:

$$\begin{cases} \ddot{x}_G = \ddot{x}_C - \varepsilon\omega^2 cos\omega t \\ \ddot{y}_G = \ddot{y}_C - \varepsilon\omega^2 sin\omega t \end{cases} \tag{19}$$

La soluzione a regime della coppia di equazioni differenziali esposte sarà data da:

$$\begin{cases} x_C = Acos(\omega t - \theta_1) \\ y_C = Bsin(\omega t - \theta_2) \end{cases} \tag{20}$$

Considerando il caso in cui $c_x = c_y = 0$ si ottiene

$$\begin{cases} A = \frac{m\varepsilon\omega^2}{k_x - m\omega^2} \\ B = \frac{m\varepsilon\omega^2}{k_y - m\omega^2} \\ \theta_1 = \theta_2 = 0 \end{cases} \tag{21}$$

La traiettoria seguita dall'albero risulta dunque essere un'ellisse di semiassi |A| e |B|, che degenera in circonferenza nel caso in cui le rigidezze dei vincoli nelle due direzioni principali siano le stesse, ossia in presenza di un'isotropia strutturale.

È possibile dunque analizzare l'andamento della traiettoria ellittica spazzata dall'albero nel piano di assi X-Y con centro C nella figura seguente:

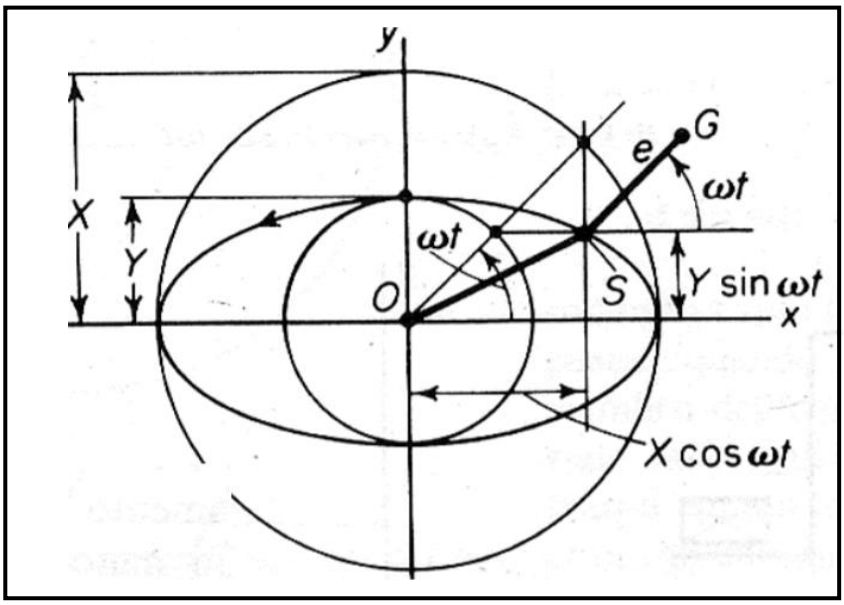



*Figura 13Esempi delle traiettorie che compie l'albero durante la rotazione*

# CAPITOLO 4

## INTRODUZIONE ALL'ANALISI DELLE VIBRAZIONI 4.1

Un corpo vibrante descrive un moto oscillatorio attorno ad una posizione di riferimento. In generale, l'origine di tale vibrazione può essere di tipo deterministico, ossia prevedibile attraverso lo studio e la conoscenza di determinate ricorrenze, oppure prettamente stocastico, come nel caso di vibrazioni randomiche, la cui caratterizzazione è possibile solo attraverso leggi di tipo statistico. Nel caso di moto deterministico è possibile, inoltre, scindere due macro-sezioni: una relativa a vibrazioni periodiche, l'altra riferita a moti oscillatori non periodici, come nel caso di transitori o eventi impulsivi.

Il presente lavoro di tesi è riferito sostanzialmente all'analisi di vibrazioni generate da macchinari rotanti. Tali vibrazioni sono, dunque, di tipo deterministico e periodico in quanto, nella maggior parte dei casi, il moto oscillatorio è funzione della velocità di rotazione che genera una serie di pulsazioni ricorrenti nel tempo. Le varie tipologie di armoniche che si possono trovare a specifiche frequenze sono sintomo di difetti strutturali o di natura ciclica, pertanto risulta fondamentale un'analisi non solo nel dominio del tempo, ma anche in quello delle frequenze, potendo in tal modo estrapolare maggiori informazioni dal segnale acquisito. La misura delle vibrazioni in un componente meccanico può essere effettuata per scopi diversi e con modalità differenti, sostanzialmente si possono riassumere tre differenti casi:

- Misura delle velocità, accelerazioni o forze che si possono generare durante l'esercizio e che dunque possono costituire delle forzanti, le quali potrebbero portare alla rottura del componente in esame;
- Misura del livello di vibrazione di un componente meccanico trasmesso al corpo umano confrontato con i valori limite di sicurezza;
- Misura volta a identificare la funzione di risposta in frequenza di un componente, utile per la determinazione delle frequenze naturali e dunque dei modi propri di vibrare dello stesso.

Il lavoro svolto si concentra sul primo punto elencato, cercando di fornire una valida diagnosi su quelli che potrebbero essere i difetti critici per i vari macchinari analizzati. Si cercherà, inoltre, di eseguire un'analisi predittiva volta all'identificazione della possibile durata futura del componente in esame in funzione dei livelli vibrazionali ricavati.

## LIVELLI DI VIBRAZIONE ANALIZZATI 4.2

Una volta acquisito il segnale attraverso un opportuno trasduttore, si procede con l'analisi effettiva dei dati raccolti. Per poter stimare il moto vibratorio si può ricorrere allo studio dello spostamento oppure della velocità o accelerazione; le ultime due grandezze citate rappresentano rispettivamente la derivata prima e derivata seconda in funzione del tempo di tale spostamento. Analizzando a titolo di esempio l'andamento di una singola armonica avente un'espressione del tipo $y(t) = Asin(\omega t)$ con $A = 3[mm]$ e derivando rispetto al tempo si può notare come vi sia un'elevata variazione in ampiezza ed uno sfasamento angolare (fig.14).

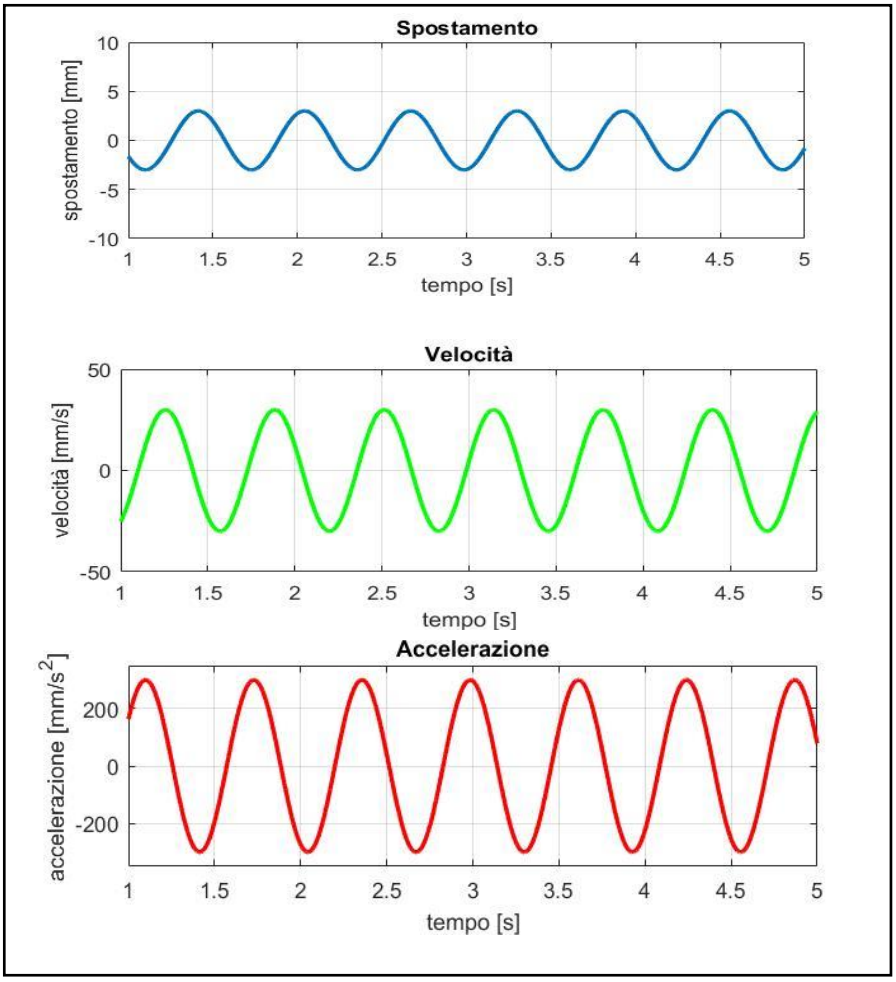



*Figura 14 Andamento funzione sinusoidale*

In generale per misure mediate nel tempo si trascura la fase e le relazioni dipendono solo dalla pulsazione $\omega$. In figura 15 è raffigurato il comportamento di un segnale avente velocità costante nel dominio delle frequenze, sovrapponendo l'andamento dello spostamento e dell'accelerazione è possibile notare come nel primo caso si amplifichino i livelli di vibrazione a bassa frequenza mentre, nel caso in cui si consideri l'accelerazione, vengono amplificati i livelli ad alta frequenza.

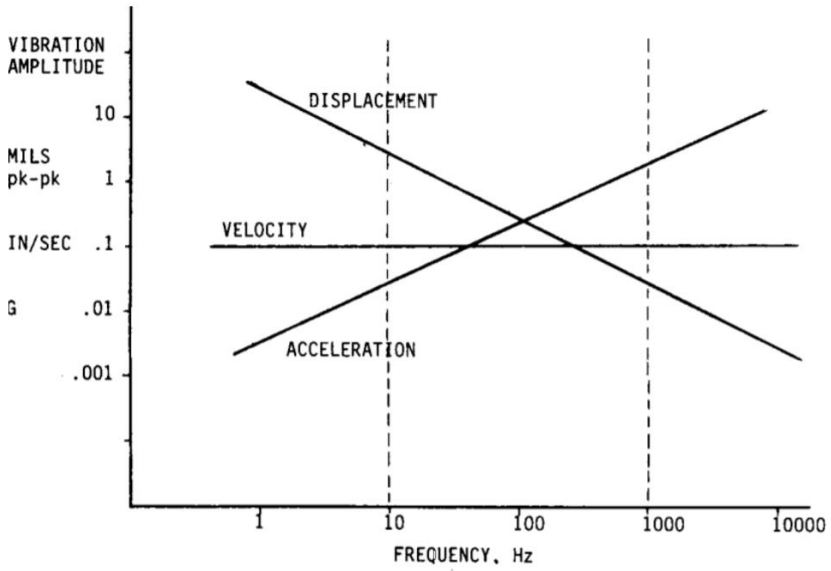



*Figura 15 Andamento Sp.-Vel.-Acc.*

La scelta tra l'analisi in spostamento, velocità o accelerazione, varia dunque in base al range di frequenze che si deve studiare. Nel caso di misure inferiori a 1Hz si predilige lo spostamento mentre se si devono misurare vibrazioni ad oltre 100 Hz si predilige lo studio dell'accelerazione. Nelle situazioni intermedie, come evidenziato nei prossimi capitoli, si predilige lo studio della velocità, sia perché gran parte della diagnostica dei difetti di interesse avviene nel range di frequenze intermedie, sia perché le normative pongono livelli limite riferiti a grandezze in velocità [mm/s].

## ANALISI NEL DOMINIO DEL TEMPO 4.2.1

Una volta scelta la grandezza di interesse è possibile analizzare il segnale acquisito nel dominio del tempo oppure in quello delle frequenze. Attraverso lo studio in funzione del tempo è possibile estrapolare dei parametri che permettono la caratterizzazione ed il confronto del segnale acquisito con i valori di riferimento normati. Tali parametri sono esposti di seguito:

- **0-P** (Zero-Peak): valore massimo che assume la vibrazione nel periodo di tempo considerato.
- **P-P** (Peak-Peak): somma tra valore minimo e valore massimo assunto dall'onda nel periodo considerato.
- **RMS** (Root Mean Square): o valor medio efficace, grandezza estremamente importante che tiene conto del contenuto energetico dl segnale e ne considera l'intera storia temporale. Tale grandezza è ricavabile tramite la seguente espressione:

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{T}\int_0^T x^2(t)dt} \tag{22}$$

Mentre nel caso di segnali digitali (discreti) è possibile ricavare tale valore tramite la seguente espressione:

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N} x_i^2} \tag{23}$$

- **Fattore di cresta**: indica il rapporto tra valore di picco e l'RMS. Utile per capire ad esempio se ci si trova difronte a fenomeni impulsivi o meno.

Nell'immagine seguente sono rappresentati i vari parametri precedentemente elencati.

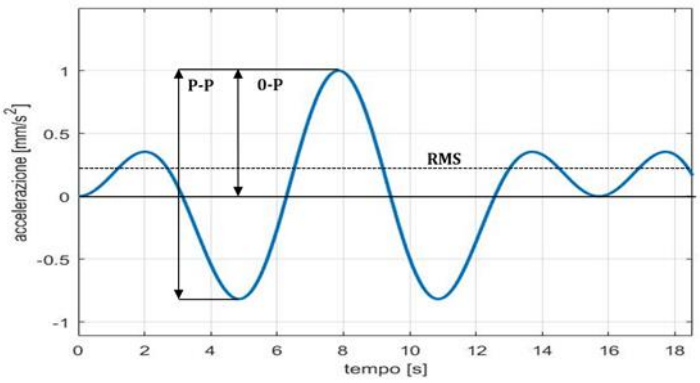



*Figura 16 Parametri fondamental*

# SIGNAL PROCESSING 4.3

## CONVERSIONE DEL SEGNALE DA ANALOGICO A DIGITALE 4.3.1

Il segnale acquisito attraverso l'accelerometro è di tipo analogico, la funzione che descrive tale segnale è definita per ogni istante di tempo ed e continua in tutto il suo dominio. Per poter procedere all'elaborazione del segnale in esame attraverso l'ausilio di un calcolatore è indispensabile convertire tale input in digitale. Il primo step da seguire è il campionamento del segnale stesso ossia la sua discretizzazione nel tempo. Campionare un segnale consiste dunque nell'estrarre un numero finito di valori equi spaziati nel tempo per tutta la durata di acquisizione dei dati. Il sistema di elaborazione (convertitore A/D) registra attraverso un impulso di clock tali valori ad ogni intervallo di tempo $dt$ detto anche periodo di campionamento, la frequenza di campionamento espressa come

$f_c = {}^{1}/_{dt}$ non è altro che il reciproco del suddetto periodo. Il segnale digitale sarà inoltre un'approssimazione del suo valore reale anche per quanto riguarda l'intensità della grandezza misurata. Il convertitore A/D infatti, effettua una quantizzazione del segnale che permette di approssimare il valore analogico attraverso un numero finito di cifre binarie (da 8 a 24 bit). Il massimo errore di quantizzazione che si può commettere è pari alla metà del passo di quantizzazione. È possibile definire:

$$E_c = V_{max} - V_{min} \tag{24}$$

$$\Delta V = \frac{E_c}{2^{bit}-1} \tag{25}$$

Un $\Delta V$ piccolo equivale ad avere un'elevata risoluzione, il segnale misurato dunque riprodurrà fedelmente quello reale.

Risulta evidente che diminuendo Ec aumenta la risoluzione, tuttavia come è possibile notare nella figura sottostante, se il segnale supera i valori estremi dell'intervallo di quantizzazione, si arriva a saturazione (Overload) e il convertitore attribuirà a tale punto un valore diverso rispetto a quello reale, generando un errore.

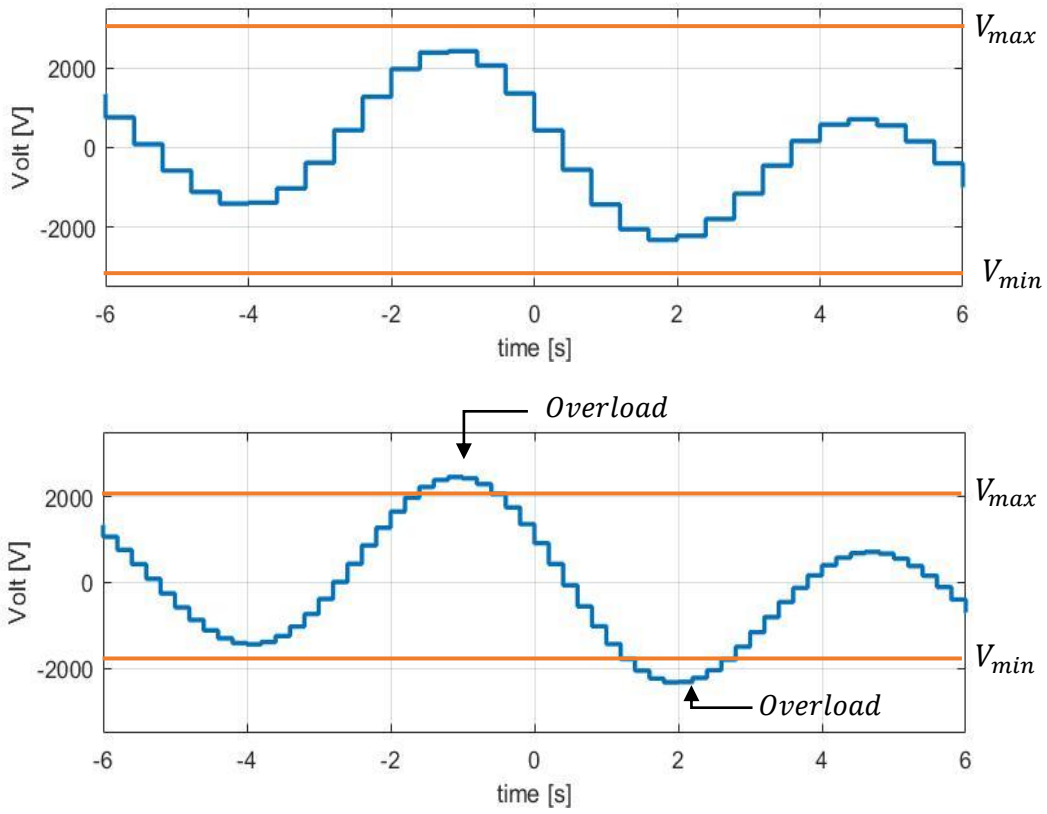



*Figura 17 Esempio di "Overload Error"*

Inoltre, anche se avere una frequenza di campionamento elevata così come una buona risoluzione in ampiezza porta alla memorizzazione di un segnale digitale fedele al corrispettivo analogico, si avranno tempi di elaborazione estremamente lunghi. Il calcolatore si troverà ad analizzare una mole elevata di dati che potrebbe rallentare l'intero processo.

Allo stesso tempo per poter definire un limite minimo per quanto riguarda la frequenza di campionamento si può ricorrere al teorema di Shannon, chiamato anche teorema di Nyquist, la cui espressione è enunciata di seguito:

$$f_s \geq 2f_{max} \tag{26}$$

Assegnando alla frequenza di campionamento un valore maggiore del doppio della frequenza massima da campionare, si evita di incorrere nell'errore chiamato *aliasing* che consiste nella perdita di informazioni del segnale originale.

Un esempio relativo a questa tipologia di errori è rappresentato in fig.18.

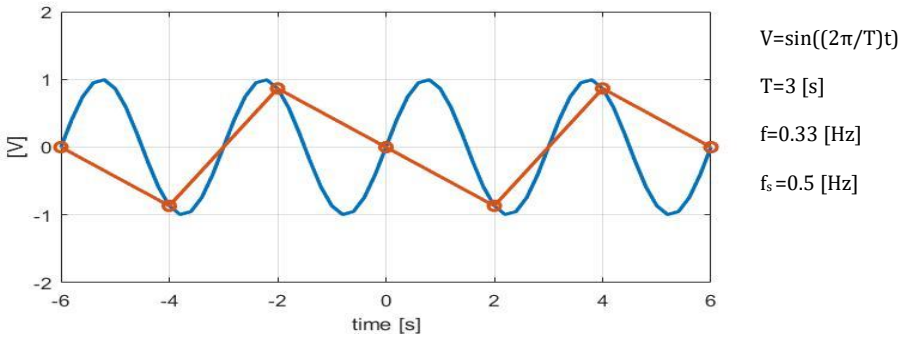



*Figura 18 Esempio Aliasing Error*

Per contrastare questo errore è possibile inoltre utilizzare filtri passa basso, detti anti-aliasing, che permettono di eliminare le componenti ad alta frequenza del segnale misurato, in questo modo è possibile campionare con una frequenza non troppo elevata, avendo dunque una maggiore velocità di calcolo, senza incorrere in errori di registrazione del segnale.

## SERIE-TRASFORMATA DI FOURIER 4.3.2

Per poter analizzare in modo approfondito segnali periodici complessi risulta fondamentale lo studio nel dominio delle frequenze. In questo modo è possibile capire quali siano i principali contributi spettrali rispetto a quelli che hanno minor rilevanza. È dunque estremamente utile definire la serie di Fourier, che sostanzialmente permette di approssimare qualsiasi funzione periodica tramite una sommatoria di armoniche semplici. La formulazione analitica di tale serie è esplicata di seguito:

$$f(t) = a_0 + \sum_{k=1}^{\infty}(a_k \cos(k\Omega_0 t) + b_k \sin(k\Omega_0 t)) \tag{27}$$

In cui:

$$a_0 = \frac{1}{T_0}\int_{-T_0/2}^{T_0/2} f(t)dt \tag{28}$$

$$a_k = \frac{2}{T_0}\int_{-T_0/2}^{T_0/2} f(t)\cos(k\Omega_0 t)dt \tag{29}$$

$$b_k = \frac{2}{T_0}\int_{-T_0/2}^{T_0/2} f(t)\sin(k\Omega_0 t)dt \tag{30}$$

Attraverso alcuni passaggi matematici è possibile arrivare ad una notazione esponenziale della serie di Fourier che risulta essere più agevole dal punto di vista del calcolo numerico, risulta dunque:

$$f(t) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} F_k e^{ik\Omega_0 t} \qquad F_k = \frac{1}{T_0}\int_0^{T_0} f(t)e^{ik\Omega_0 t}dt \tag{31}$$

se si considera un periodo che tende ad infinito sarà possibile esprimere quest'ultima attraverso la trasformata di Fourier, si arriverà dunque ad una situazione del tipo:

$$f(t) = \frac{1}{2\pi}\int_{-\infty}^{\infty} F(\Omega)e^{i\Omega t}d\Omega \qquad F(\Omega) = \int_{-\infty}^{\infty} f(t)e^{-i\Omega t}dt \tag{32}$$

È possibile in questo modo analizzare i segnali attraverso un'altra prospettiva, nel dominio delle frequenze, potendo così approfondire varie casistiche che altrimenti sarebbero rimaste celate. Un'immagine esplicativa dello spettro in frequenza ricavabile da un segnale composto da 3 armoniche è riportata di seguito:

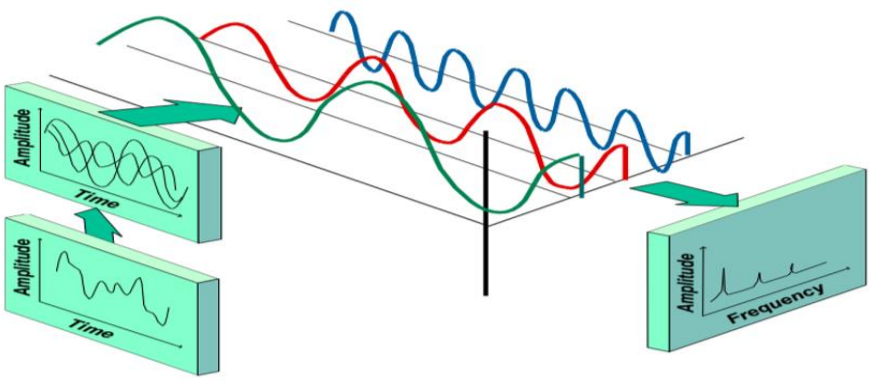



*Figura 19 Esempio di spettro in frequenza*

Per poter implementare al calcolatore la trasformata di Fourier di un segnale tempo variante risulta indispensabile andare a modificare la formulazione precedentemente esposta in modo tale da renderla utilizzabile per un segnale discreto e avente un periodo finito, ossia avente un numero definito di campioni N ed una durata T. L'espressione che permette di effettuare un'operazione di questo tipo è detta trasformata di Fourier discreta (DFT), la cui formulazione analitica è espressa di seguito:

$$F_k = \frac{1}{N}\sum_{n=0}^{N-1} f_n e^{-i2\pi k\frac{n}{N}} \tag{33}$$

Si avranno dunque k linee spettrali formate dai singoli contributi in frequenza $F_k$. La risoluzione può essere espressa come $\Delta f_0 = f_s/N$ dunque per aumentare quest'ultima o si aumenta la frequenza di campionamento, oppure si prendono in considerazione un numero inferiore di campioni da implementare.

Per definizione la DFT si applica a segnali periodici nel tempo, analizzando in questo modo il contributo relativo ad una singola sinusoide nell'asse delle frequenze, si avrà una linea ben definita alla frequenza di oscillazione dell'armonica considerata. Nella realtà risulta molto difficile riuscire a campionare un numero intero di periodi del segnale considerato, ciò può dar luogo ad un errore detto Leakage (fig.20) poiché non si rispettano le condizioni iniziali di periodicità. Analizzando il contributo di una singola armonica in presenza di Laeakage, l'informazione si ripartirà non più su una singola linea, ma su una banda di frequenze. Si avrà inoltre una sottostima del livello raggiunto dall'armonica considerata.

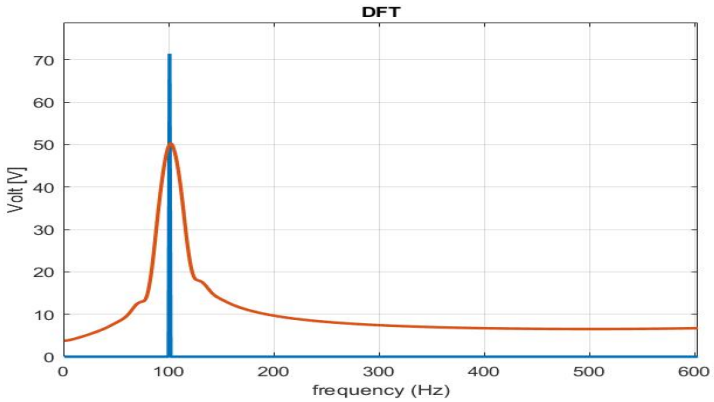



*Figura 20 Esempio Leakage Error*

Per risolvere il problema sostanzialmente si può ricorrere sostanzialmente a tre diversi metodi:

- Campionamento sincrono
- Aumento del tempo di campionamento
- Finestratura del segnale acquisito

Applicare il campionamento sincrono significa riuscire a campionare l'intero periodo del segnale con una frequenza pari alla pulsazione di quest'ultimo. Tale procedura oltre che di notevole difficoltà applicativa, risulta non utilizzabile poiché nella maggior parte dei casi non si conosce la frequenza di oscillazione del segnale a priori.

Aumentare il tempo di campionamento significa avere maggior tempo a disposizione per l'acquisizione del segnale, poiché è presente uno sfasamento tra frequenza di campionamento e frequenza del segnale, campionando un maggior numero di periodi è possibile aumentare il livello di informazioni spettrali ricavabili. Il risultato è un restringimento della banda di frequenze causata dal leackage, diminuendo dunque l'errore compiuto durante la trasformazione. In questo modo tuttavia non si elimina l'errore di attenuazione dell'ampiezza massima.

La tecnica più utilizzata per la riduzione di tale disturbo è senz'altro la finestratura del segnale acquisito con il fine di renderlo periodico in modo "forzato". Per effettuare tale operazione a livello analitico occorre moltiplicare il segnale nel dominio del tempo per la finestra scelta, in seguito effettuare la DFT.

Nel caso di finestra triangolare avremo un'espressione analitica del tipo:

$$\omega_n(n) = \begin{cases} \left(\frac{2n}{N}\right) & se\ n < N/2 \\ 1 & se\ n = N/2 \\ 2\left(1 - \frac{n}{N}\right) & se\ n > N/2 \end{cases} \tag{34}$$

che verrà, come detto in precedenza, moltiplicata per il segnale acquisito.

L'Hanning window è senza dubbio la funzione più utilizzata per questa tipologia di analisi e consiste in una funzione seno elevata al quadrato o ad un coseno traslato in alto. L'espressione analitica relativa a questa tipologia di finestratura è espressa di seguito:

$$\omega_n = \frac{1}{2}\left(1 - \cos\left(\frac{2\pi n}{N}\right)\right) \tag{35}$$

i vantaggi principali di questo tipo di finestratura sono in primo luogo la sua elevata velocità di caduta 18 dB/ottava ed in secondo luogo il fatto che l'implementazione numerica può essere effettuata direttamente dopo aver applicato la DFT sul segnale.

A titolo di esempio è stata analizzata una funzione composta da due sinusoidi, la cui espressione è riportata di seguito, il cui andamento è raffigurato nel grafico di fig(21).

$$y = (\sin(20\frac{\pi}{T}t))(\sin(50\frac{\pi}{T}t)) \tag{36}$$

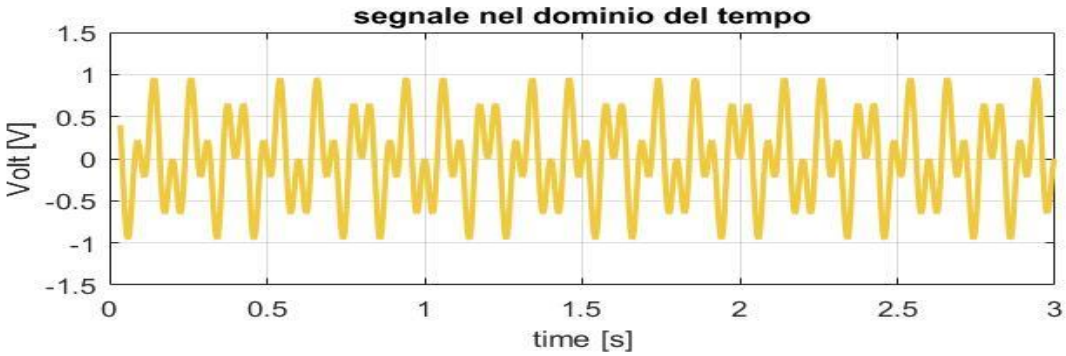



*Figura 21 -Segnale analizzato*

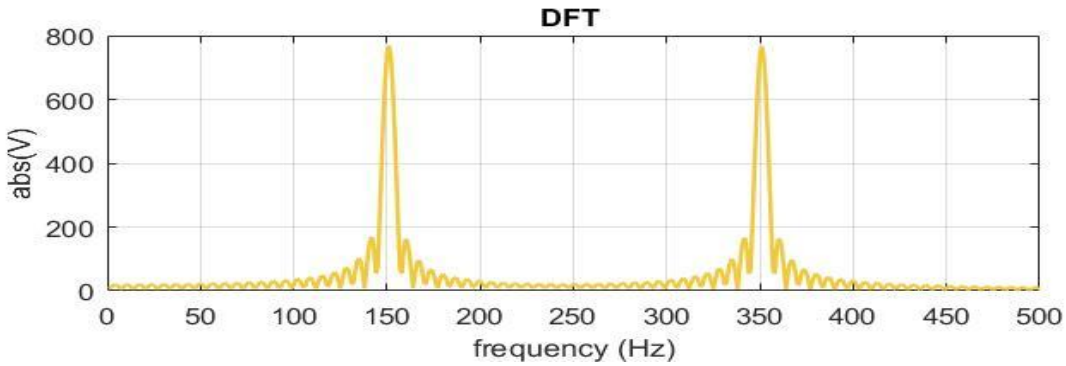



*Figura 22 -Spettro segnale analizzato*

È stata in seguito effettuata sia una finestratura triangolare sia di tipo Hanning in modo tale da evidenziare l'effettivo miglioramento dello spettro nel caso di segnale "finestrato", i diagrammi che descrivono i procedimenti appena esplicati sono raffigurati nelle immagini seguenti:

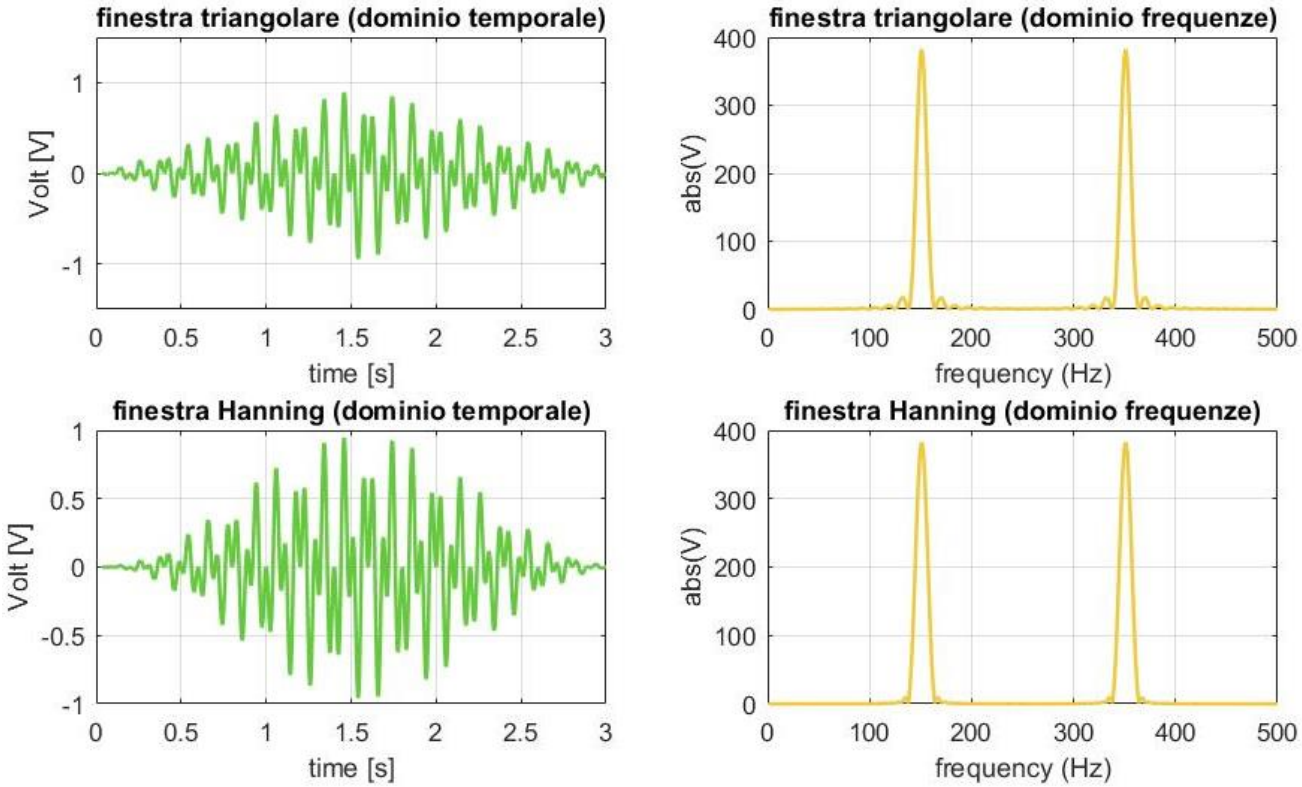



*Figura 23-Esempi finestrature, in alto finestra triangolare, in basso finestra di Hanning*

Il problema principale nell'utilizzo di finestre temporali risiede nel fatto che in questo modo si perdono informazioni in corrispondenza dei punti di contatto tra due finestre consecutive, per ovviare a ciò si procede con un overlap del segnale, ossia una sovrapposizione di quest'ultimo con sé stesso, in modo da poter diminuire tale perdita di informazioni. Questo metodo è di solito espresso in percentuale, in base alla frazione di segnale sovrapposto.

# INTRODUZIONE ALLA DIAGNOSTICA DEI DIFETTI RILEVABILI TRAMITE ANALISI VIBRAZIONALE 4.4

Nei paragrafi seguenti si procederà con lo studio delle componenti frequenziali generate dai difetti, analizzando principalmente quelle che possono derivare da cuscinetti malfunzionanti, da problemi di natura strutturale e di montaggio degli alberi rotanti. Analizzando lo spettro ricavato dall'analisi vibrazionale di un componente meccanico risulta evidente come in realtà esso sia composto da numerose linee spettrali di difficile interpretazione. Alcune frequenze caratteristiche possono, infatti, essere presenti a prescindere da un possibile malfunzionamento del componente e risultare, dunque, fisiologiche della macchina in esame come, ad esempio, la frequenza di rotazione stessa o le frequenze di ingranamento degli ingranaggi calettati sull'albero. Occorre dunque effettuare uno studio accurato del componente per capire quali siano i valori tipici delle frequenze caratteristiche presenti in funzione della velocità di rotazione dell'albero, analizzandone parallelamente il loro andamento nel tempo. Un aspetto fondamentale è proprio quello di studiare l'andamento delle frequenze relative ad un determinato difetto - tramite manutenzione predittiva - per poterne stimare la vita utile, ossia quanto tempo tale componente può essere ancora operativo prima di incorrere in un guasto. Nella maggior parte dei casi, considerando difetti relativi a cuscinetti volventi, il trend vibrazionale dei difetti vedrà un primo periodo di accrescimento, per poi passare ad una seconda fase in cui tale andamento tenderà a stabilizzarsi. Superata questa fase "stabile" ce ne sarà una terza in cui l'innalzamento dei livelli di vibrazione avrà andamento esponenziale, fino ad arrivare alla rottura del componente in esame. È possibile analizzare un comportamento di questo tipo, ad esempio, prendendo in considerazione un difetto generatosi nella pista esterna di un cuscinetto. Durante il funzionamento, il continuo passaggio del corpo volvente sulla pista tenderà a levigare e smussare tale difetto, portando a livelli di vibrazione inferiori anche se, in realtà, l'entità di tale difetto non è affatto diminuita. La durata utile di un cuscinetto ad elementi rotanti dipende inoltre da numerose variabili, come ad esempio il corretto montaggio dello stesso o la qualità della lubrificazione, fino ad arrivare alla quantità di carichi dinamici a cui tali componenti

dovranno sopperire. Alla luce di ciò è buona norma effettuare un primo periodo di rodaggio in cui si verifica che l'assieme (albero, cuscinetti, circuito lubrificante) abbia un funzionamento stabile prima di rendere operativa la macchina stessa. Una rappresentazione grafica del ciclo di vita tipico di un componente meccanico è evidenziato nella figura seguente:

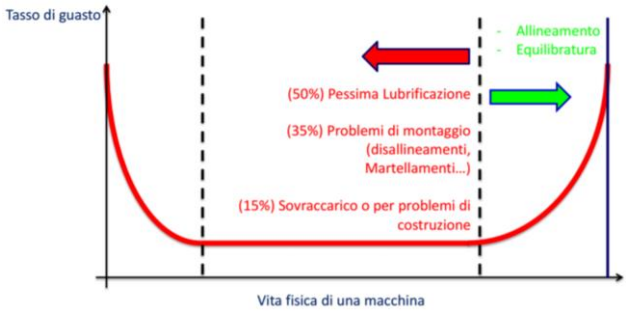



*Figura 24 Andamento qualitativo della durata fisica di un componente meccanico*

## CUSCINETTI A CORPI VOLVENTI 4.4.1

Un cuscinetto a corpi volventi ha lo scopo di permettere la rotazione di un albero attorno al proprio asse rispetto ad un altro elemento che di solto è fisso, come ad esempio un telaio o un carter automobilistico. Grazie ai corpi volventi si riduce drasticamente lo strisciamento relativo tra gli elementi in movimento e quelli fissi, riducendo conseguentemente gli attriti dinamici.

Le componenti principali dei cuscinetti in questione sono:

- **Anelli coassiali** aventi delle scanalature interne chiamate piste nelle quali verranno posizionati i corpi volventi.
- **Corpi volventi** atti alla diminuzione degli attriti tra elementi fissi e quelli in movimento, i quali possono avere diverse configurazioni (sfere, rulli, rullini).
- **Gabbia distanziatrice** la quale permette di mantenere equispaziati i corpi volventi.

Un'immagine rappresentativa dei suddetti componenti è raffigurata di seguito:

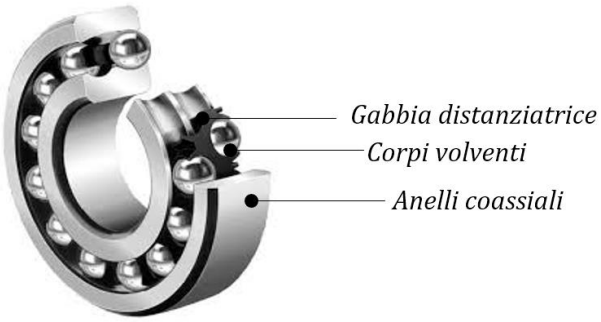



*Figura 25 cuscinetto radiale a sfere*

Esistono molte tipologie di cuscinetti a corpi volventi, essi infatti hanno una conformazione diversa in funzione delle applicazioni in cui verranno utilizzati, si avranno dunque cuscinetti classificati in base a:

- Possibilità di movimento relativo degli anelli, i quali possono essere rigidi o orientabili. Quest'ultima tipologia permette di mantenere un corretto funzionamento del cuscinetto anche con un disassamento angolare di 3°-5°;
- Forma degli elementi volventi: di solito per applicazioni ad alta velocità si utilizzano corpi volventi sferici mentre, se si hanno elevati carichi radiali di solito si utilizzano volventi cilindrici o a rulli, i quali permettono inoltre un inferiore ingombro in senso radiale;
- Capacità di sopperire ad un carico applicato in una determinata direzione: si avranno dunque cuscinetti radiali se le forze applicate saranno ortogonali all'asse di rotazione, cuscinetti reggispinta se dovranno sopperire a carichi assiali. Infine sono denominati cuscinetti obliqui quelli in grado di sopportare carichi in direzioni composte, aventi dunque componenti sia assiali che perpendicolari. In fig(26) sono rappresentate le tre diverse tipologie appena descritte.

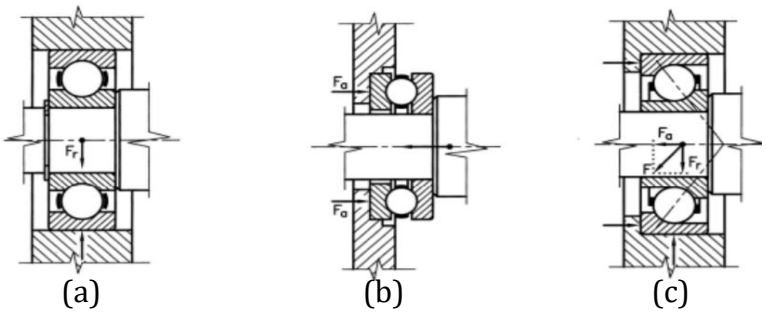



*Figura 26 (a)cuscinetto radiale, (b)cuscinetto assiale, (c) cuscinetto obliquo*

In generale i cuscinetti vengono classificati in tabelle e nominati attraverso un codice identificativo, nelle varie colonne saranno riportate rispettivamente le dimensioni del diametro interno d, di quello esterno D e larghezza degli anelli B. Vengono inoltre riportati i carichi massimi (statici, dinamici e a fatica), infine vengono riportate informazioni circa la velocità limite e il peso complessivo del cuscinetto, tale classificazione è riportata nella seguente tabella.

| Dimensioni principali | | | | Coefficienti di carico base | | Coefficienti di carico di fatica | Velocità di riferimento | | Dati tecnici | Appellativi |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | dinamico | statica | | Velocità di riferimento | Velocità limite | Bearing | Anello di ancoraggio |
| d | D | B | C | C | $C_0$ | $P_u$ | | | | |
| mm | | | | kN | | kN | r/min | | | |
| | | | | | | | | | | |
| **10** | 30 | 14 | | 9.23 | 5.2 | 0.224 | 40000 | 22000 | **4200 ATN9** | |
| **12** | 37 | 17 | | 13 | 7.8 | 0.325 | 34000 | 18000 | **4301 ATN9** | |
| **12** | 32 | 14 | | 10.6 | 6.2 | 0.26 | 36000 | 20000 | **4201 ATN9** | |
| **15** | 35 | 14 | | 11.9 | 7.5 | 0.32 | 32000 | 17000 | **4202 ATN9** | |
| **15** | 42 | 17 | | 14.8 | 9.5 | 0.405 | 28000 | 15000 | **4302 ATN9** | |
| **17** | 47 | 19 | | 19.5 | 13.2 | 0.56 | 24000 | 13000 | **4303 ATN9** | |
| **17** | 40 | 16 | | 14.8 | 9.5 | 0.405 | 28000 | 15000 | **4203 ATN9** | |
| **20** | 47 | 18 | | 17.8 | 12.5 | 0.53 | 24000 | 13000 | **4204 ATN9** | |
| **20** | 52 | 21 | | 23.4 | 16 | 0.68 | 22000 | 12000 | **4304 ATN9** | |
| **25** | 62 | 24 | | 31.9 | 22.4 | 0.95 | 18000 | 10000 | **4305 ATN9** | |
| **25** | 52 | 18 | | 19 | 14.6 | 0.62 | 20000 | 11000 | **4205 ATN9** | |
| **30** | 72 | 27 | | 41 | 30 | 1.27 | 16000 | 8500 | **4306 ATN9** | |
| **30** | 62 | 20 | | 26 | 20.8 | 0.88 | 17000 | 9500 | **4206 ATN9** | |
| **35** | 72 | 23 | | 35.1 | 28.5 | 1.2 | 15000 | 8000 | **4207 ATN9** | |
| **35** | 80 | 31 | | 50.7 | 38 | 1.63 | 14000 | 7500 | **4307 ATN9** | |
| **40** | 90 | 33 | | 55.9 | 45 | 1.9 | 12000 | 6700 | **4308 ATN9** | |
| **40** | 80 | 23 | | 37.1 | 32.5 | 1.37 | 13000 | 7000 | **4208 ATN9** | |
| **45** | 100 | 36 | | 68.9 | 56 | 2.4 | 11000 | 6000 | **4309 ATN9** | |
| **45** | 85 | 23 | | 39 | 36 | 1.53 | 12000 | 6700 | **4209 ATN9** | |
| **50** | 110 | 40 | | 81.9 | 69.5 | 2.9 | 10000 | 5300 | **4310 ATN9** | |
| **50** | 90 | 23 | | 41 | 40 | 1.7 | 11000 | 6000 | **4210 ATN9** | |
| **55** | 100 | 25 | | 44.9 | 44 | 1.9 | 10000 | 5600 | **4211 ATN9** | |
| **55** | 120 | 43 | | 97.5 | 83 | 3.45 | 9000 | 5000 | **4311 ATN9** | |
| **60** | 130 | 46 | | 112 | 98 | 4.15 | 8500 | 4500 | **4312 ATN9** | |
| **60** | 110 | 28 | | 57.2 | 55 | 2.36 | 9500 | 5300 | **4212 ATN9** | |
| **65** | 120 | 31 | | 67.6 | 67 | 2.8 | 8500 | 4800 | **4213 ATN9** | |

*Tabella 1-Esempio classificazione cuscinetti*

La durata di base di un cuscinetto o vita utile a fatica indica il numero di giri che tale cuscinetto compie prima che si presentino i primi sintomi di usura come ad esempio principi di sfaldamento o comparsa di cricche. Tale durata viene calcolata adottando un approccio prettamente statistico in cui si analizza il comportamento di un numero quantitativamente coerente di cuscinetti operanti in condizioni identiche. Tale durata è

denominata con l'appellativo L10 e rappresenta la vita utile in milioni di cicli di un determinato cuscinetto con il 90% di affidabilità.

La formulazione analitica è espressa di seguito:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{p} \tag{37}$$

- C coefficiente di carico dinamico di base [kN].
- P carico dinamico equivalente sul cuscinetto [kN].
- p esponente della formula (p=3 per cuscinetti a sfera, p=10/3 per cuscinetti a rulli).

è interessante notare come tale formulazione sia funzione solo dei carichi agenti e delle caratteristiche costruttive del cuscinetto. Nella maggior parte delle applicazioni reali tuttavia, come vedremo nei paragrafi successivi, risulta fondamentale tenere conto di numerose variabili di funzionamento (lubrificazione, grado di contaminazione, corretto montaggio ecc.) che andranno a diminuire drasticamente il valore di durata base ricavato dalla suddetta formula empirica.

L'approccio predittivo tramite analisi vibrazionale è volto proprio alla determinazione dello stato di salute del componente che, attraverso l'analisi dei trend storici riferiti ai valori di vibrazione ricavati, porta ad una stima più coerente e "personalizzata" della vita residua del componente in esame.

## DIFETTI RELATIVI AI CUSCINETTI RADIALI A SFERA 4.5

Le tipologie di danneggiamenti che si possono avere nei cuscinetti hanno una natura differente in base alle diverse condizioni operative in cui lavorano.

La scalfittura superficiale (peeling) è senz'altro il più comune dei difetti ed è originato dalla frizione tra due superfici a contatto che ne aumentano la temperatura alterando le proprietà del materiale stesso. La causa scatenante è relativa alla scarsa o non adeguata lubrificazione del cuscinetto (lubrificante improprio) , esposto in fig.27-(a).

Un'altra fonte di difetti alle piste dei cuscinetti può essere legata ad un'elevata sollecitazione, ossia ad un sovraccarico meccanico, presente tra corpo volvente e pista

stessa che, a bassa velocità, può portare a danneggiamento per fatica. Ad elevate velocità il danneggiamento può avvenire addirittura per microfusioni dei componenti. (fig.27-(b))

Un'altra causa di guasto dovuta sostanzialmente alle elevate temperature in gioco è senz'altro l'usura provocata da corrente elettrica (electrical pitting). In questo caso quando la corrente attraversa i vari componenti del cuscinetto (pista interna, sfera, pista esterna, film di lubrificante) genera un effetto simile ad una saldatura ad arco. Si avrà la cosiddetta increspatura delle piste e dei corpi volventi, essi infatti appariranno di colore scuro e saranno presenti numerosi micro-crateri superficiali.(fig.27-(d)) L'entità del danno dipenderà sostanzialmente dall'intensità di corrente che attraversa il cuscinetto e dalla tipologia di lubrificante. Nell'immagine seguente è possibile osservare una serie di difetti riscontrati nei principali componenti dei cuscinetti:

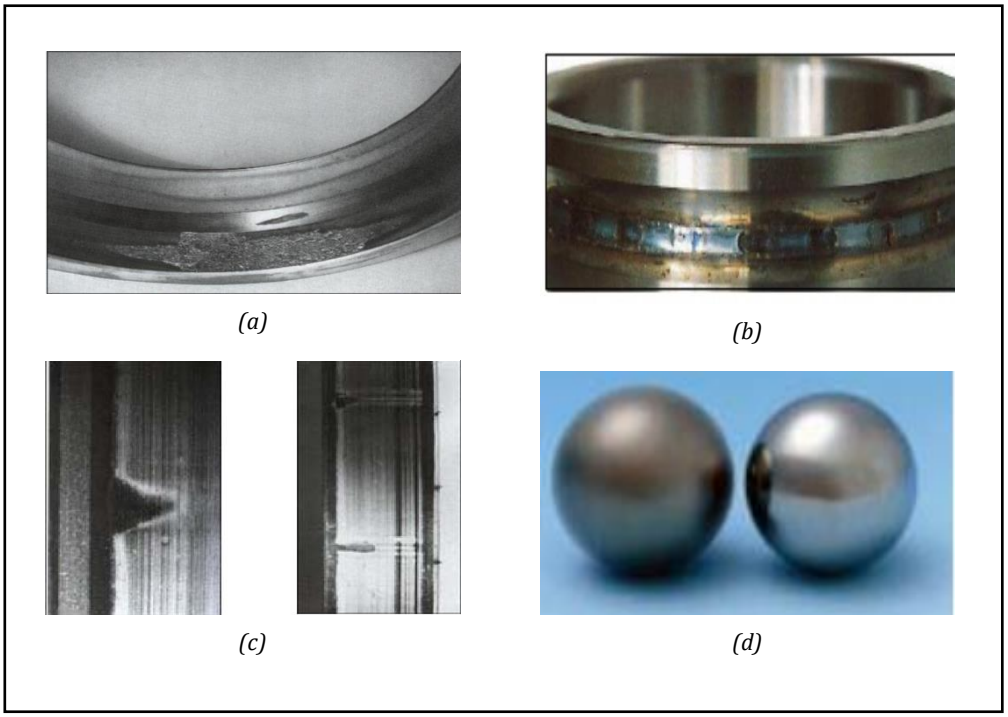



*Figura 27 (a) Scalfittura superficiale, (b) Difetto dovuto a sovraccarico, (c) Dentellatura, (d) Increspatura corpi volventi*

La presenza di particelle abrasive, che sostanzialmente sono delle impurità di origine organica o metallica, può portare a danni primari come la dentellatura (indentation) o l'usura delle superfici di contatto. Tali impurità possono ricondursi ad una possibile contaminazione del lubrificante dovuta probabilmente a difetti nelle tenute.

Anche un errato montaggio del cuscinetto può portare alla presenza di dentellature, visibili in fig.27-(c) le quali tendono ad accrescere velocemente nel tempo.

È bene specificare che i danni sopraelencati sono detti primari, con il passare del tempo e dunque con l'avanzare del deterioramento si tramuteranno in danni secondari tra cui Sfaldatura (flaking), cricche o danni alla gabbia (damage to reteiners). Nella figura seguente è possibile osservare l'evoluzione ed il conseguente accrescimento di una cricca superficiale nella pista interna di un cuscinetto radiale.

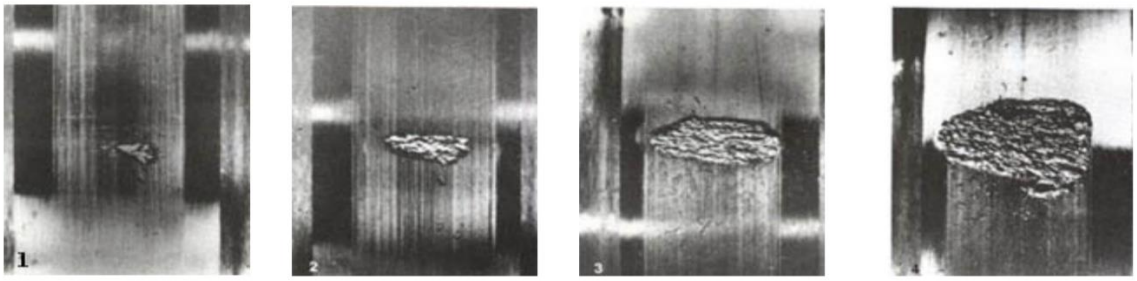



*Figura 28 evoluzione del difetto in un cuscinetto*

Il danneggiamento nella pratica porta alla formazione di crateri che al passaggio dei corpi volventi generano un urto, che si ripete ciclicamente e che dunque si tramuterà in un aumento del livello di vibrazioni del componente rotante.

La frequenza con cui si possono ripetere gli urti appena citati dipende sostanzialmente da due fattori principali:

- Velocità di rotazione relativa degli anelli
- Numero degli elementi volventi

Per quanto riguarda la determinazione delle frequenze caratteristiche relative a difetti nei cuscinetti radiali si trascura il possibile strisciamento tra corpo volvente e pista.

Sperimentalmente, come evidenziato in fig.29, si può notare come la velocità angolare della gabbia sia sostanzialmente influenzata dal carico applicato e quasi totalmente indipendente dalla velocità di rotazione dell'albero.

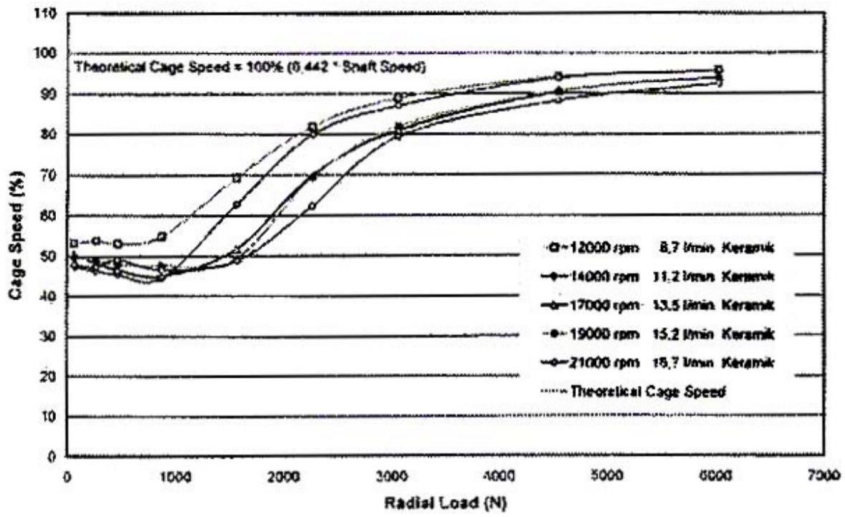



*Figura 29 Grafico Carico-Velocità gabbia*

L'angolo di contatto tra corpo volvente e piste (interna ed esterna) non risulta essere sempre perpendicolare all'asse di rotazione ma, come evidenziato in fig.30 esso può risultare inclinato rispetto alla verticale di in valore $\beta$.

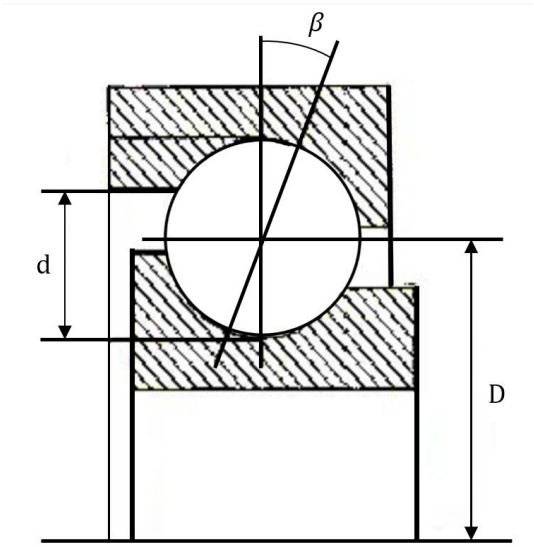



*Figura 30 esempio angolo di contatto*

Tale inclinazione è dovuta sia dal gioco presente tra i vari componenti, sia dalle eventuali sollecitazioni assiali, è possibile osservarne una formulazione analitica di seguito:

$$\cos(\beta) = 1 - \frac{g_r}{4(r_a - r)} \tag{38}$$

- $g_r$: gioco tra corpi volventi e piste;
- $r_a$ : raggio dell'arco che costituisce il profilo delle piste;
- $r$ : raggio delle sfere.

Di seguito vengono riportate le grandezze utilizzate per la determinazione delle frequenze caratteristiche:

- D : diametro medio delle piste;
- d : diametro corpi volventi;
- z : numero corpi volventi;
- $f_r$ : frequenza di rotazione dell'albero.

Nel caso in cui il difetto si trovi nella pista interna del cuscinetto, è possibile definire la frequenza con cui tale fenomeno si presenta, quest'ultima è denominata **BPFI** , ossia Ball Passing Frequency Inner, ed è determinata attraverso la seguente relazione:

$$\boldsymbol{BPFI} = \frac{z}{2} f_r \left(1 + \frac{d}{D}\cos(\beta)\right) \tag{39}$$

La frequenza **BPFO**, acronimo di Ball Passing Frequency Outer, identifica ogni quanto tempo si registra il passaggio dei corpi volventi su un eventuale difetto presente nella pista esterna, esplicato analiticamente come segue:

$$\boldsymbol{BPFO} = \frac{z}{2} f_r \left(1 - \frac{d}{D}\cos(\beta)\right) \tag{40}$$

L'eventuale anomalia presente nella gabbia distanziatrice viene identificata attraverso la **FTF** o Foundamental Train Frequency, ed è definita dalla seguente relazione:

$$\boldsymbol{FTF} = \frac{f_r}{2}\left(1 - \frac{d}{D}\cos(\beta)\right) \tag{41}$$

Infine, se il difetto risulta localizzato nel corpo volvente, esso ruotando attorno al proprio asse, viene in contatto sia con la pista interna sia con quella esterna mantenendo la stessa periodicità, ma con uno sfasamento di mezzo periodo. La frequenza con cui si ripete tale difetto è detta Ball Spin Frequency (**BSF**) la cui formulazione analitica è la seguente:

$$\boldsymbol{BSF} = \frac{D}{d} f_r \left(1 - \left(\frac{d}{D}\cos(\beta)\right)^2\right) \tag{42}$$

# ALTRE TIPOLOGIE DI DIFETTI RICAVABILI TRAMITE LO STUDIO DELLO SPETTRO IN FREQUENZA 4.6

## VANE PASS FREQUENCY (VPF)4.6.1

Se si considera una pompa o un compressore radiale, calettato ad un motore elettrico, è possibile identificare tramite analisi vibrazionale la presenza di danneggiamenti alla girante attraverso la seguente relazione analitica:

$$VPF = f_r * k \tag{43}$$

Sostanzialmente l'espressione appena descritta tiene conto del fatto che ad ogni rivoluzione del rotore, il picco di vibrazione generato dal difetto avverrà k volte in cui k identifica il numero delle pale o dei vani presenti nella girante. In basso a sinistra è possibile osservare lo spaccato 3D di una pompa centrifuga, a destra un possibile danneggiamento della girante .

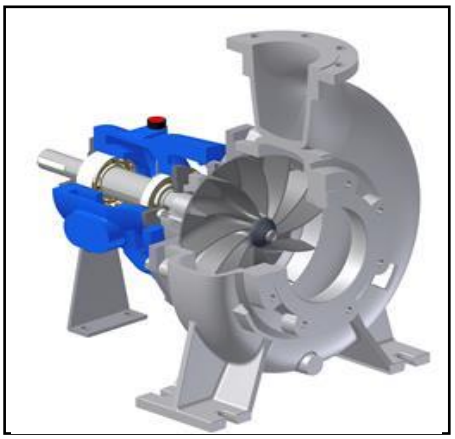


*Figura 31- Pompa Centrifuga*

*Figura 32-Difetto rilevato nella girante*

## DISALLINEAMENTI STRUTTURALI 4.6.2

Durante il funzionamento di un qualsiasi organo rotante volto alla trasmissione di potenza meccanica accade spesso di riscontrare disallineamenti di vario genere dovuti principalmente ad un montaggio inadeguato o ad un deterioramento dovuto a fenomeni di fatica. È possibile classificare i difetti geometrici di disallineamento come segue:

- disallineamento angolare: gli alberi giacciono sullo stesso piano ma tra loro formano un angolo non nullo.

- disallineamento parallelo: gli assi degli alberi sono paralleli tra loro.
- disallineamento combinato: si ha quando sono presenti entrambi i disallineamenti precedenti.

Spesso per diminuire gli effetti di tali disallineamenti vengono utilizzati giunti flessibili i quali, tuttavia, non riescono ad eliminare totalmente i sovraccarichi generati dai difetti in questione. si avranno dunque picchi vibrazionali a determinate frequenze. In base alle armoniche individuate nello spettro in frequenza sarà dunque possibile risalire alla tipologia di disallineamento presente (tab.2).

| | Disallineamento angolare | Disallineamento parallelo |
|---|---|---|
| Frequenza [Hz] | 1x,2x,3x $f_r$ | 2x,4x,6x $f_r$ |

*Tabella 2 armoniche tipiche nei disallineamenti*

## VIBRAZIONI GENERATE DA PROBLEMI DI NATURA ELETTRICA 4.6.3

se si considera un conduttore di lunghezza infinita, percorso da corrente elettrica i, esso genererà un campo magnetico B, le cui linee formeranno circonferenze concentriche giacenti in piani ortogonali al conduttore (fig.31-(a)).

L'intensità di tale campo sarà dunque proporzionale all'intensità di corrente i ed inversamente proporzionale alla distanza d dal conduttore, si avrà dunque:

$$B = \frac{\mu i}{2\pi d} \tag{44}$$

la cui direzione viene definita tramite la regola della mano destra. Se si avvicina un ulteriore conduttore percorso anch'esso da corrente elettrica vi sarà una mutua interazione che porterà alla generazione di forze repulsive (nel caso in cui i versi delle correnti siano discordi) o di natura attrattiva (se i due versi sono concordi), tale comportamento è raffigurato in fig.31-(b).

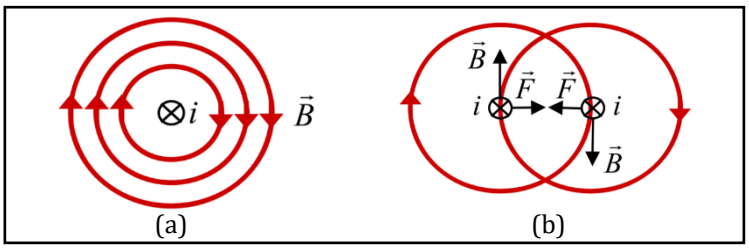



*Figura 31 (a)linee di campo magnetico, (b) forze di Lorentz*

È possibile dunque definire una formulazione analitica per quanto riguarda tali forze dette di Lorentz:

$$F_{Lorentz} = \left(\frac{\mu l}{2\pi d}\right) i^2 \tag{45}$$

nella realtà se si considerano gli avvolgimenti presenti nei motori elettrici tali forze sono prodotte dall'interazione tra il flusso magnetico disperso e la corrente che fluisce negli avvolgimenti stessi. Gli avvolgimenti presenti nello statore di una macchina elettrica sono progettati per resistere a tali forze, tuttavia, frequenti fermate o avviamenti della macchina elettrica possono portare ad allentamenti meccanici, con conseguente usura degli isolanti tra gli avvolgimenti. La frequenza caratteristica dovuta ad un danneggiamento di questo tipo è data da:

$$f_e = 2 * f_r \tag{46}$$

In italia, avendo una frequenza di rete fissata a 50 Hz si avrà $f_e = 100\ Hz$.

## ALLENTAMENTI MECCANICI 4.6.4

È possibile trovare dei picchi nello spettro a frequenze caratteristiche anche nel caso in cui si abbia un allentamento meccanico o strutturale della macchina in esame. Principalmente questa tipologia di difetti si può suddividere in tre sottogruppi:

- tipo A è una particolare tipologia di allentamenti dovuti ad un serraggio della bulloneria relativa al telaio insufficiente e dovuta principalmente ad errori di montaggio. Di solito è buona norma utilizzare chiavi dinamometriche tarate secondo le istruzioni dettate dal costruttore in modo da serrare con una ben precisa coppia tutti i fissaggi della macchina. In questo caso si riscontra un picco nell'armonica fondamentale 1x $f_r$.
- Tipo B causato da problemi di fissaggio alle fondazioni, dovuti sia ai problemi precedentemente detti, sia ad un graduale allentamento nel tempo. È solito trovare picchi nelle armoniche 0.5x, 1x, 2x, 3x $f_r$.

- Tipo C generato principalmente da giochi o allentamenti sui componenti rotanti. Analizzando lo spettro di una macchina avente un allentamento di tipo C si può notare la presenza di molte armoniche. Il motivo di ciò va ricondotto al comportamento non lineare degli organi meccanici e delle sollecitazioni dinamiche agenti.

# CAPITOLO 5

## CASO DI STUDIO E ANALISI DEI DATI SPERIMENTALI, INTRODUZIONE AL LAVORO SVOLTO 5.1

La sezione sperimentale del presente lavoro di tesi è volta allo studio dei dati raccolti durante lo svolgimento del tirocinio in azienda. La manutenzione professionale ha sostanzialmente l'obiettivo di ottimizzare i processi sia per quanto riguarda i possibili risvolti economici, sia per ciò che concerne la produzione stessa. Andando ad utilizzare un approccio di tipo predittivo sui componenti meccanici è possibile organizzare un programma manutentivo intelligente, avendo infatti una visione a 360 gradi sullo stato di salute dei macchinari presenti nei diversi reparti, sarà possibile decidere quali sono gli interventi critici e quali invece possono essere evitati. In questo modo si avranno molteplici effetti positivi poiché da un lato si avranno meno costi sui ricambi, la sostituzione avviene solo se strettamente necessaria, dall'altro non avendo più una manutenzione ordinaria di tipo periodico, diminuiranno i fermi macchina programmati che portano dunque ad un aumento della produzione, ossia a maggiori profitti. Tramite l'analisi vibrazionale è stato possibile applicare un approccio di tipo predittivo a gran parte degli elementi rotanti presenti in azienda. In un primo momento, tramite l'ausilio di opportuni strumenti di misura, è stata effettuata l'acquisizione e la memorizzazione dei segnali. Una vota effettuata la cosiddetta "ronda" di misura, che copre in totale sette reparti dell'azienda, è stato effettuato il trasferimento dei dati sul pc. Grazie ad un software volto alla visualizzazione grafica dei dati vibrazionali (Omnitrend) è stato possibile effettuare una prima analisi qualitativa per identificare velocemente i componenti critici, ossia quelli che nel breve periodo potrebbero essere soggetti a rottura. In seguito, è stata eseguita una analisi più approfondita tramite Matlab, che ha permesso di ricavare informazioni dettagliate sui difetti che si sono riscontrati sul macchinario in esame. Avendo a disposizione i dati relativi alle misurazioni effettuate nei mesi precedenti è stato possibile effettuare uno studio indicativo dei trend, grazie al quale è possibile avere un'idea su quella che sarà la vita residua del componente analizzato. Tramite la visualizzazione 3D degli spettri relativi ad uno stesso componente ma riferite a

misurazioni effettuate in momenti diversi è possibile inoltre capire quali siano le componenti frequenziali dello spettro che tendono ad aumentare in modo anomalo nel tempo.

## CENNI SULLA NORMATIVA ISO-10816-3 5.2

La normativa ISO-10816 ha lo scopo di definire le linee guida per quanto riguarda la misurazione e la valutazione di vibrazioni meccaniche, acquisite tramite trasduttori collegati a parti non rotanti della macchina in esame. I criteri di valutazione tuttavia non hanno una valenza specifica e assoluta, una corretta analisi delle vibrazioni deriva in larga parte dall'esperienza e dalla conoscenza approfondita della macchina stessa. Fattori che possono portare a variazioni sostanziali nei valori misurati indipendentemente dalla tipologia di macchina analizzata sono riportati di seguito:

- Scelta delle posizioni e direzioni delle misurazioni.
- Range di frequenza analizzato.
- Cedevolezza dei supporti.
- Condizioni in cui opera la macchina.

i livelli limite che saranno poi seguiti per l'analisi sperimentale valgono per misure effettuate in situ e per macchine rotanti aventi una potenza superiore a 15 kW, operanti tra 120 RPM e 15000 RPM.

Gli strumenti di misura devono essere in grado di misurare i valori *RMS* delle vibrazioni in banda larga, su un range di frequenza che deve andare da 10 Hz a 1000 Hz. È possibile acquisire i livelli di spostamento o velocità, oppure in alternativa una combinazione di entrambi. È importante assicurarsi che il sistema di misura non sia influenzato da disturbi derivanti dall'ambiente circostante come ad esempio:

- Variazioni di temperatura.
- Campi magnetici.
- Inquinamento acustico.
- Disturbi dovuti all'eccessiva lunghezza dei cavi di trasmissione dati.

Le misurazioni devono essere effettuate in parti della macchina ben accessibili dall'operatore, bisogna inoltre assicurarsi che il segnale acquisito non includa possibili risonanze locali o amplificazioni errate del segnale. Le varie posizioni di misura sono scelte in modo da avere un'adeguata sensibilità alle forze dinamiche agenti nella macchina. Di solito per avere dei valori accurati, vengono effettuate in un primo momento due misure (perpendicolari tra loro) posizionando il trasduttore radialmente rispetto all'albero rotante. Inseguito viene effettuata una terza misura posizionando l'accelerometro in direzione assiale.

È possibile osservare un coerente posizionamento dei trasduttori nella figura seguente:

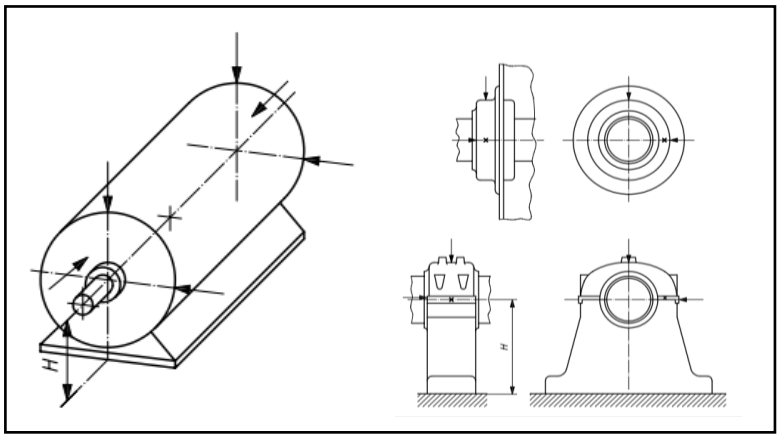



*Figura 32 Possibili posizionamenti del sensore di vibrazioni*

La misurazione deve essere effettuata con la macchina operante a regime. Tuttavia, se in un primo momento i livelli vibrazionali superano quelli critici, risulta fondamentale effettuare un'ulteriore misurazione a macchina spenta per poter scindere eventuali rumori e vibrazioni di fondo che possono portare ad un risultato sbagliato. Se i disturbi di sottofondo superano il 25% del segnale precedentemente misurato è fondamentale apportare un fattore correttivo alla misura in questione.

Per quanto riguarda la classificazione delle macchine, la ISO-10816 si basa sostanzialmente sui seguenti parametri:

- Tipo di macchina.
- Potenza nominale.
- Rigidezza dei supporti.

La classificazione dovuta alla taglia della macchina è effettuata scindendo due gruppi:

*Gruppo1*: macchine di taglia elevata con potenza maggiore di 300 kW o macchine elettriche con albero avente una lunghezza H>315 millimetri.

*Gruppo2*: macchine di taglia media con potenze comprese tra 15kW e 300kW o macchine elettriche aventi alberi di lunghezza compresa tra 160mm<H<315mm.

Per quanto riguarda la rigidezza dei supporti si considerano due condizioni particolari:

- Supporti rigidi.
- Supporti flessibili.

Tali condizioni sono determinate in base alla relazione tra la macchina e la rigidezza delle fondazioni su cui essa è ancorata. Se la più bassa frequenza naturale del sistema macchina-supporto, misurata in una determinata direzione, è superiore del 25% rispetto alla principale frequenza di eccitazione, allora il supporto si può considerare rigido nella direzione analizzata.

Una volta identificata la tipologia di macchina in base ai criteri sopraelencati si procede con la valutazione quantitativa dei livelli vibrazionali. Vengono definiti dalla normativa due differenti criteri, uno basato sullo studio dei livelli vibrazionali, l'altro sul cambiamento nel tempo di quest'ultimi.

## CRITERIO 1:"VIBRATION MAGNITUDE" 5.2.1

Tramite questo criterio è possibile definire delle "Evaluation zones" che permettono di identificare lo stato in cui si trova la macchina e determinare possibili contromisure per migliorarne il funzionamento.

**Zona A**: la macchina funziona correttamente e i livelli vibrazionali misurati sono fisiologici del funzionamento a regime.

**Zona B**: normalmente se i livelli misurati ricadono in questa zona, la macchina in esame non richiede operazioni manutentive a breve termine

**Zona C**: macchine aventi livelli vibrazionali che raggiungono la zona C vanno revisionate entro breve periodo per non incorrere in possibili danneggiamenti.

**Zona D**: livelli vibrazionali di questo tipo vengono considerati sufficientemente gravi da poter causare l'effettiva rottura della macchina in esame.

## CRITERIO 2:"CHANGE IN VIBRATION MAGNITUDE" 5.2.2

Questo criterio si basa sullo studio delle variazioni nel tempo dei livelli vibrazionali grazie a valori misurati precedentemente. Se viene rilevato un importante cambiamento nei livelli vibrazionali tra una misurazione e la precedente, anche se i valori di picco non superano i limiti imposti dalla zona C, è possibile riscontrare malfunzionamenti o rotture incipienti. I segnali confrontati devono essere stati acquisiti attraverso un trasduttore posizionato con la stessa orientazione e posizione, inoltre la macchina deve operare nelle stesse condizioni di funzionamento. Se l'aumento dei livelli di vibrazione è maggiore del 25% rispetto al limite determinato dalla zona B, allora tale cambiamento può risultare significativo. Nelle seguenti tabelle sono esposti i limiti classificati dalla normativa in base alle dimensioni della macchina e alle zone precedentemente descritte.

| Support class | Zone boundary | r.m.s. displacement µm | r.m.s. velocity mm/s |
|---|---|---|---|
| Rigid | A/B | 29 | 2,3 |
| | B/C | 57 | 4,5 |
| | C/D | 90 | 7,1 |
| Flexible | A/B | 45 | 3,5 |
| | B/C | 90 | 7,1 |
| | C/D | 140 | 11,0 |

*Tabella 3-Limiti normativa per macchine con potenza compresa tra 300kW e 50 MW*

| Support class | Zone boundary | r.m.s. displacement µm | r.m.s. velocity mm/s |
|---|---|---|---|
| Rigid | A/B | 22 | 1,4 |
| | B/C | 45 | 2,8 |
| | C/D | 71 | 4,5 |
| Flexible | A/B | 37 | 2,3 |
| | B/C | 71 | 4,5 |
| | C/D | 113 | 7,1 |

*Tabella 4-Limiti normativa per macchine con potenza compresa tra 15 kW e300 kW*

# STRUMENTI DI MISURA E MONITORAGGIO 5.3

## ACCELEROMETRO 5.3.1

### FUNZIONAMENTO DI BASE ACCELEROMETRO 5.3.1.1

L'obiettivo principale di un trasduttore è quello di generare un output proporzionale alla grandezza in ingresso che si vuole misurare. Per quanto riguarda la misura delle vibrazioni si può far riferimento al sistema riportato di seguito:

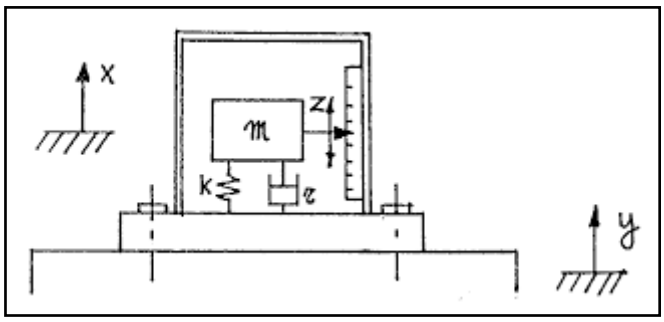



*Figura 33 Schema accelerometro*

esprimendo l'equilibrio dinamico rispetto al moto relativo (z=x-y) si avrà:

$$m\ddot{z} + r\ddot{z} + kz = -m\ddot{y} \tag{47}$$

In cui dovendo misurare una vibrazione, ossia uno spostamento di tipo armonico nel tempo, la forzante sarà:

$$y = Ye^{i\Omega t} \tag{48}$$

Di seguito vengono elencate le grandezze fondamentali che descrivono tale sistema:

- $a = \frac{\Omega}{\omega_0}$ : parametro adimensionale di frequenza normalizzato rispetto alla frequenza naturale
- $\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$ : pulsazione propria
- $h = \frac{r}{2m\omega_n}$ coefficiente di smorzamento adimensionalizzato

si arriverà dunque ad una soluzione a regime di tipo armonico:

$$z = Zcos(\Omega t - \Phi) \tag{49}$$

Il cui modulo in spostamento è descritto dalla seguente espressione:

$$\frac{Z}{Y} = \frac{m\Omega^2}{\sqrt{(k-m\Omega^2)^2+(r\Omega)^2}} = \frac{a^2}{\sqrt{(1-a^2)^2+(2ah)^2}} \tag{50}$$

modulo in accelerazione:

$$\frac{Z}{Y\Omega^2} = \frac{1}{\omega_n^2\sqrt{(1-a^2)^2+(2ah)^2}} \tag{51}$$

mentre la fase sarà:

$$\phi = arctan\left(\frac{2ah}{1-a^2}\right) \tag{52}$$

di seguito è possibile osservare graficamente la risposta in frequenza in modulo e fase di un sistema di questo tipo.

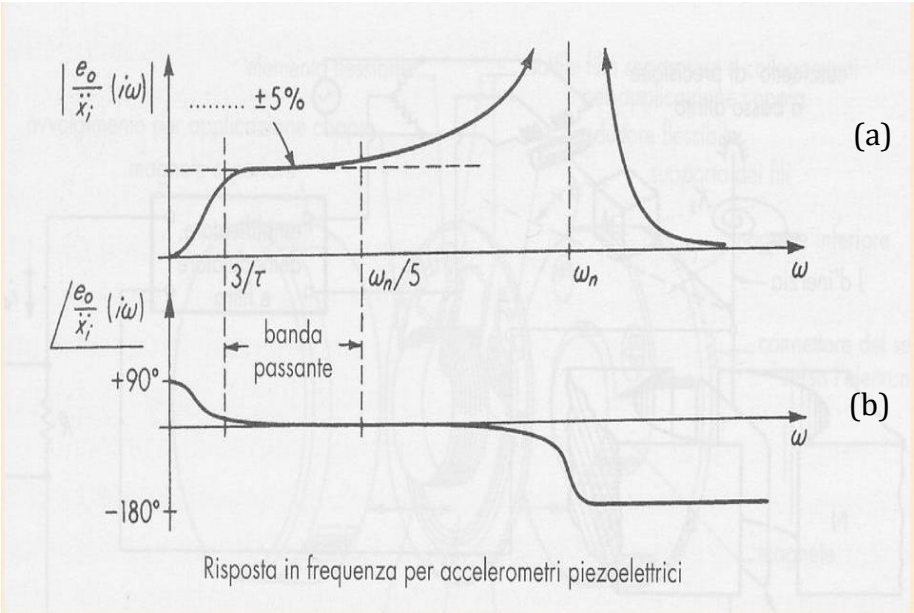



*Figura 34 Risposta in frequenza accelerometro*

Se a>>1 cioè quando la pulsazione della forzante è molto più grande rispetto alla frequenza propria del sistema si avrà spostamento relativo della massa detta "sismica" pari a quella dell'elemento di cui si vuole misurare la vibrazione (fig.34-(a)). Allo stesso tempo tuttavia l'output si trova in opposizione di fase (fig34-(b)) rispetto all'input, ciò significa che l'ampiezza dello spostamento assoluto tende a zero, ossia la massa sismica

risulta ferma. Tale sistema è impiegato dunque per rilevare eventi sismici ed è detto sismografo.

Se invece ci si pone in una porzione dello spettro in cui a<<1 ossia quando la pulsazione propria è molto più grande rispetto alla frequenza della forzante la (), considerando a=0 diventa:

$$Z = \frac{\Omega^2 Y}{\omega_n^2} \tag{53}$$

Il corpo sospeso si troverà dunque a muoversi in modo solidale con l'elemento di cui si vuole misurare la vibrazione, inoltre lo spostamento relativo risulterà proporzionale all'accelerazione assoluta. Tale sistema è detto accelerometro. Per avere un vasto range di frequenze in cui il sensore può operare senza incorrere in errori eccessivi si utilizza una massa sospesa piccola ed una rigidezza elevata. Tuttavia, una configurazione del genere rende difficoltoso il rilevamento dello spostamento relativo. Grazie all'utilizzo dei materiali piezoelettrici invece, si elimina tale inconveniente ricavando la forza trasmessa dal sistema molla-smorzatore, esplicitando l'equazione del moto si avrà:

$$m\ddot{z} + m\ddot{y} = -r\dot{z} - kz = F \tag{54}$$

considerando trascurabile l'accelerazione relativa si arriva alla relazione seguente:

$$\ddot{y} \approx \frac{F}{m} \tag{55}$$

tale espressione descrive una relazione di proporzionalità diretta tra la suddetta forza e l'accelerazione assoluta del corpo. Come accennato in precedenza per ricavare tale forza è possibile sfruttare particolari proprietà dei materiali piezoelettrici.

Si definisce piezoelettricità la capacità di particolari cristalli di generare cariche elettriche quando sono sottoposti ad una sollecitazione meccanica. Tale materiale ha un comportamento simile ad un condensatore, le cariche di segno opposto si dispongono nelle due facce del cristallo, se tali facce vengono collegate da un circuito chiuso, ci sarà un passaggio di corrente detta "corrente piezoelettrica". Di seguito è riportata l'immagine esplicativa di un cristallo piezoelettrico e della possibile disposizione delle cariche sulle due facce contrapposte.

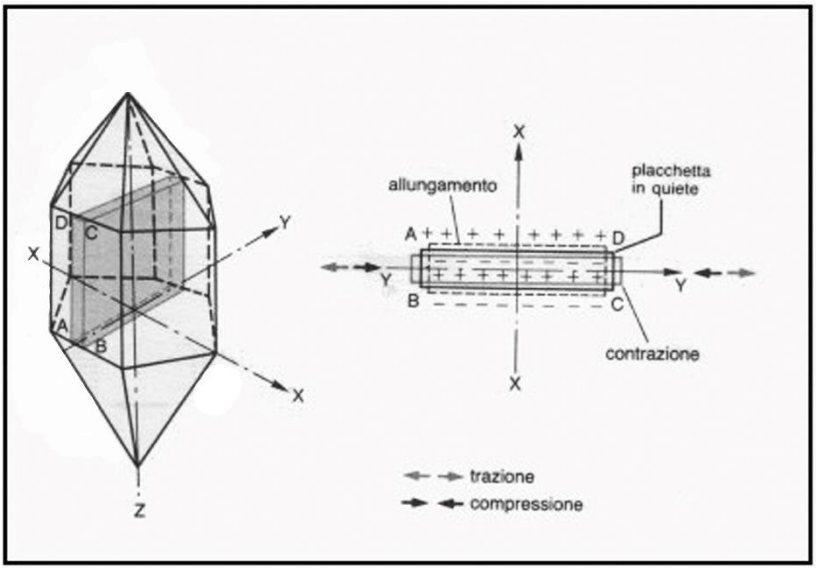



*Figura 35 Esempio materiale piezoelettrico*

partendo dalla relazione che lega carica elettrica e sollecitazione meccanica si avrà:

$$Q = d_{ij}F \qquad con\ d_{ij} = costante\ piezoelettrica \tag{56}$$

poiché il comportamento del cristallo è simile a quello di un condensatore si utilizza la seguente formula che correla carica elettrica e differenza di potenziale:

$$Q = CV \tag{57}$$

Infine, attraverso semplici passaggi matematici che mettono in relazione le espressioni appena citate si arriverà ad avere:

$$V = d_{ij}\frac{d}{\varepsilon_0\varepsilon_r S}m\ddot{y} \tag{58}$$

tale espressione lega, attraverso una proporzionalità diretta, la differenza di potenziale in output al valore di accelerazione assoluto che si vuole misurare.

## ACCELEROMETRO VIB 6.142 5.3.1.2

L'accelerometro utilizzato in situ per il rilevamento dei segnali di vibrazione utilizzati in seguito per effettuare l'analisi di diagnostica dei componenti è appunto di tipo piezoelettrico. È distribuito da *Pruftechnik* modello *VIB 6.142*. raffigurato nell'immagine seguente fig.36-(a).

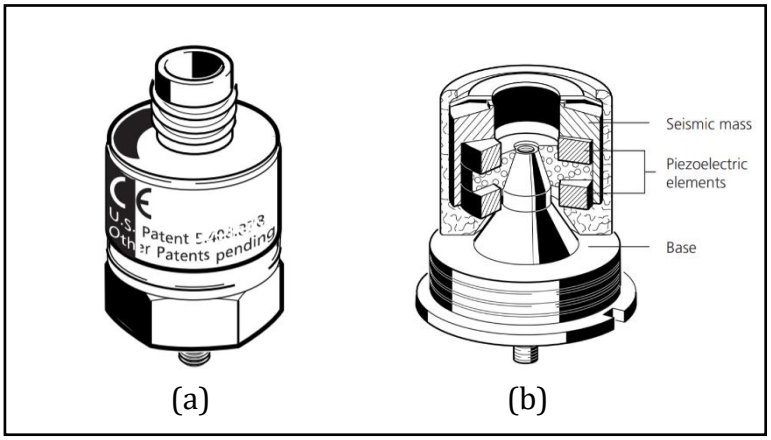



*Figura 36 VIB 6.142*

In fig.36-(b) è esposto uno spaccato 3D del sensore in cui si può osservare la disposizione dei componenti piezoelettrici e della massa sismica. Nella zona inferiore del sensore è presente una vite filettata su cui si fissa l'elemento magnetico che permette il corretto fissaggio del trasduttore sulla macchina da esaminare.

Nella seguente tabella sono riportate le principali caratteristiche di funzionamento dell'accelerometro utilizzato:

| PARAMETER | | | VIB 6.147 |
|---|---|---|---|
| Measurement | Signaling system | | Current LineDrive, 3.5 mA closed current with superposed AC signal |
| | Transmission factor | ± 4% | 5.35 µA/ms$^{-2}$ (Ref.: 159 Hz; 25 °C) |
| | Frequency range | ± 5% | 2 Hz ... 4 kHz |
| | | ± 10% | 1 Hz ... 8 kHz |
| | | ± 3dB | 0.3 Hz..12 kHz |
| | Resonance frequency | | 17 kHz; > 20 dB damped |
| | Linearity range | ± 10% | ± 450 ms$^{-2}$ |
| | Temperature range | | -30 °C ... +100 °C |
| Electrical | Power requirement | | > 10 mA / 7-18 VDC |
| | Transverse sensitivity | | < 5% at 5 kHz |
| | Temperature sensitivity | | < 0.01 ms$^{-2}$/K |
| | Magnetic sensitivity | | < 1 ms$^{-2}$/T (at 50 Hz) |
| | Base strain sensitivity | | < 0.01 ms$^{-2}$/µm/m |
| | Electrical noise, rms | | < 0.002 ms$^{-2}$ from 2 Hz |
| | Output impedance | | > 300 kOhm |
| | Insulation | | > 10$^{9}$ MOhm |
| Mechanical | Case material | | Stainless steel VA 1.4305 |
| | Environmental protection | | IP 65 (w/ cable) |
| | Cable connection | | TNC socket |
| | Shock limit | | < 50 kms$^{-2}$ |
| | Weight | | 38 g |
| | Mounting | | Adapter, probe tip |

*Tabella 5-Dati tecnici accelerometro*

## PARAMETRI DI MISURA E RISOLUZIONE 5.3.1.3

il fattore di trasmissione come evidenziato dalla tabella precedente ha un'incertezza di +-3% ed è pari a 1 [mA/ms$^{-2}$]. Lo strumento che misura i valori in corrente [mA] effettuerà dunque una conversione matematica del valore rilevato grazie al quale fornisce l'andamento della vibrazione nella grandezza desiderata [m/s$^2$].

Un altro dato fondamentale, ricavabile dalla tabella, riguarda il range di frequenze in cui l'accelerometro è in grado di funzionare correttamente. Come detto nel paragrafo precedente per avere un funzionamento ottimale, la frequenza di risonanza dello strumento deve essere maggiore della banda di frequenze che si vuole misurare. Avvicinandosi alla frequenza di risonanza si avrà infatti un'amplificazione del segnale che può portare ad una valutazione errata dei livelli di vibrazione misurati. In genere se si devono misurare vibrazioni aventi contributi ad alte frequenze, o si prediligono accelerometri con banda passante elevata oppure si procede con un filtraggio del segnale attraverso un low-pass filter. L'accelerometro *VIB 6.142* ha una frequenza di risonanza pari a 36 kHz ed il costruttore assicura un corretto funzionamento fino a 20kHz, tuttavia si avrà un'incertezza di misura sempre maggiore all'aumentare delle frequenze misurate. Tale comportamento è evidenziato nell'immagine seguente.

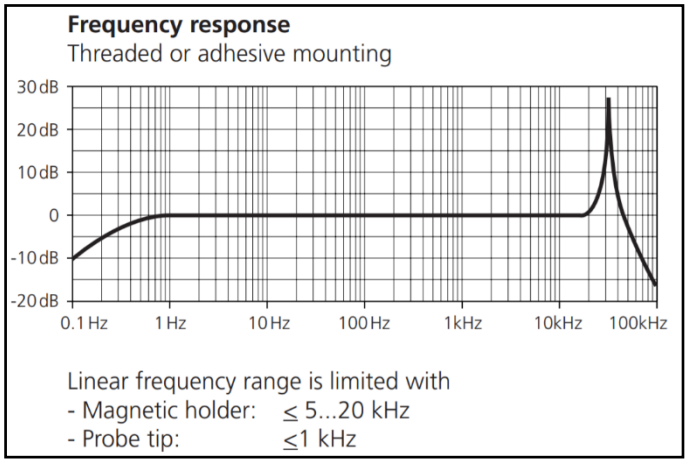



*Figura 37 Risposta in frequenza VIB 6.142*

È interessante osservare che al disotto di 1 Hz, ovvero per misure quasi statiche, il trasduttore tende a funzionare in modo anomalo. Tale fenomeno si deve ricondurre sostanzialmente al funzionamento del cristallo piezoelettrico stesso. La catena di misura tipica di un sistema del genere è data da:

- Sensore
- Cavo di trasmissione dati
- Amplificatore
- Visualizzatore dei dati rilevati

Considerando un circuito che contenga gli elementi appena descritti si avrà:

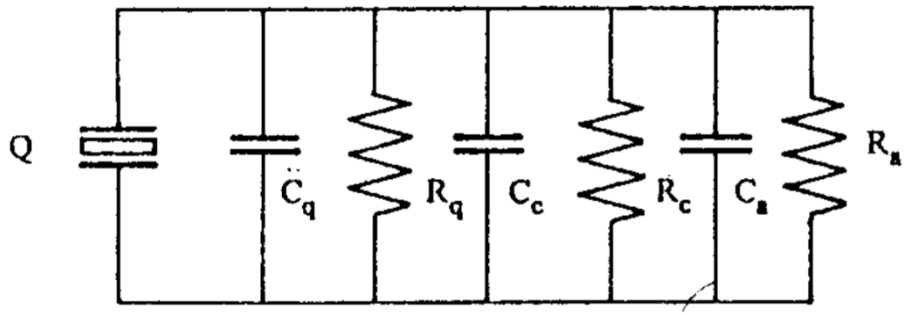



*Figura 38 Circuito che comprende resistenza e condensatore di:* elemento piezoelettrico ($R_q$,$C_q$),cavo di collegamento ($R_c$,$C_c$), amplificatore ($R_a$,$C_a$)

Esprimendo con:

- $C_{eq} = C_q + C_c + C_a$ (59)
- $\frac{1}{R_{eq}} = \frac{1}{R_q} + \frac{1}{R_c} + \frac{1}{R_a}$ (60)

è possibile considerare il seguente circuito equivalente:

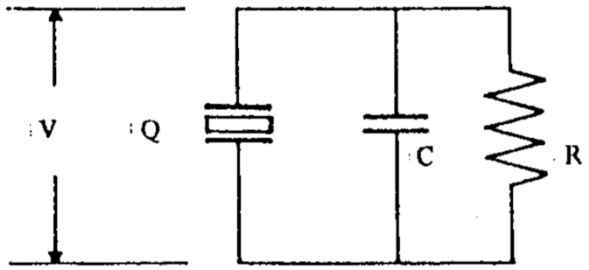



*Figura 39Circuito equivalente*

la tensione in uscita dal sensore dipende dal tempo secondo la seguente relazione:

$$V = V_0 e^{-\frac{t}{RC}} \quad (61)$$

il prodotto RC deve dunque essere sufficientemente elevato (alta impedenza) per poter consentire di rilevare in modo corretto segnali quasi-statici, aventi dunque un periodo relativamente grande. L'accelerometro utilizzato ha un preamplificatore interno che permette di avere un valore elevato di impedenza indipendentemente dalla lunghezza dei cavi di collegamento. Tuttavia per misure inferiori ai 5 Hz tale effetto inizia a diventare preponderante e l'uscita risulterà progressivamente attenuata.

## FISSAGGIO DEL SENSORE 5.3.1.4

Esistono numerosi metodi con cui si può effettuare il fissaggio del trasduttore sulla macchina in esame, i più comuni sono ad esempio quelli che utilizzano materiali magnetici, adesivi o prigionieri su cui vengono avvitati i sensori. Per la raccolta dei dati sperimentali è stato utilizzato un adattatore di tipo magnetico (fig.40) che ha consentito di collegare il sensore in superfici curve, mantenendo la corretta direzione radiale rispetto all'albero senza incorrere in errori di misura.

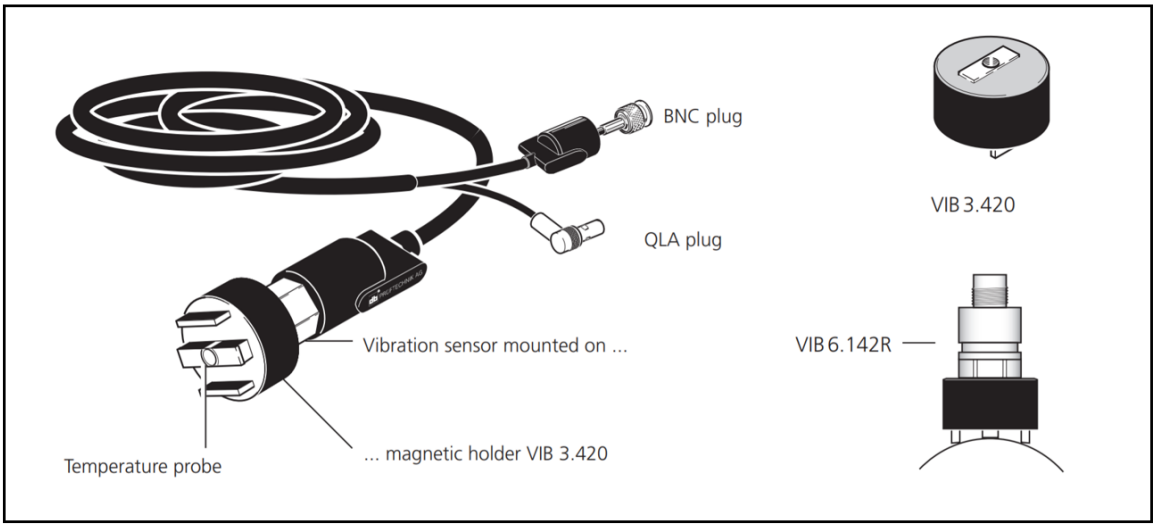



*Figura 40 Magnetic Holder*

## PALMARE VIBXPERT II 5.3.2

Il segnale analogico registrato dall'accelerometro viene acquisito dal palmare VIBXPERT (fig.41) che procederà con la conversione Analog/Digital.

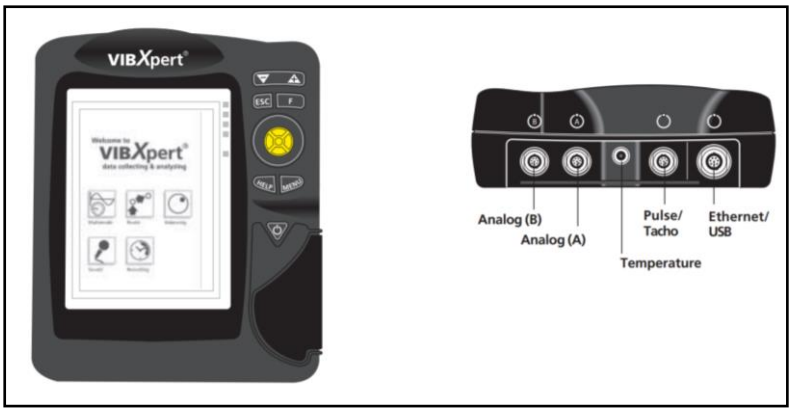



*Figura 41Palmare VIBXPERT*

Nelle immagini seguenti sono riportati i principali dati tecnici dello strumento

**Technical data:**
**FFT data collector & signal analyzer**

**Input Channels**
**2 analog inputs for**
- Voltage (AC/DC, ±30 V max.)
- Current (AC/DC, ±30 mA max.)
- ICP® signal (2 mA, 24 V max.)
- LineDrive accelerometer (10 V, 10 mA max.)
- PT100 (four wire & two wire)
- Strain gauge (Full- & Half-bridge, 5mA excitat.)

**1 analog input for temperature measurement**
- Thermocouple (type K)

**1+1 pulse/tachometer (RPM, Trigger, Key phaser)**
Accepts pulse & AC signals : 0V ... +26V or -26V ... 0'

**Input parameters**
**Analog channels**
Frequency range: 0,5 Hz to 40 kHz
Dynamic range: 96 dB
Sampling frequency: up to 131 kHz per channel
**Universal Impulse/Tachometer Channels**
Max. signal: ± 26 V
Switching threshold: 1,5 V for 0V ... +26V signals
- 8,7V for -26V ... 0V signals
Min. puls length: 0,1 ms.

**Measurement functions**
**Multi Measurement Tasks**
Combination of several measurements and modes in one task.
**Frequency Range**
0,5Hz to 40 kHz
**Averaging**
none (time waveform only),
linear (not for time waveform),
peak hold (not for time waveform and temperature),
exponential (not for time waveform & temperature),
time-synchronous (balancing only)
**Trigger Modes**
Free running, external, internal
Amplitude, Edge, Pre and post triggered.
**FFT**
$F_{min}$: between 0Hz and max. frequency programmable
$F_{max}$: between 1Hz and 40 kHz programmable
Lines: 100, 200, 400, 800, 1600, 3200, 6400, 12800, 25600, 51200, 102400
Window: Rectangular, Hanning, Hamming, Blackman, Bartlett, Flattop, Kaiser

*Figura 42 dati tecnici dello strumento*

Il palmare è dotato di processore interno, è possibile dunque programmarlo in base alle esigenze richieste. Nel caso in esame lo strumento acquisisce il segnale nel dominio del tempo, lo converte in digitale con una frequenza di campionamento pari a 131kHz (fig.42) e procede con la memorizzazione delle grandezze di interesse.

Nella presente analisi le grandezze memorizzate nell'Hard-disc del palmare sono riassunte di seguito:

Nel dominio del tempo:

- Valore RMS [mm/s$^2$]
- Valore Z-P [mm/s$^2$]
- Valore P-P [mm/s$^2$]

Nel dominio delle frequenze:

- Spettro in frequenza dell'accelerazione: il palmare effettua in automatico la FFT (Fast Fourier Trasform), è possibile ricavare lo spettro in un intervallo che va da 0 Hz a 40 kHz, nelle analisi effettuate ci si limiterà ad un range medio-basso di frequenze (0 Hz - 400 Hz). Come descritto in figura 42 è possibile impostare un'ampia gamma di finestre per il miglioramento dello spettro. Nel presente caso di studio il palmare effettuerà la trasformata con una finestra di Hanning ed un overlap (per evitare la perdita di informazioni) pari al 60%.
- Spettro in frequenza della velocità: lo strumento elabora i dati di accelerazione campionati nel tempo ed effettua un'integrazione numerica, esegue dunque la FFT sui valori di velocità trovati.
- Spettro in frequenza di spostamento: in questo caso viene eseguita una doppia integrazione numerica per arrivare ad avere i valori di spostamento in [mm].
- Curva "Envelope": utilizzata principalmente per l'identificazione dei difetti presenti nei cuscinetti. Può capitare che le frequenze caratteristiche dei difetti nei cuscinetti vengano "nascoste" da vibrazioni di varia natura. Si avrà un fenomeno di modulazione del segnale che si presenta nel dominio delle frequenze attraverso bande laterali molto accentuate. Il sistema filtra tutte le frequenze del segnale modulato (alte frequenze, di solito relative al rumore) e lascia passare solo l'inviluppo del segnale modulante. A questo punto effettuando l'FFT di tale segnale si potranno effettivamente individuare i difetti presenti.

È inoltre possibile memorizzare la lista delle macchine da analizzare attraverso diagrammi e sotto diagrammi al fine di avere una migliore organizzazione dei dati, tale schematizzazione è riportata di seguito:

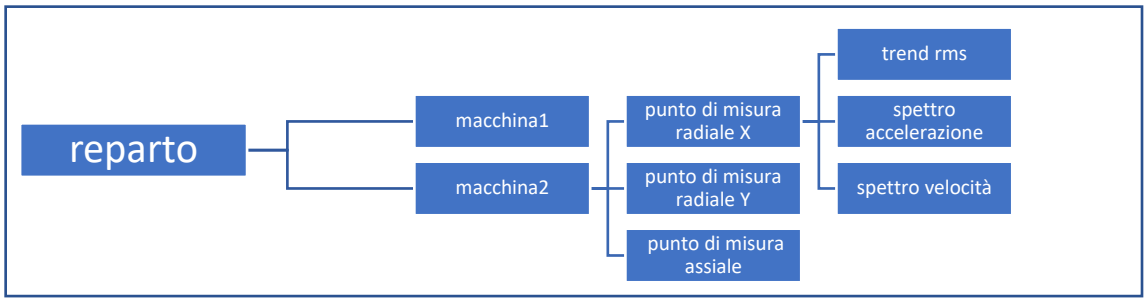



*Figura 43organizzazione gerarchica dei segnali misurati*

Nell'immagine seguente si può osservare l'operatore durante il lavoro di acquisizione dei dati.

*Figura 44Acquisizione dei dati*

## SOFTWARE DI VISUALIZZAZIONE DEI DATI 5.3.3

Una volta effettuato il lavoro di acquisizione dati, il palmare viene collegato al pc tramite porta USB, in questo modo viene effettuato il download dei dati, organizzati in seguito in un database in cui sono presenti anche le misure effettuate nei mesi precedenti. Per poter visualizzare i dati in modo agevole si utilizza un software apposito chiamato *OMNITREND*, grazie al quale è stato possibile svolgere velocemente una prima analisi preliminare.

Grazie alla rapidità di visualizzazione, sfruttando l'organizzazione gerarchica con cui si sono raccolti i dati, è stato possibile in poco tempo analizzare tutti i dati ricavati e focalizzarsi su quelli ritenuti "critici".

Il software in questione permette inoltre di redigere dei report che saranno poi inviati al manutentore, il quale deciderà le contromisure da effettuare.

## SOFTWARE DI ELABORAZIONE DATI 5.3.4

L'analisi di diagnostica approfondita dei dati è stata effettuata in ambiente Matlab, software di elaborazione numerica che ha permesso di elaborare i dati e visualizzare in modo esaustivo i grafici delle grandezze di interesse. In primo luogo, vengono importati i valori numerici presenti nel database dei macchinari da analizzare. In seguito è stata eseguita l'implementazione delle formule con cui è possibile calcolare le frequenze caratteristiche dei difetti analizzati nel capitolo 4. Riassumendo, tramite lo script Matlab è stato possibile calcolare le frequenze caratteristiche di:

- Difetti cuscinetti (BPFC, SBF, BPFO, BPFI);
- Disallineamenti angolari e paralleli;
- Problemi di natura elettrica;
- Difetti di pala (nel caso di pompe centrifughe).

Tali frequenze sono state impostate con un'incertezza di +-2 Hz in quanto potrebbero essere presenti vari errori di misura che potrebbero traslare i picchi in frequenza nello spettro. Inseguito è stato implementato uno script che mette in relazione automaticamente lo spettro con le frequenze caratteristiche calcolate precedentemente, se il livello vibrazionale ad una determinata frequenza supera il valore limite (impostato a 3*mean) allora il codice segnala in automatico la possibile presenza di difetto, dando in output:

- Valori numerici dei livelli vibrazionali alla frequenza caratteristica del difetto trovato;
- Una stringa alfanumerica che descrive il possibile difetto presente nella macchina;

- Grafici dello spettro in frequenza in cui si evidenzia sia la frequenza caratteristica del difetto, sia a quale difetto corrisponde.

Successivamente è stato creato un ulteriore script in cui vengono importati i dati dei macchinari analizzati, aggiungendo anche le misure effettuate nei mesi precedenti. In questo modo è stato possibile mettere in relazione gli andamenti dello stato di salute delle macchine in diversi periodi, potendo così analizzare eventuali aumenti anomali dei livelli vibrazionali.

È stato dunque possibile ricavare:

- Grafici del trend storico dei valori RMS, 0-P, P-P.
- Valori assoluti e percentuali dell'eventuale aumento vibrazionale in relazione alla misura effettuata nella data precedente.
- Fitting ottimizzato del trend che permette di avere una stima qualitativa sulla vita futura del macchinario analizzato.
- Confronto tra spettri in frequenza ricavati dallo stesso macchinario in date diverse attraverso grafici 3D.
- Variazione percentuale delle frequenze critiche analizzate mettendo in relazione gli spettri in frequenza derivanti da misurazioni precedenti.

# ANALISI DEI DATI RACCOLTI 5.4

## FRANTUMATORE A COLTELLI 5.4.1

Il primo macchinario analizzato è situato nel reparto "ritagli" dell'azienda dove si recuperano gli scarti di lavorazione. La Tarkett s.p.a. infatti, sta attuando politiche volte alla diminuzione degli sprechi, in primo luogo per ottimizzare la produzione -recuperando parte degli scarti derivanti dalla lavorazione- in secondo luogo per ridurre drasticamente l'impatto ambientale. In tale reparto sostanzialmente vengono lavorati sia tutti gli scarti di linoleum con difetti superficiali, sia le cimose derivanti dall'ultimo step di lavorazione. La prima operazione da compiere ha come obiettivo quello di separare i due componenti principali del linoleum ossia; briciola di linoleum e fibra di juta. Questi due materiali infatti verranno in seguito riciclati al 100%. Il primo step comporta la frantumazione degli scarti in dimensioni consone per poter essere in seguito lavorate dai macchinari successivi, tale lavorazione è affidata al frantumatore a coltelli, mostrato nella figura seguente:

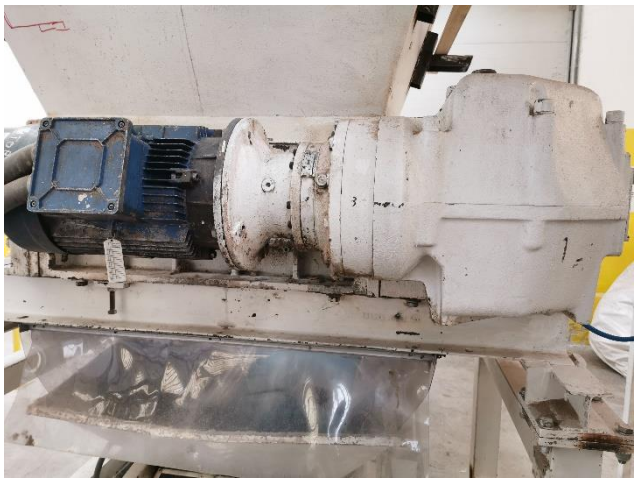


*Figura 45- Frantumatore a coltelli*

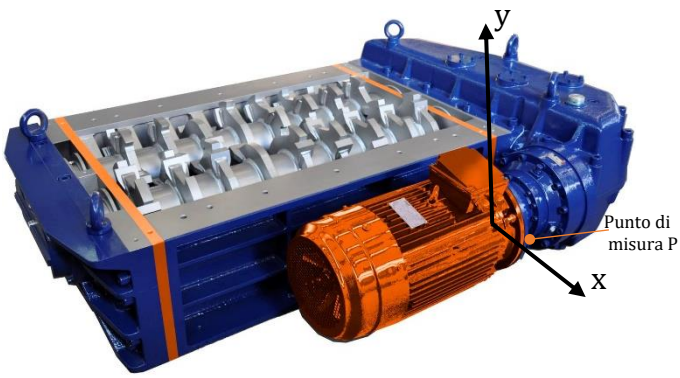



*Figura 46-Render e punto di misura sul motore elettrico*

In questo caso è interessante analizzare il comportamento vibrazionale nel punto P indicato in fig.46, avente posizione radiale rispetto all'albero rotante.

Tale macchinario è composto da un motore elettrico collegato ad un riduttore epicicloidale che ne diminuisce i giri al minuto, il moto è trasmesso a due alberi aventi delle lame in senso radiale che permettono una prima frantumazione del materiale, il quale, una volta lavorato, viene trasportato attraverso un nastro trasportatore ai macchinari successivi. Di seguito è riportato il disegno tecnico del motore, mentre i dati tecnici sono riportati in tab.6:

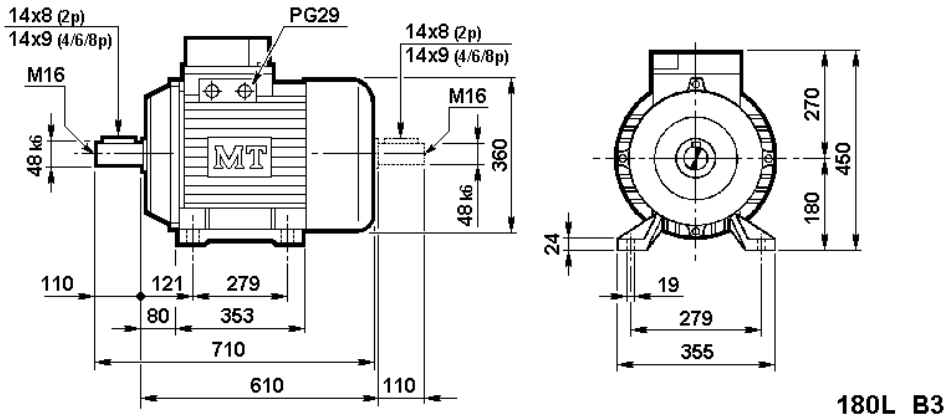



*Figura 47-Disegno tecnico motore elettrico*

| Dati tecnici motore elettrico | |
|---|---|
| **Sigla** | TN 180L/4 kW 22 |
| **Potenza nominale** | 22[kW]/30[HP] |
| **Numero di poli** | 4 |
| **frequenza** | 50[Hz] |
| **Velocità a pieno carico** | 1480[RPM]/24,66[Hz] |
| **Rendimento nominale** | 91% |
| **Corrente nominale** | 44[A] |
| **Coppia nominale** | 143Nm |
| **Carcassa** | Alluminio |

*Tabella 6-Dati tecnici del motore elettrico*

I cuscinetti presenti in tale macchinario sono del tipo SKF-6309-2RS1, di seguito sono riportati i corrispondenti disegni tecnici e i dati dimensionali fondamentali che hanno permesso di calcolare le frequenze caratteristiche da analizzare:

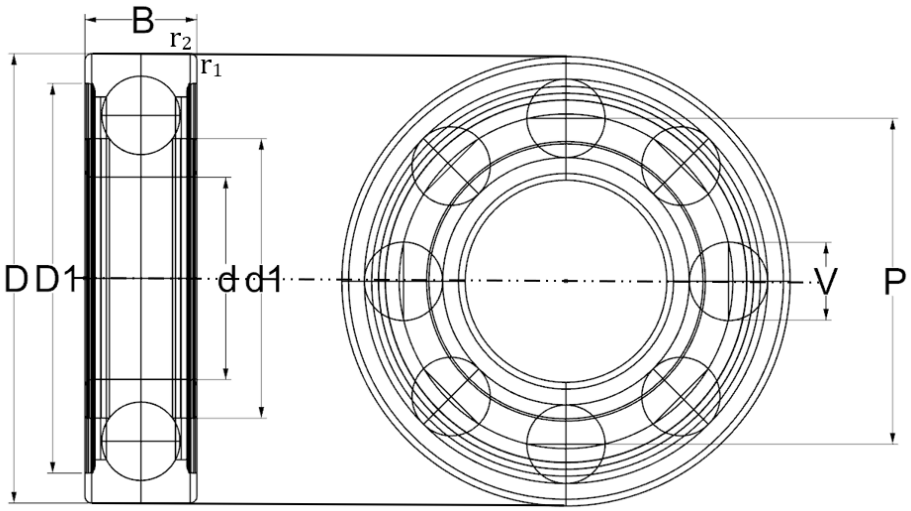



*Figura 48-Disegno tecnico SKF-6309*

| DATI TECNICI SKF-6309-2RS1 | |
|---|---|
| d[mm] | 45 |
| D [mm] | 100 |
| B[mm] | 25 |
| $d_1$[mm] | 62,18 |
| $D_2$[mm] | 86,7 |
| $r_{1,2}$[mm] | 1,5 |
| Diametro corpi volventi V[mm] | 17,46 |
| Diametro medio piste P[mm] | 72,5 |
| Angolo di contatto[°] | 0 |
| Numero corpi volventi | 8 |

*Tabella 7-Dati tecnici cuscinetto*

La tabella seguente riassume le frequenze caratteristiche ricavate dai dati esposti precedentemente:

| FREQUENZE CARATTERISTICHE [Hz] | | Valore assoluto [mm/s] |
|---|---|---|
| $f_r$ | 24,66 | 0,068 |
| FTF | 9,36 | 0,011 |
| BPFI | 122,42 | 0,004 |
| BPFO | 74,90 | 0,19 |
| BSF | 96,48 | 0,004 |
| $f_e$ | 100 | 0,228 |
| 2x $f_r$ | 49,50 | 0,159 |
| 3x $f_r$ | 74,25 | 0,19 |

*Tabella 8-Analisi delle frequenze caratteristiche*

Utilizzando lo script Matlab descritto nel capitolo precedente, è stato possibile evidenziare quali siano le frequenze critiche per tale macchinario e a quale difetto corrispondano, di seguito sono riportati i grafici relativi allo spettro in frequenza (0 Hz-300 Hz) riferiti alle misure effettuate il 20/05/2019 in cui si evidenziano tali frequenze.

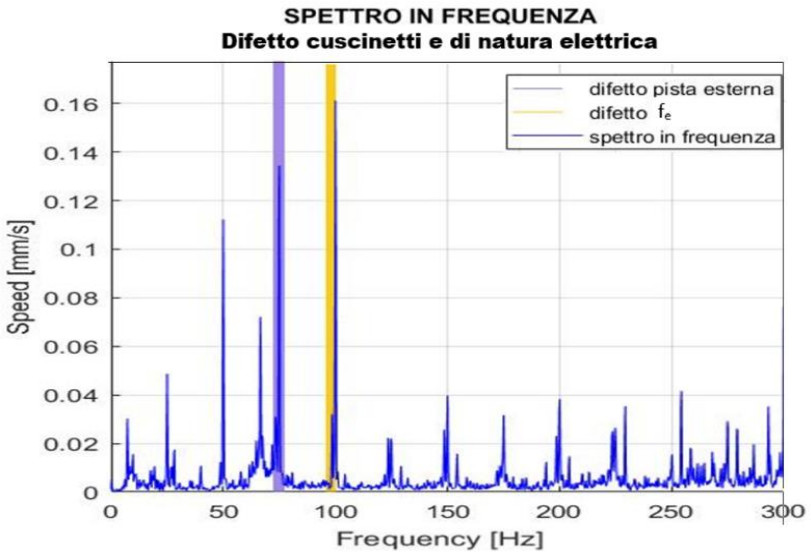



*Figura 49- Spettro in frequenza*

È interessante notare la presenza di una precisa correlazione tra le frequenze relative a difetti nella pista esterna e possibili danneggiamenti del motore dovuti a problemi di natura elettrica con i picchi evidenziati dallo spettro. Sono stati dunque confrontati i livelli di velocità dei picchi nelle frequenze considerate con quelli relativi alle misure effettuate in data 28/02/2018 ,in cui si era riscontrato un effettivo danneggiamento del cuscinetto, in cui si erano rilevate, oltre alla presenza di BPFO e $f_e$, anche numerose armoniche successive alla 1x $f_r$ (fig50).

È possibile dunque concludere che il cuscinetto corrispondente in data odierna non presenta segni evidenti di danneggiamento, tuttavia le corrispondenze rilevate potrebbero indicare un principio di usura contrastabile con un semplice intervento atto a migliorarne la lubrificazione.

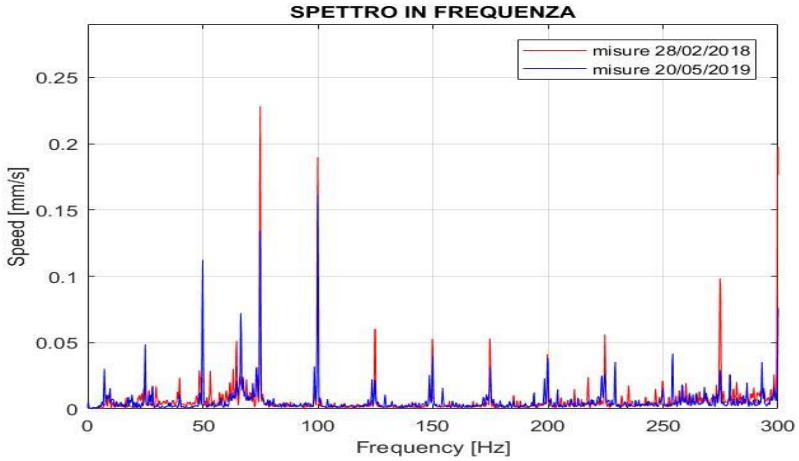



*Figura 50- Confronto spettri con e senza difetti*

Nello spettro in frequenza è possibile notare inoltre dei picchi nelle armoniche 1x, 2x, 3x $f_r$ che potrebbero essere sintomo di un leggero disallineamento angolare tra l'albero del motore elettrico precedentemente esposto ed il secondario su cui è calettato, tali frequenze sono evidenziate nell'immagine seguente:

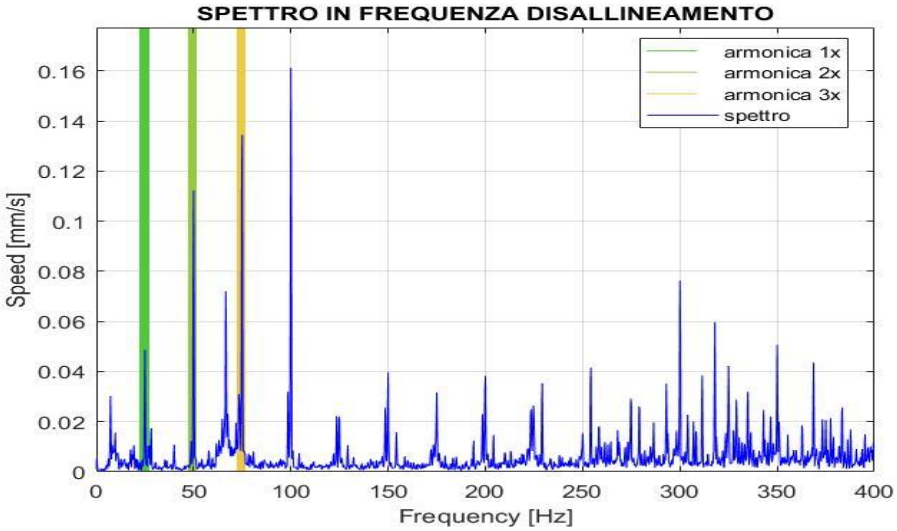



*Figura 51-Spettro in frequenza (armoniche 1x,2x,3x fr)*

È stato effettuato inoltre uno studio del trend storico dei valori RMS, Zero-Picco, Picco-Picco (riassunti in tab.9) delle misure effettuate in diverse date.

Ricordando che il primo livello di allarme citato dalla normativa è di 2,8 mm/s riferito al valore quadratico medio, risulta evidente che il macchinario lavorando a regime raggiunge valori estremamente inferiori a tale limite, i livelli vibrazionali analizzati dunque in generale non dovrebbero risultare critici per il corretto funzionamento del frantumatore. Infine, si nota un elevato aumento percentuale tra le ultime due misure effettuate, tale situazione potrebbe essere un campanello di allarme da tenere in considerazione nelle prossime sessioni di misura.

| | Zero-picco [mm/s] | Picco-Picco [mm/s] | RMS [mm/s] | Aumento % RMS |
|---|---|---|---|---|
| 26/06/2018 | 1,85 | 3,61 | 0,48 | * |
| 02/10/2018 | 2,08 | 4,12 | 0,51 | 4,63% |
| 12/12/2018 | 2,20 | 4,22 | 0,53 | 4,42% |
| 20/05/2018 | 3,02 | 5,74 | 0,86 | 62,01% |

*Tabella 9-Analisi dei livelli vibrazionali*

In fig.52 si può notare che la crescita dei livelli vibrazionali risulta estremamente moderata e consona ad un corretto funzionamento del frantumatore, l'assenza di bruschi cambiamenti nella pendenza delle curve evidenziate da tale grafico ne danno un'ulteriore conferma.

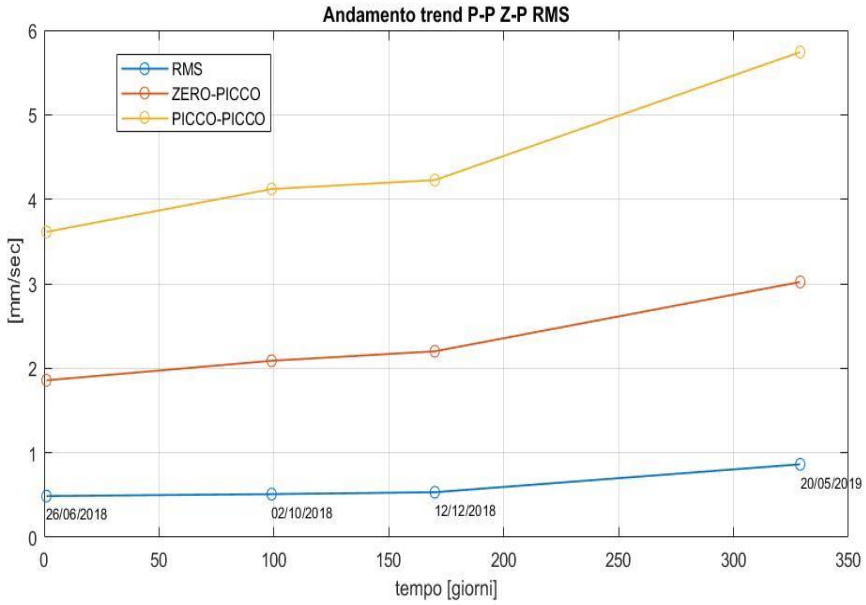



*Figura 52-Andamento trend misure storiche*

Grazie al database in cui sono presenti le misure effettuate in date precedenti è stato possibile mettere in relazione gli spettri in frequenza per capire quali siano le frequenze critiche che tendono ad aumentare maggiormente al passare del tempo, nel grafico seguente è possibile osservare l'andamento in cascata di tali grandezze.

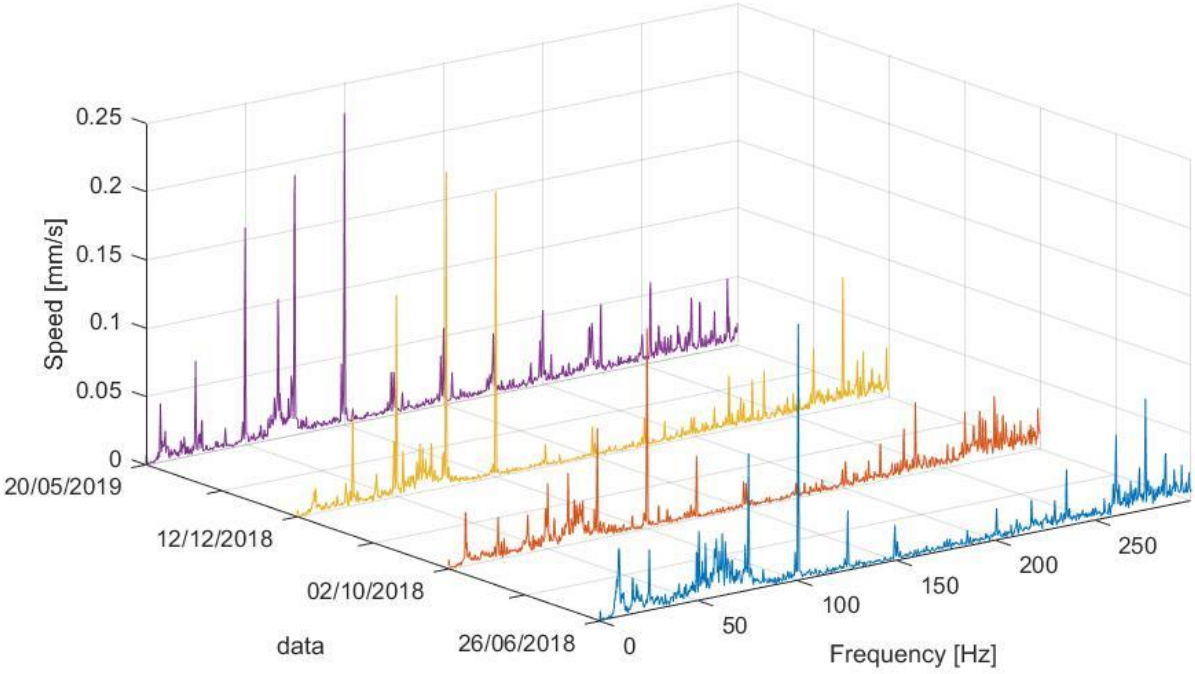



*Figura 53-Grafico 3D delle varie sessioni di misura*

Rispetto al 26/06/2018 è possibile notare un lieve incremento dei picchi a 100 Hz, mentre si è registrato un marcato aumento della componente a 74 Hz. Nei grafici seguenti sono stati isolati intervalli di frequenza limitrofi per poter osservare chiaramente gli incrementi appena citati.

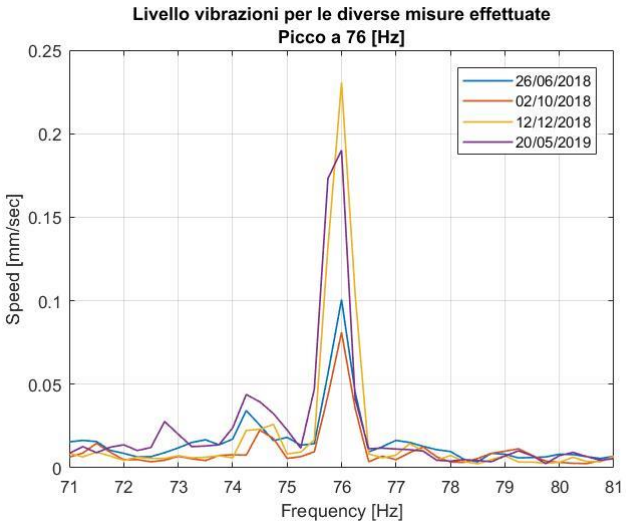



*Figura 54-Focus sulla componente a 76 Hz*

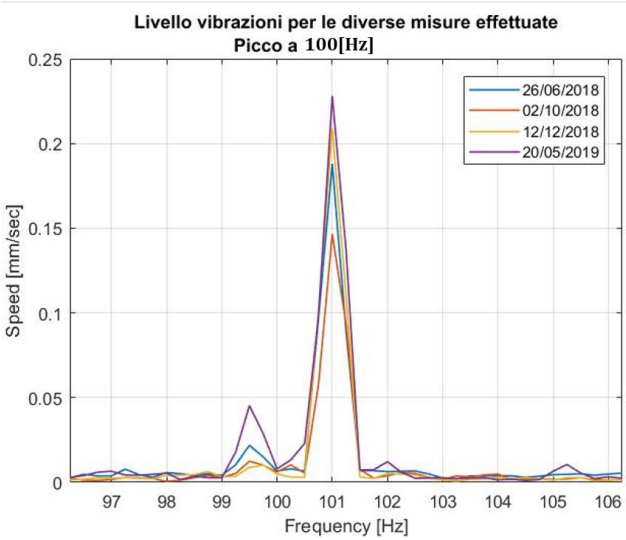



*Figura 55-Focus sulla componente a 100 Hz*

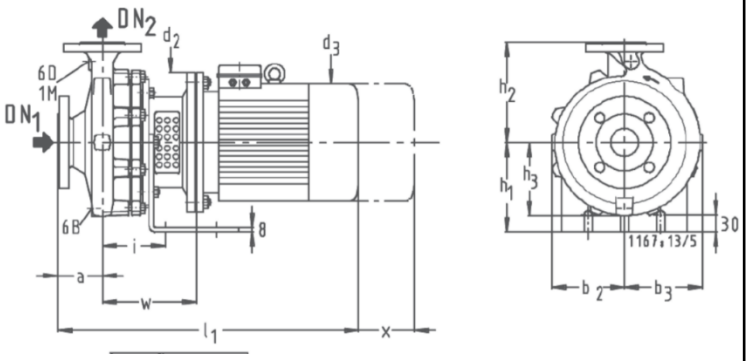
Di seguito sono esposti i risultati relativi ai livelli raggiunti nelle varie frequenze caratteristiche e gli incrementi percentuali rispetto ai valori registrati nelle date precedenti.

| | 51[Hz] | | 76[Hz] | | 101[Hz] | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| **26/06/2018** | 0,051[mm/s] | * | 0,100[mm/s] | * | 0,1880[mm/s] | * |
| **02/10/2018** | 0,0480[mm/s] | -6% | 0,0810[mm/s] | -19% | 0,146[mm/s] | -22% |
| **12/12/2018** | 0,148[mm/s] | +207% | 0,230[mm/s] | +184% | 0,209[mm/s] | +42% |
| **20/05/2019** | 0,159[mm/s] | +7% | 0,190[mm/s] | -17% | 0,228[mm/s] | +9% |
| **Aumento % globale** | | +52% | | +36% | | +7% |

*Tabella 10-Focus sulle componenti frequenziali critiche*

## ASSIEME MOTORE-POMPA CILINDRO 1 DELLA CALANDRA 5.4.2

Il seguente componente meccanico è situato nel reparto calandratura dell'azienda. Tale reparto è di fondamentale importanza per l'intera lavorazione in quanto tramite la calandra, composta da due cilindri metallici, vengono pressati tra loro sia la briciola di linoleum opportunamente pigmentata, sia la juta, formando il linoleum vero e proprio che a questo punto è pronto per essere essiccato in apposite stufe. È possibile regolare la temperatura dei due cilindri per effettuare la lavorazione a caldo. La pompa idraulica in esame, movimentata da un opportuno motore elettrico, è utilizzata per il trasporto dell'acqua riscaldata la quale, in seguito, confluirà nei fasci tubieri posti nel mantello del cilindro relativo alla calandra per aumentarne la temperatura. Di seguito sono riportate le foto e i disegni tecnici (sezioni) della pompa idraulica e del motore elettrico calettato su quest'ultima.




| Etabloc GN | Grand. Mot. | $DN_1$[1] | $DN_2$[2] | a | $b_2$~ | $b_3$~ | $b_4$~ | $d_2$ | $d_3$~ | $d_4$ | $h_1$ | $h_2$ | $h_3$ | $h_4$ | i | $l_1$~ | $m_3$~ | $m_4$ | $n_1$ | $n_2$ | $n_3$~ | $n_4$ | $s_2$ | w | x |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 50-160/114 | 90S | 65 | 50 | 100 | 126 | 147 | - | 200 | 190 | - | 160 | 180 | 134 | - | 118 | 538 | - | - | 225 | 130 | - | - | - | 156 | 100 |

*Figura 56- Disegno tecnico pompa centrifuga*

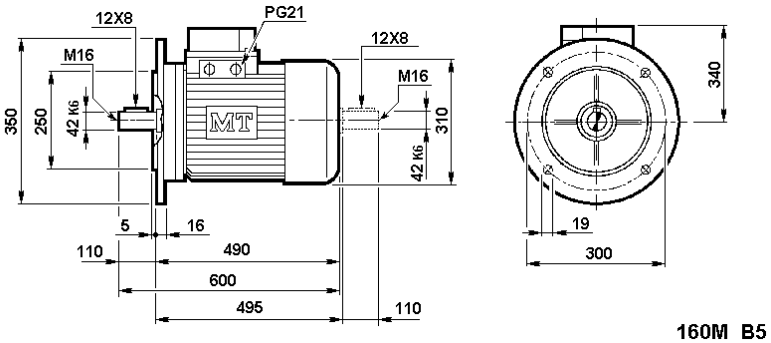



*Figura 57-Disegno tecnico motore elettrico*

Nelle tabelle seguenti sono riportati i principali dati tecnici del motore elettrico precedentemente esposto:

| Dati tecnici | | Dati tecnici | |
|---|---|---|---|
| Sigla | TN 160M kW 11 | Rendimento al 100% | 89,4% |
| Potenza nominale | 11[kW]/15[HP] | Corrente nominale | 21,5[A] |
| Numero di poli | 2 | Coppia nominale | 36Nm |
| frequenza | 50[Hz] | Carcassa | Alluminio |
| Velocità a pieno carico | 2950[RPM]/49[Hz] | | |

*Tabella 11-Dati tecnici del motore elettrico*

Il punto di misura in cui è stato collegato il trasduttore accelerometrico è esposto in fig.58.

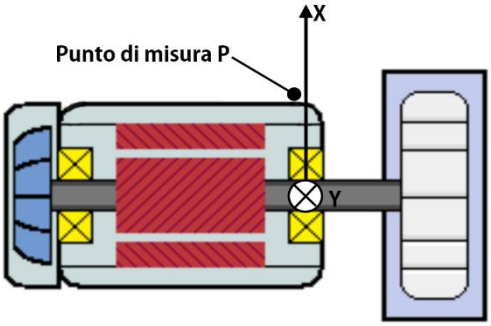



*Figura 58-Schema concettuale (punto di misura)*

Di seguito è esposto l'andamento dei livelli vibrazionali al variare della frequenza (0 Hz-400Hz) in cui è evidenziato un picco a circa 50 Hz fig.59-(a) ossia alla pulsazione di rotazione del motore e un'altra componente preponderante a 100 Hz fig.59-(b).

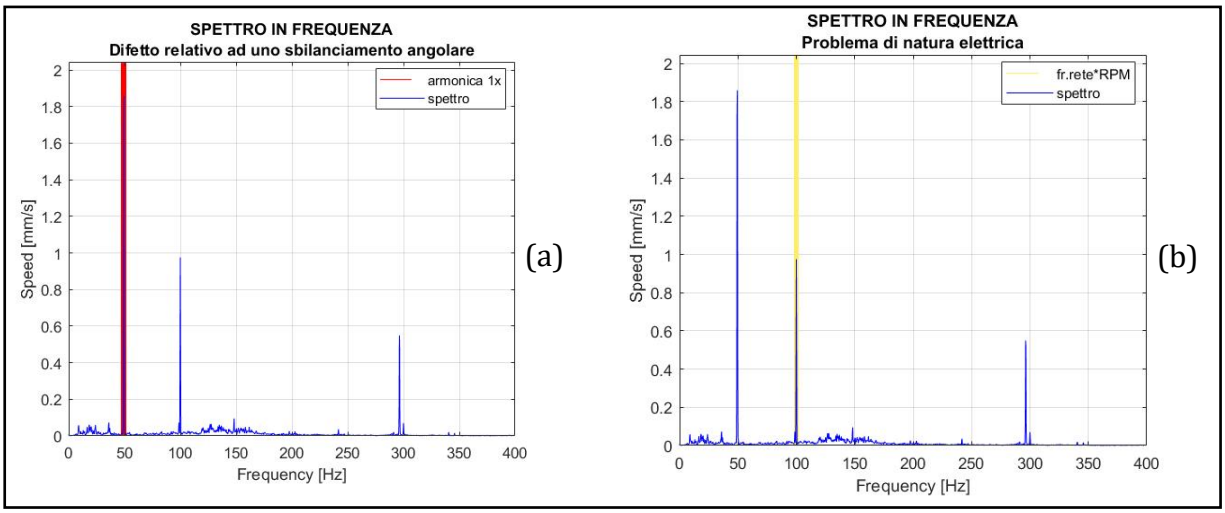



*Figura 59-(a) disallineamento angolare, (b) difetto elettrico*

La componente alla frequenza 1x $f_r$ è sintomo di un lieve sbilanciamento angolare che tuttavia va tenuto in considerazione nelle successive "ronde" di misura, nel caso in cui tale livello vibrazionale subisca ulteriori incrementi è consigliabile un allineamento laser dell'assieme motore-pompa. Il picco a 100 Hz può avere natura di tipo elettrico, probabilmente dovuto ad un'usura nello statore del motore elettrico, tale componente come esposto in seguito non ha subito elevate variazioni nel tempo, non compromettendo il comportamento della macchina.

Di seguito è evidenziata la componente a 300 Hz, frequenza caratteristica relativa ad una possibile usura della girante relativa alla pompa idraulica, tale frequenza è stata calcolata tramite la relazione (43).

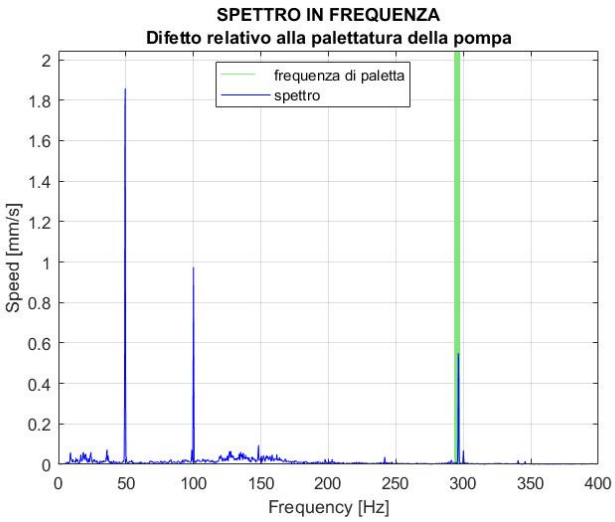



*Figura 60- Difetto di pala (pompa centrifuga)*

Tale componente vibrazionale, essendo relativa alla frequenza di paletta della girante può essere sintomo di usura dovuta a contaminazione del fluido che passa nel circuito, nonché a principi di cavitazione, risulta fondamentale controllare il corpo girante alla prossima fermata manutentiva.

Nella tabella 12 sono riportati i valori relativi alle frequenze critiche:

| | frequenza [Hz] | Valore assoluto [mm/s] |
|---|---|---|
| 1x $f_r$ | 49,1 | 1,859 |
| $f_e$ | 100 | 0,975 |
| $f_p$ | 295,5 | 0,549 |

*Tabella 12-Analisi delle frequenze critiche rilevate*

È stato effettuato inoltre uno studio del trend storico dei valori RMS, Zero-Picco, Picco-Picco (riassunti in tab.13) delle misure effettuate in diverse date come riportato in fig.61.

| | Zero-picco [mm/s] | picco-picco [mm/s] | Rms [mm/s] | Aumento % RMS |
|---|---|---|---|---|
| 06/12/2016 | 2,07 | 4,09 | 0,85 | * |
| 08/03/2017 | 2,52 | 4,92 | 0,97 | +14,23% |
| 24/05/2017 | 3,64 | 7,07 | 1,36 | +40,08% |
| 08/09/2017 | 3,23 | 6,28 | 1,15 | -15,56% |
| 27/02/2018 | 3,85 | 7,62 | 1,40 | +21,31% |
| 26/06/2018 | 4,68 | 9,30 | 1,83 | +30,69% |
| 02/10/2018 | 4,52 | 8,96 | 1,62 | -11,11% |
| 13/12/2018 | 4,78 | 9,11 | 1,72 | +5,98% |
| 20/05/2019 | 5,10 | 9,84 | 2,08 | +20,77% |

*Tabella 13-Analisi dei valori storici p-p 0-p r.m.s.*

Di seguito è riportato l'andamento dei valori presentati nella tabella precedente, come è possibile notare si ha un andamento sempre crescente di tali livelli:

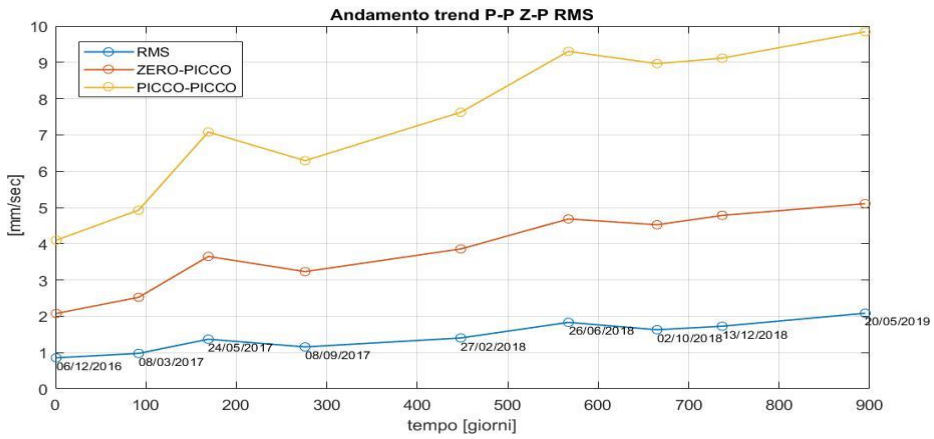



*Figura 61-Analisi del trend storico*

Il valore rms rilevato nell'ultima sessione di misure risulta essere molto vicino al primo limite di allarme imposto dalla ISO-10816-3 pari a 2.8 [mm/s], risulta dunque interessante effettuare un fitting della curva precedentemente esposta (valori rms), per poter trovare la curva polinomiale che approssima in modo migliore l'andamento di crescita vibrazionale. Sfruttando questo sistema si può avere un'idea di massima su quello che sarà il funzionamento futuro del motore. La situazione descritta è rappresentata dalla figura seguente:

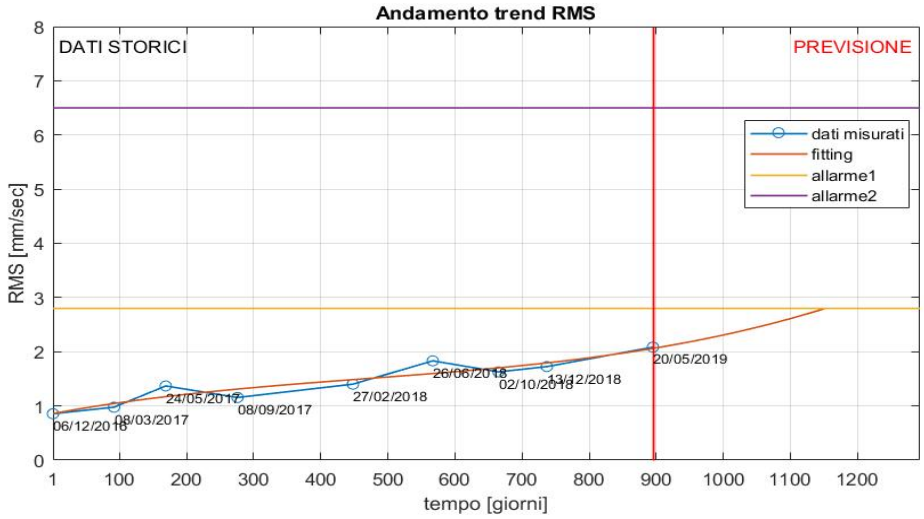



*Figura 62-Fitting dei dati*

La curva che meglio descrive l'andamento dei dati sperimentali è un polinomio di terzo grado avente la seguente espressione:

$$y(x) = p_1x^3 + p_2x^2 + p_3x + p_4$$

Con:

$$\begin{cases} p_1 = 2{,}06 * 10^{-9} \\ p_2 = -2{,}9 * 10^{-6} \\ p_3 = 2{,}28 * 10^{-3} \\ p_4 = 8{,}57 * 10^{-1} \end{cases}$$

Tramite tale grafico si può constatare che, salvo eventi imprevisti, il valore rms del livello vibrazionale supererà il limite dopo 258 giorni dall'ultima misura effettuata, cioè ben oltre l'intervallo di tempo medio con cui si esegue il controllo predittivo sui componenti

(circa 4 mesi). È possibile dunque constatare che nonostante il trend di misure sia crescente nel tempo, non sono richiesti tempestivi interventi di manutenzione.

Utilizzando le misure effettuate lungo un vasto arco temporale è stato possibile mettere in relazione gli spettri in frequenza per analizzare quali siano le frequenze critiche che tendono ad aumentare maggiormente al passare del tempo:

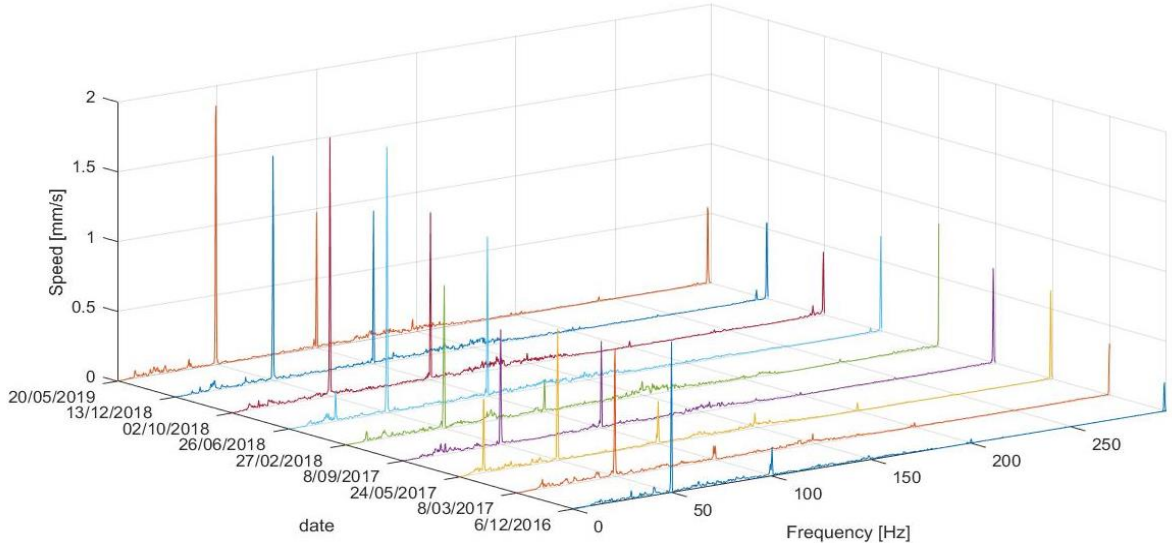



*Figura 64-Grafico 3D delle misure effettuate nelle diverse sessioni di raccolta dati*

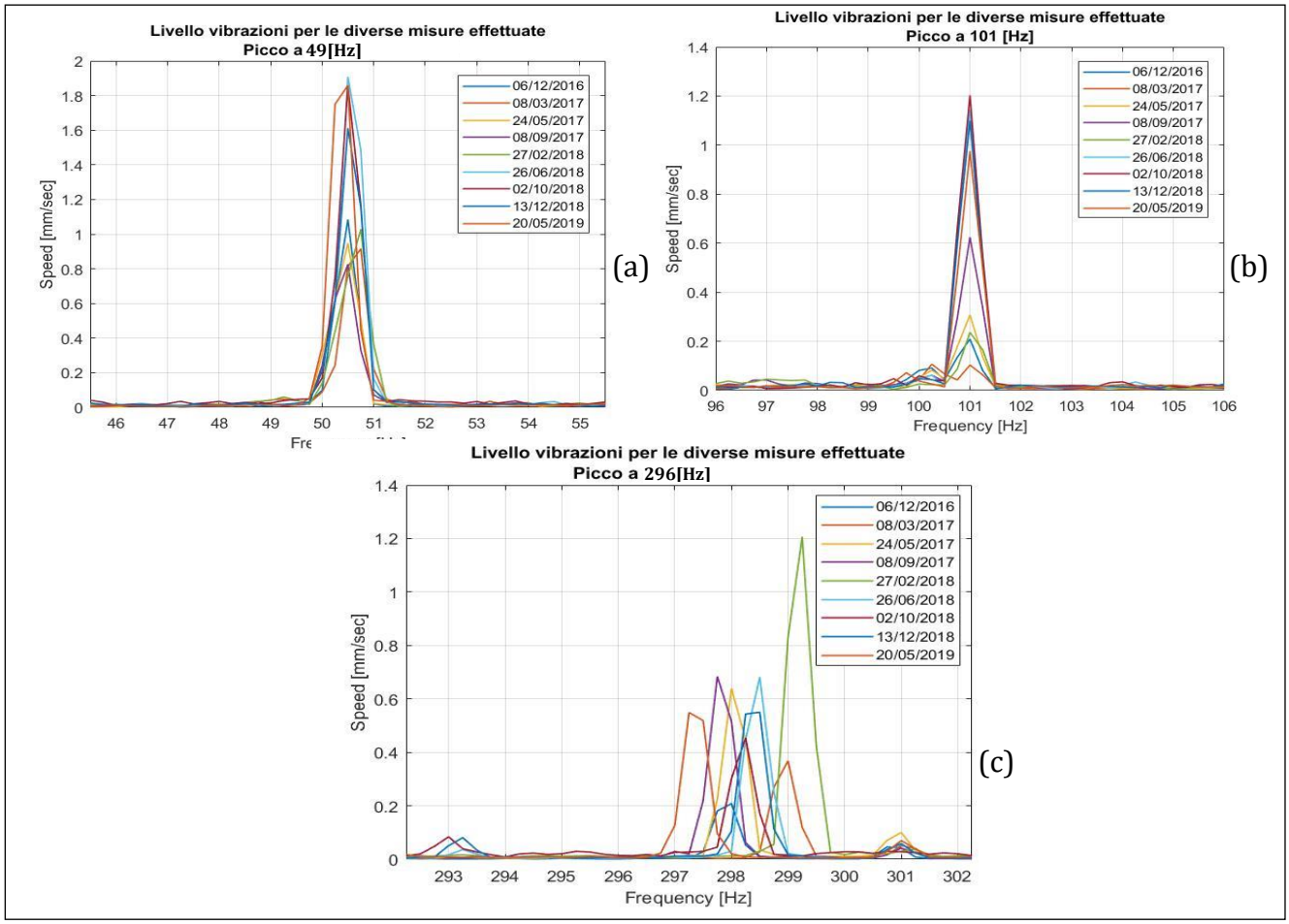



*Figura 63-Focus sui picchi a 49Hz (a), 100 Hz (b), 298 Hz (c)*

Nella seguente tabella sono riassunti i valori assoluti dei livelli raggiunti nelle frequenze critiche tenendo in considerazioni le diverse misure effettuate, sono riportati inoltre gli aumenti percentuali tra una determinata misura e la successiva ed infine l'aumento globale percentuale di ogni frequenza:

| | 49.1[Hz] | | 100[Hz] | | 295[Hz] | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 06/12/2016 | 1,084[mm/s] | * | 0,20[mm/s] | * | 0,20[mm/s] | * |
| 08/03/2017 | 0,91[mm/s] | -15,57% | 0,10[mm/s] | -49,05% | 0,36[mm/s] | +76,78% |
| 24/05/2017 | 0,94[mm/s] | +3,59% | 0,30[mm/s] | +188,79% | 0,63[mm/s] | +73,57% |
| 08/09/2017 | 0,82[mm/s] | -12,86% | 0,62[mm/s] | +102,87% | 0,68[mm/s] | +7,03% |
| 27/02/2018 | 1,02[mm/s] | +24,48% | 0,23[mm/s] | -62,12% | 1,20[mm/s] | +76,41% |
| 26/06/2018 | 1,90[mm/s] | +85,54% | 1,14[mm/s] | +383,97% | 0,68[mm/s] | -43,50% |
| 02/10/2018 | 1,85[mm/s] | -2,63% | 1,20[mm/s] | +5,14% | 0,45[mm/s] | -33,41% |
| 13/12/2018 | 1,61[mm/s] | -13,23% | 1,09[mm/s] | -8,61% | 0,55[mm/s] | +21,20% |
| 20/05/2019 | 1,85[mm/s] | +15,30% | 0,97[mm/s] | -11,31% | 0,54[mm/s] | -0,18% |
| Aumento % globale | | +9,40% | | +61,07% | | +19,76 |

*Tabella 14-Focus sulle frequenze critiche*

Dalla tabella precedente si può notare che la componente a 100 Hz risulta essere quella che ha subito un maggior aumento nel tempo, sintomo di un possibile degrado del componente statorico situato nel motore elettrico. La frequenza di vano relativa alla girante della pompa al contrario risulta essere sempre presente ma con una scarsa variazione nel tempo, tale analisi ci permette di concludere che la girante potrebbe mostrare segni di usura i quali tuttavia non hanno un elevato degrado temporale, risulta dunque non critica per quanto riguarda il corretto funzionamento dell'impianto idraulico, al contrario può essere consono al prossimo fermo macchina una revisione completa del motore elettrico.

## FINITURA, ACCUMULATORE IN INGRESSO 5.4.3

L'organo meccanico analizzato in questo paragrafo è situato nel reparto finitura dell'azienda. In tale reparto è presente una linea di lavoro in cui vengono eseguite varie operazioni sul linoleum, come l'applicazione della cera o il controllo qualità del prodotto finito. Poiché queste operazioni a volte richiedono tempistiche differenti, è opportuno spezzare la linea di finitura tramite degli accumulatori che permettono di svincolare e rendere indipendenti dal punto di vista temporale tali lavorazioni. Nel caso in esame è stato analizzato l'azionamento elettrico relativo al traino in ingresso all'accumulatore presente al centro della linea che permette la movimentazione del materiale. nella figura seguente è esposto il layout di tale organo all'interno del reparto finitura.

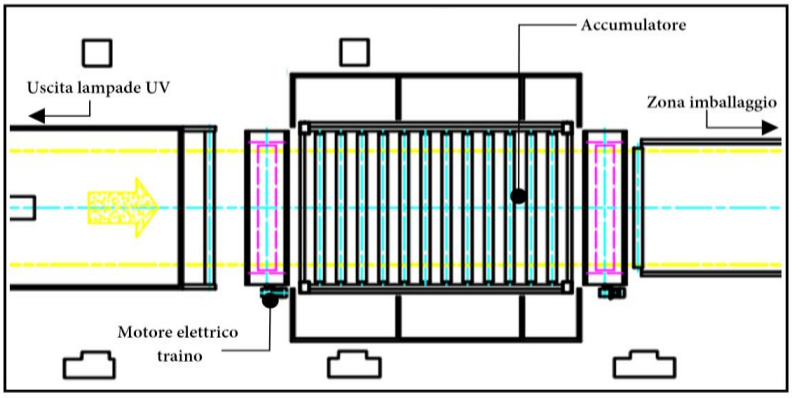



*Figura 65-Schema in pianta dell'accumulatore*

Il disegno tecnico comprensivo di quote dimensionali del motore elettrico in corrente continua utilizzato per il traino in ingresso dell'accumulatore è riportato di seguito:

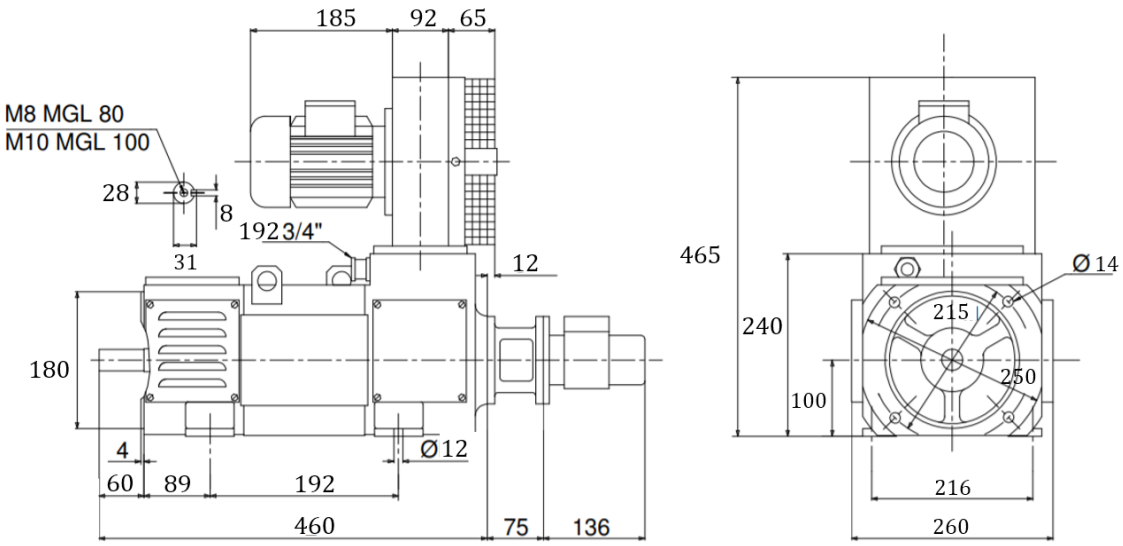



*Figura 66-Disegno tecnico del motore elettrico CC*

Nella seguente tabella sono riportati i principali dati tecnici del motore precedentemente esposto:

| modello | potenza nominale | Tensione alimentazione | Tensione armature | Tensione eccitazione | corrente | Numero di poli |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Cear MGL 100s | 0,25 [kW] | 220/380 [V] | 260 [V] | 200 [V] | 12 [A] | n. 2 |

*Tabella 15-Dati tecnici motore elettrico*

nel caso in esame è stato analizzato l'andamento spettrale e del trend relativo al punto di misura P situato nel giunto tra il motore elettrico ed il riduttore, mostrato in fig.67.

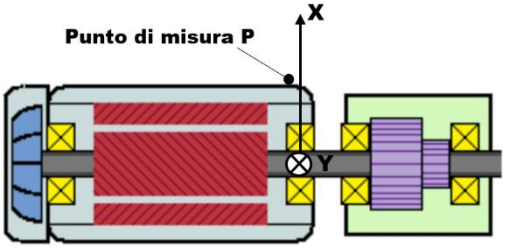



*Figura 67-Schema concettuale punto di misura*

In questo caso l'albero è calettato tramite cuscinetti del tipo SKF-6304-2RSH I corrispettivi disegni tecnici e dati dimensionali sono riportati di seguito:

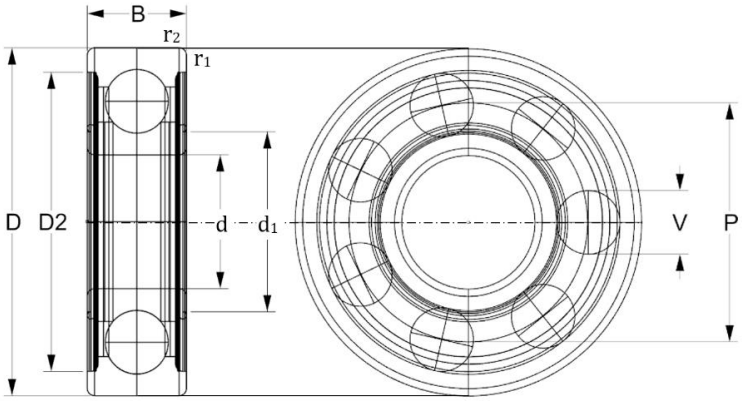



*Figura 68-Disegno tecnico cuscinetto SKF6304*

| DATI TECNICI SKF-6304-2RSH | |
|---|---|
| d[mm] | 20 |
| D [mm] | 52 |
| B[mm] | 15 |
| $d_1$[mm] | 26,9 |
| $D_2$[mm] | 44,71 |
| $r_{1,2}$[mm] | 1,1 |
| Diametro corpi volventi[mm] | 9,57 |
| Diametro medio piste[mm] | 36,01 |
| Angolo di contatto[°] | 0 |
| Numero corpi volventi | 7 |

*Tabella 16-Dati tecnici cuscinetto*

Nella tabella seguente sono state riassunte le frequenze caratteristiche relative a possibili difetti sui cuscinetti e difetti dovuti a problemi nel motore elettrico, nella terza colonna sono riportati i valori assoluti dei livelli di vibrazione raggiunti in tali frequenze, le celle evidenziate riportano i valori che potrebbero risultare critici.

| FREQUENZE CARATTERISTICHE [Hz] | | Valore assoluto [mm/s] |
|---|---|---|
| $f_r$ | 24,66 | 0,04 |
| FTF | 9,02 | 0,03 |
| BPFI | 108,90 | 0,48 |
| BPFO | 63,17 | 0,07 |
| BSF | 85,96 | 0,09 |
| $f_e$ | 100 | 7,07 |
| 2x $f_e$ | 200 | 4,06 |
| 3x $f_e$ | 300 | 1,30 |
| 4x $f_e$ | 400 | 1,01 |

*Tabella 17-Analisi delle frequenze caratteristiche*

Nella seguente immagine è rappresentato lo spettro in velocità [mm/s] in cui vengono evidenziati i difetti rilevati, sostanzialmente è presente un evidente picco nella componente frequenziale a 100 Hz seguito dalle sue armoniche successive (200 Hz-300 Hz). Il livello vibrazionale a tali frequenze risulta essere di notevole intensità, cosa che sarà ulteriormente evidenziata dai valori rms 0-P e P-P registrati. Risulta dunque evidente la presenza di un difetto di natura elettrica avente uno stato critico. per quanto riguarda eventi manutentivi futuri, è consigliabile un intervento volto ad accertare lo stato delle spazzole in acciaio del motore e il corretto funzionamento del raddrizzatore di tensione.

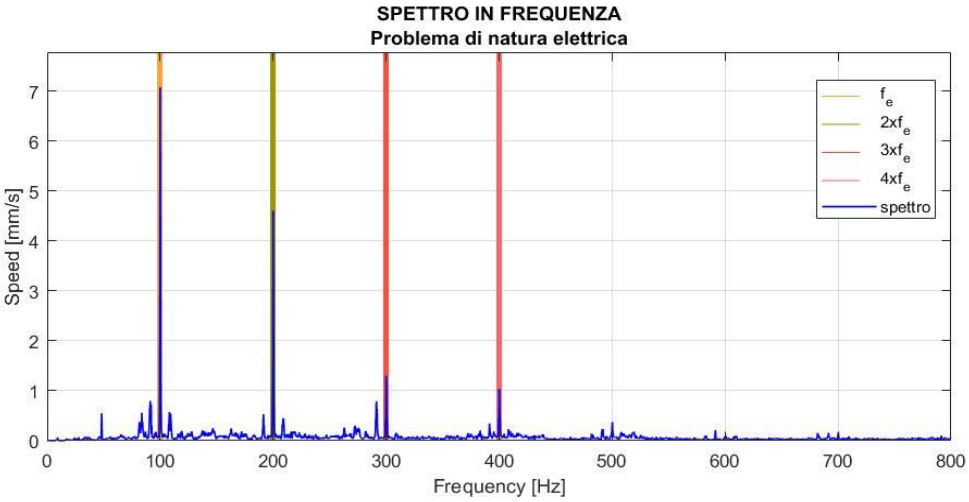



*Figura 69-spettro in frequenza che evidenzia un possibile difetto di natura elettrica*

A seguito dell'analisi qualitativa dello spettro in velocità, è possibile notare la presenza di bande laterali ben definite situate vicino ai vari picchi precedentemente descritti, tale andamento può essere ricondotto ad una possibile modulazione del segnale. questo fenomeno solitamente si presenta a frequenze medio-alte e riguarda spesso difetti relativi ai cuscinetti. Nel caso in esame sarà dunque studiato il comportamento dello spettro in accelerazione da 0 Hz a 800 Hz.

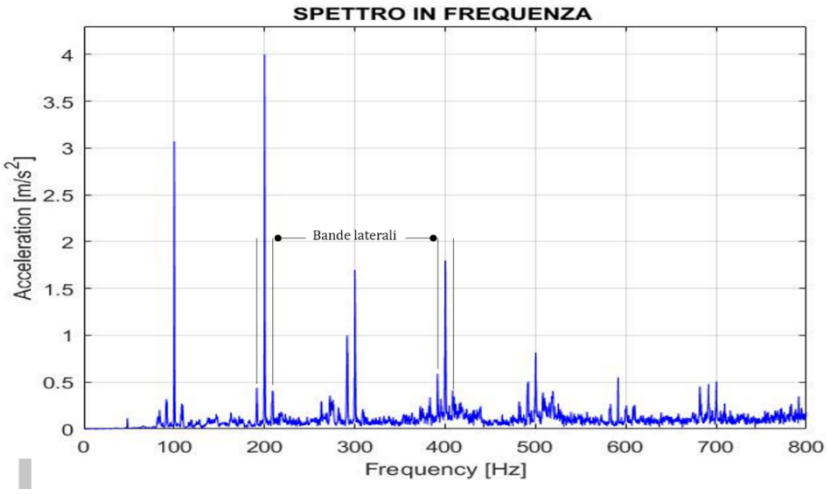



*Figura 70-Bande laterali presenti nello spettro*

Grazie alla demodulazione del segnale si può ricavare l'andamento reale della componente modulante del segnale considerato. Per fare ciò si utilizzano tecniche di signal processing che permettono di ricavare la cosiddetta curva di inviluppo "envelope".

Nella figura seguente è esposto il grafico che esplica il procedimento appena descritto.

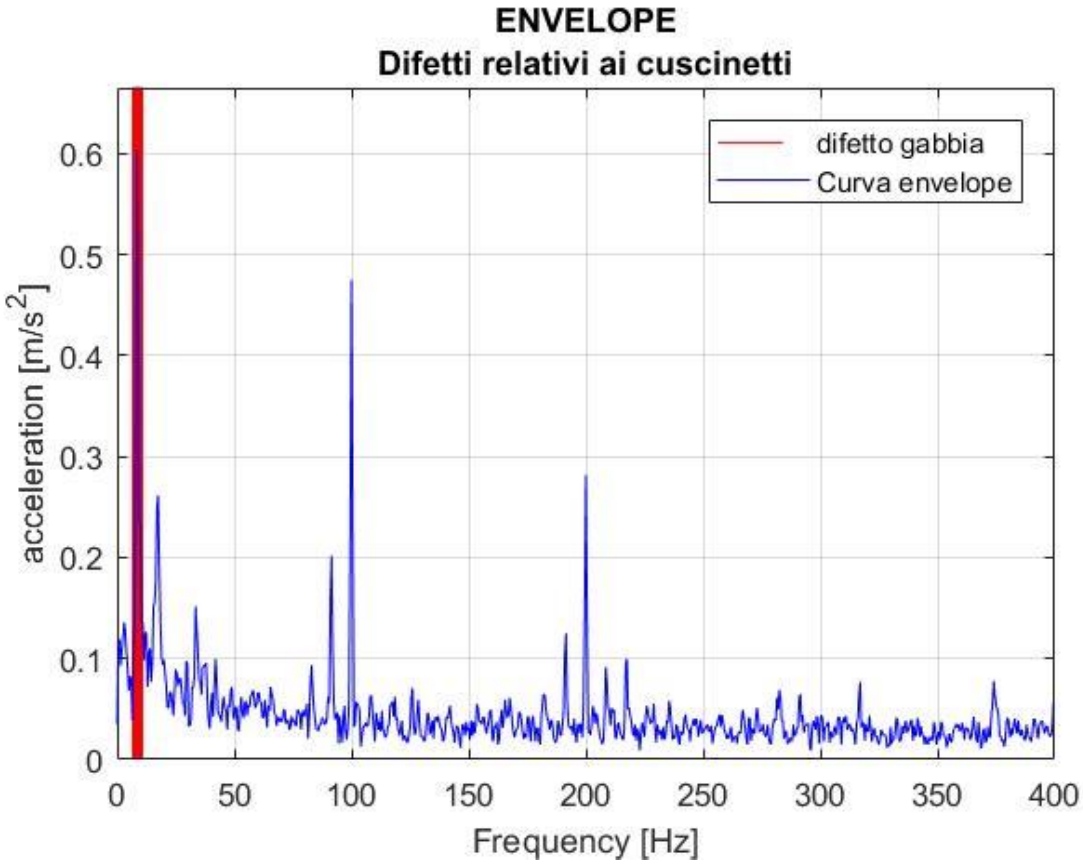



*Figura 71-Curva envelope*

È interessante notare che vi è un riscontro estremamente preciso tra la componente frequenziale presente nella *fft* della curva envelope del segnale modulante e la frequenza caratteristica relativa ad un possibile difetto relativo alla gabbia del cuscinetto SKF-6304-2RSH.

Di seguito sono riportati i valori fondamentali ricavabili tramite analisi nel dominio del tempo nelle misure effettuate lungo l'arco del 2018-2019, nello specifico sono presenti informazioni sui livelli di vibrazione RMS, Picco-Picco e Zero-Picco

| Date | zero-picco [mm/s] | picco-picco [mm/s] | Rms [mm/s] | Aumento % RMS |
|---|---|---|---|---|
| 02/10/2018 | 19,01921 | 34,59352 | 6,83321 | * |
| 13/12/2018 | 19,18414 | 32,46186 | 7,47823 | +9,43% |
| 08/02/2019 | 21,6833 | 39,43935 | 7,46748 | -0,14% |
| 20/05/2020 | 24,49997 | 41,07983 | 7,23689 | -3,08% |

*Tabella 18-Analisi dei valori storici 0-p, p-p, r.m.s.*

Per avere una visione grafica di tali risultati essi sono riassunti nel seguente diagramma.

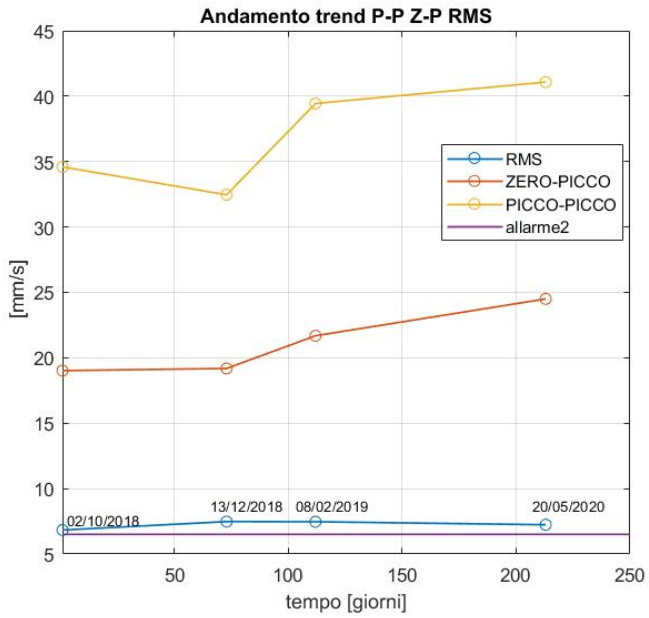



*Figura 72-Andamento del trend storico*

Si può notare che i livelli r.m.s. raggiungono in tutte le sessioni di misura livelli critici, che oscillano nell'intorno del limite imposto dalla normativa. Sebbene tali valori rimangano circa costanti al passare del tempo, la loro intensità risulta eccessiva ed in questi casi può verificarsi un improvviso danneggiamento del macchinario. L'andamento pseudo-esponenziale che indica l'avanzamento dell'usura in questo caso non compare, lo studio predittivo attraverso l'analisi del trend dunque non ha validità in quanto superato il livello critico, la rottura può avvenire in modo del tutto improvviso e casuale.

Infine è possibile osservare nel seguente grafico 3D gli spettri delle misure effettuate in diverse date degli spettri da 0 Hz a 800 Hz in cui nelle ordinate sono presenti i valori di velocità in [mm/s].

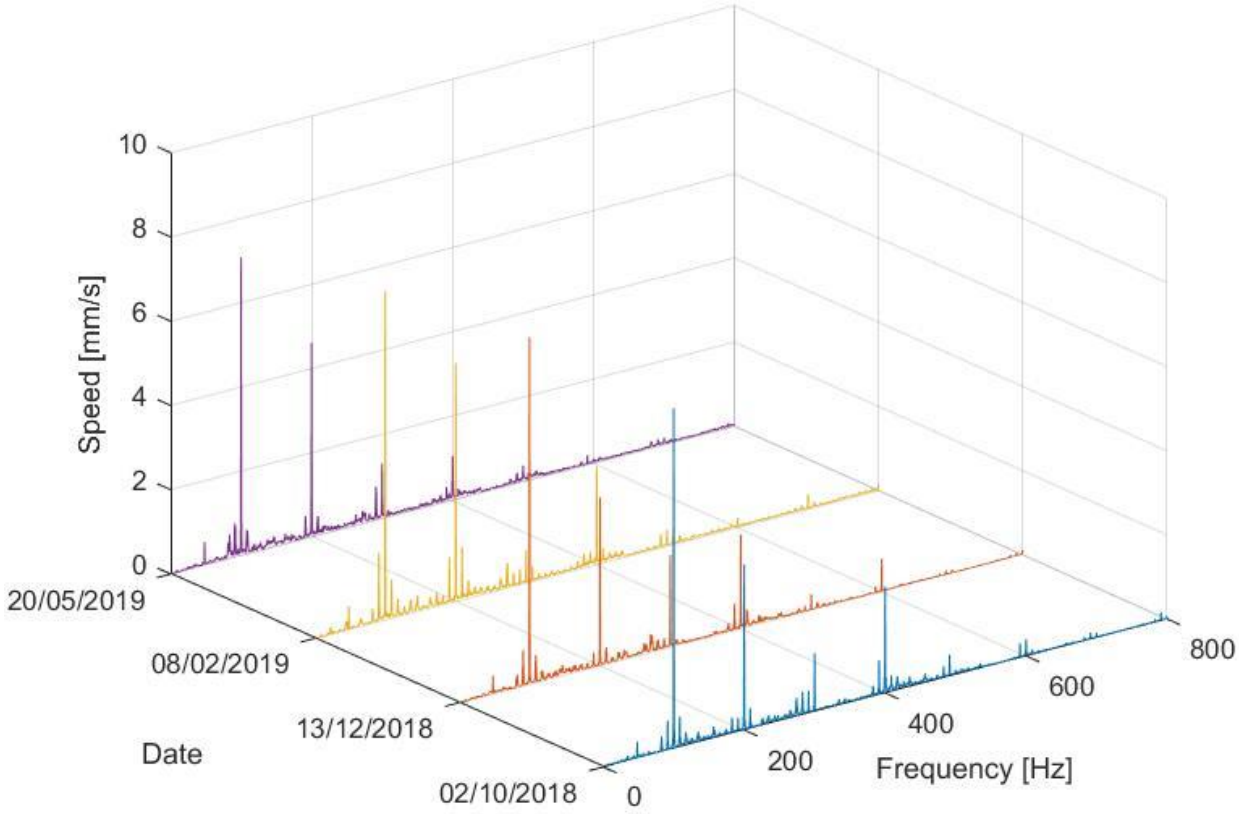



*Figura 73-Grafico 3D con valori di misura in cascata*

## MOTORE-VENITLATORE (REPARTO RITAGLI) 5.4.4

L'organo meccanico in esame è situato nel reparto ritagli, in cui convergono gli scarti di produzione per essere opportunamente riciclati. In particolare il linoleum viene triturato e vagliato attraverso opportuni separatori meccanici che dividono la briciola di linoleum dalla juta. A questo punto la briciola deve essere trasportata nel macchinario successivo che ha lo scopo di diminuire ulteriormente la granulometria del materiale. in questo caso la briciola viene movimentata attraverso un ventilatore centrifugo che, generando un flusso d'aria attraverso dei tubi di collegamento, aspira il materiale in questione e lo invia al macchinario successivo. Di seguito è esposta l'immagine raffigurante tale sistema di trasporto del materiale in cui è visibile il motore elettrico calettato al ventilatore (si può osservare la chiocciola esterna collegata al tubo di trasporto).

*Figura 74- ventilatore-motore elettrico*

Di seguito sono riportati i dati tecnici del motore elettrico:

| DATI TECNICI MOTORE ELETTRICO ABB | |
|---|---|
| **potenza** | 5,5 [kW] |
| **Tensione alim.** | 380 [V] |
| **Cos ϑ** | 0,89 [Deg] |
| **Corrente di alim.** | 10,7 [A] |
| **n. poli** | 2 |
| **Giri/min** | 2940 [RPM] |

*Tabella 19-Dati tecnici motore elettrico*

inoltre nella seguente tabella sono riassunti i principali dati dimensionali dei cuscinetti montati in tale macchinario, in particolare sono presenti dei cuscinetti del tipoSFK-6208, grazie ai valori riportati è stato possibile calcolare le frequenze caratteristiche dei difetti che si possono trovare in tali cuscinetti.

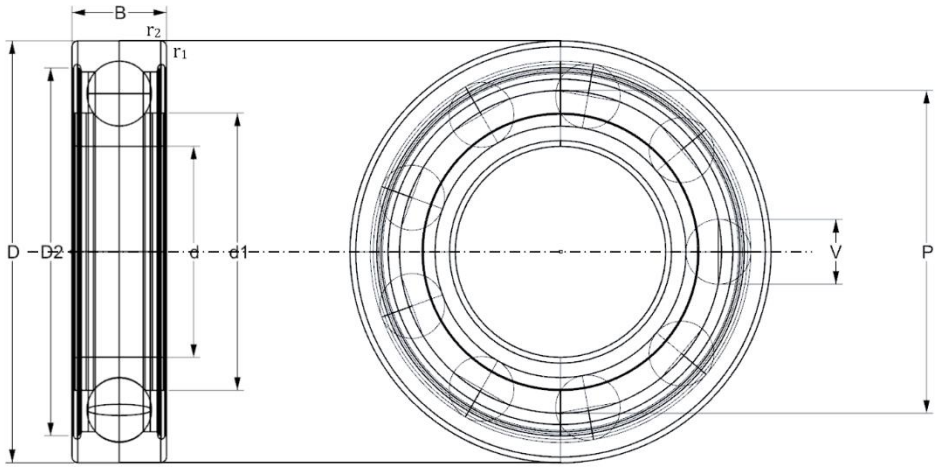



*Figura 75-Disegno tecnico cuscinetto*

| DATI TECNICI SKF-6208 | |
|---|---|
| **d[mm]** | 40 |
| **D [mm]** | 80 |
| **B[mm]** | 18 |
| **$d_1$[mm]** | 52,6 |
| **$D_2$[mm]** | 69,8 |
| **$r_{1,2}$[mm]** | 1,1 |
| **Diametro corpi volventi V [mm]** | 12,11 |
| **Diametro medio piste P [mm]** | 60 |
| **Angolo di contatto[°]** | 0 |
| **Numero corpi volventi** | 9 |

*Tabella 20-Dati tecnici cuscinetto*

Di seguito è riportato lo schema concettuale del macchinario in esame in cui si evidenzia il punto in cui sono state effettuate le misure vibrazionali.

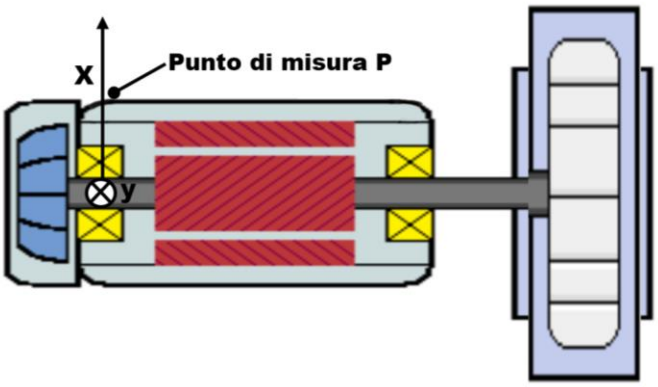



*Figura 76-Schema concettuale del punto di misura*

L'analisi in frequenza dei valori di velocità [mm/s] da 0 a 400 Hz ha evidenziato una componente elevata relativa alla frequenza di rotazione del motore. Considerando l'assieme motore-ventilatore e l'entità di tale picco si può constatare dunque la presenza di uno sbilanciamento angolare relativo all'asse della girante del ventilatore rispetto all'asse dell'albero relativo al motore elettrico su cui è calettato il ventilatore stesso. È possibile osservare nella figura seguente lo spettro in cui è evidenziata la componente $1xf_r$ seguita dalle armoniche $2xf_r$ $3xf_r$ di modesta entità.

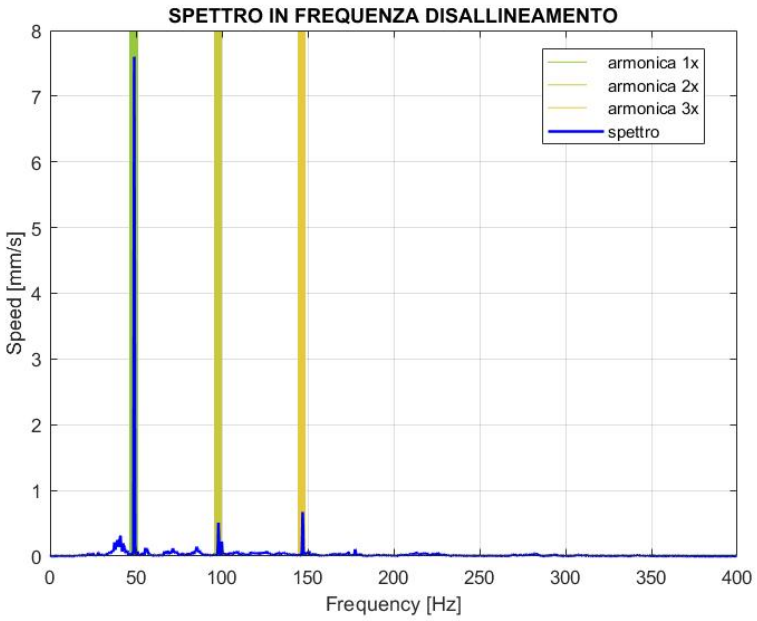



*Figura 77- Spettro in frequenza in cui si evidenza la 1xfr*

In tale macchinario, poiché nello storico delle misure e degli eventi manutentivi sono stati rilevati problemi ai cuscinetti, è stato opportuno effettuare l'analisi dello spettro in frequenza prendendo come grandezza di riferimento l'accelerazione e ponendo l'attenzione su una banda di frequenza più ampia (0 Hz - 800 Hz). È stato possibile dunque analizzare la curva Envelope grazie alla quale si possono analizzare eventuali difetti nei cuscinetti durante le prime fasi di crescita. L'innesco di un difetto nella fase iniziale risulta infatti difficilmente individuabile attraverso lo studio dello spettro in velocità a frequenze medio basse, la vibrazione che tale difetto produce risulta essere relativo a frequenze maggiori ed a volte "nascosto" da altre componenti frequenziali, dando ad esempio origine a fenomeni di modulazione.

Demodulando e filtrando opportunamente il segnale si arriva dunque alla figura seguente in cui si nota una corrispondenza con le frequenze caratteristiche relative a difetti nella pista esterna ed interna del cuscinetto. I picchi in accelerazione [m/s$^2$] raggiungono valori modesti, tuttavia tale risultato permette di tenere sotto controllo la situazione attuale e di intervenire prontamente, una possibile contromisura da effettuare è l'aumento della frequenza di ingrassamento dei lubrificatori automatici.

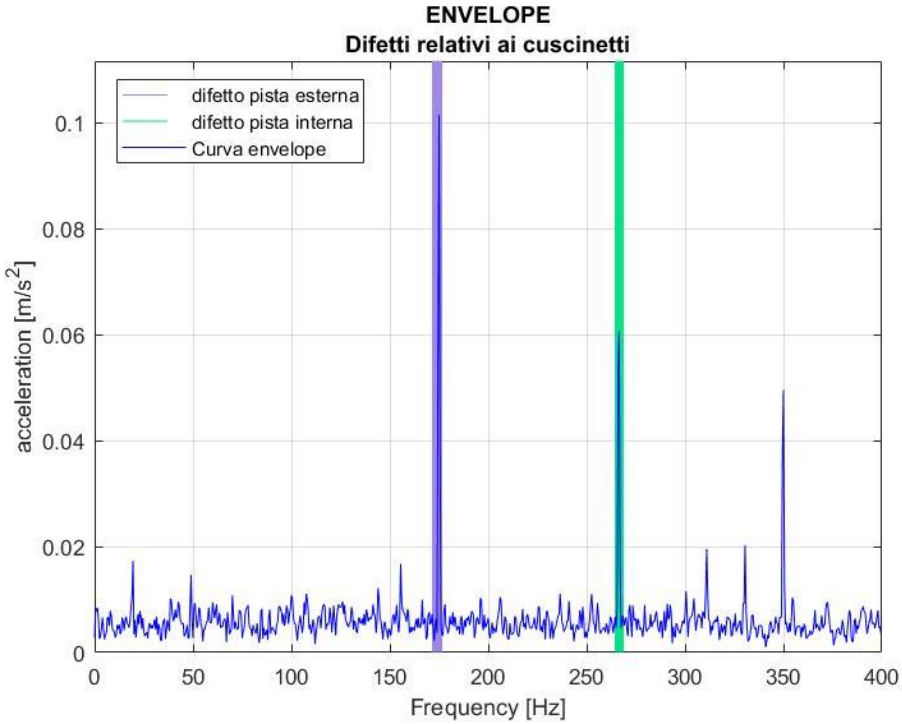



*Figura 78-Curva envelope*

Nella tabella seguente sono esposte le principali frequenze caratteristiche a cui è possibile riscontrare dei difetti, le caselle evidenziate indicano i livelli critici rilevati nello spettro in frequenza del segnale misurato:

| FREQUENZE CARATTERISTICHE [Hz] | | Valore assoluto [mm/s] |
|---|---|---|
| $f_r$ | 49 | 7,6 |
| FTF | 19,65 | 0,032 |
| BPFI | 265 | 0,00394 |
| BPFO | 175,90 | 0,0252 |
| BSF | 232,9 | 0,00719 |
| 2x $f_r$ | 98 | 0,51 |
| 3x $f_r$ | 147 | 0,67 |

*Tabella 21-Analisi delle frequenze caratteristiche rilevate*

È stato poi effettuato lo studio del trend storico per verificare sia i valori attuali del segnale delle grandezze RMS, P-P e 0-P, sia il loro andamento nel tempo per capire se la crescita vibrazionale sia preoccupante ai fini dello stato di salute del macchinario. Di seguito è riportato il grafico in cui si analizza il trend dei dati storici in RMS, è stato dunque effettuato un fitting della curva rilevata sperimentalmente. Come si può notare nella figura 79, effettuando una proiezione predittiva qualitativa, si può concludere che la crescita dei livelli quadratici medi risulta elevata nel breve periodo, arrivando al limite imposto dalla normativa dopo circa 39 giorni dall'ultima misura. Da tale analisi risulta fondamentale un intervento manutentivo tempestivo.

In associazione con i dati rilevati dall'analisi dello spettro le contromisure che si avrà modo di effettuare saranno relative all'allineamento della girante ad esempio attraverso allineatori laser, per eliminare lo sbilanciamento angolare registrato. Inoltre, risulta fondamentale verificare che tale girante non sia stata danneggiata in modo consistente dal funzionamento prolungato con livelli vibratori di notevole intensità.

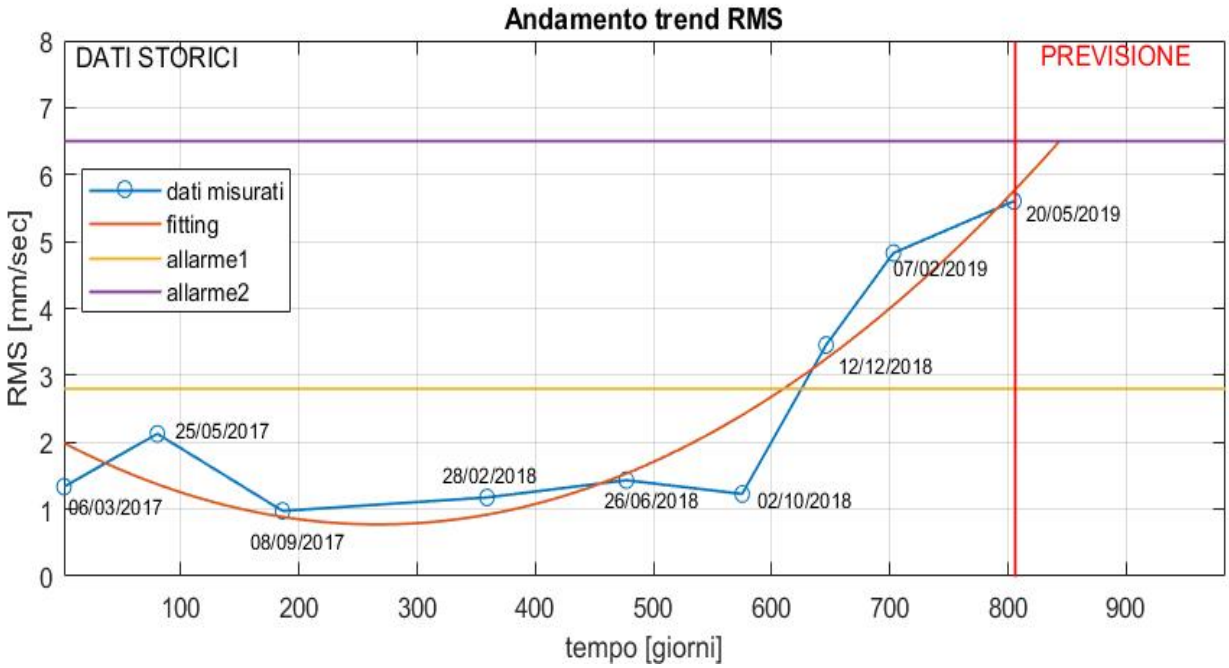



*Figura 79- Fitting del trend storico*

La curva che meglio descrive l'andamento dei dati sperimentali è un polinomio del secondo ordine la cui espressione è riportata di seguito:

$$y(x) = p_1 x^2 + p_2 x + p_3$$

I coefficienti esposti hanno i seguenti valori:

$$\begin{cases} p_1 = 1{,}721 * 10^{-5} \\ p_2 = -9{,}182 * 10^{-3} \\ p_3 = 1{,}998 \end{cases}$$

La seguente tabella riassume i valori precedentemente raffigurati in fig.80 delle misure effettuate nell'arco di tempo relativo al 2017-2018-2019. Oltre ai valori RMS sono riportati anche le grandezze Picco-Picco e Zero-Picco.

| Date | zero-picco [mm/s] | picco-picco [mm/s] | RMS [mm/s] | Aumento % RMS |
|---|---|---|---|---|
| 06/03/2017 | 3,94322 | 7,80071 | 1,33676 | * |
| 25/05/2017 | 5,48816 | 10,20631 | 2,12623 | 59,05% |
| 08/09/2017 | 3,13405 | 5,88884 | 0,9742 | -54,18% |
| 28/02/2018 | 3,59385 | 6,86538 | 1,17582 | +20,69% |
| 26/06/2018 | 5,56348 | 9,51226 | 1,4325 | +21,82% |
| 02/10/2018 | 3,5908 | 7,12382 | 1,22779 | -14,29% |
| 12/12/2018 | 8,38182 | 15,82058 | 3,45253 | +181,19% |
| 07/02/2019 | 8,5046 | 16,72558 | 4,828 | +39,83% |
| 20/05/2019 | 11,12495 | 20,76521 | 5,60257 | +16,04% |

*Tabella 22-Analisi dei dati storici*

Nel seguente grafico 3D sono riportati gli spettri in frequenza, considerando la velocità [mm/s] come grandezza di riferimento, delle misurazioni effettuate in diverse date:

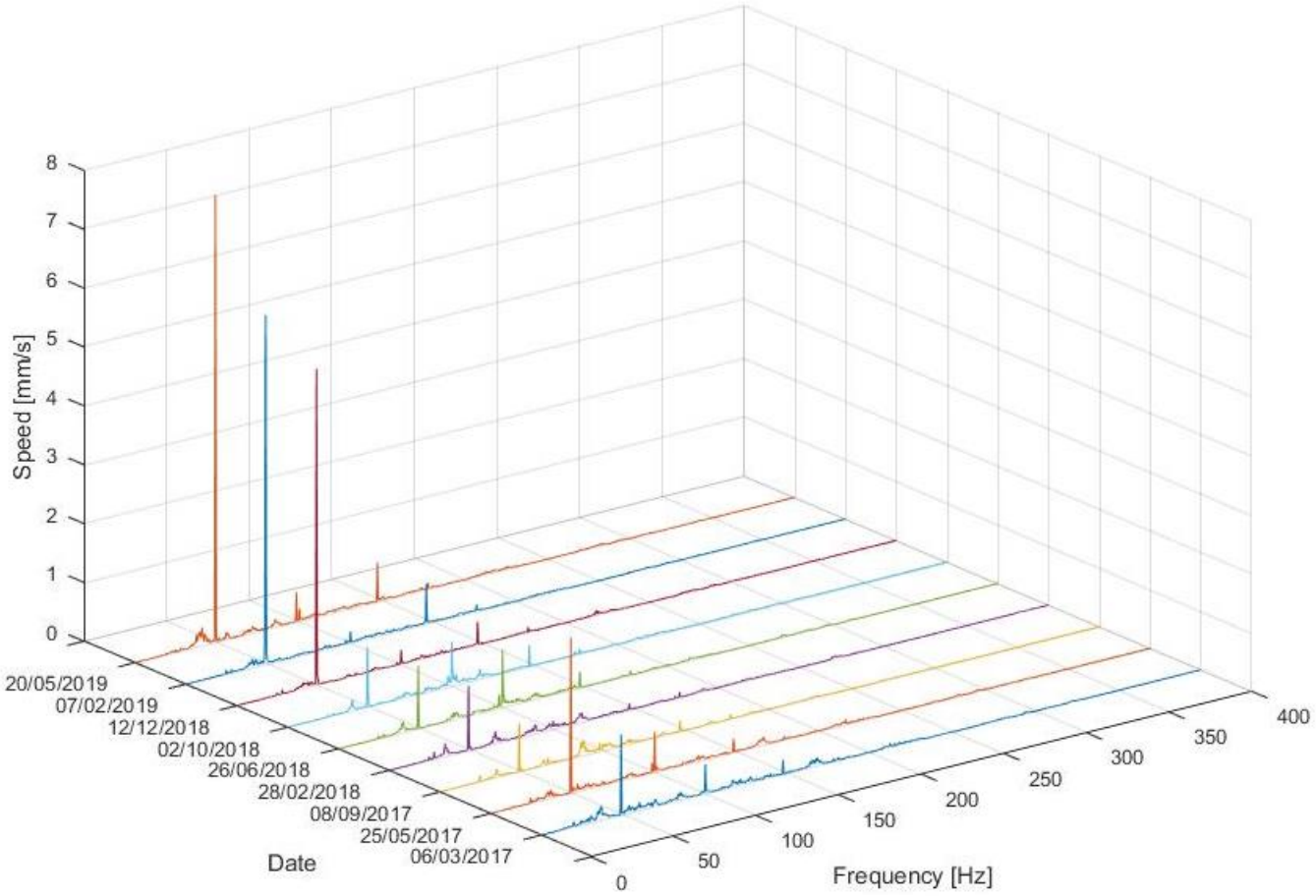



*Figura 80-Grafico 3D dei valori misurati nelle diverse sessioni di acquisizione dati*

Si è dunque posta l'attenzione sull'effettivo aumento nel tempo delle componenti frequenziali dovute allo sbilanciamento della girante, in particolar modo alla frequenza $1xf_r$ fig.81.

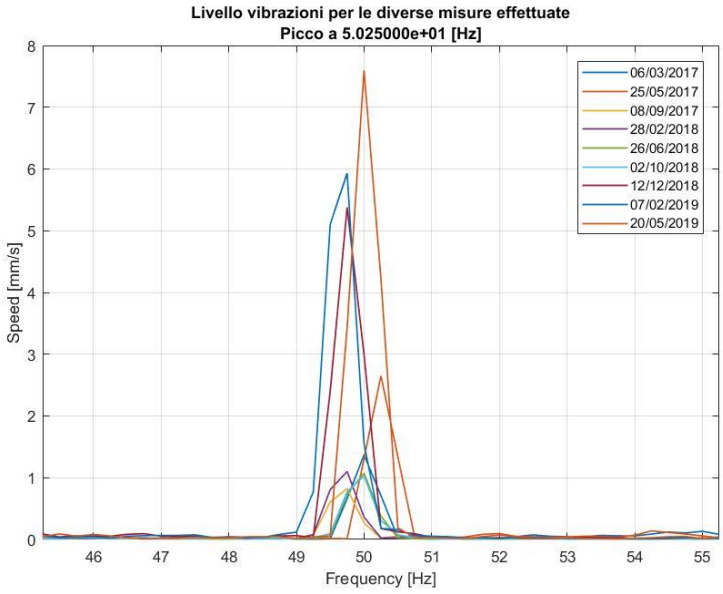



*Figura 81-Focus sulla componente a 49 Hz*

Nella seguente tabella sono riportati i valori assoluti dei livelli raggiunti nelle diverse sessioni di misura, sono esposti inoltre i valori percentuali, grazie ai quali si può avere un'idea chiara di quanto tali componenti siano effettivamente aumentate nel tempo.

| | 49[Hz] | |
|---|---|---|
| 06/03/2017 | 1,37[mm/s] | * |
| 25/05/2017 | 2,64[mm/s] | +93,2% |
| 08/09/2017 | 0,82[mm/s] | -68,94% |
| 28/02/2018 | 1,1[mm/s] | +33,78% |
| 26/06/2018 | 1,07[mm/s] | -2,39% |
| 02/10/2018 | 1,02[mm/s] | -4,51% |
| 12/12/2018 | 5,37[mm/s] | +424,51% |
| 07/02/2019 | 5,93[mm/s] | +10,27% |
| 20/05/2019 | 7,59[mm/s] | +28,10% |
| Aumento % globale | | +57,11% |

*Tabella 23-Focus sulla componente a 49 Hz*

## MOTORE-VENTILATORE DEL FILTRO A MANICHE 5.4.5

Il macchinario analizzato in questo paragrafo si trova nel reparto mescolazione, in cui viene lavorato il cemento di linoleum e trasformato in briciola. Durante tale processo il materiale passa attraverso alcuni macchinari che, per la loro conformazione strutturale, tendono a generare una vasta quantità di polveri che si potrebbero riversare nel reparto stesso. Tramite dei tubi che attraversano l'intera sezione di lavoro si aspirano queste poveri che vengono in seguito filtrate attraverso un opportuno filtro a maniche che lascia passare solo aria pulita e intrappola le particelle pulviscolari che non devono essere immesse in atmosfera. L'aspirazione avviene attraverso un motore elettrico su cui è calettato un ventilatore centrifugo situato a monte del suddetto filtro. In questo modo si genera la depressione adatta per far confluire l'aria "sporca" nei tubi presenti lungo l'intero reparto. In basso a sinistra è riportato il filtro a maniche mentre a destra è illustrato il funzionamento concettuale dello stesso.

*Figura 83-filtro a maniche*

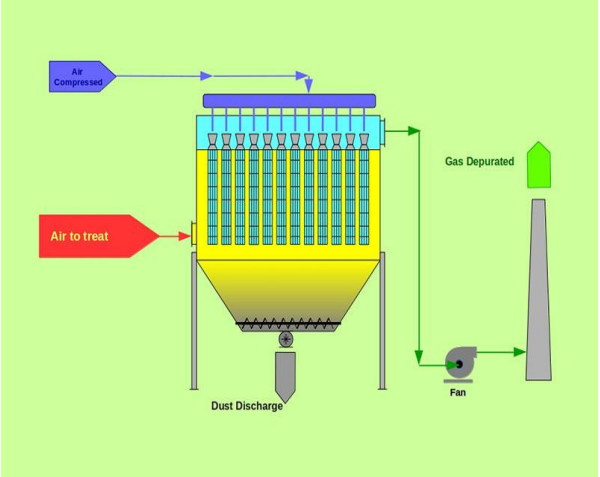



*Figura 82-Schema concettuale del filtro*

I cuscinetti presenti sono del tipo SKF-6213 e SKF-6313, allocati rispettivamente nel punto 1 e 2 fig.84. in cui è evidenziato anche il punto in cui sono state effettuate le misurazioni.

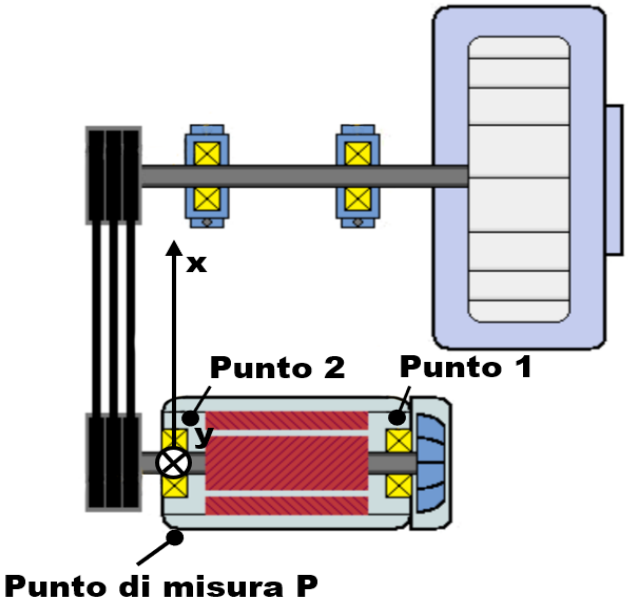



*Figura 84-Schema concettuale in cui è possibile osservare*

*Il punto in cui è stata effettuata la misura*

Di seguito sono riportati i dati tecnici e le rispettive sezioni 2D dei cuscinetti sopracitati:

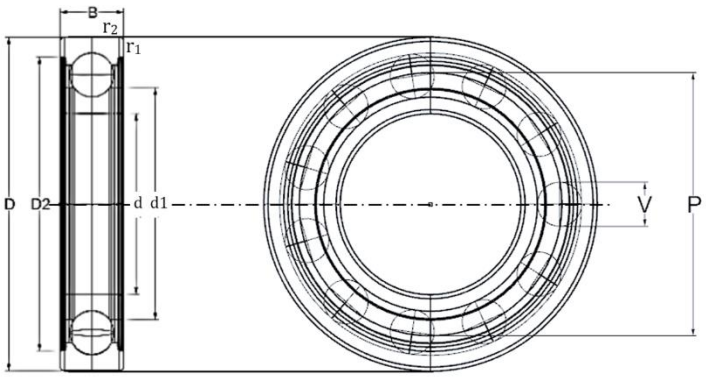



*Figura 86-Disegno tecnico SKF-6213*

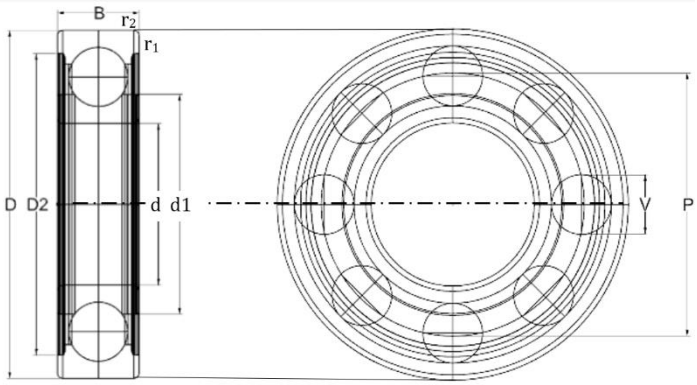



*Figura 85-Disegno tecnico SKF6313*

| DATI TECNICI SKF-6213 | |
|---|---|
| d[mm] | 65 |
| D [mm] | 120 |
| B[mm] | 23 |
| $d_1$[mm] | 83,3 |
| $D_2$[mm] | 105,8 |
| $r_{1,2}$[mm] | 1,5 |
| Diametro corpi volventi V [mm] | 15,88 |
| Diametro medio piste P [mm] | 92,8 |
| Angolo di contatto[°] | 0 |
| Numero corpi volventi | 11 |
| Posizione | Punto 1 (fig.85) |

*Tabella 25-Dati tecnici SKF-6213*

| DATI TECNICI SKF-6313 | |
|---|---|
| d[mm] | 65 |
| D [mm] | 140 |
| B[mm] | 33 |
| $d_1$[mm] | 88,35 |
| $D_2$[mm] | 121,3 |
| $r_{1,2}$[mm] | 2,1 |
| Diametro corpi volventi V [mm] | 23,81 |
| Diametro medio piste P [mm] | 102,5 |
| Angolo di contatto[°] | 0 |
| Numero corpi volventi | 8 |
| posizione | Punto 2 (fig.85) |

*Tabella 24-Dati tecnici SKF-6313*

Dall'analisi dello spettro in frequenza risulta evidente una componente elevata alla pulsazione di rotazione del motore (24,6 Hz) sintomo di un possibile sbilanciamento della puleggia calettata sull'albero del motore elettrico. Risultano evidenti inoltre difetti relativi alle piste esterne di entrambi i cuscinetti ed ai corpi volventi. Tale situazione è visibile in fig.87.

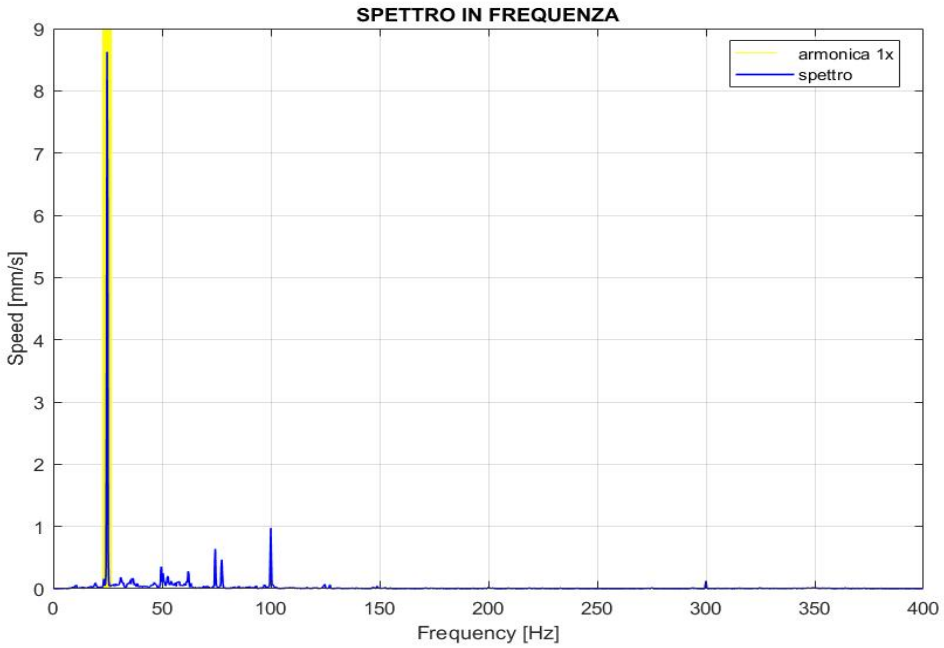



*Figura 87-Spettro in frequenza in cui si evidenzia una componente elevata a 1xfr*

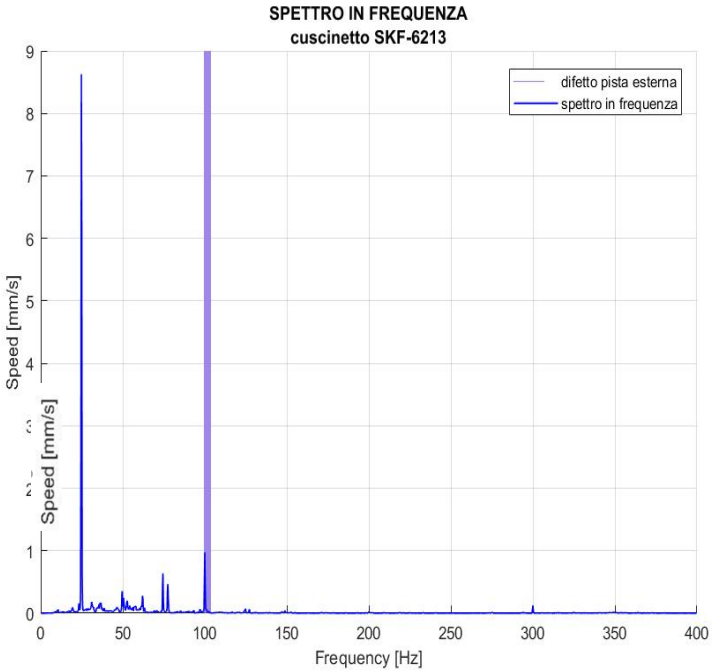



*Figura 89-Possibile presenza di difetti sul cuscinetto SKF-6213*

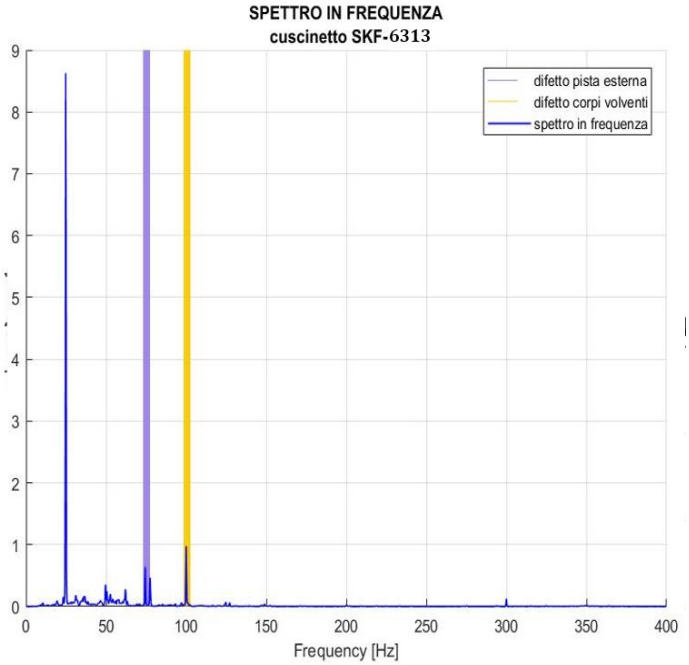



*Figura 88-possibile presenza di difetti sul cuscinetto SKF-6313*

Nella seguente tabella sono riportate le frequenze caratteristiche relative ai vari difetti ricavabili tramite l'analisi vibrazionale. In particolare, nell'ultima colonna sono presenti i valori assoluti dei livelli di vibrazione raggiunti durante le analisi, i valori evidenziati rappresentano le componenti ritenute critiche.

| FREQUENZE CARATTERISTICHE [Hz] | | Valore assoluto [mm/s] |
|---|---|---|
| FTF (SKF-6213) | 10,22 | 0,046 |
| FTF (SKF-6313) | 9,46 | 0,028 |
| BPFO (SKF-6213) | 102 | 0,97 |
| BPFO (SKF-6313) | 75,74 | 0,63 |
| BPFI (SKF-6213) | 144,43 | 0,0031 |
| BPFI (SKF-6313) | 121,58 | 0,007 |
| BSF (SKF-6213) | 139,93 | 0,0071 |
| BSF (SKF-6313) | 100,45 | 0,97 |
| $1xf_r$ | 24,66 | 8,62 |

*Tabella 26-Analisi delle frequenze caratteristiche rilevate*

Poiché sono stati riscontrati possibili difetti su entrambi i cuscinetti, è stata effettuata l'analisi in accelerazione e l'implementazione della curva di inviluppo "envelope", grazie alla quale è possibile evidenziare ed isolare i difetti presenti nei cuscinetti che altrimenti avrebbero generato componenti in alta frequenza non rilevabili con lo studio dello spettro in velocità. Di seguito è riportato il grafico della curva Envelope.

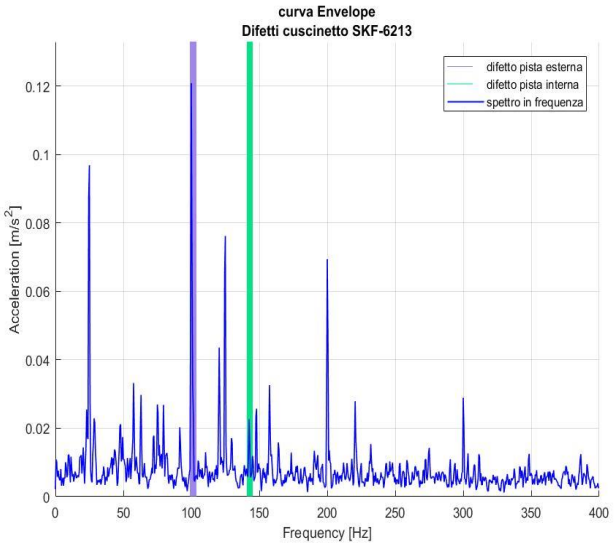



*Figura 90-Curva envelope SKF-6213*

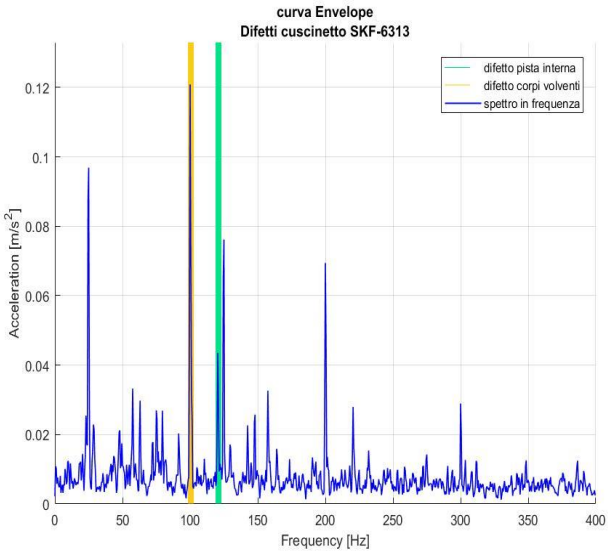



*Figura 91-curva envelope SKF-6313*

Come è possibile notare le componenti frequenziali precedentemente esposte hanno una corrispondenza be precisa nella curva di inviluppo, nella quale si evidenziano inoltre dei possibili segni di usura sulla pista interna del cuscinetto SKF-6313. Considerando inoltre i valori elevati in RMS, esposti di seguito insieme agli Zero-Picco e Picco-Picco, risulta di fondamentale importanza programmare un possibile intervento manutentivo volto in primo luogo al controllo del bilanciamento della puleggia e successivamente alla sostituzione di entrambi i cuscinetti presenti.

| Date | zero-picco [mm/s] | picco-picco [mm/s] | Rms [mm/s] | Aumento % rms |
|---|---|---|---|---|
| 08/09/2017 | 8,58791 | 15,8066 | 3,04198 | * |
| 28/02/2018 | 10,74507 | 20,72046 | 5,44919 | +103,14% |
| 27/06/2018 | 11,23137 | 21,94864 | 5,60465 | +22,02% |
| 03/10/2018 | 9,67397 | 17,99454 | 4,81032 | -8,27% |
| 13/12/2018 | 11,34154 | 22,43327 | 6,04137 | +7,75% |
| 07/02/2019 | 14,011 | 27,04796 | 7,80045 | +5,47% |
| 22/05/2019 | 14,36651 | 28,37109 | 8,44493 | +8,33% |

*Tabella 27-Analisi dei valori acquisiti nelle sessioni precedenti*

Riportando i valori RMS esposti nella tabella precedente in un grafico, si nota un andamento globalmente crescente, Ponendo l'attenzione sui limiti imposti dalla normativa si può notare che il valore quadratico medio ha superato la seconda soglia di allarme. Tale valore risulta critico e potrebbe compromettere il corretto funzionamento del macchinario. Tale indicazione risulta essere una ulteriore conferma della diagnosi effettuata precedentemente analizzando lo spettro, è opportuno dunque effettuare l'intervento manutentivo alla prima fermata utile.

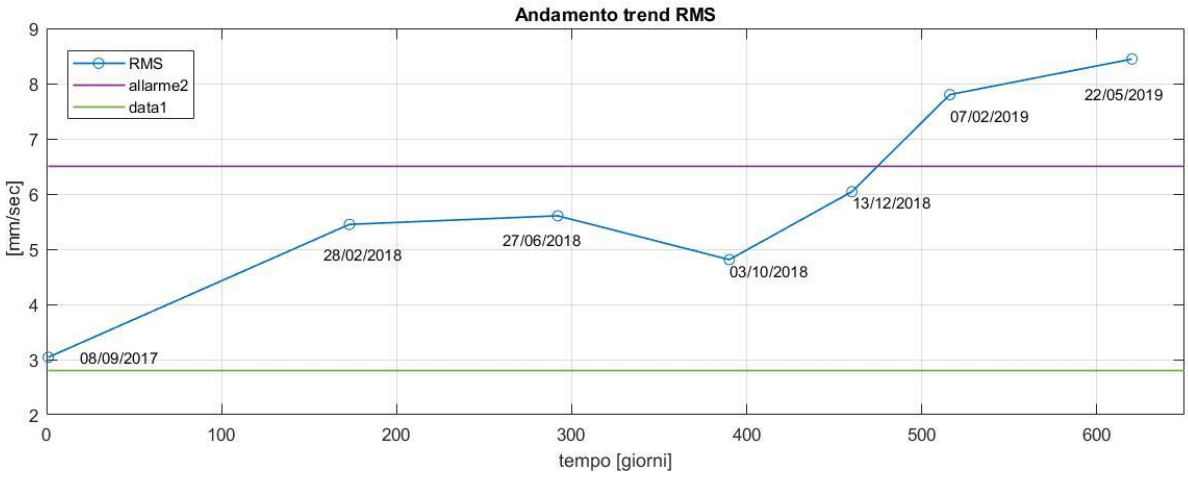



*Figura 92-Andamento del trend storico*

# CAPITOLO 6

## CONCLUSIONI 6.1

Nel presente lavoro di tesi sono stati approfonditi dal punto di vista teorico gli argomenti riguardanti la diagnostica dei difetti ricavabili tramite l'analisi vibrazionale, inoltre si è posta particolare attenzione sull'analisi dei dati ricavati tramite le acquisizioni sperimentali attraverso vari strumenti di signal processing. Grazie ad un'adeguata strumentazione per la misurazione in situ e un approfondito studio dei dati rilevati, è stato dunque possibile estrapolare informazioni dettagliate riguardanti lo stato di salute dei macchinari analizzati e la possibile presenza di difetti di vario genere. nel caso di studio sono stati presentati cinque diversi macchinari situati nei vari reparti dell'azienda.

Per quanto riguarda il frantumatore a coltelli è stata evidenziata una precisa corrispondenza con la frequenza caratteristica relativa ad un difetto nella pista esterna del cuscinetto che sostiene l'albero del motore elettrico. Inoltre è stato riscontrato un picco a 100 Hz, sintomo di un possibile difetto nel motore elettrico. Tuttavia, analizzando il trend storico in parallelo con i valori quadratici medi raggiunti nella sessione di misura, è possibile affermare che l'organo meccanico non richiede comunque un intervento manutentivo a breve termine in quanto i valori appena citati rientrano nei limiti riportati dalla normativa ISO-10816.

Per quanto riguarda l'assieme motore-pompa situato nel reparto calandra sono stati evidenziati picchi elevati alla frequenza di rotazione del motore, sintomo di un lieve disallineamento angolare, risolvibile tramite allineamento laser. Inoltre, sono stati evidenziati picchi a 100 Hz e 300 Hz. Il primo è sintomo di un possibile problema elettrico mentre il secondo è relativo ad un difetto di pala relativo alla girante della pompa. Analizzando i valori r.m.s. si è constatato che il livello vibrazionale raggiunto rientra nei limiti, tuttavia risulta essere relativamente elevato, alla luce di ciò, è stato opportuno effettuare un fitting della curva comprensiva delle misure effettuate nelle sessioni di misura precedenti, in modo tale da interpolarne l'andamento e avere una proiezione sul possibile comportamento futuro.

Nelle misure effettuate sul motore di traino dell'accumulatore, situato in finitura, è stato rilevato un picco di notevole intensità a 100 Hz. Inoltre, analizzando lo spettro è interessante notare anche la presenza di armoniche aventi bande laterali fortemente amplificate. Tale situazione nella maggior parte dei casi è sintomo di una modulazione del segnale. attraverso l'analisi della curva Envelope è stato dunque possibile analizzare lo spettro in accelerazione del segnale modulante che ha evidenziato la presenza di un principio di usura nella gabbia del cuscinetto skf-6304. Analizzando inoltre i valori r.m.s si nota che i livelli raggiunti risultano estremamente elevati, tuttavia risulta evidente una stabilità nei livelli misurati nelle sessioni precedenti, tale situazione può essere indicativa del fatto che nonostante i livelli vibrazionali siano relativamente elevati essi sono comunque fisiologici della macchina stessa, scongiurando eventuali possibilità di guasti imminenti.

Analizzando lo spettro in frequenza delle misure effettuate sul ventilatore-motore elettrico presente nel reparto ritagli, si è potuta constatare la presenza di una componente frequenziale elevata alla frequenza di rotazione del motore, sintomo di un elevato sbilanciamento angolare della girante relativa al ventilatore rispetto al motore elettrico. È stata inoltre effettuata l'analisi della curva envelope che ha evidenziato il principio di usura della pista interna ed esterna del cuscinetto allocato nel punto di misura. Analizzando i valori r.m.s. e facendo un fitting dei dati storici inoltre si può concludere che il macchinario in questione è soggetto a forti sollecitazioni, dovute sia all'elevata velocità di rotazione a cui lavora, sia al compito a cui deve adempiere il ventilatore stesso. Il flusso d'aria, trasportando briciola di linoleum, va a sollecitare fortemente l'intero sistema. È opportuno dunque intensificare gli interventi manutentivi su tale macchinario per garantirne la corretta continuità di funzionamento.

Infine è stato analizzato il componente motore-ventilatore del filtro a maniche presente nel reparto mescolazione. Lo spettro in frequenza ha evidenziato una componente frequenziale elevata alla pulsazione di rotazione del motore. Inoltre analizzando la curva envelope risultano evidenti le corrispondenze relative a principi di usura nei cuscinetti ivi alloggiati. I valori quadratici medi hanno sottolineato la criticità dei livelli raggiunti, risulta dunque opportuno apportare le contromisure necessarie al fine di evitare possibili danneggiamenti al prossimo intervento manutentivo.

Da tale studio emerge l'elevato valore dei dati ricavati attraverso questa tipologia di analisi. La chiave per poter avere una corretta interpretazione dei risultati rimane l'esperienza sul campo, risulta fondamentale infatti la conoscenza approfondita dei macchinari in esame, in modo tale da poter riconoscere determinate ricorrenze nei valori analizzati attraverso i numerosi strumenti a disposizione.

## SVILUPPI FUTURI 6.2

Negli ultimi anni si stanno sviluppando numerose soluzioni relative all'implementazione di sistemi in continuo per effettuare l'analisi predittiva di macchinari industriali. Grazie a questa tipologia di sistemi è possibile avere analisi sempre più approfondite e dettagliate, sia dello stato attuale del macchinario, sia relative a proiezioni future. In questo modo è possibile controllare in qualsiasi istante la condizione effettiva del macchinario, inoltre, grazie all'elevato numero di sensori implementabili, si possono effettuare analisi di dati incrociate che permettono di avere diagnosi mirate in base ai problemi più frequenti che si riscontrano nel macchinario analizzato.

Tramite l'implementazione di accelerometri fissi è possibile ricavare, oltre alle misure di vibrazioni viste nei capitoli precedenti, misure volte alla diagnosi di cavitazione nelle pompe idrauliche e misure dette di "Shock pulse" che permettono di risalire alla risposta in frequenza dell'organo meccanico analizzato per ricavare le sue pulsazioni di risonanza. Nei sensori accelerometrici sono spesso integrati sistemi che permettono la misura della temperatura attraverso l'ausilio di termocoppie. Infine, possono essere implementati sensori volti alla misura di parametri di processo come ad esempio pressione o segnali di corrente/tensione. Di seguito è riportato a titolo di esempio un possibile layout di vari sensori implementato in un motore elettrico calettato su una pompa centrifuga:

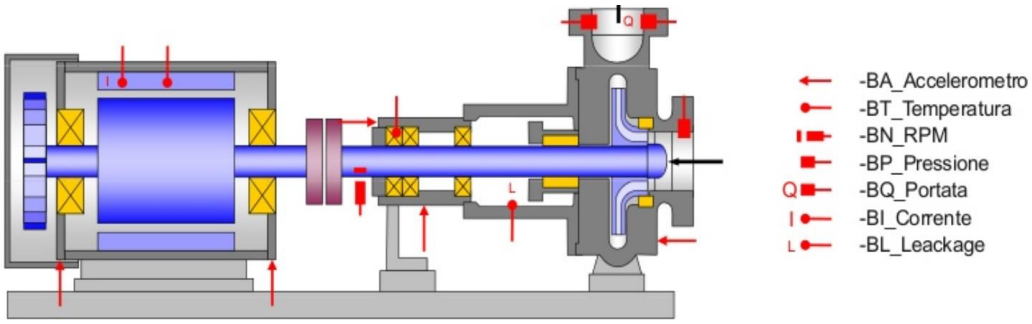



*Figura 93-Esempio di posizionamento dei sensori*

I dati ricavati dalla sensoristica appena citata possono essere trasmessi con dispositivi wireless a sistemi plc che permettono di controllare in modo semplice le possibili anomalie rilevate dai sensori ed eventualmente segnalarle all'operatore attraverso opportuni allarmi. i segnali ricavati vengono inoltre inviati in tempo reale al tecnico specializzato che provvederà ad un'analisi approfondita attraverso opportuni software di visualizzazione ed elaborazione dei dati.

La tendenza sempre più elevata all'automazione industriale unita all'interconnessione dei vari elementi presenti nell'azienda, sono i concetti alla base dell'Industria 4.0. La vera innovazione della predittiva, dunque, risiede nella capacità di analizzare e comprendere in maniera del tutto autonoma l'elevata quantità di dati proveniente dai sensori installati. Per poter effettuare un'elaborazione del genere vengono usualmente utilizzati algoritmi di intelligenza artificiale in grado di apprendere in modo autonomo grazie all'elevata mole di dati disponibili. Nella seguente immagine è riportato a titolo di esempio il modo in cui un algoritmo di machine learning apprende e classifica i dati in ingresso, cogliendo le similarità tra le variabili analizzate. In questo modo, una volta effettuato il processo di training, quando il modello riceverà un nuovo dato in input potrà classificarlo in modo preciso in base all'esperienza ricevuta durante il periodo di "allenamento".

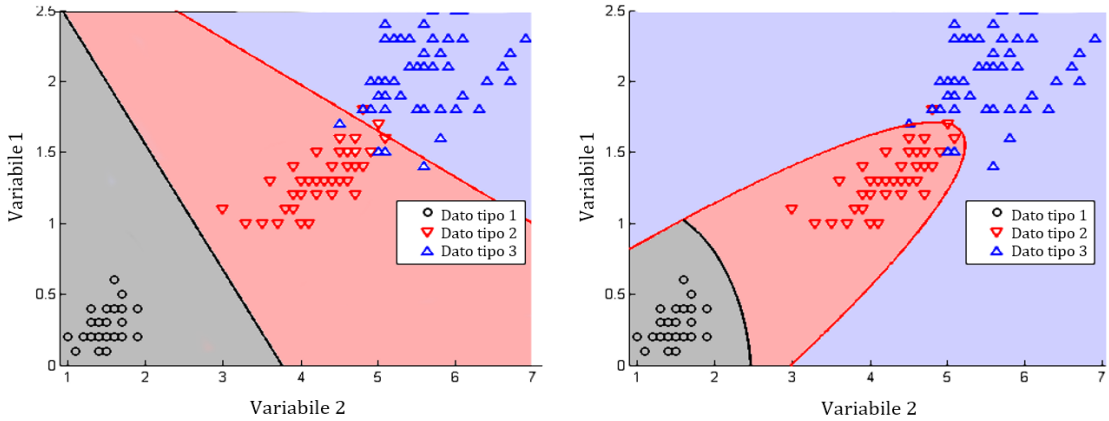



*Figura 94-Classificazione dati nel processo di training nel machine learning*

In questo modo è possibile avere una diagnosi sempre più precisa e personalizzata in quanto l'algoritmo sarà in grado di riconoscere eventuali sintomi di malfunzionamento ed effettuare previsioni estremamente realistiche sulla vita residua del componente. In questo modo il sistema predittivo viene completamente automatizzato sia per quanto

riguarda il rilevamento dei dati, sia dal punto di vista dello studio dei dati derivanti dalle misure. Organizzazione e quantità dei dati disponibili diventano dunque il fulcro per questa tipologia di studio, grazie ai database presenti nei server e ai dati rilevati in tempo reale, l'algoritmo migliora autonomamente le sue prestazioni e la capacità nell'estrapolare e comprendere le informazioni derivanti dai sensori.

# BIBLIOGRAFIA

[1] Fasana A. – Marchesiello S., “Meccanica delle vibrazioni”, Clut, 2006

[2] Fasana A., “Il rotore di Jeffcott”, Dinamica dei sistemi meccanici, Politecnico di Torino

[3] Fichera G., “Misura delle vibrazioni”, Università degli studi di Catania

[4] ISO 10816-3, “Mechanical vibration — Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts —”, International Standard, Second edition, 2009-02-01

[5] Frosini L., “Analisi delle vibrazioni per la diagnostica delle macchine rotanti”, Dipartimento di Ingegneria Industriale e dell’Informazione Università di pavia

[6] Mordacci G., “Metodi diagnostici per ingranaggi ad elevate prestazioni con misure di vibrazione ed acustiche”, Tesi di laurea, Dipartimento di ingegneria aerospaziale Università di Pisa

[7] Randall R. B., “State of the Art in Monitoring Rotating Machinery – Part 1”, The University of New South Wales, Sydney, Australia, 2004

# SITOGRAFIA

[1] https://www.skf.com/it/products/bearings-units-housings/principles/bearing-selection-process/bearing-size/size-selection-based-on-rating-life/bearing-rating-life/index.html

[2] https://www.pruftechnik.com/it-IT/Prodotti-e-servizi/Sistemi-di-condition-monitoring/Analisi-delle-vibrazioni-e-bilanciamento/Analizzatori-di-vibrazioni/VIBXPERT-II/

[3 ]https://www.mlt.se/wp-content/uploads/2016/09/catalog_sensors.pdf

Torino, 17 Dicembre 2019