



UNIVERSITA' POLITECNICA DELLE MARCHE

FACOLTA' DI INGEGNERIA

Corso di Laurea magistrale in Ingegneria Meccanica

**Analisi vibrazionale e manutenzione predittiva di un mulino per
la defibrazione della cellulosa**

**Vibrational analysis and predictive maintenance of a cellulose
defibration mill**

Relatore:

Chiar.mo Prof. Maurizio Bevilacqua

Laureando:

Marco Colangelo

Anno Accademico 2019/2020

Introduzione	5
1. Presentazione dell'azienda	6
1.1 La Cellulose Converting Solutions S.p.A.	6
1.2 Processo di produzione di un tampone assorbente	7
1.3 Mulino per la defibrazione della cellulosa.....	15
2. Stato dell'arte	21
2.1 Manutenzione predittiva	21
2.1.1 Tecniche di manutenzione predittiva.....	22
2.2 Analisi vibrazionale	23
2.2.1 Normativa ISO 10816-3.....	24
2.3 La serie di Fourier.....	26
2.3.1 Trasformata di Fourier	27
2.3.2 Scelta della grandezza da misurare	30
2.4 Diagnostica delle macchine rotanti.....	31
2.4.1 Sbilanciamento.....	31
2.4.2 Disallineamento	34
2.4.3 Difetti di origine elettromagnetica.....	34
2.4.4 Allentamenti meccanici	35
2.4.5 Difetti nelle trasmissioni a cinghia	35
2.4.6 Difetti nei cuscinetti.....	36
2.5 Acquisizione delle vibrazioni	41
2.6 Supporti antivibranti	42
2.6.1 Sistema massa molla.....	43
2.6.2 Sistema massa molla smorzatore	44
2.6.3 Sistema massa molla smorzatore con forzante armonica	48
2.6.4 Funzionamento dei supporti antivibranti	51

3. Caso di studio	56
3.1 Strumentazione utilizzata.....	56
3.2 Misure preliminari	57
3.3 Sostituzione supporti antivibranti	60
3.4 Acquisizione degli spettri in frequenza	65
3.5 Misurazione temperatura cuscinetti	84
Conclusioni	87
Bibliografia	89
Sitografia	89

Introduzione

Il seguente lavoro di tesi è incentrato sullo studio delle vibrazioni generate da un macchinario rotante su cui si è voluto implementare un programma di manutenzione predittiva. L'analisi vibrazionale rappresenta uno strumento diagnostico non invasivo utilizzato per comprendere il corretto funzionamento di componenti meccanici. Attraverso l'acquisizione dello spettro in frequenza generato dal macchinario è possibile risalire ad alcuni difetti che se non corretti potrebbero portare ad una prematura rottura dei componenti. Intervenire prima della rottura può portare ad una riduzione dei tempi e dei costi di manutenzione.

La tesi è stata articolata nei seguenti capitoli:

- Nel primo capitolo, dopo una breve presentazione dell'azienda presso la quale ho svolto il tirocinio curriculare, è stato descritto il funzionamento di una linea di produzione per la formazione di un tampone assorbente di un pannolino ed esaminato il macchinario su cui è stata svolta l'analisi vibrazionale;
- Nel secondo capitolo sono stati esposti i concetti principali necessari per comprendere lo studio delle vibrazioni, con particolare attenzione ai difetti che si possono individuare attraverso l'analisi vibrazionale di macchine rotanti; inoltre è stato esposto il principio di funzionamento dei supporti antivibranti utilizzati per attenuare le vibrazioni generate da un macchinario e trasmesse al basamento su cui è montato;
- Nel terzo capitolo è stato illustrato il lavoro sperimentale effettuato presso l'azienda, consistito nell'analizzare le vibrazioni generate dal macchinario e trasmesse dal suo basamento al soppalco su cui è montato; inoltre è stato acquisito lo spettro in frequenza in corrispondenza dei cuscinetti per monitorare ed analizzare la presenza di possibili difetti.

1. Presentazione dell'azienda



1.1 La Cellulose Converting Solutions S.p.A.

Il seguente lavoro di Tesi è stato svolto in collaborazione con l'azienda Cellulose Converting Solutions S.p.A. (CCS), nel Logistic and Innovation Center di Moscufo (PE), durante il tirocinio curriculare svolto dal mese di gennaio al mese di aprile 2021.

La CCS è un'azienda italiana che progetta, produce e installa linee complete per la produzione di prodotti igienici monouso. La società ha un'esperienza trentennale nella produzione di macchine per pannolini per bambini, prodotti per l'incontinenza, assorbenti femminili, traverse salvaletto, e bavaglini per neonati e adulti. Grazie alle proprie competenze e al continuo desiderio di innovazione e sviluppo tecnologico la società ha raggiunto un vasto mercato internazionale, diventando leader mondiale nella fornitura di servizi per i prodotti igienici monouso.

L'azienda è in grado di rispondere alle continue richieste dei propri clienti, che hanno bisogno di linee di produzione non standardizzate, attraverso la personalizzazione dei propri prodotti e lo sviluppo di soluzioni innovative.

L'azienda ha la sua sede principale a Città Sant'Angelo (PE), dove è situato lo stabilimento di produzione e dove sono presenti gli uffici di Ingegneria Meccanica, Elettrica ed Elettronica; inoltre, ha un altro stabilimento a Moscufo (PE), dove è presente il reparto di Ricerca e Sviluppo all'interno del quale è stata svolta l'attività di tirocinio.

Il lavoro sperimentale è stato svolto su una macchina denominata RD42 che produce pannolini per bambini; in particolare sul primo modulo addetto alla creazione del tampone assorbente. La RD42 è fissa nello stabilimento di Moscufo perché in essa vengono effettuate le prove per testare nuove tecnologie e nuove soluzioni. Grazie ad un recente lavoro sperimentale la macchina è stata portata da una capacità produttiva di 600 pz/min a 1200 pz/min, lasciando inalterato il consumo energetico.



Figura 1.1 Vista completa della RD42

1.2 Processo di produzione di un tampone assorbente

Il tampone del pannolino ha il compito di assorbire i liquidi senza farli trapassare. Quest'ultimo è costituito da diversi materiali. Il materiale principale con cui è realizzato il tampone è la cellulosa. La parte centrale del tampone, detta core assorbente, è formata dal fluff, materiale costituito da fibre di cellulosa lunghe qualche millimetro, il cui compito è quello di diffondere il fluido nel tampone, e dal SAP, materiale super assorbente in grado di assorbire liquidi fino a quaranta volte il suo volume.

La cellulosa utilizzata nel processo viene prodotta partendo da alberi di pino coltivati in Usa o Finlandia o, recentemente, da piante di eucalipto coltivate in Brasile. Attraverso un

processo meccanico e chimico si giunge alla produzione della cellulosa, sotto forma di rotoli, con proprietà adatte all'impiego nel settore igienico.

La bobina di cellulosa viene svolta tramite svolgitori e viene defibrata all'interno di un mulino, successivamente la cellulosa defibrata viene lasciata far cadere insieme al SAP per andare nella formella del drum forming per formare il tampone.

Il SAP si trova all'interno di un serbatoio chiamato dosatore, che ha il compito di dosarne la giusta quantità.



Figura 1.2 Dosatore, mulino della RD42.

I due materiali scendono insieme in un condotto grazie alla depressione creata all'interno del drum forming, il quale è un grande tamburo rotante sulla cui parte esterna sono presenti le formelle per dare la forma al core assorbente. Quest'ultimo viene racchiuso tra due strati di non woven (tessuto-non tessuto), tra cui è applicato uno strato di colla. Il drum forming è formato da camere aspirate, in particolare cinque, quattro principali per la formazione,

due anteriori e due posteriori, e una quinta per la tenuta del tampone. Nelle quattro camere dove viene formato il tampone è presente una forte aspirazione, mentre, nell'ultima camera, si ha una bassa aspirazione perché il tampone appena formato deve essere lasciato al core processor. Il passaggio, detto anche "stacco", del tampone dal drum forming al core processor è aiutato tramite un soffio di aria. Una volta che il tampone ha lasciato il drum forming, rimangono residui polverosi di SAP e cellulosa che vengono rimossi attraverso un soffio di pulizia delle formelle. I residui polverosi vengono aspirati da un apposito aspiratore che li deposita all'interno di contenitori per poi essere smaltiti.

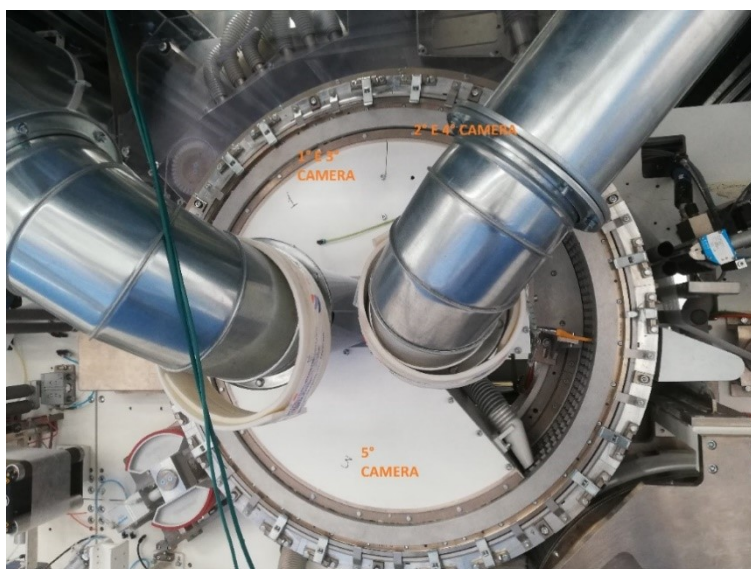


Figura 1.3 Drum forming.

Il core processor ha il compito di pressare e di lasciare il tampone nei sistemi di trasporto. Attraverso l'azione di pressatura, viene aumentata la densità e di conseguenza anche la capacità di acquisizione e ritenzione dei liquidi del core assorbente. Il core processor è formato da due camere aspirate, la superiore ha una forte aspirazione perché deve prelevare il tampone dal drum forming, mentre la camera inferiore ha una depressione più bassa perché ha soltanto il compito di trattenere e lasciare il tampone già formato ai sistemi

di trasporto. Prima del passaggio al sistema di trasporto, il tampone viene pressato tramite un rullo sagomato che ha il compito di saldare i diversi strati.

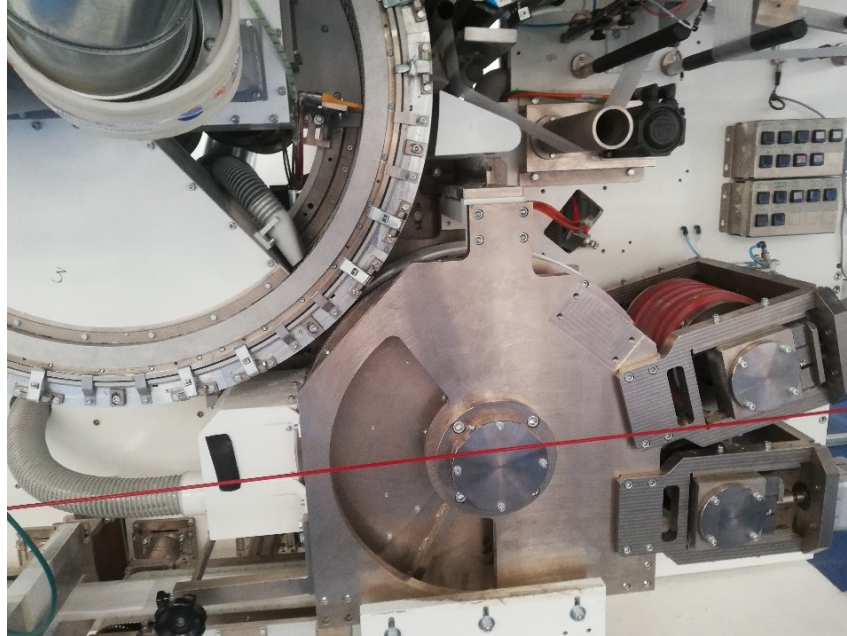


Figura 1.4: Core-processor.

Una volta staccatosi dal core processor, il tampone passa ad un sistema di trasporto, costituito da tappeti motorizzati, che permettono lo spostamento dei prodotti dall'inizio alla fine della linea di produzione. Il sistema di trasporto è formato da camere aspirate, collegate ai ventilatori tramite un condotto principale d'acciaio, dalle quali vengono diramate tubazioni flessibili chiamate aspirex. Ogni camera, può avere uno o più aspirex collegati. Nel caso in cui ci siano più aspirex, gli stessi vengono montati su entrambi i lati, in modo da distribuire la forza di aspirazione uniformemente su tutta la camera. Necessitano di aspirazione, in quanto il materiale che transita sopra è estremamente leggero, pertanto, quando si procede a velocità così elevate (circa 400 m/min), i prodotti possono cadere dal sistema di trasporto o comunque spostarsi, compromettendo le trasformazioni successive. È molto importante quindi che i tamponi rimangano attaccati

ai tappeti, e questo può avvenire solo ed esclusivamente se all'interno delle camere viene creato il vuoto.

All'interno della RD42 ci sono sei tappeti di trasporto le cui camere di aspirazione sono collegate insieme alla camera del core processor e alla quinta camera del drum forming. Gli aspirex dei tappeti sono riuniti insieme in un collettore.

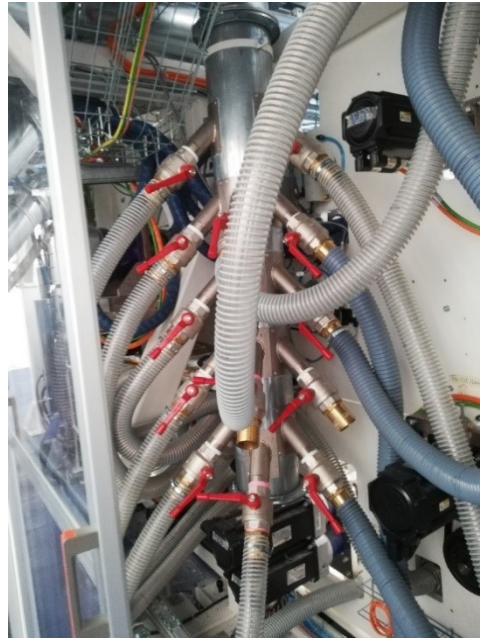


Figura 1.5: Collettore.

Il tappeto è realizzato di un materiale gommoso trattato chimicamente e perforato in modo tale da far passare aria che tenga fermo il prodotto sul nastro di trasporto. I sistemi di trasporto sono movimentati da motori brushless di potenza nominale pari a 4.3 kW. Il moto è trasmesso dai motori elettrici ai tappeti, mediante una cinghia di trasmissione.

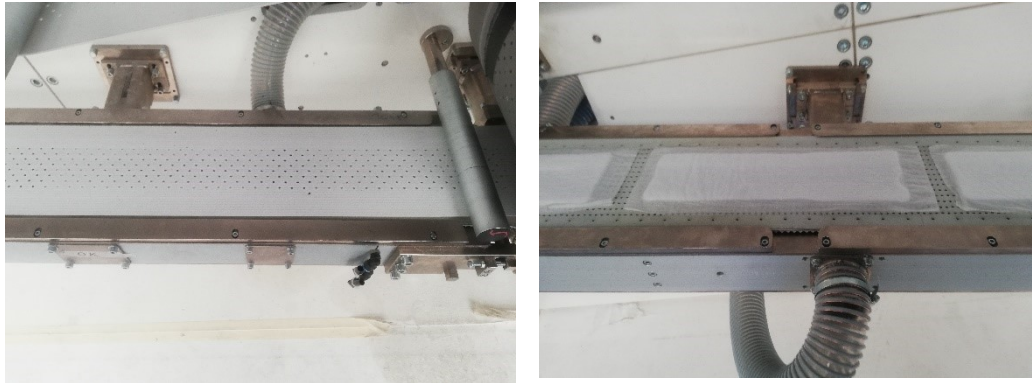


Figura 1.6: A sinistra un tappeto vuoto, a destra un tappeto con un tampone attaccato.



Figura 1.7: Accoppiamento motore brushless al trasporto tramite riduttore di giri.

L'ultima parte del sistema della RD42, è il taglio del tampone. Quando i tamponi fuoriescono dal core processor, sono ancora uniti tra loro, pertanto occorre discretizzarli. Il taglio viene effettuato tramite un modulo di taglio rotativo.

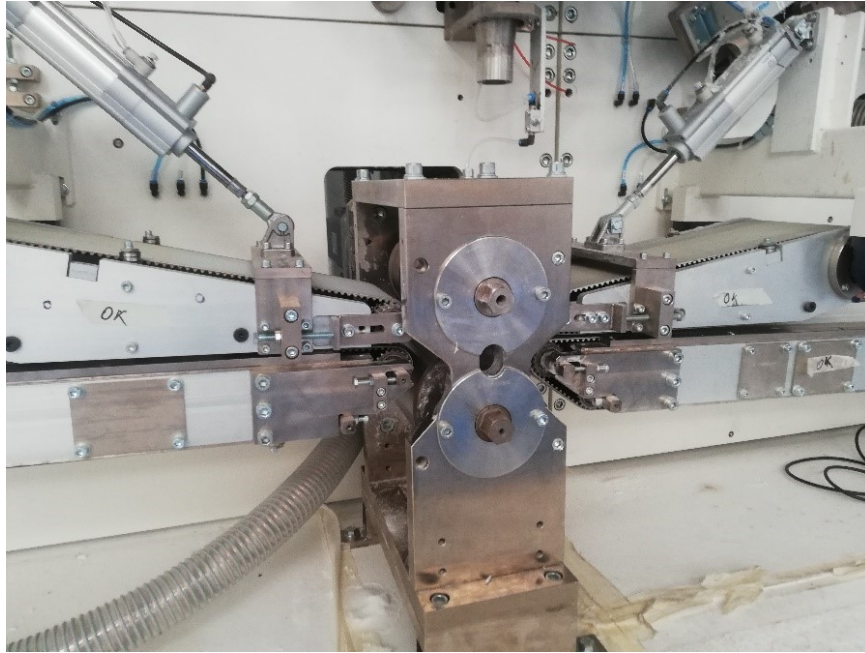


Figura 1.8 Modulo di taglio rotativo

Come si evince dalla spiegazione del funzionamento della macchina, il sistema di aspirazione di una macchina che produce pannolini o assorbenti è una parte fondamentale. L'elemento principale del sistema aeraulico è il ventilatore, abbinato in genere ad un motore asincrono trifase.

I ventilatori, tramite dei tubi flessibili, gli aspirex, sono collegati alle camere dei tappeti, del drum forming e del core processor, all'interno delle quali viene creato il vuoto necessario per far rimanere attaccato il tampone.



Figura 1.9: Parte aeraulica della macchina RD42

1.3 Mulino per la defibrazione della cellulosa

Questo lavoro di tesi è nato dalla necessità da parte dell'azienda di voler implementare un programma di manutenzione predittiva sui componenti più critici della linea di produzione, al fine di verificarne il corretto funzionamento nel corso del tempo. In particolare, l'attenzione è ricaduta sul mulino addetto alla defibrazione della cellulosa, il cui rotore ha una velocità di rotazione a regime di 4720 rpm. Ruotando a velocità elevatissime genera delle vibrazioni significative che vengono trasmesse al soppalco su cui è posizionato; queste vibrazioni potrebbero essere trasmesse ad altri componenti compromettendone il funzionamento. Per fare un esempio, in passato, l'azienda è dovuta intervenire presso un suo cliente, in quanto gli encoder ottici dei servomotori brushless, addetti al traino dei fogli di cellulosa verso l'ingresso del mulino, erano stati danneggiati molto probabilmente dalle vibrazioni eccessive. Lo scopo di questo lavoro di tesi è stato quello di esaminare in modo particolare le vibrazioni generate dal mulino e trasmesse al soppalco, nonché di verificare il corretto stato di salute dei componenti più critici che costituiscono il mulino.

Il mulino defibratore è montato sul soppalco della RD42 all'inizio della linea di produzione. È posizionato al di sopra del drum forming in modo tale che il fluff scenda al suo interno. Il mulino e il motore elettrico per la sua movimentazione sono montati su un sistema per l'attenuazione delle vibrazioni. Questo sistema sfrutta dei supporti antivibranti interposti tra un basamento superiore e uno inferiore e dei tasselli in gomma tra basamento inferiore e il soppalco. I supporti antivibranti permettono inoltre di regolare l'altezza del mulino in modo da compensare le tolleranze di altezza del soppalco.

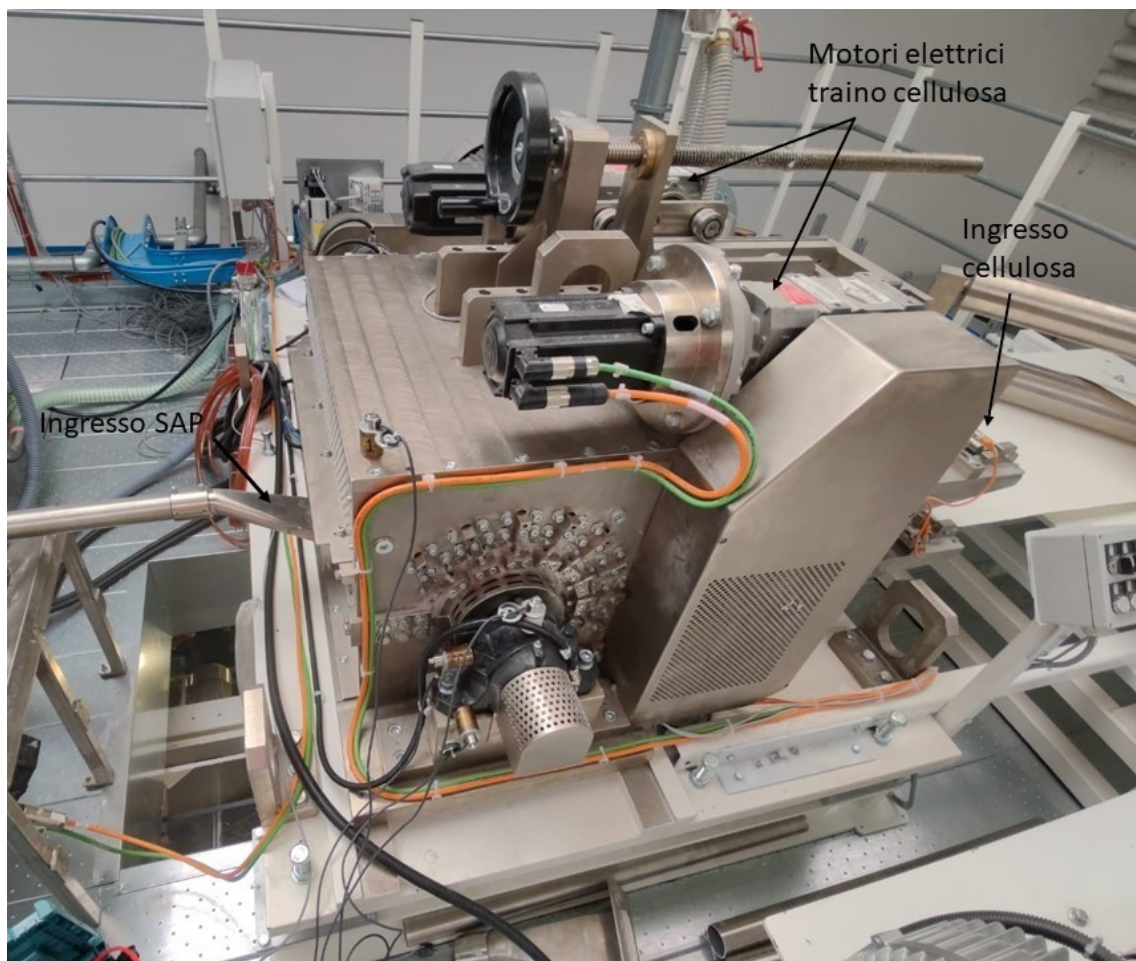


Figura 1.10 Mulino defibratore

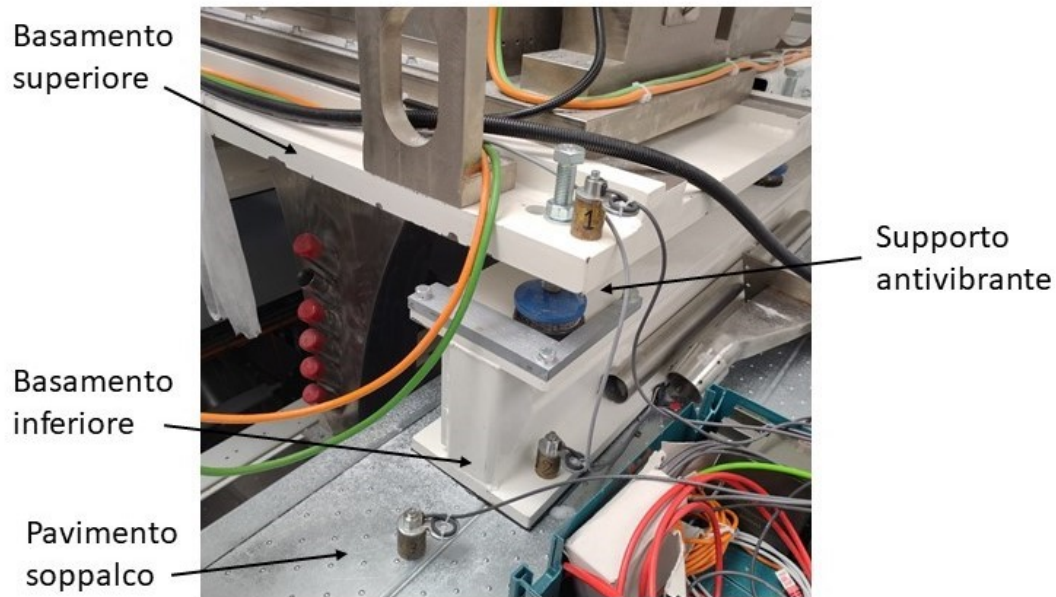


Figura 1.11 Supporti antivibranti

La parte esterna del mulino, all'interno del quale è calettato il rotore, è realizzata con piastre di acciaio. Il rotore è posto in rotazione da un motore elettrico asincrono della Siemens con potenza di 55kW. La potenza è trasmessa dal motore elettrico tramite una trasmissione a cinghia. Il diametro della puleggia motrice è di 236 mm, mentre quello della condotta è di 150 mm. L'interasse tra le due pulegge è di 620,35 mm. La lunghezza della cinghia è pari a 1850 mm. Il rapporto di trasmissione è pari a :

$$i = \frac{D_m}{D_c} = 1,57$$

dove D_m è il diametro della puleggia motrice mentre D_c è il diametro della puleggia condotta.

La velocità di rotazione durante il normale funzionamento del motore elettrico viene gestita da un convertitore di frequenza (inverter) e arriva fino a 3000 rpm, mentre quella del rotore, attraverso la trasmissione a cinghia, è moltiplicata fino a 4720 rpm.

L'albero su cui è calettata la puleggia condotta è collegato all'albero del rotore tramite un giunto elastico a torsione. Quest'ultimo è necessario per assicurare una trasmissione di coppia esente da urti e a compensare in esercizio leggeri difetti di allineamento tra gli alberi stessi. Nel mulino sono presenti quattro cuscinetti orientabili a sfere della SKF 2213 ETN9, due per l'albero del rotore e due per l'albero della puleggia condotta. Di seguito sono rappresentate le specifiche tecniche del cuscinetto.

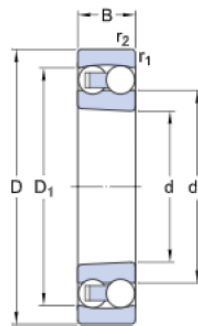


Figura 1.12¹ Cuscinetto orientabile a sfere SKF 2213 ETN9

Dimensioni		
d	65	[mm]
D	120	[mm]
B	31	[mm]
d ₁	80,68	[mm]
D ₁	105,5	[mm]

Tabella 1.1 Dimensioni cuscinetto

Il rotore è costituito da un albero su cui sono calettati diversi dischi con inserti in widia (materiale con un altissimo grado di durezza) tenuti fermi e in compressione tra loro da

¹ Fonte: www.skf.com

due flange. La cellulosa entra all'interno del mulino e passa attraverso una fessura. Il sistema di movimentazione della cellulosa è trainato da due servomotori montati sulla parte superiore del mulino. Oltre la fessura di ingresso c'è la Breaking Bar, una barra metallica, la cui distanza dai denti del rotore è regolabile tra 0,6 e 1 mm, distanza che varia in base al tipo di cellulosa da defibrare. Questo gap è necessario per massimizzare le proprietà della cellulosa defibrata. Il processo di defibrazione sfrutta l'elevata velocità angolare del rotore e la sua particolare forma. Gli inserti, nel momento in cui entrano in contatto con lo strato di cellulosa, a causa dell'impatto, procedono alla defibrazione della stessa. Per precisare, non deve esserci taglio ma è l'impatto che sfibra il foglio.

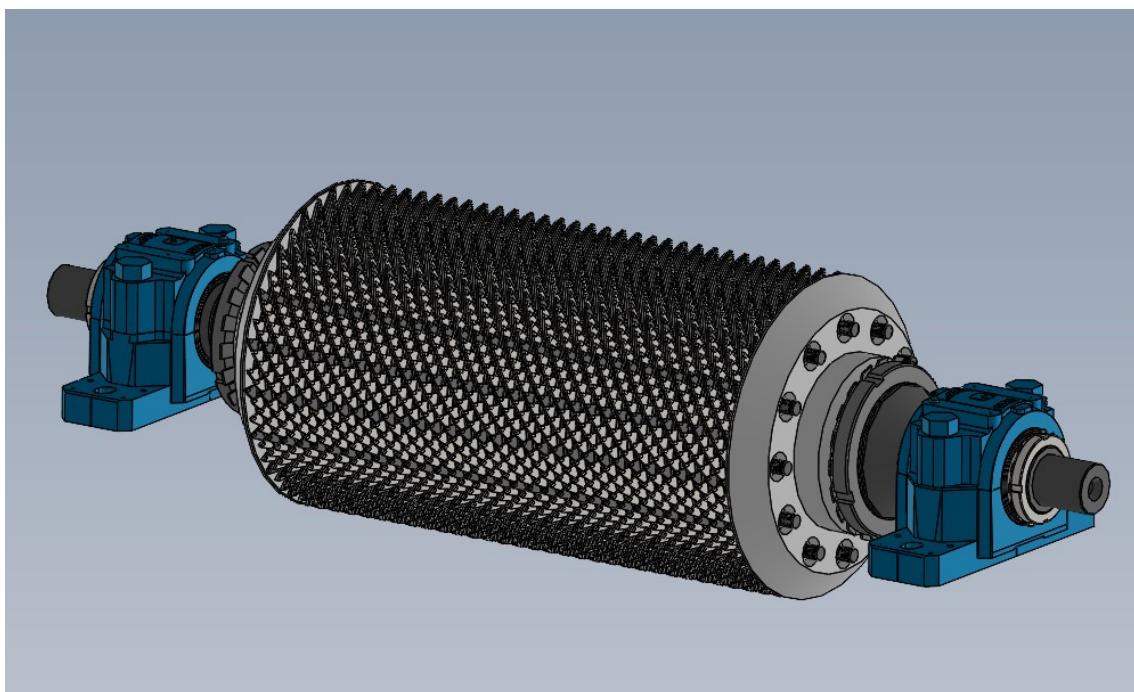


Figura 1.13 Rotore del mulino con inserti in widia

Per evitare accumuli di fluff nella zona di traino della cellulosa, che potrebbero portare ad inceppi del mulino, è presente un ventilatore.



Figura 1.14 Ventola soffiante collegata al mulino.

2. Stato dell'arte

2.1 Manutenzione predittiva

A causa della diffusione sempre più marcata dell'industry 4.0, l'azienda ha deciso di implementare ulteriormente un programma di manutenzione predittiva su diversi componenti all'interno delle loro linee di produzione.

Nel corso degli anni si è sempre più sviluppato il concetto di manutenzione predittiva. Essa consiste nell'effettuare gli interventi di manutenzione quando necessari attraverso il monitoraggio dei parametri di funzionamento dei macchinari. La manutenzione predittiva si è diffusa in quanto attraverso una sua implementazione è possibile ridurre sia i costi di manutenzione sia i costi di fermo macchina. L'approccio tradizionale alla manutenzione è la manutenzione a guasto, che consiste nell'effettuare gli interventi una volta che si verifica la rottura di un componente della macchina. Questo tipo di approccio, ormai superato dalle aziende con una predisposizione all'industry 4.0, può comportare enormi tempi di fermo macchina che si traducono in rilevanti perdite sia di produzione che di fatturato. Ciò è dovuto al fatto che la localizzazione e la riparazione del guasto può richiedere tempo; inoltre, il componente guasto può non essere disponibile in magazzino e quindi deve essere ordinato. Per ovviare a questo tipo di problemi si è passati al concetto di manutenzione preventiva che consiste nella sostituzione dei componenti più soggetti a usura e danni, sulla base di dati statistici riguardanti la durata degli stessi, prevenendo molti guasti inaspettati. Il problema di questo tipo di approccio è che spesso i componenti vengono sostituiti anche se sono ancora perfettamente funzionanti e privi di difetti. In questo modo i costi di manutenzione potrebbero aumentare notevolmente. Per questi motivi la manutenzione predittiva sta prendendo sempre più piede all'interno delle aziende.

2.1.1 Tecniche di manutenzione predittiva

Per analizzare lo stato di salute dei componenti è possibile utilizzare diverse tecniche di manutenzione predittiva, le più diffuse sono:

- **analisi delle vibrazioni** generate da macchine rotanti. Questa tecnica è senza dubbio la più diffusa e consiste nel monitorare ad intervalli regolari l'ampiezza delle vibrazioni generate; un aumento dell'ampiezza può rappresentare un mal funzionamento. Inoltre, attraverso l'analisi dello spettro in frequenza è possibile risalire ad alcuni difetti non riscontrabili mediante il monitoraggio delle vibrazioni nel dominio del tempo;
- **analisi termografiche** per verificare se la temperatura dei componenti è al di fuori del range corretto di funzionamento; attraverso l'utilizzo di termoscanner è possibile verificare la temperatura di cuscinetti, motori elettrici, quadri elettrici e molti altri componenti in cui un innalzamento delle temperature è sintomo di un malfunzionamento o di un guasto imminente;
- **analisi degli olii di lubrificazione** per verificare alcuni parametri come, ad esempio, lo stato di viscosità dell'olio oppure la presenza di particelle dovute ad un'eccessiva usura dei componenti; attraverso queste analisi è possibile effettuare un cambio olio quando è strettamente necessario. Tali analisi, sono di rilevante importanza per la riduzione degli sprechi e dei costi, in quanto, la sostituzione dell'olio è fondamentale per garantire un corretto funzionamento di tutti i componenti, al fine di evitare una eccessiva usura;
- utilizzo degli **ultrasuoni**: è una tecnica non invasiva che si sta diffondendo sempre più per localizzare crepe all'interno di serbatoi o anche all'interno di componenti soggetti a fatica. In questo modo, individuando alcune crepe è possibile intervenire sostituendo o riparando il componente prima che si verifichi un guasto.

2.2 Analisi vibrazionale

L'indicatore che meglio caratterizza le condizioni di funzionamento di un macchinario è la vibrazione, in quanto, un suo aumento nel corso del tempo è indice di un probabile malfunzionamento. Inoltre, attraverso l'analisi dello spettro in frequenza è possibile risalire a difetti prestabiliti che si trovano in corrispondenza di determinate frequenze.

L'analisi vibrazionale di un corpo può avvenire per scopi diversi:

- rilevare il livello di vibrazioni di un sistema meccanico per confrontarlo con valori ammessi dalle normative e per capire il corretto stato di funzionamento del macchinario;
- studiare l'entità delle forzanti che pongono in vibrazione il sistema;
- studiare la risposta in frequenza di un corpo e stabilirne i modi propri di vibrare.

Una vibrazione può essere definita come l'oscillazione di un corpo intorno ad una posizione di riferimento. L'oscillazione è caratterizzata da alcuni parametri quali ampiezza e valore medio, che dipendono dalla natura della vibrazione. Le vibrazioni possono essere di due tipologie: di tipo deterministico, ovvero caratterizzate dalla ripetizione di determinate ricorrenze nel tempo, questo è il caso ad esempio di macchine rotanti, oppure di tipo stocastico o randomico, ovvero che seguono leggi casuali, come nel caso di vento o moto ondoso.

I segnali di vibrazione deterministici, generati dalle macchine rotanti, sono caratterizzati dall'aver molteplici componenti armoniche con differente frequenza e fase.

Una vibrazione può essere rappresentata nel dominio del tempo oppure nel dominio della frequenza. Nel dominio del tempo viene mostrata l'ampiezza come un'onda che varia nel tempo, mentre nel dominio della frequenza l'ampiezza è rappresentata come una serie di onde sinusoidali. Queste onde hanno ampiezza e fase che variano con la frequenza.

Lo studio vibrazionale nel dominio del tempo consente solo di stimare alcuni parametri di sintesi. Questi parametri sono:

- **picco-picco (peak-to-peak)**, indica l'escursione massima dell'onda;
- **picco (peak)**, indica l'escursione massima positiva o negativa della vibrazione;

- **RMS (Root Mean Square = valore medio efficace)**, è la misura più significativa dell'ampiezza della vibrazione, in quanto tiene conto dell'andamento dell'onda nel tempo e dà un valore di ampiezza correlata all'intensità della vibrazione:

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt} \quad (2.1)$$

dove $x(t)$ rappresenta l'andamento del segnale in funzione del tempo e T è la durata del segnale stesso.

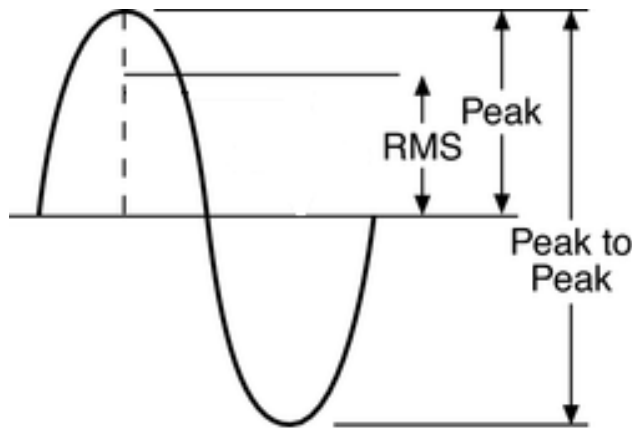


Figura 2.1 Illustrazione grafica parametri misurabili

2.2.1 Normativa ISO 10816-3

La normativa più utilizzata per valutare la gravità di una vibrazione è l'ISO 10816-3. Questa norma viene utilizzata per confrontare i livelli di vibrazioni del macchinario espresso in mm/s RMS, con i livelli accettabili di vibrazione di diverse classi di macchinari espressi dalla norma. Le classi di suddivisione dei macchinari sono:

- Classe A: piccoli macchinari fino a 15 kW di potenza;
- Classe B: macchinari di taglia media da 15 fino a 75 kW, senza speciali fondamenta, oppure macchine fino a 300 kW montate su fondamenta rigide;

- Classe C: macchinari con grandi motori e con masse rotanti montate su fondazioni rigide e pesanti, relativamente rigide nella direzione della vibrazione;
- Classe D: macchinari con grandi motori e masse rotanti montate su fondazioni, che sono relativamente morbide nella direzione della misurazione delle vibrazioni.

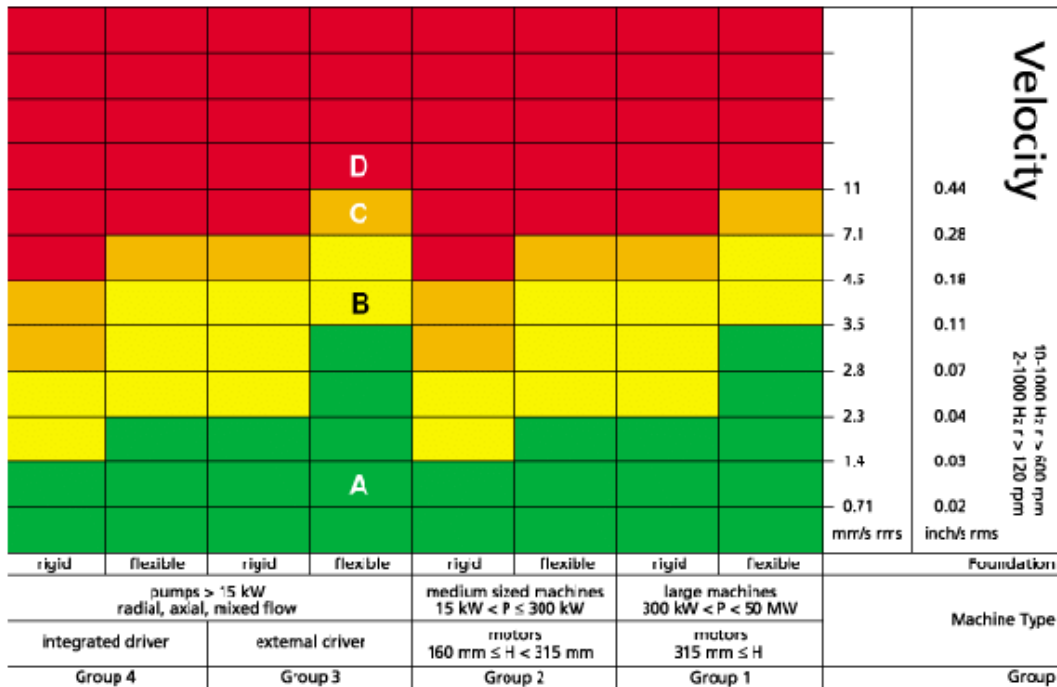


Figura 2.2² Limiti stabiliti dalla normativa ISO 10816-3

Per ogni classe di macchinario e per ogni tipologia di basamento, rigido o flessibile, si possono individuare quattro livelli di vibrazioni:

- In verde: vibrazioni di macchine appena messe in servizio;
- In giallo: vibrazioni considerate accettabili per un funzionamento a lungo termine;

² Fonte: normativa ISO 10816-3

- In arancione: vibrazioni considerate insoddisfacenti per un funzionamento continuo a lungo termine;
- In rosso: valori di vibrazioni che potrebbero causare danni alla macchina.

Con lo studio vibrazionale nel dominio del tempo si è in grado soltanto di calcolare i parametri appena elencati. Lo studio del segnale nel dominio delle frequenze risulta fondamentale per poter analizzare segnali periodici complessi. Analizzando il segnale nel dominio delle frequenze, vengono visualizzate tutte le armoniche semplici che lo compongono. In questo modo è possibile riscontrare alcuni fenomeni che nel dominio del tempo non è possibile visualizzare. Lo strumento matematico utilizzato per poter scindere il segnale è la serie di Fourier che approssima le funzioni periodiche come la somma di armoniche semplici.

2.3 La serie di Fourier

Una funzione periodica $x(t)$ di periodo T può essere rappresentata tramite la serie di Fourier come la somma di sinusoidi e cosinusoidi aventi frequenze multiple della frequenza fondamentale. Se la frequenza fondamentale è $f_1=1/T$, allora il segnale può essere costituito da sinusoidi con frequenza $2/T$, $3/T$ fino all'infinito. Il vettore delle frequenze (f_0, \dots, kf_0) è detto linea spettrale.

Dati:

- il segnale periodico di periodo T
- con frequenza fondamentale $f_0 = \frac{1}{T}$
- pulsazione fondamentale $\omega_0 = \frac{2\pi}{T}$

è possibile rappresentarlo attraverso la serie di Fourier come somma di seni e coseni:

$$x(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{j=1}^{\infty} \left[a_j \cos \frac{2\pi j t}{T} + b_j \sin \frac{2\pi j t}{T} \right] \quad (2.2)$$

i cui coefficienti sono:

$$a_k = \frac{2}{T} + \int_{-T/2}^{T/2} x(t) \cos \frac{2\pi kt}{T} dt \quad k = 0, 1, 2 \dots \quad (2.3)$$

$$b_k = \frac{2}{T} + \int_{-T/2}^{T/2} x(t) \sin \frac{2\pi kt}{T} dt \quad k = 0, 1, 2 \dots \quad (2.4)$$

Un'altra espressione con cui può essere espressa la serie di Fourier può essere ottenuta applicando la formula di Eulero secondo cui:

$$\cos\left(\frac{2\pi kt}{T}\right) + i \sin\left(\frac{2\pi kt}{T}\right) = e^{i\frac{2\pi kt}{T}} \quad (2.5)$$

$$x(t) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} x(k) e^{i\frac{2\pi kt}{T}} \quad (2.6)$$

dove:

$$x(k) = \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} x(t) e^{-i\frac{2\pi kt}{T}} dt \quad (2.7)$$

Effettuare l'analisi di Fourier di una funzione periodica significa dunque ricavare l'ampiezza e la fase delle diverse armoniche, ognuna avente frequenza come multiplo intero della frequenza fondamentale.

2.3.1 Trasformata di Fourier

I segnali che sono ottenuti come somma di sinusoidi non armoniche, ovvero non multiple della frequenza fondamentale, non possono essere trasformati tramite la serie di Fourier nel dominio delle frequenze. Bisogna ricorrere alla trasformata di Fourier che afferma che un segnale non periodico può essere considerato periodico, ma di periodo infinito. Quindi, essendo la frequenza fondamentale $f=k/T$, facendo il limite per T che tende a infinito:

$$f = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{k}{T} \quad (2.8)$$

f tenderà a zero e quindi tutte le linee spettrali tenderanno a coincidere. Quindi, mentre la trasformata di Fourier analizza solo le armoniche che hanno frequenza un multiplo intero della frequenza fondamentale, con la trasformata di Fourier è come se la frequenza di fondamentale fosse 0 e quindi vengono analizzate tutte le frequenze. La trasformata di Fourier può essere definita come:

$$X(f) = \lim_{T \rightarrow \infty} T x(k) = \lim_{T \rightarrow \infty} \int_{-T/2}^{T/2} x(t) e^{-i \frac{2\pi k t}{T}} dt = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) e^{-i 2\pi f t} dt \quad (2.9)$$

dove $x(k)$ è il coefficiente della serie di Fourier:

$$x(k) = \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} x(t) e^{-i \frac{2\pi k t}{T}} dt \quad (2.10)$$

Per acquisire il segnale viene effettuato un campionamento che permette il passaggio del segnale da analogico a digitale. Essendo il segnale discreto può essere trasformato in frequenza attraverso un algoritmo denominato Discrete Fourier Transform (DFT).

Il segnale in funzione del tempo viene trasformato in funzione dei campioni:

$$x(t) \rightarrow x(n) \quad n = 1, \dots, N \quad (2.11)$$

dove N sono i campioni acquisiti agli istanti $t = 0, \Delta t, 2\Delta t, \dots, N\Delta t$ e Δt è il tempo di campionamento. La frequenza di campionamento è dunque:

$$f_s = \frac{1}{\Delta t} \quad (2.12)$$

La DFT agisce soltanto su una porzione del segnale e lo tratta come un segnale periodico.

Il tempo di acquisizione è pari a:

$$T = N\Delta t \quad (2.13)$$

$$dt = \Delta t \quad (2.14)$$

$$x(t) = x(n) \quad n = 0, 1, \dots, N - 1 \quad (2.15)$$

Andando a sostituire la 2.13, la 2.14 e la 2.15 nella 2.10 si ottiene:

$$X(k) = \frac{1}{N\Delta t} \sum_{k=0}^{N-1} x(n) e^{-i2\pi k \frac{n\Delta t}{N\Delta t} \Delta t} \quad (2.16)$$

Che semplificata diventa:

$$X(k) = \frac{1}{N} \sum_{k=0}^{N-1} x(n) e^{-i2\pi k \frac{n}{N}} \quad k = 0, 1, \dots, N - 1 \quad (2.17)$$

La seguente relazione necessita di N^2 moltiplicazioni. Per semplificare le operazioni di calcolo viene utilizzato un algoritmo denominato Fast Fourier Transform (FFT) che esegue $N \log_2 N$ operazioni. Il limite di questo algoritmo è che N deve essere una potenza di 2. A titolo di esempio se il numero di campioni è 1024 (2^{10}) utilizzando la DFT, sono necessarie 1024 x 1024 operazioni, mentre con la FFT vengono effettuate 1024 x 10 operazioni, commettendo un errore trascurabile.

L'immagine seguente mostra come viene ricavato lo spettro in frequenza di un segnale composto da due armoniche. Vengono individuati tre assi: tempo, frequenza e ampiezza. Nel piano tempo ampiezza il segnale viene visto come la sovrapposizione di due sinusoidi e, pertanto, non è possibile risalire alla frequenza di ciascuna di esse. Ribaltando il grafico sul piano frequenza ampiezza, viene visualizzata l'ampiezza della singola sinusoidi in corrispondenza della sua frequenza.

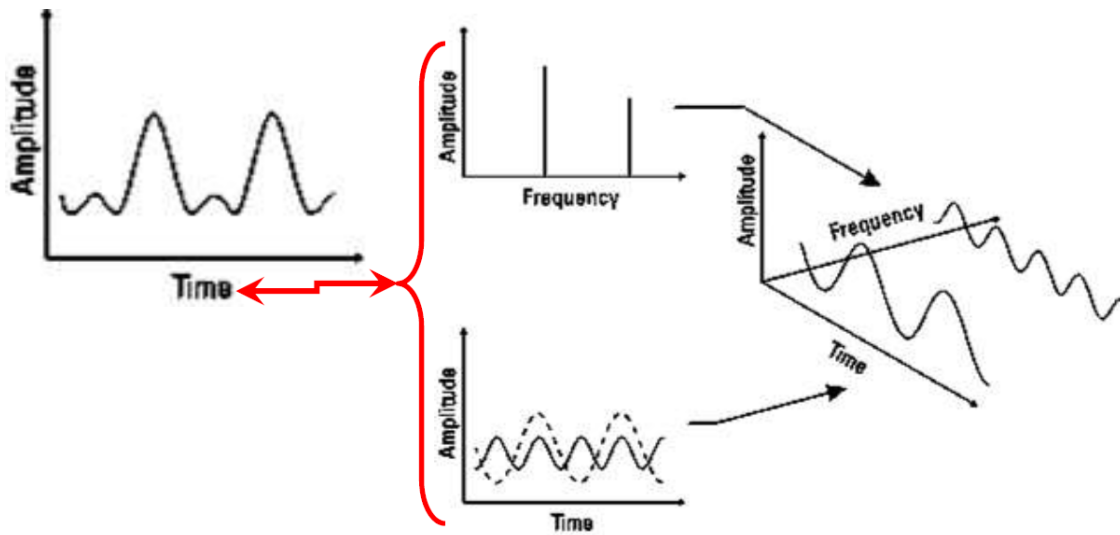


Figura 2.3 Trasformazione di un segnale dal dominio del tempo al dominio della frequenza

2.3.2 Scelta della grandezza da misurare

Per valutare la vibrazione di un componente è possibile misurare lo spostamento, la velocità oppure l'accelerazione. La frequenza di funzionamento del fenomeno da valutare influenza la scelta del parametro da misurare. Indipendentemente dal parametro considerato, la forma e il periodo dell'armonica rimangono inalterati, mentre varia l'ampiezza dell'oscillazione.

Il seguente grafico mostra come l'andamento della velocità sia indipendente dalla frequenza, mentre l'ampiezza dello spostamento e dell'accelerazione varia con la frequenza del fenomeno.

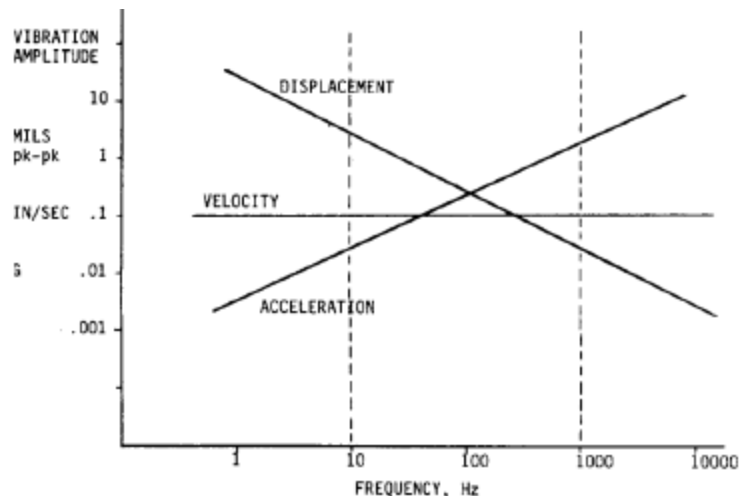


Grafico 2.1³ Andamento dello spostamento, della velocità e accelerazione in funzione della frequenza

L'ampiezza della vibrazione in termini di spostamento, viene amplificata a bassa frequenza, mentre viene amplificata alle alte frequenze. Invece, per quanto riguarda l'accelerazione, avviene esattamente il contrario, ovvero vengono enfatizzate le vibrazioni ad alta frequenza.

2.4 Diagnostica delle macchine rotanti

Attraverso l'analisi dello spettro in frequenza ricavato da macchinari rotanti, è possibile risalire ad alcuni difetti. I principali sono elencati nei paragrafi successivi.

2.4.1 Sbilanciamento

Lo sbilanciamento è dovuto all'eccentricità del baricentro del rotore. Quest'ultimo, durante la rotazione, a causa dello sbilanciamento, genera una forza centrifuga che si traduce in vibrazioni aggiuntive, in direzione radiale, sul rotore e sui cuscinetti. La vibrazione causata viene visualizzata sullo spettro alla frequenza di rotazione del rotore. In corrispondenza di questa frequenza sarà presente un picco di ampiezza molto elevata.

³ Fonte: Cornelius Scheffer, Paresh Girdhar, *Practical Machinery Vibration Analysis and Predictive Maintenance*, 1st Edition, 2004

La ISO 1940 è la normativa più seguita per quando riguarda gli standard di bilanciamento dei rotori. Questa norma definisce il grado di bilanciamento (G) come:

$$G = e \omega \quad (2.17)$$

dove “e” rappresenta l’eccentricità del rotore espressa in mm, mentre “ ω ” è la velocità angolare del rotore espressa in rad/s.

La normativa, specifica nove gradi di bilanciamento che differiscono in base al tipo di applicazione: G 0.4, G 1, G2.5, G 6.3, G 16, G 40, G 100, G 250 e G 630.

Il G 0.4 rappresenta il grado più preciso ed è necessario in particolari applicazioni che richiedono la massima precisione. Il grado meno stringente è il G 630, applicabile all'albero motore di motori diesel di grandi dimensioni. Nelle applicazioni normali i gradi più utilizzati sono il G 2.5 e il G 6.3.

Lo sbilanciamento può essere dovuto a diversi fattori:

- non uniformità dei materiali;
- creazione dei fori non in asse con il centro;
- errori di lavorazione delle superfici cilindriche;
- Errori di assemblaggio.

Lo sbilanciamento può verificarsi anche a causa del normale funzionamento delle macchine:

- deposizione di materiale intorno al rotore attorno a una ventola o alla girante di una pompa;
- lame o palette danneggiate o mancanti;
- dilatazione termica del rotore dovuta a variazioni di temperatura durante il funzionamento.

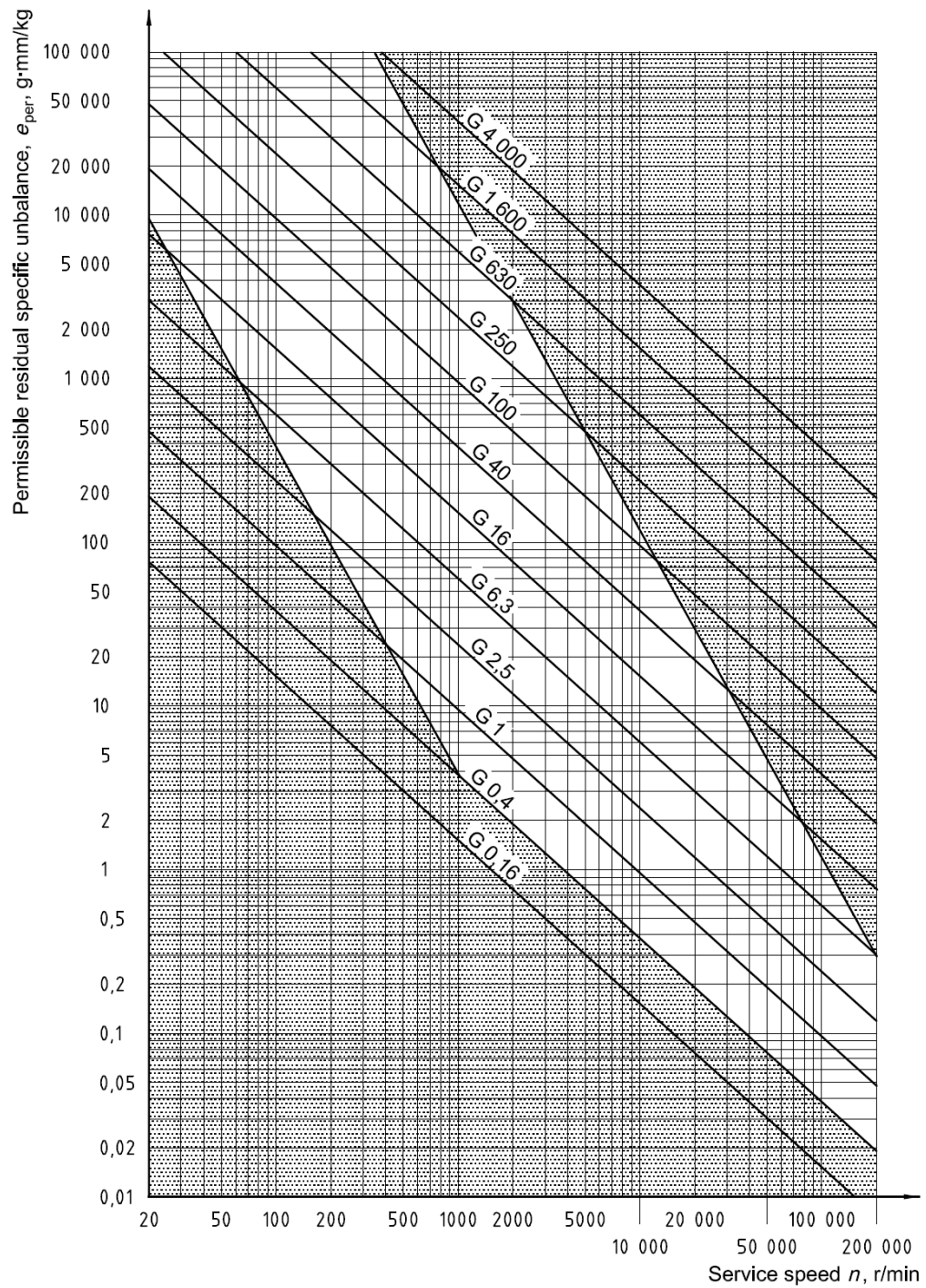


Grafico 2.2⁴ Gradi di bilanciamento di un rotore

⁴ Fonte: Normativa ISO 1940

2.4.2 Disallineamento

Durante il funzionamento di macchine rotanti per la trasmissione di potenza è possibile riscontrare disallineamenti di vario tipo, causati da un errato montaggio, da fenomeni di usura e fatica e dalla flessione degli alberi durante la rotazione.

Esistono due tipologie di disallineamento:

- **Disallineamento radiale:** gli assi dei due alberi non sono perfettamente paralleli. In questo caso il picco di vibrazione più elevato, si troverà al doppio della frequenza di rotazione del rotore. La misura deve essere effettuata in direzione radiale su un cuscinetto.
- **Disallineamento angolare:** gli assi di rotazione dei due alberi sono inclinati di un certo angolo. Se il disallineamento predominante è angolare, verrà visualizzato un picco di vibrazione più elevato in corrispondenza della frequenza di rotazione. La misurazione, per essere corretta, deve essere presa in direzione assiale su un cuscinetto, in direzione parallela all'albero.

2.4.3 Difetti di origine elettromagnetica

I difetti di origine elettromagnetica sono strettamente collegati al campo magnetico rotante generato durante il funzionamento dei motori elettrici. Il campo magnetico rotante, generato da un numero prestabilito di poli, crea delle forze alternate. La vibrazione creata, si verifica in corrispondenza della frequenza di alimentazione del motore, moltiplicata per il numero di poli.

Ad esempio, in un motore elettrico con due coppie polari e quindi quattro poli, il campo magnetico corrisponde ad un vettore rotante che passa da positivo a negativo quattro volte, durante un giro completo del rotore.

2.4.4 Allentamenti meccanici

Nel caso in cui nella macchina siano presenti degli allentamenti meccanici, è possibile rilevarli in quanto producono degli strisciamenti che causano un appiattimento della forma d'onda.

Questa tipologia di difetti può rientrare in due categorie:

- allentamenti dovuti ad un serraggio della bulloneria del telaio insufficiente a causa di errori di montaggio. Per ovviare a questo tipo di problemi è consigliato serrare tutti i fissaggi della macchina alla coppia prestabilita dal costruttore, utilizzando chiavi dinamometriche. È possibile riscontrare un picco nell'armonica fondamentale $1x$ fr. (frequenza di rotazione del rotore);
- allentamenti dei fissaggi delle fondazioni causate sia da un errato fissaggio sia da gradualmente allentamenti nel tempo. Si possono trovare picchi nelle armoniche a $0.5x$, $1x$, $2x$, $3x$ fr.

2.4.5 Difetti nelle trasmissioni a cinghia

Le vibrazioni che si generano nelle trasmissioni a cinghia dipendono dalla presenza di difetti di elasticità localizzati nelle cinghie, come ad esempio difetti delle giunzioni, irregolarità superficiali o tagli.

Per calcolare la frequenza della vibrazione indotta dal passaggio di un difetto è necessario conoscere la velocità periferica della cinghia calcolata come:

$$v = D_1 \frac{\omega_1}{2} = D_2 \frac{\omega_2}{2} \quad (2.18)$$

dove D_1 e D_2 sono i diametri delle due pulegge e ω_1 e ω_2 sono le velocità angolari delle due pulegge.

La frequenza di passaggio del difetto f_c è calcolata come:

$$f_c = \frac{v}{L} \quad (2.19)$$

dove L è la lunghezza della cinghia. In caso di difetto della cinghia, nello spettro si verrà a creare un picco in corrispondenza di fc .

2.4.6 Difetti nei cuscinetti

Una delle cause più comune dei guasti delle macchine rotanti, è rappresentata dalla usura dei cuscinetti. È possibile individuare i difetti dei cuscinetti, in quanto essi generano degli impulsi. Tali impulsi vengono visualizzati come dei picchi in corrispondenza di una frequenza, che dipende dalla localizzazione del difetto stesso. Il difetto si può trovare: sulla pista dell'anello interno, su quella dell'anello esterno, sulla sfera o rullo, oppure sulla gabbia. Al fine di individuare tali frequenze, è necessario studiare la cinematica del cuscinetto.

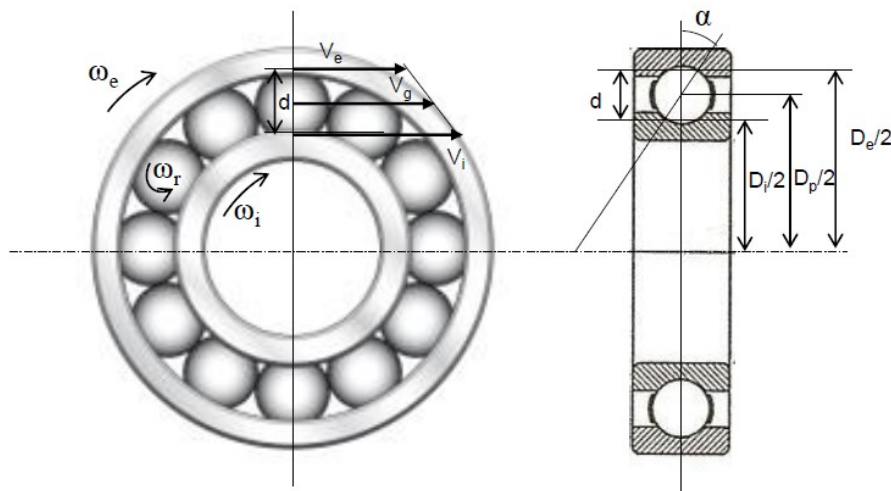


Figura 2.4⁵ Cinematica e geometria di un cuscinetto

I dati geometrici del cuscinetto sono:

- D_i il diametro della pista dell'anello interno;
- D_e il diametro della pista dell'anello esterno;

⁵ Slide del corso "Metodi e strumenti per la diagnostica", UNIVPM

- D_p il diametro primitivo;
- d il diametro della sfera;
- α angolo di contatto.

I dati cinematici del cuscinetto sono:

- ω_i la velocità angolare (in rad/s) e v_i la velocità periferica (tangenziale) dell'anello interno;
- ω_e la velocità angolare (in rad/s) e v_e la velocità periferica (tangenziale) dell'anello esterno;
- ω_r la velocità angolare (in rad/s) dei corpi volventi intorno al proprio asse;
- v_g la velocità periferica (tangenziale) della gabbia.

Il diametro primitivo è calcolato con la seguente relazione:

$$D_p = \frac{D_i + D_e}{2} \quad (2.20)$$

I diametri delle piste sono:

$$D_i = D_p - d \cos \alpha \quad (2.21)$$

$$D_e = D_p + d \cos \alpha \quad (2.22)$$

Le velocità periferiche delle piste si possono essere calcolate:

$$v_i = \omega_i \frac{D_i}{2} = \omega_i \frac{D_p - d \cos \alpha}{2} \quad (2.23)$$

$$v_e = \omega_e \frac{D_e}{2} = \omega_e \frac{D_p + d \cos \alpha}{2} \quad (2.24)$$

La velocità periferica della gabbia può essere calcolata come la media delle velocità periferiche delle piste, trascurando gli slittamenti:

$$v_g = \frac{v_i + v_e}{2} = \frac{\omega_i(D_p - d \cos \alpha) + \omega_e(D_p + d \cos \alpha)}{4} \quad (2.25)$$

Calcolata la velocità periferica v_g e le velocità angolari, si possono convertire in frequenza (in Hz):

$$v_g = \omega_g D_p = 2\pi f_g \frac{D_p}{2} = \pi f_g D_p \quad (2.26)$$

$$\omega_i = 2\pi f_i \quad (2.27)$$

$$\omega_e = 2\pi f_e \quad (2.28)$$

Sostituendo la 2.26, 2.27 e 2.28 nella 2.25 si ottiene:

$$\pi f_g D_p = \frac{2\pi f_i (D_p - d \cos \alpha) + 2\pi f_e (D_p + d \cos \alpha)}{4} \quad (2.29)$$

La frequenza di rotazione della gabbia diventa:

$$f_g = \frac{f_i \left(1 - \frac{d}{D_p} \cos \alpha\right) + f_e \left(1 + \frac{d}{D_p} \cos \alpha\right)}{2} \quad (2.30)$$

La frequenza appena calcolata è detta *fundamental train frequency* (FTF) e rappresenta la frequenza del treno di impulsi che si generano dal contatto delle sfere con le piste. Generalmente, soltanto una pista è in movimento, mentre l'altra è fissa e spesso si tratta di quella esterna, quindi $\omega_e = 0$.

La FTF diventa quindi:

$$f_{FTF} = \frac{f_i \left(1 - \frac{d}{D_p} \cos \alpha\right)}{2} \quad (2.31)$$

La frequenza di rotazione degli elementi volventi rispetto alla pista interna è calcolata come:

$$f_{ri} = f_g - f_i \quad (2.32)$$

Andando a sostituire il valore della frequenza della gabbia appena calcolato si ottiene:

$$\begin{aligned}
f_{ri} &= \frac{f_i \left(1 - \frac{d}{D_p} \cos \alpha\right) + f_e \left(1 + \frac{d}{D_p} \cos \alpha\right)}{2} - f_i = \\
&= \frac{f_e \left(1 + \frac{d}{D_p} \cos \alpha\right) - f_i \left(1 + \frac{d}{D_p} \cos \alpha\right)}{2} \quad (2.33)
\end{aligned}$$

Andando a semplificare la 2.33 si ottiene:

$$f_{ri} = \frac{f_e - f_i}{2} \left(1 + \frac{d}{D_p} \cos \alpha\right) \quad (2.34)$$

Conoscendo il numero degli elementi volventi indicato con la lettera Z è possibile ottenere la frequenza di passaggio delle sfere sulla pista interna detta *ball passing frequency on the inner race* (BPFI):

$$f_{BPFI} = Z \frac{f_e - f_i}{2} \left(1 + \frac{d}{D_p} \cos \alpha\right) \quad (2.35)$$

Che, nel caso di anello esterno fisso, la 2.35 diventa:

$$f_{BPFI} = -\frac{Z f_i}{2} \left(1 + \frac{d}{D_p} \cos \alpha\right) \quad (2.36)$$

Con gli stessi passaggi si può calcolare la frequenza di passaggio delle sfere sulla pista esterna detta *ball passing frequency on the outer race* (BPFO):

$$f_{re} = f_e - f_g = \frac{f_e - f_i}{2} \left(1 - \frac{d}{D_p} \cos \alpha\right) \quad (2.37)$$

$$f_{BPFO} = Z \frac{f_e - f_i}{2} \left(1 - \frac{d}{D_p} \cos \alpha\right) \quad (2.38)$$

Nel caso di anello esterno fisso si ha:

$$f_{BPFO} = -Z \frac{f_i}{2} \left(1 - \frac{d}{D_p} \cos \alpha \right) \quad (2.39)$$

La frequenza di rotazione degli elementi volventi intorno al proprio asse detta *ball spinning frequency* (BSF) è ricavata uguagliando la velocità periferica della sfera alla velocità periferica della pista interna:

$$V_{ri} = f_{ri} \frac{D_i}{2} = f_{BSF} \frac{d}{2} \quad (2.40)$$

Dalla 2.40 si ottiene:

$$f_{BSF} = f_{ri} \frac{D_i}{d} \quad (2.41)$$

Sostituendo la 2.34 nella 2.41 si ottiene:

$$f_{BSF} = \frac{f_e - f_i}{2} \left(1 + \frac{d}{D_p} \cos \alpha \right) \frac{D_i}{d} \quad (2.42)$$

Sostituendo la 2.22 nella 2.42 si ottiene:

$$\begin{aligned} f_{BSF} &= \frac{f_e - f_i}{2} \left(1 + \frac{d}{D_p} \cos \alpha \right) \frac{D_p}{d} \left(1 - \frac{d}{D_p} \cos \alpha \right) \\ &= \frac{f_e - f_i}{2} \frac{D_p}{d} \left[1 - \left(\frac{d}{D_p} \cos \alpha \right)^2 \right] \end{aligned} \quad (2.43)$$

Nel caso di anello esterno fisso la 2.43 diventa:

$$f_{BSF} = -\frac{f_i}{2} \frac{D_p}{d} \left[1 - \left(\frac{d}{D_p} \cos \alpha \right)^2 \right] \quad (2.44)$$

Nel caso di difetti localizzati sulla pista interna, su quella esterna o sull'elemento volvente, bisognerà analizzare lo spettro in frequenza e verificare se siano presenti dei picchi in corrispondenza di f_{BPFI} , f_{BPFO} , f_{BSF} .

2.5 Acquisizione delle vibrazioni

La strumentazione utilizzata per acquisire i segnali delle vibrazioni è costituita da più componenti:

- trasduttore;
- pre-amplificatore;
- condizionatore di segnale;
- convertitore analogico – digitale;
- analizzatore di segnale;

Il trasduttore ha il ruolo di convertire il moto vibrazionale in un segnale elettrico in uscita. Vengono utilizzati degli accelerometri che generano in uscita una tensione proporzionale all'accelerazione.

L'amplificatore è necessario in quanto il segnale proveniente dall'accelerometro è debole e, pertanto, necessita di essere amplificato per effettuare una misura corretta.

Una volta acquisito il segnale, esso viene elaborato dal condizionatore di segnale che esegue, se necessarie, alcune operazioni come ad esempio il filtraggio e l'integrazione nel tempo. Il filtraggio consiste nell'eliminare alcune frequenze non necessarie o che creano disturbo per l'acquisizione dei dati. Poiché il segnale acquisito è caratterizzato da un determinato spettro in frequenza si può applicare un filtro che permette il passaggio soltanto di alcune frequenze. Ad esempio, il filtro passa basso consente di eliminare le componenti al di sopra di una certa frequenza. Al contrario, il filtro passa alto consente di eliminare le componenti al di sotto di una certa frequenza. L'altra operazione eseguita dal condizionatore di segnale è quella di effettuare delle integrazioni nel tempo per ricavare la velocità e lo spostamento partendo dall'accelerazione.

Il convertitore analogico digitale (A/D) è uno strumento necessario per visualizzare il segnale acquisito su un calcolatore. Il segnale in uscita dal trasduttore è un segnale analogico proporzionale alla grandezza misurata. Il convertitore A/D ha il ruolo di campionare istantaneamente il segnale ad intervalli regolari di tempo, convertendo il

segnale continuo in un segnale discreto, quindi digitale, in modo tale dal poter essere elaborato da un computer sul quale è installato un software.

2.6 Supporti antivibranti

I supporti antivibranti sono dei componenti meccanici dotati di proprietà elastiche e smorzanti. L'elasticità è definita come la capacità del supporto di deformarsi in modo direttamente proporzionale al carico e di ritornare in condizioni normali quando il carico viene meno. Lo smorzamento rappresenta una forza di frenatura che è in grado di attenuare progressivamente l'ampiezza dell'oscillazione.

I supporti elastici, interposti tra il macchinario e la struttura di appoggio, hanno la funzione di attenuare le vibrazioni prodotte dal macchinario stesso. A seconda dei risultati desiderati è necessario scegliere il tipo di supporti, il numero e la loro disposizione. I supporti antivibranti hanno una funzione sia statica che dinamica. Per quanto riguarda il funzionamento statico, sono necessari in quanto permettono una migliore suddivisione dei carichi. Infatti, se non ci fossero tali supporti, sarebbe impossibile determinare il carico applicato su ogni punto di appoggio. Invece, utilizzando dei supporti elastici di cui è nota la rigidità è possibile, tramite la misura della deformazione di ognuno di essi, determinare il carico applicato ed eventualmente correggere alcune anomalie.

La funzione più importante dei supporti elastici è sicuramente il funzionamento dinamico, in quale consente un'attenuazione delle vibrazioni trasmesse dal macchinario al basamento. Le sospensioni possono essere di due tipologie:

- sospensioni elastiche dirette: attenuano le vibrazioni trasmesse dal macchinario alla sua base di appoggio, rappresenta il nostro caso di applicazione;
- sospensioni elastiche indirette: proteggono un macchinario dalle vibrazioni trasmesse dalla base di appoggio.

2.6.1 Sistema massa molla

Per comprendere meglio il funzionamento degli antivibranti, possiamo partire dallo studio di un sistema massa molla rappresentato in figura, dove con m è indicata la massa, con k la rigidezza e con Δx l'allungamento della molla.

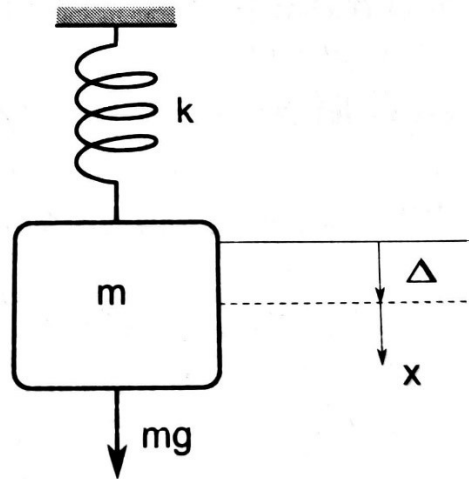


Figura 2.5⁶ Sistema massa molla

Attraverso l'equilibrio delle forze è possibile scrivere l'equazione:

$$m\ddot{x} + kx = 0 \quad (2.45)$$

Dividendo per m si ottiene:

$$\ddot{x} + \omega_n^2 x = 0 \quad (2.46)$$

dove $\omega_n = \sqrt{k/m}$ è detta pulsazione naturale del sistema la cui unità di misura è il rad/s.

La soluzione generale dell'equazione differenziale 2.46 è:

$$x = X \cos(\omega_n t + \varphi) \quad (2.47)$$

⁶ Fonte: Callegari M., Fanghella P., Pellicano F., *Meccanica applicata alle macchine*, seconda edizione, Città Studi, 2017

Dove X rappresenta la massima ampiezza di oscillazione della molla e φ la fase.

La risposta libera del sistema, ovvero in assenza di forze esterne, è periodica con periodo T :

$$T = \frac{2\pi}{\omega_n} \quad (2.48)$$

Ciò significa che la vibrazione si ripete nel tempo con una frequenza detta “frequenza propria” che rappresenta il numero di volte che un fenomeno si ripete in un secondo ed è pari a:

$$f_n = \frac{1}{T} \quad (2.49)$$

la cui unità di misura è l’Hertz [Hz].

Sostituendo la 2.48 nella 2.49 si ottiene la relazione tra frequenza propria e pulsazione naturale:

$$\omega_n = 2\pi f_n \quad (2.50)$$

2.6.2 Sistema massa molla smorzatore

Introducendo lo smorzamento, l’equazione del moto diventa:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \quad (2.51)$$

dove “ c ” è definito come coefficiente di smorzamento.

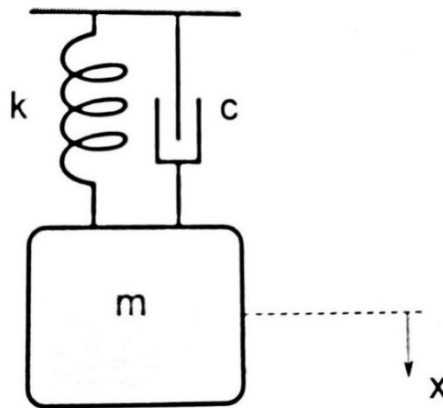


Figura 2.6⁷ Sistema massa molla smorzatore

Dividendo la 2.51 per la massa si arriva a:

$$\ddot{x} + 2\xi\omega_n\dot{x} + \omega_n^2x = 0 \quad (2.52)$$

in cui è stato introdotto il fattore di smorzamento definito come il rapporto tra il coefficiente di smorzamento del sistema c e un valore critico c_{cr} :

$$\xi = \frac{c}{c_{cr}} = \frac{c}{2\sqrt{km}} = \frac{c}{2\omega_n m} \quad (2.53)$$

dove ω_n rimane la pulsazione naturale del sistema calcolata in precedenza.

La soluzione dell'equazione differenziale (2.52) è del tipo:

$$x(t) = C_1 e^{S_1 t} + C_2 e^{S_2 t} \quad (2.54)$$

dove S_1 e S_2 sono le soluzioni dell'equazione caratteristica:

$$S^2 + 2\xi\omega_n S + \omega_n^2 = 0 \quad (2.55)$$

$$S_1 = \left(-\xi - \sqrt{\xi^2 - 1}\right)\omega_n \quad (2.56)$$

⁷ Ivi pag. 43

$$S_2 = \left(-\xi + \sqrt{\xi^2 - 1}\right) \omega_n \quad (2.57)$$

A seconda del discriminante $\Delta = \xi^2 - 1$ le due soluzioni possono essere reali e distinte, reali e coincidenti, distinte complesse:

- se $\xi > 1$ le radici dell'equazione sono reali e distinte e il sistema si dice sovrasmorzato;
- se $\xi = 1$ le radici dell'equazione sono reali e coincidenti e il sistema si trova in una condizione di smorzamento critico (è un caso puramente matematico e viene utilizzato come separazione tra i sistemi sovrasmorzati e sottosmorzati);
- se $\xi < 1$ le radici dell'equazione sono complesse coniugate e il sistema si dice sotto smorzato.

Nei grafici seguenti è rappresentato l'andamento delle oscillazioni in queste 3 tipologie di sistemi: nel sistema sovrasmorzato e in condizioni di smorzamento critico non si hanno oscillazioni, in quello sotto smorzato le oscillazioni vengono smorzate gradualmente.

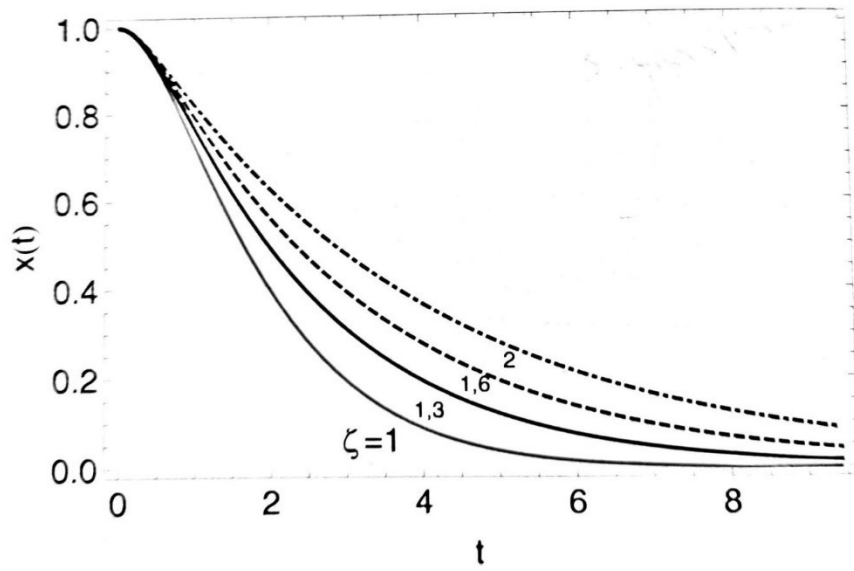


Grafico 2.3⁸ Oscillazioni sovrasmorzate

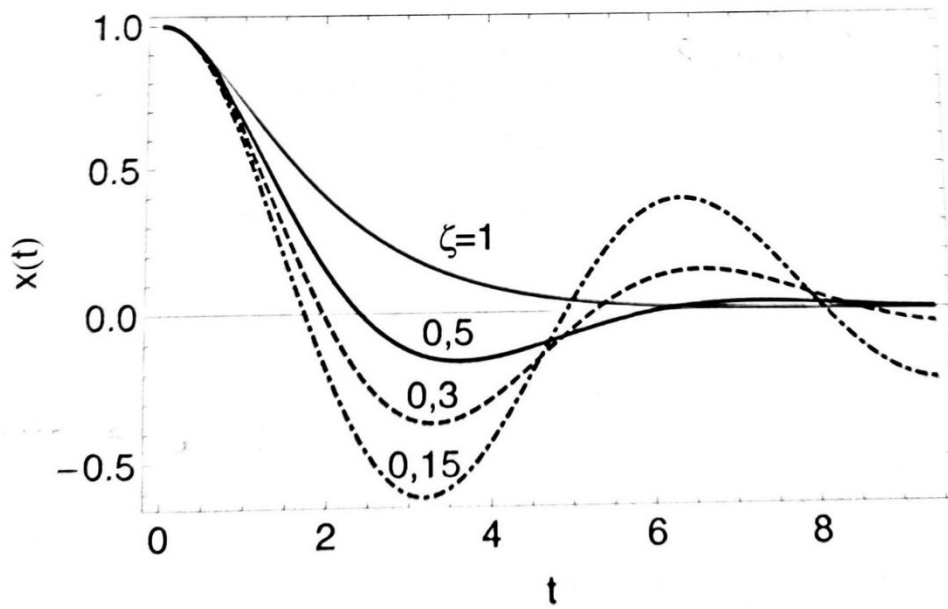


Grafico 2.4⁹ Oscillazioni sottosmorzate

⁸ Ivi pag. 43

⁹ Ivi pag. 43

2.6.3 Sistema massa molla smorzatore con forzante armonica

Ora passiamo allo studio di un sistema massa-molla-smorzatore eccitato da una forzante sinusoidale con pulsazione ω :

$$f(t) = F_0 \cos \omega t \quad (2.58)$$

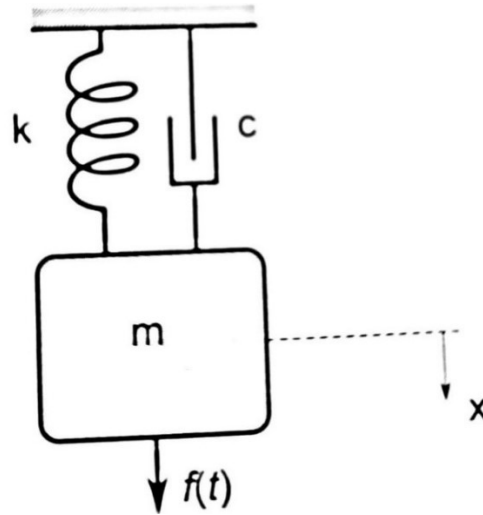


Figura 2.7¹⁰ Sistema massa molla smorzatore con forzante armonica

L'equazione del moto è:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_0 \cos \omega t \quad (2.59)$$

La soluzione dell'equazione differenziale è data dalla somma dell'omogenea associata e una soluzione particolare dello stesso tipo della forzante:

$$x(t) = x(t)^O + x(t)^P \quad (2.60)$$

¹⁰ Ivi pag. 43

L'omogenea associata, che rappresenta la risposta in transitorio, può essere trascurata ai fini ingegneristici. Risulta, invece, importante la risposta a regime che coincide con la soluzione particolare:

$$x(t)^P = X \cos(\omega t - \varphi) \quad (2.61)$$

Per determinare l'ampiezza della soluzione particolare è utile trasformare l'equazione differenziale in equazione differenziale complessa:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_0 e^{i\omega t} \quad (2.62)$$

Una soluzione particolare della 2.59 è

$$x(t) = X e^{i\omega t} \quad (2.63)$$

Sostituendo nella 2.59 anche la derivata prima e seconda della 2.63 che sono:

$$\dot{x}(t) = i\omega X e^{i\omega t} \quad (2.64)$$

$$\ddot{x}(t) = -\omega^2 X e^{i\omega t} \quad (2.65)$$

Si ottiene:

$$-m\omega^2 X e^{i\omega t} + ci\omega X e^{i\omega t} + kX e^{i\omega t} = F_0 e^{i\omega t} \quad (2.66)$$

Da cui si può ricavare:

$$X = \frac{F_0}{-m\omega^2 + ic\omega + k} \quad (2.67)$$

La relazione per il calcolo del modulo di un numero complesso è:

$$|z| = \sqrt{a^2 + b^2} \quad (2.68)$$

Dove:

$$z = a + ib \quad (2.69)$$

Utilizzando la 2.68, la 2.67 diventa:

$$X = \frac{F_0}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2}} \quad (2.70)$$

Attraverso alcune semplificazioni si giunge a:

$$\frac{X}{F_0/k} = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right)^2 + 4\xi^2 \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}} = G(\omega) \quad (2.71)$$

dove $G(\omega)$ è definito fattore di amplificazione che ha un significato meccanico molto importante. È pari al rapporto tra l'ampiezza di oscillazione dinamica X e l'allungamento della molla che si avrebbe in caso di carico statico F_0/k . Esso rappresenta la risposta dinamica del sistema in funzione del fattore di smorzamento, della pulsazione eccitatrice ω e della pulsazione propria del sistema ω_n . L'andamento di $G(\omega)$ è rappresentato nel grafico seguente:

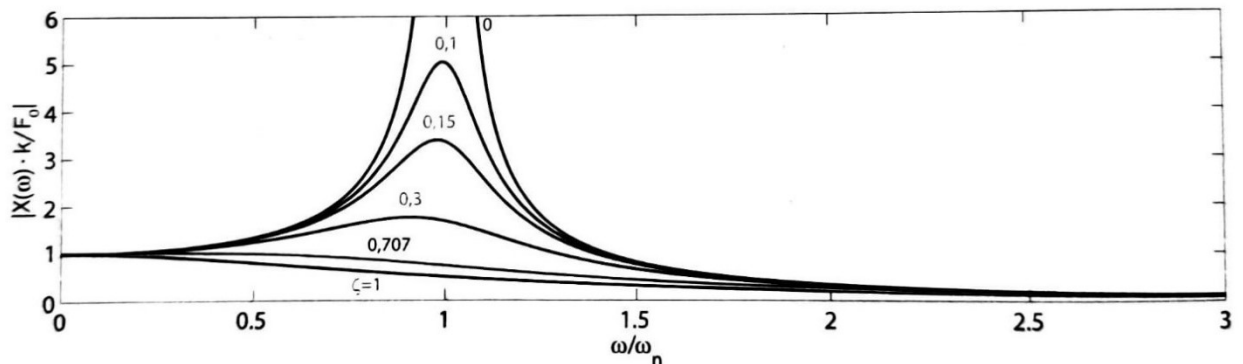


Grafico 2.5¹¹ Fattore di amplificazione in funzione della frequenza e dello smorzamento

¹¹ Ivi pag. 43

Dal grafico si evince che il massimo della funzione dipende dal valore di ξ . In particolare:

- se $\xi > \frac{1}{\sqrt{2}}$, il massimo della funzione $G_{max} = 1$ e si trova in corrispondenza di $\omega = 0$;
- se $\xi \leq \frac{1}{\sqrt{2}}$, il massimo della funzione $G_{max} = \frac{1}{2\xi\sqrt{1-\xi^2}}$ e si trova in corrispondenza della pulsazione di risonanza, condizione in cui la pulsazione della forzante è pari alla pulsazione naturale del sistema.

2.6.4 Funzionamento dei supporti antivibranti

A questo punto, è possibile comprendere il funzionamento di un sistema costituito da un macchinario poggiato su un basamento, attraverso l'utilizzo di supporti antivibranti.

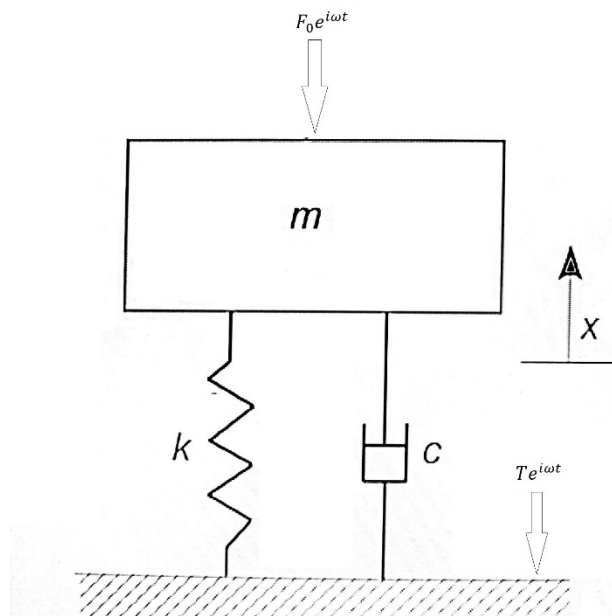


Figura 2.8¹² Trasmissibilità delle forze al basamento

¹² Slide del corso “Meccanica applicata alle macchine”, UNIVPM

In questo caso la forzante armonica è prodotta dalla rotazione del rotore ad una velocità angolare ω . La reazione che viene scambiata tra il basamento e il macchinario a causa delle vibrazioni è:

$$T(t) = c\dot{x}(t) + kx(t) = Te^{i\omega t} \quad (2.72)$$

Eseguendo gli stessi passaggi dalla 2.59 alla 2.67 si arriva a:

$$T(t) = X(i\omega c + k) \quad (2.72)$$

Sostituendo la 2.70 nella 2.72 si può calcolare il modulo di T:

$$\begin{aligned} |T| &= \frac{1}{k} \frac{F_0}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right)^2 + 4\xi^2 \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}} \sqrt{k^2 + (\omega c)^2} = \\ &= F_0 \frac{\sqrt{1 + 4\xi^2 \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right)^2 + 4\xi^2 \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}} \quad (2.73) \end{aligned}$$

Possiamo ora definire la trasmissibilità come il rapporto:

$$\tau = \frac{|T|}{F_0} = \frac{\sqrt{1 + 4\xi^2 \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right)^2 + 4\xi^2 \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}} \quad (2.74)$$

La trasmissibilità rappresenta il rapporto tra la forza effettiva trasmessa al basamento e la forzante eccitatrice al variare della frequenza ed è un parametro che indica la qualità del supporto antivibrante. Per attenuare le vibrazioni deve essere inferiore ad 1.

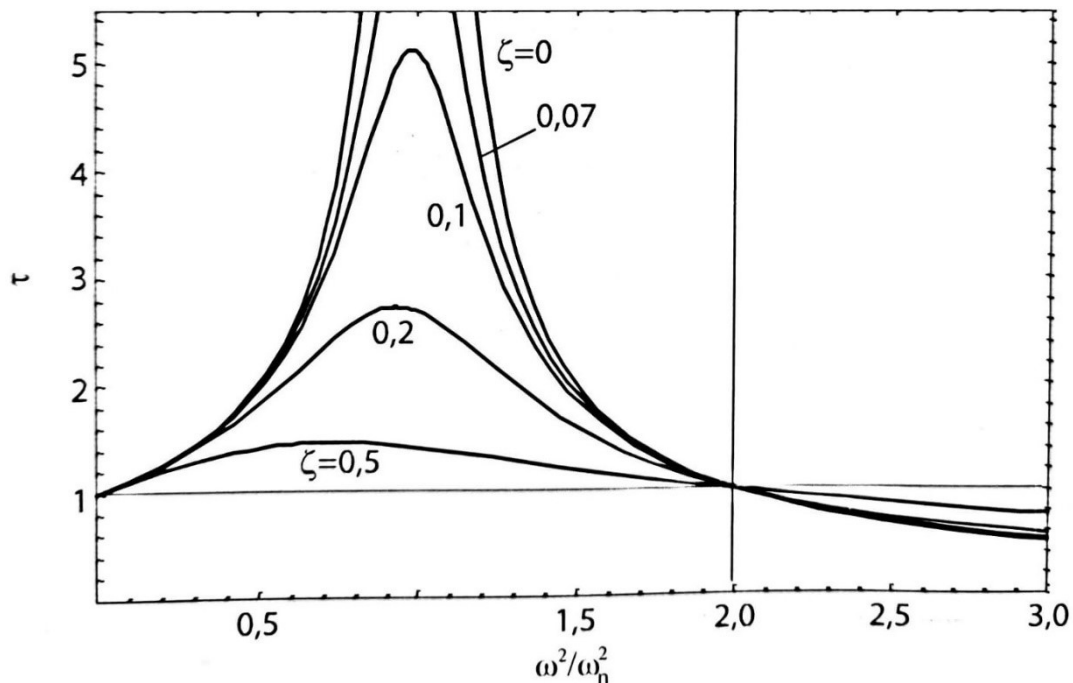


Grafico 2.6¹³ Trasmissibilità delle forze al basamento

La trasmissibilità ha un andamento simile al fattore di amplificazione. Dipende dal fattore di smorzamento, dalla pulsazione eccitatrice ω e dalla pulsazione propria del sistema ω_n . Dal grafico si evince come si abbia un picco di risonanza per bassi valori dello smorzamento in corrispondenza di $\omega = \omega_n$, tale picco tende a spostarsi e a diminuire in ampiezza all'aumentare dello smorzamento. Inoltre, è possibile notare come per $\omega^2/\omega_n^2 = 2$ la trasmissibilità sia pari a 1; oltre questo valore diventa inferiore ad 1 e diminuisce al diminuire dello smorzamento.

Nella scelta di un supporto antivibrante è dunque necessario trovarsi nella zona in cui la trasmissibilità sia inferiore a 1, che corrisponde ad una frequenza eccitatrice almeno il doppio della frequenza propria dei supporti.

¹³ Ivi pag. 43

Per la scelta del giusto supporto antivibrante viene utilizzato l'abaco delle frequenze di seguito riportato, che permette di avere una visione più immediata e intuitiva sul fenomeno della trasmissibilità delle vibrazioni.

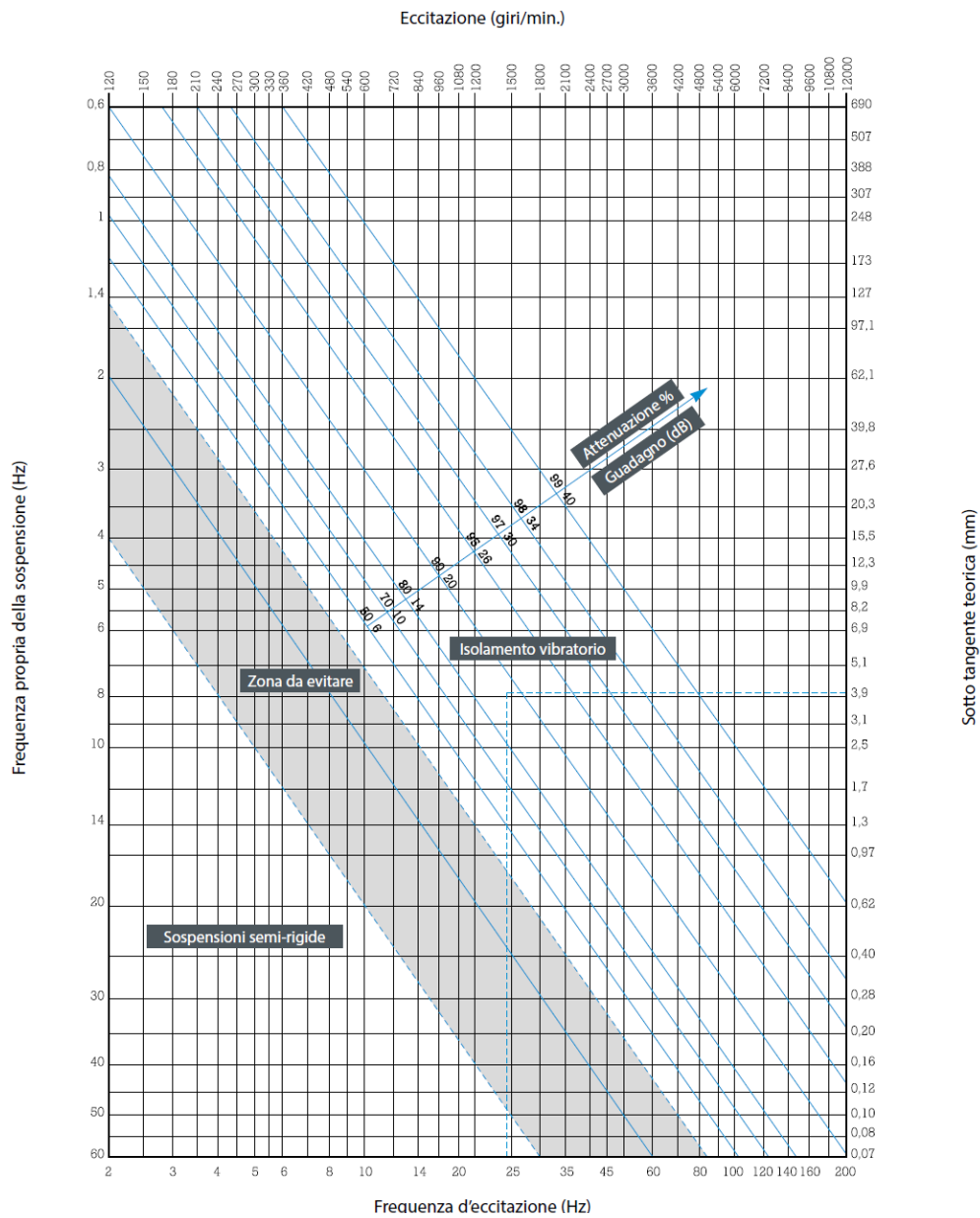


Grafico 2.7¹⁴ Abaco delle frequenze per la scelta dei supporti antivibranti

¹⁴ Fonte: Catalogo antivibranti Homberger

Questo grafico mostra la zona di attenuazione delle vibrazioni in funzione della frequenza propria del supporto sulle ordinate, e della frequenza eccitatrice sulle ascisse. Conoscendo la frequenza di eccitazione, bisogna scegliere un supporto antivibrante che faccia ricadere il punto di funzionamento nella zona di isolamento. Attraverso le linee oblique è possibile anche stabilire, in modo approssimativo, la percentuale di attenuazione.

3. Caso di studio

3.1 Strumentazione utilizzata

Per il monitoraggio delle vibrazioni è stata utilizzata la centralina diagnostica VSE100 della IFM, a cui sono stati collegati quattro accelerometri. La IFM è un'azienda tedesca che progetta e produce sensori di diverse tipologie utilizzabili in molti settori, dall'industria automobilistica, a quella alimentare e a quella delle macchine utensili.

La centralina VSE100 è uno dei prodotti di punta per il controllo delle vibrazioni delle macchine ed impianti, in quanto permette il monitoraggio del disequilibrio dei rotori, delle frequenze caratteristiche dei cuscinetti e di molte altre funzioni. Alla centralina possono essere collegati contemporaneamente fino a quattro sensori per il monitoraggio delle vibrazioni ed ha ulteriori quattro ingressi per il collegamento di altri sensori analogici. Alla centralina sono stati collegati quattro accelerometri il cui codice è VSA005 della stessa azienda produttrice. È un sensore molto affidabile con ottima ripetibilità. Ha un corpo compatto e robusto in acciaio inox ad alta resistenza meccanica ed anche un ampio range di temperature di utilizzo. Questi accelerometri possono essere collegati alla macchina attraverso un magnete. La centralina è stata collegata tramite un cavo ethernet ad un computer portatile sul quale è installato il software di acquisizione dei dati VES004 fornito dalla IFM. Con questo software è possibile monitorare in tempo reale i valori RMS della velocità e dello spostamento delle vibrazioni, nonché lo spettro in frequenza di accelerazione, velocità e spostamento delle stesse.



Figura 3.1¹⁵ Centralina diagnostica

3.2 Misure preliminari

Le prime misurazioni sono state effettuate per stabilire quale fosse l'entità delle vibrazioni generate dal mulino e trasmesse al soppalco. Sono stati individuati tre punti in cui posizionare i sensori ovvero:

- la parte superiore del basamento del mulino;
- la parte inferiore del basamento sulla quale poggiano i supporti antivibranti;
- il pavimento del soppalco.

I tre accelerometri sono stati collegati contemporaneamente alla centralina diagnostica.

¹⁵ Fonte: www.ifm.com

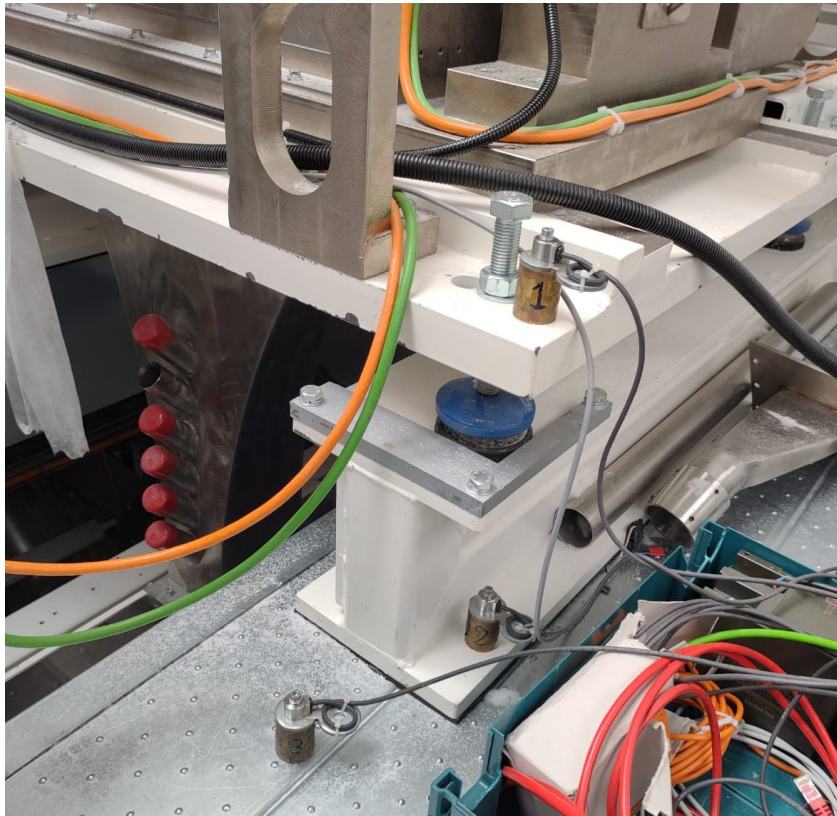


Figura 3.2 Posizionamento sensori per verificare funzionamento supporti antivibranti

La misura è stata effettuata partendo da una frequenza di rotazione del motore elettrico di 10 Hz fino ad arrivare ai 50 Hz, che corrisponde al massimo valore raggiunto durante il funzionamento della macchina. Chiaramente stiamo parlando della frequenza di rotazione del motore elettrico che è possibile impostare dal pannello di comando della macchina. Mentre, per conoscere la frequenza di rotazione del rotore del mulino, occorre moltiplicare quella del motore elettrico per il rapporto di trasmissione pari a 1,57, ottenendo quindi una frequenza di rotazione massima del suddetto rotore di 78,3 Hz. Nel grafico seguente sono riportati i risultati ottenuti.

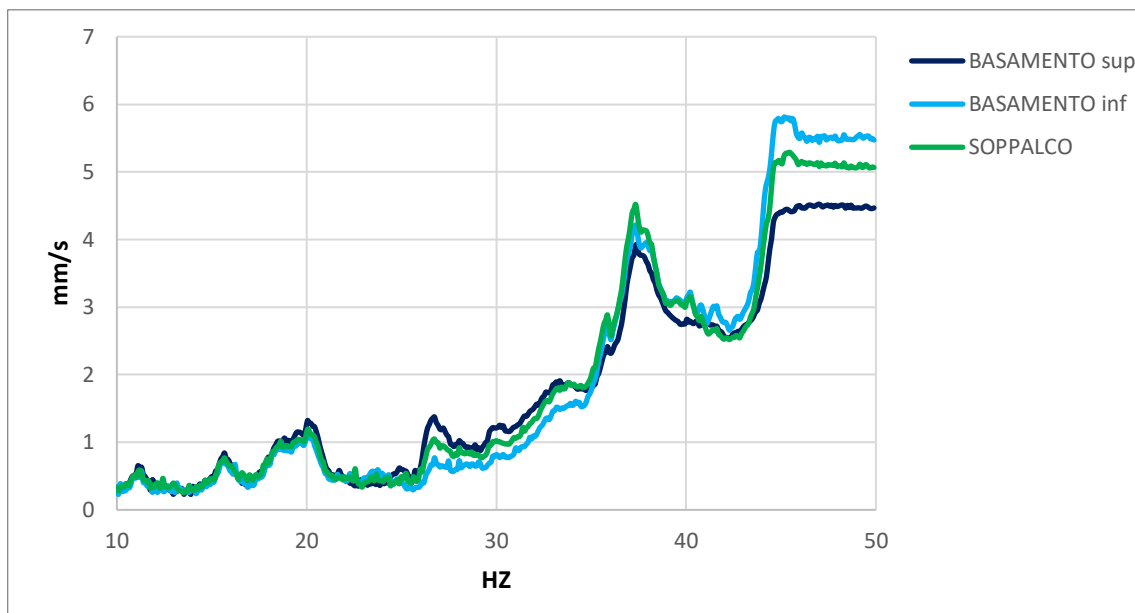


Grafico 3.1 Misurazione valore RMS mm/s tra basamento e soppalco

Nel grafico, la prova di misura è stata effettuata nel range di frequenze 10-50 Hz, per verificare la presenza di picchi maggiori in corrispondenza di frequenze inferiori dei 50 Hz. Dai dati ottenuti si può evincere come la vibrazione generata dal funzionamento del mulino venga trasmessa interamente al pavimento del soppalco, senza essere affatto attenuata fino ai 45 Hz. In questo intervallo si nota come l'andamento sia pressoché esponenziale fino ai 37 Hz, dove si raggiunge un massimo. Successivamente, si ha un andamento decrescente fino al raggiungimento di un minimo, per poi tornare a crescere. Dopo i 45 Hz, si nota un'amplificazione delle vibrazioni trasmesse dal basamento superiore a quello inferiore. L'azione di attenuazione viene svolta soltanto da uno strato in gomma interposto tra il basamento inferiore e il pavimento. Alla frequenza di 50 Hz notiamo come i valori misurati siano:

- 4,5 mm/s sul basamento superiore;
- 5,5 mm/s sul basamento inferiore;
- 5 mm/s sul pavimento del soppalco.

3.3 Sostituzione supporti antivibranti

I dati sopra riportati hanno consentito di stabilire che i supporti antivibranti, sebbene ancora performanti, andassero comunque sostituiti, in quanto aventi una frequenza propria che, in base alla frequenza di eccitazione del caso in esame, siano in grado di attenuare le vibrazioni generate.

Dopo una attenta analisi di mercato, consultando i cataloghi di diverse aziende produttrici, si è deciso di ordinare dei supporti antivibranti prodotti da un'azienda diversa dalla precedente. Per la scelta dei nuovi componenti si è tenuto conto:

- dell'abaco delle frequenze inserito nel catalogo dell'azienda fornitrice;
- della compatibilità di montaggio tra i supporti preesistenti e quelli nuovi;
- del peso scaricato per ogni supporto.

La compatibilità del montaggio è stato un fattore determinante nella scelta dei componenti, considerato che alla macchina non potevano essere effettuate modifiche strutturali per l'adattamento di supporti antivibranti anche più performanti, ma non compatibili. Infatti, eventuali modifiche strutturali alla macchina, avrebbero comportato il fermo dell'impianto per diverse settimane.

Il peso complessivo dei vari componenti che poggiano sul basamento del macchinario, quali il mulino, i motori elettrici e la trasmissione è di circa 1700 kg. Il basamento ha la predisposizione per l'installazione di nove supporti antivibranti, di cui otto presenti sul perimetro e uno centrale. Il peso complessivo che deve sostenere ogni supporto è dunque di circa 189 kg, che equivale ad una forza peso scaricata di circa 1850 N. Sul catalogo è stato individuato un supporto in grado di sorreggere questo peso e con una frequenza propria in grado di attenuare le vibrazioni per l'applicazione in questione.

Il supporto ha le seguenti caratteristiche:

- Portata compresa tra i 5000 e i 15000 N;
- Frequenza propria compresa tra 19,6 e 24 Hz.

Consultando l'abaco delle frequenze di seguito riportato, tenuto conto della velocità di rotazione del rotore e della frequenza propria del supporto, si individua che il punto di funzionamento è ubicato nella zona di attenuazione delle vibrazioni.

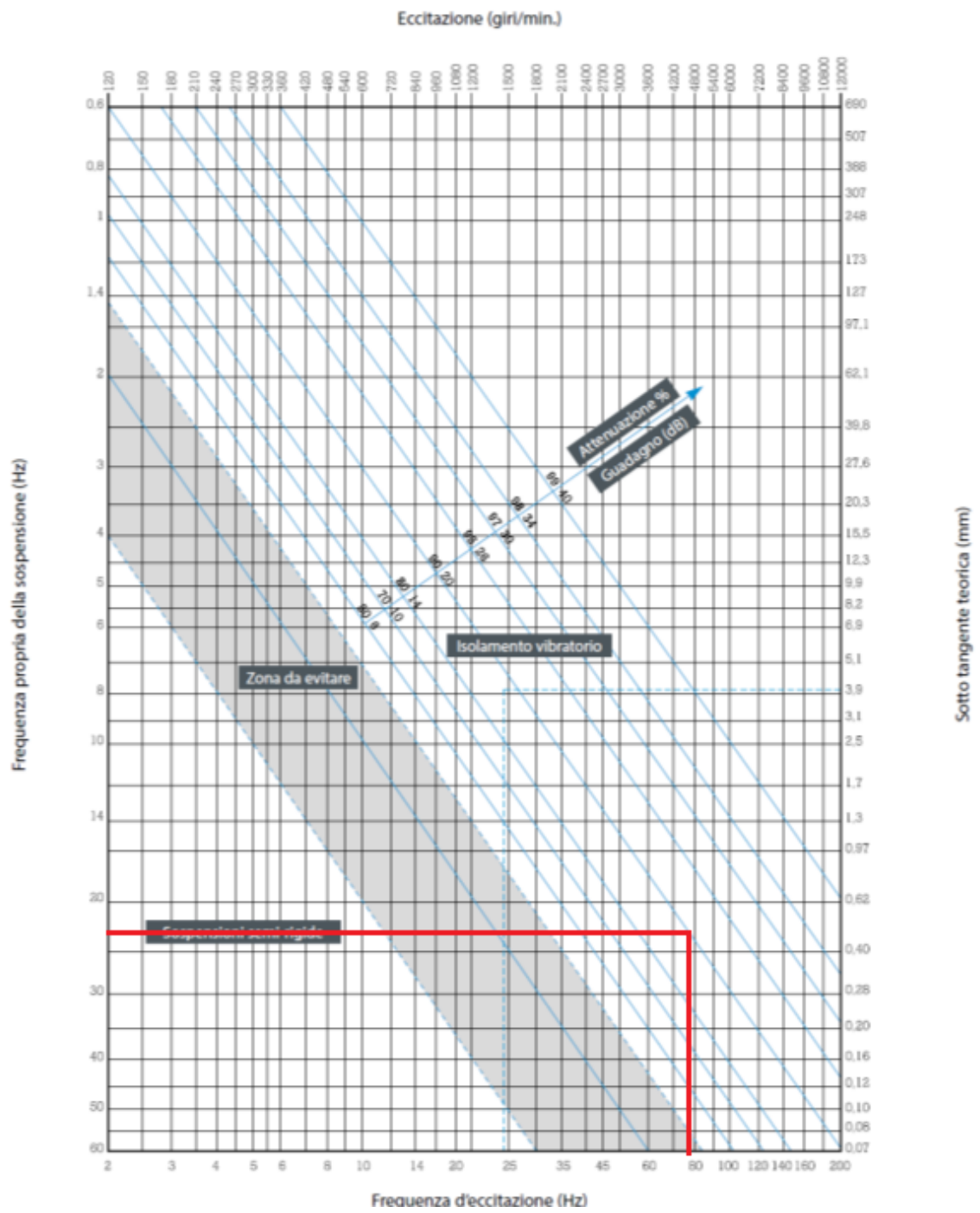


Grafico 3.2¹⁶ Utilizzo abaco delle frequenze per determinare punto di funzionamento

¹⁶ Ivi pag. 54

Dopo aver effettuato la sostituzione dei supporti antivibranti sono state ripetute le stesse misurazioni. I sensori sono stati posizionati nello stesso punto della prova precedente. Nel seguente grafico sono rappresentati i risultati ottenuti.

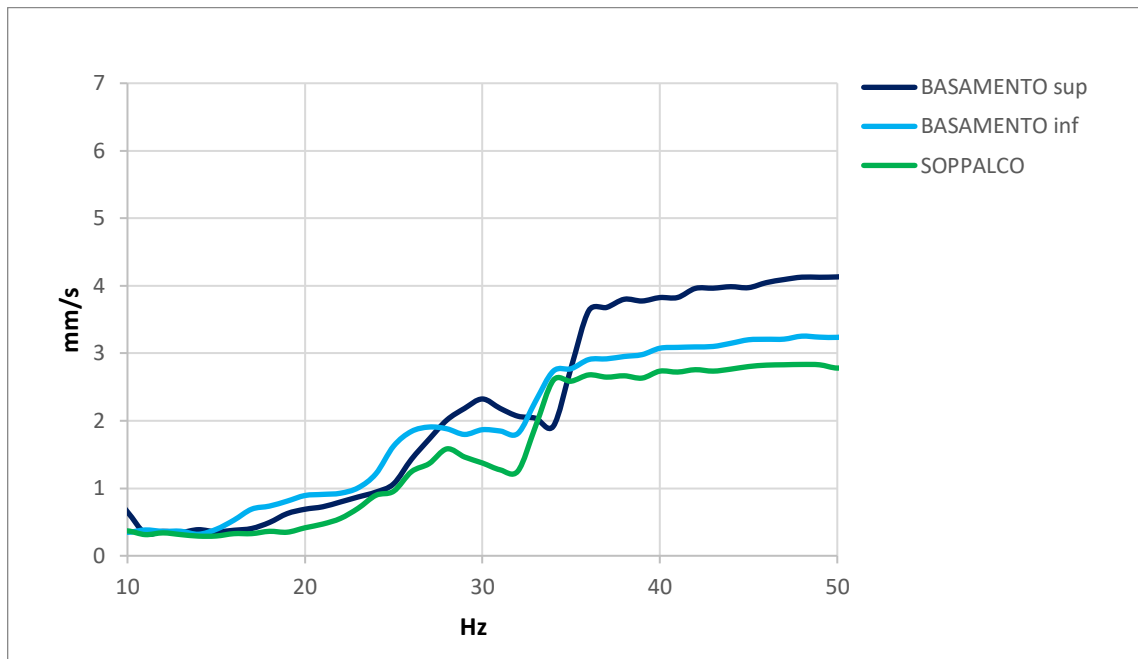


Grafico 3.3 Misurazioni effettuate con supporti antivibranti sostituiti

Dai dati ottenuti si evince come la scelta dei supporti antivibranti sia avvenuta correttamente. I valori misurati a 50 Hz sono i seguenti:

- 4,1 mm/s sul basamento superiore;
- 3,2 mm/s sul basamento inferiore;
- 2,8 mm/s sul pavimento del soppalco.

Le vibrazioni generate dal mulino e trasmesse al pavimento del soppalco, vengono attenuate correttamente, in quanto risultano essere inferiori del 32% sul soppalco.

Nella tabella seguente è riportato il confronto tra il valore RMS alla frequenza di 50 Hz tra i supporti vecchi e quelli nuovi, ed è rappresentata anche la differenza in termini percentuali.

	Supporti vecchi RMS [mm/s]	Supporti nuovi RMS [mm/s]	Attenuazione %
Basamento superiore	4,5	4,10	8,89
Basamento inferiore	5,5	3,20	41,82
Soppalco	5	2,80	44,00
Attenuazione complessiva %	-11,11	31,71	

Tabella 3.1 Confronto supporti antivibranti

I dati ottenuti sono stati confrontati con la normativa ISO 10816-3, che stabilisce quali siano i livelli accettabili di vibrazioni generate da macchinari rotanti. Nel nostro caso, il mulino rientra nel gruppo 2, ovvero macchine con potenza compresa tra i 15 e i 75 kW su fondamenta flessibili. Nel grafico che segue, si riscontra che le vibrazioni generate dal mulino sono accettabili, in quanto inferiori alla soglia di allarme, ma comunque prossime a quella di preallarme. Le soglie in questione hanno i seguenti valori:

- Soglia di preallarme: 4,5 mm/s;
- Soglia di allarme: 7 mm/s.

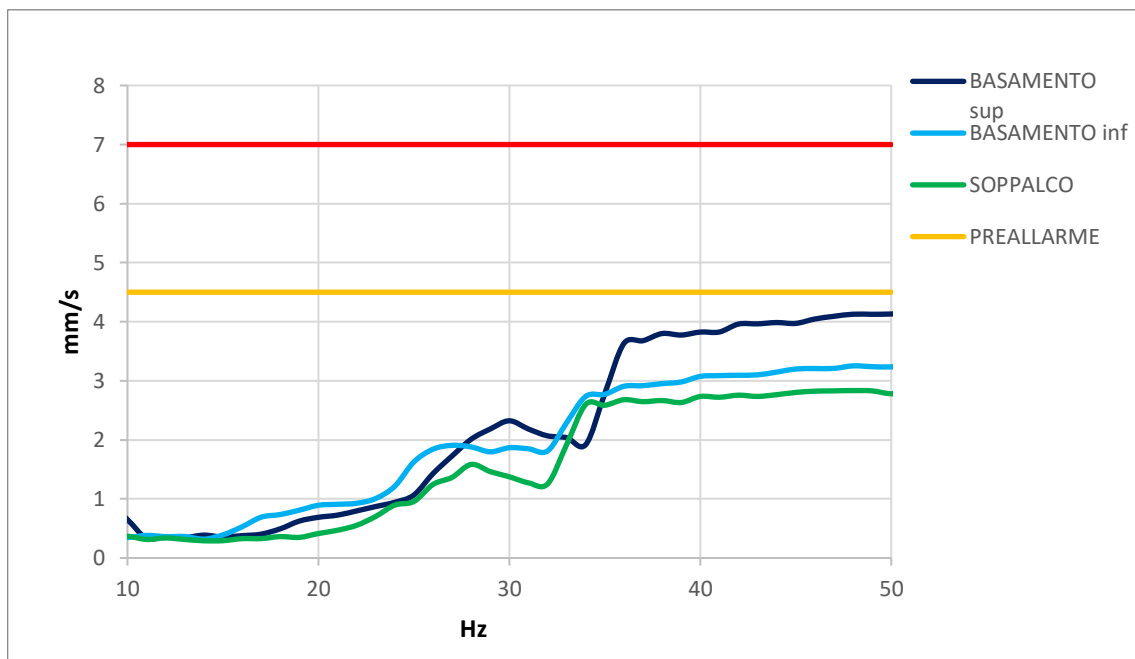


Grafico 3.4 Confronto vibrazioni con normativa ISO 10816-3

Per studiare l'andamento delle vibrazioni nel corso del tempo si è deciso di effettuare la stessa misurazione soltanto a 50 Hz. Le misurazioni sono state effettuate in tre giornate differenti, nei mesi di febbraio, marzo e aprile.

	Basamento superiore		Basamento inferiore		Soppalco	
	RMS [mm/s]	Aumento %	RMS [mm/s]	Aumento %	RMS [mm/s]	Aumento %
26/02/2021	4,10		3,20		2,80	
25/03/2021	4,16	1,44%	3,26	1,84%	2,9	3,45%
23/04/2021	4,21	1,19%	3,31	1,51%	2,95	1,69%

Tabella 3.2 Confronto vibrazioni nel corso del tempo

Dai dati ottenuti si può osservare che l'entità delle vibrazioni misurate nei tre punti siano rimaste pressoché invariate, e, pertanto, rientranti nei parametri di normalità.

3.4 Acquisizione degli spettri in frequenza

Dopo aver analizzato le modalità con le quali vengono trasmesse le vibrazioni dal basamento al soppalco, si è passati ad un'analisi vibrazionale più approfondita. In particolare è stato acquisito lo spettro in frequenza in corrispondenza dei quattro cuscinetti, due del rotore, chiamati con 1 e 2 e due dell'albero di trasmissione chiamati 3 e 4. Le misure sono state effettuate ad una frequenza di rotazione del motore elettrico di 50 Hz.

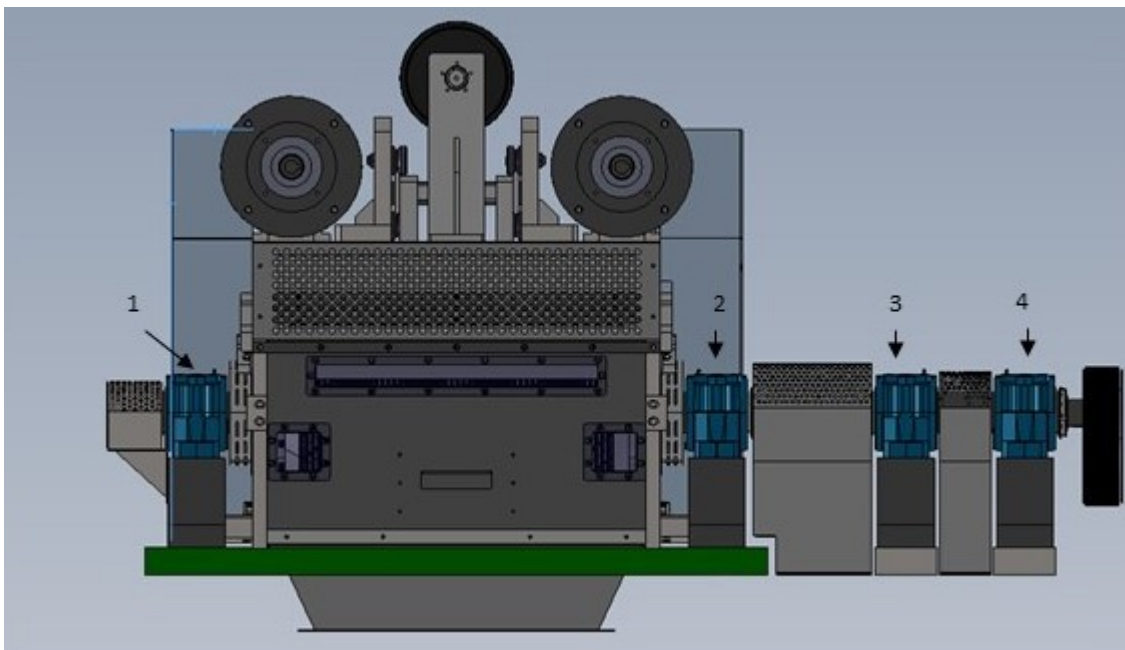


Figura 3.3 Vista posteriore del mulino

Gli spettri in frequenza sono stati acquisiti su tutti i cuscinetti in direzione radiale, sia orizzontale che verticale, e in direzione assiale in funzione dell'accelerazione espressa in mg (millesimi dell'accelerazione gravitazionale). Per ogni spettro acquisito è stata verificata la presenza di picchi in corrispondenza delle frequenze caratteristiche dei cuscinetti, calcolabili direttamente dal sito del produttore, indicando la velocità di

rotazione del rotore. In particolare, le frequenze caratteristiche dei cuscinetti SKF 2213 ETN9 sono le seguenti:

- BPFI = 641,63 Hz: difetto nella pista interna del cuscinetto;
- BPFO = 487,52 Hz: difetto nella pista esterna del cuscinetto;
- BSF = 441,74 Hz: difetto nell'elemento volvente.

Sul cuscinetto 4 è stata verificata anche la presenza di un picco in corrispondenza della frequenza caratteristica di un difetto nella cinghia, che può essere calcolata attraverso la formula 2.19. Essa risulta essere pari a 31,51 Hz.

Nei seguenti grafici sono rappresentati gli spettri in frequenza acquisiti:

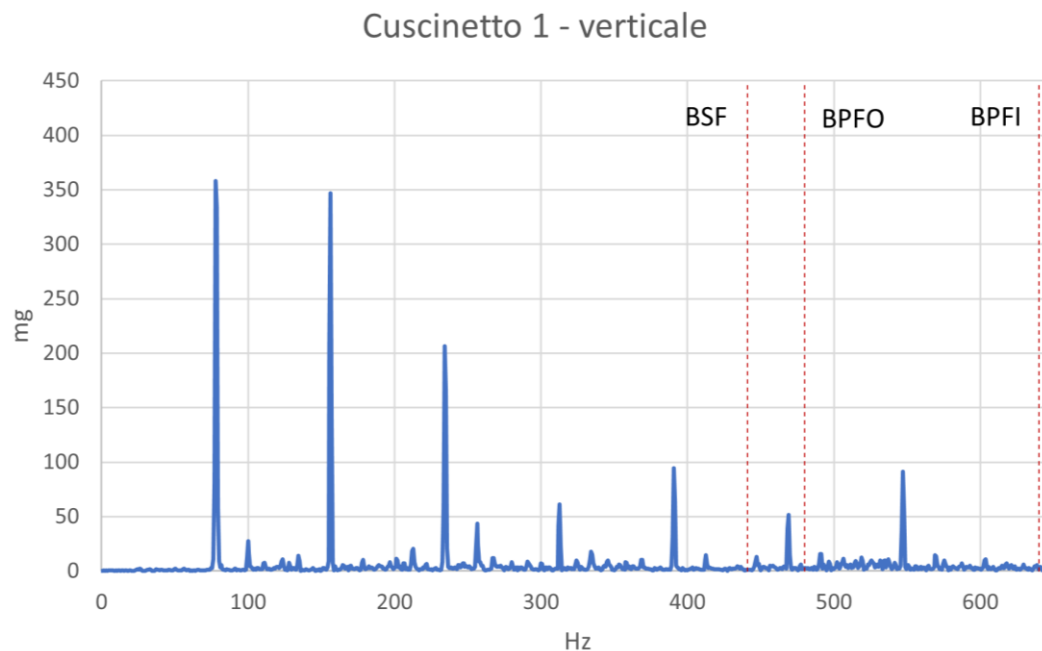


Grafico 3.4 FFT Cuscinetto 1 in direzione verticale

Cuscinetto 1 - orizzontale

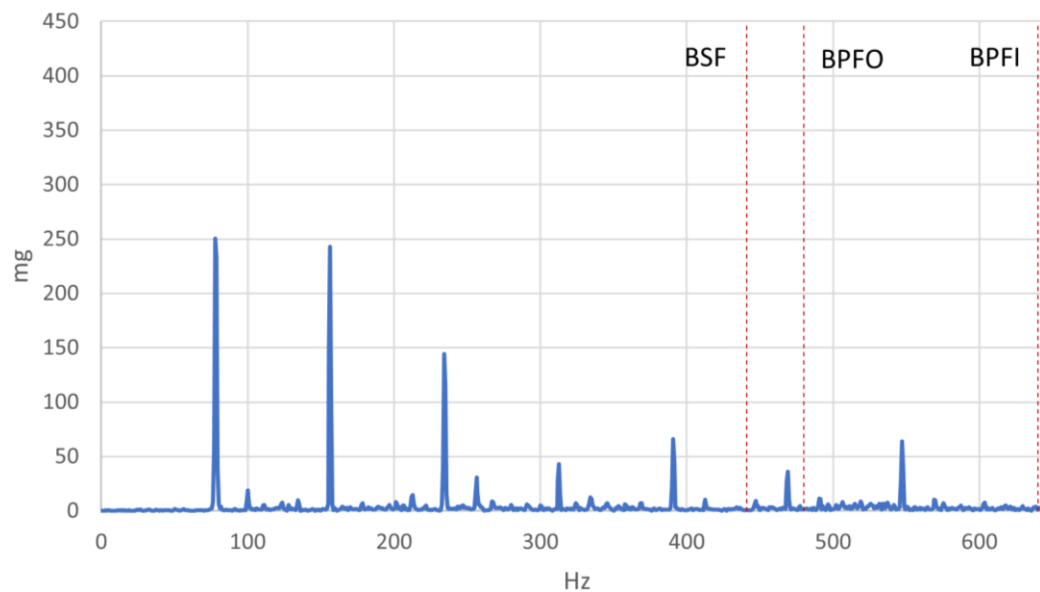


Grafico 3.5 FFT Cuscinetto 1 in direzione orizzontale

Cuscinetto 1 - assiale

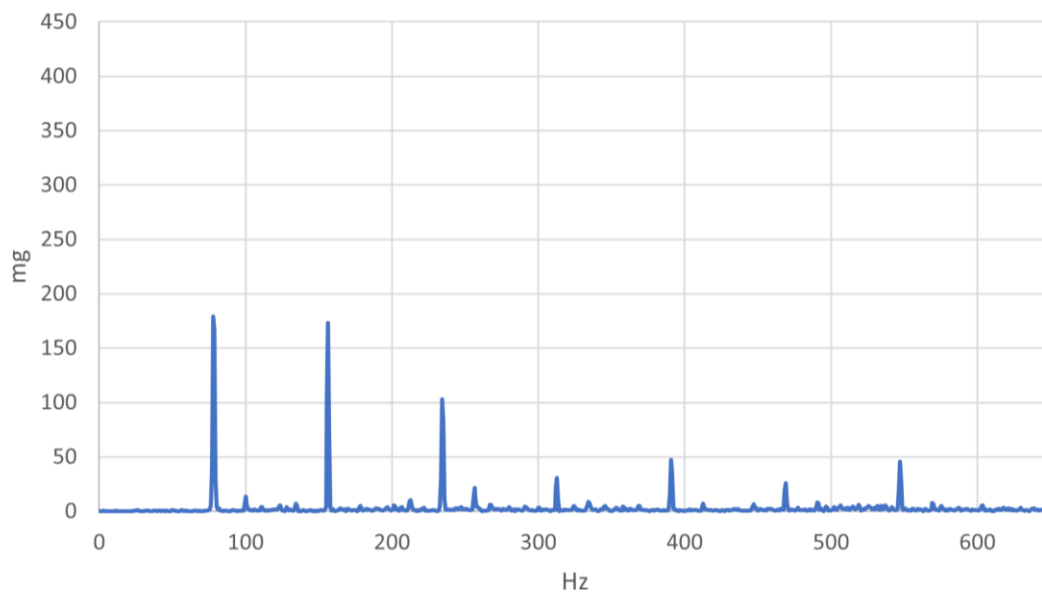


Grafico 3.6 FFT Cuscinetto 1 in direzione assiale

Cuscinetto 2 - verticale

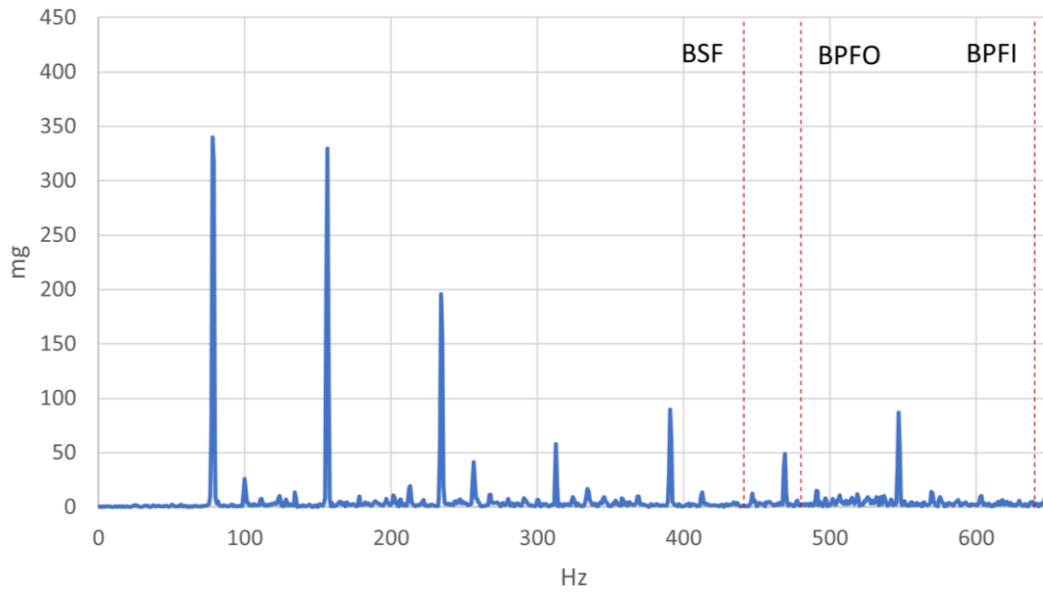


Grafico 3.7 FFT Cuscinetto 2 in direzione verticale

Cuscinetto 2 - orizzontale

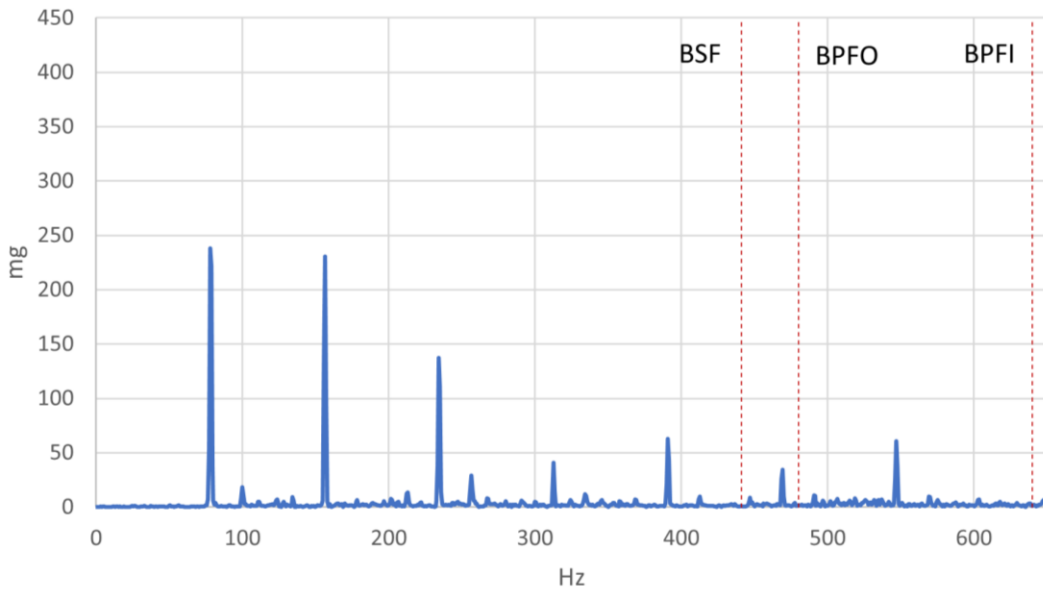


Grafico 3.8 FFT Cuscinetto 2 in direzione orizzontale

Cuscinetto 2 - assiale

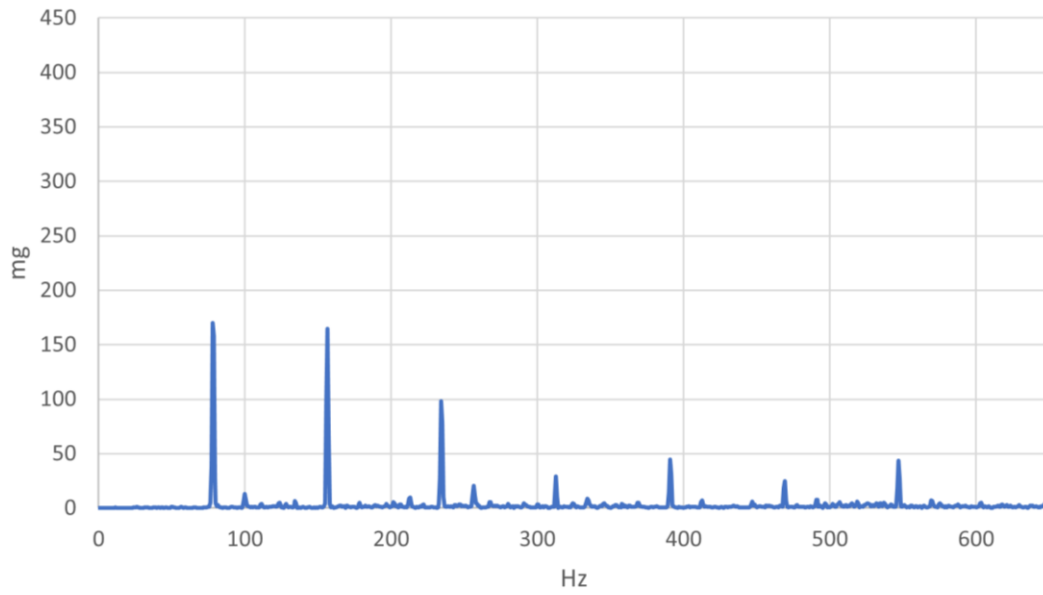


Grafico 3.9 FFT Cuscinetto 2 in direzione assiale

Cuscinetto 3 - verticale

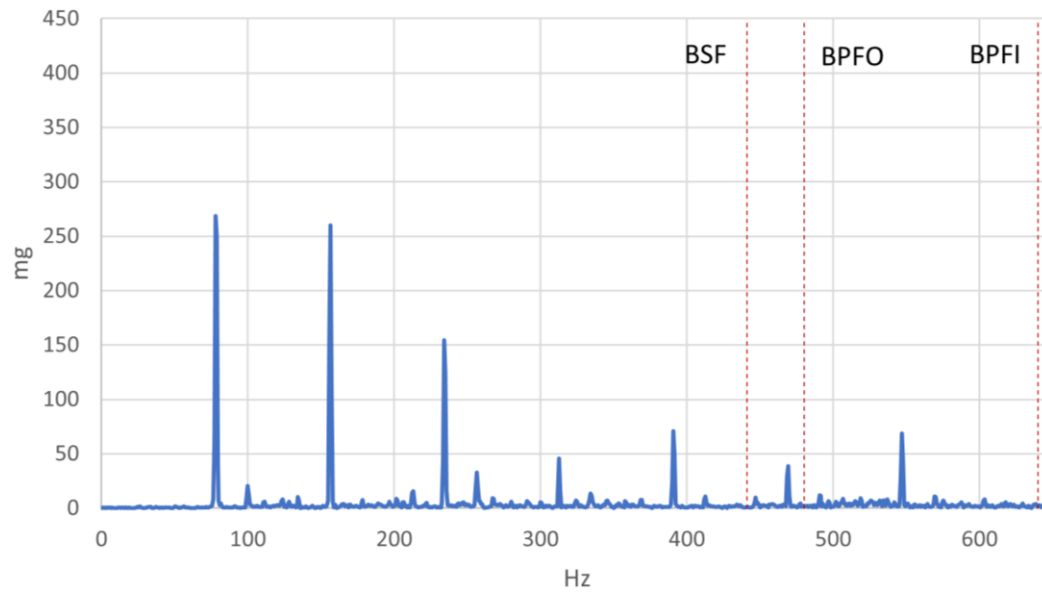


Grafico 3.10 FFT Cuscinetto 3 in direzione verticale

Cuscinetto 3 - orizzontale

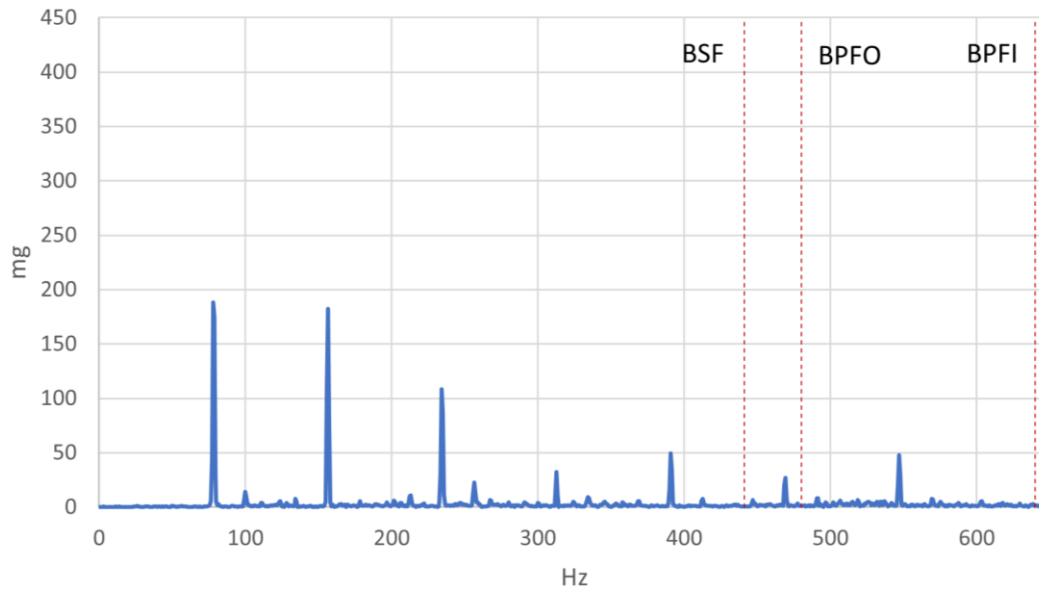


Grafico 3.11 FFT Cuscinetto 3 in direzione orizzontale

Cuscinetto 3 - assiale

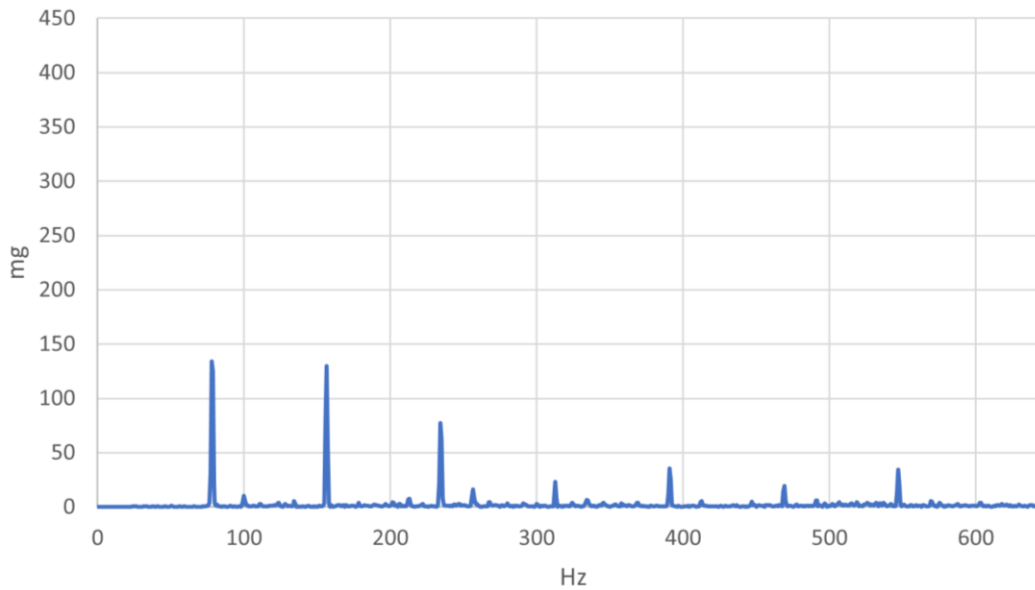


Grafico 3.12 FFT Cuscinetto 3 in direzione assiale

Cuscinetto 4 - verticale

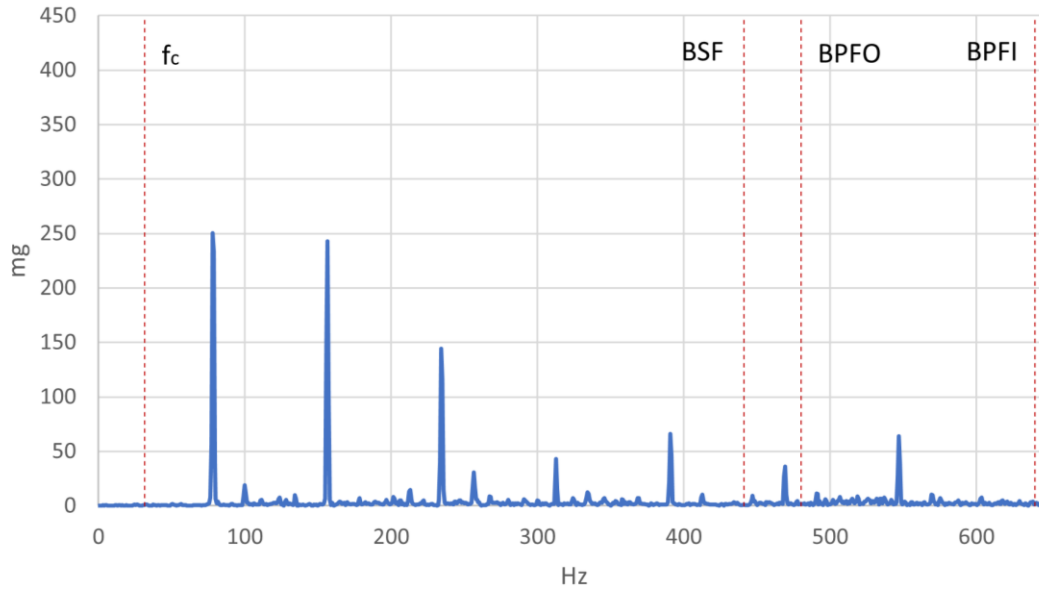


Grafico 3.13 FFT Cuscinetto 4 in direzione verticale

Cuscinetto 4 - orizzontale

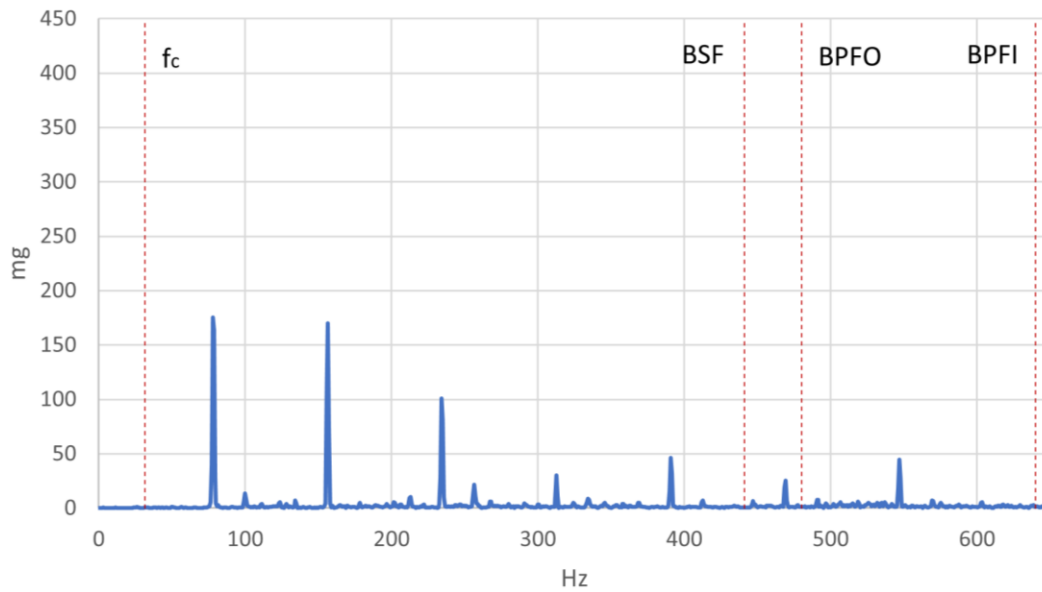


Grafico 3.14 FFT Cuscinetto 4 in direzione orizzontale

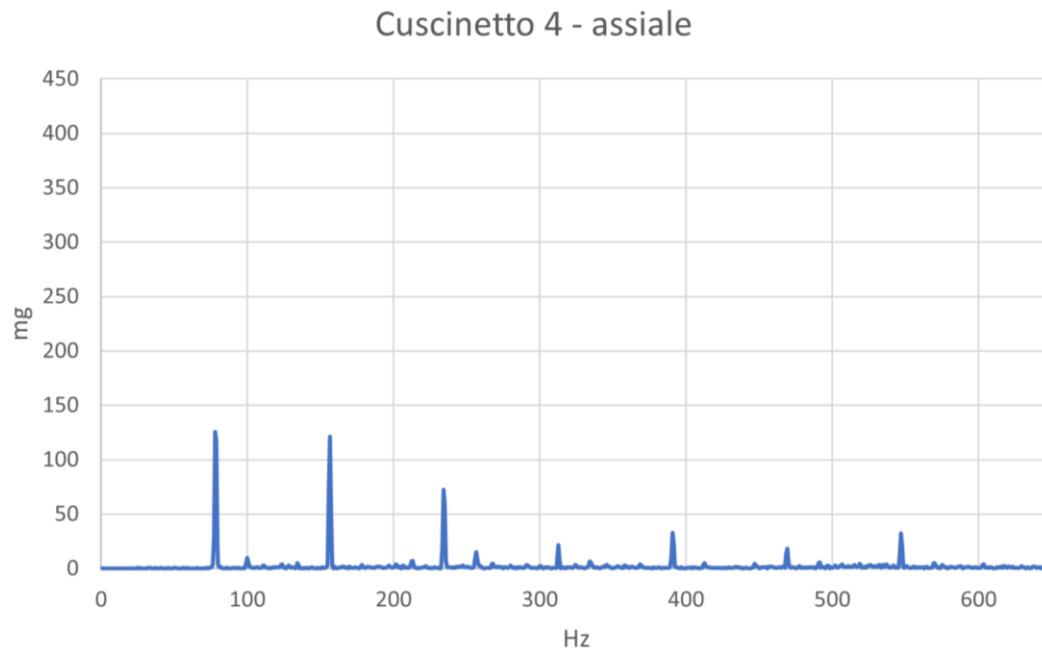


Grafico 3.15 FFT Cuscinetto 4 in direzione assiale

In tutti gli spettri acquisiti è possibile notare come non vi siano particolari picchi in corrispondenza delle frequenze caratteristiche dei cuscinetti; sul cuscinetto 4 si nota anche l'assenza di un picco in corrispondenza della frequenza caratteristica della cinghia.

Non avendo dati storici, non è stato possibile confrontare i dati ottenuti per verificare come siano cambiate le ampiezze delle diverse armoniche fondamentali nel corso tempo e se siano comparsi dei picchi che inizialmente non erano presenti.

Come nel caso del monitoraggio delle vibrazioni trasmesse dal mulino al soppalco, nel corso del tempo, anche lo spettro in frequenza è stato acquisito a distanza di un mese per tre volte. I dati ottenuti sono stati elaborati attraverso un programma scritto su Matlab per poter avere una visione più semplice e immediata dei fenomeni. Nei grafici seguenti sono mostrati gli spettri in frequenza acquisiti nei mesi di febbraio, marzo e aprile per tutti e quattro i cuscinetti, nella direzionale assiale, orizzontale e verticale.

Cuscinetto1 - assiale

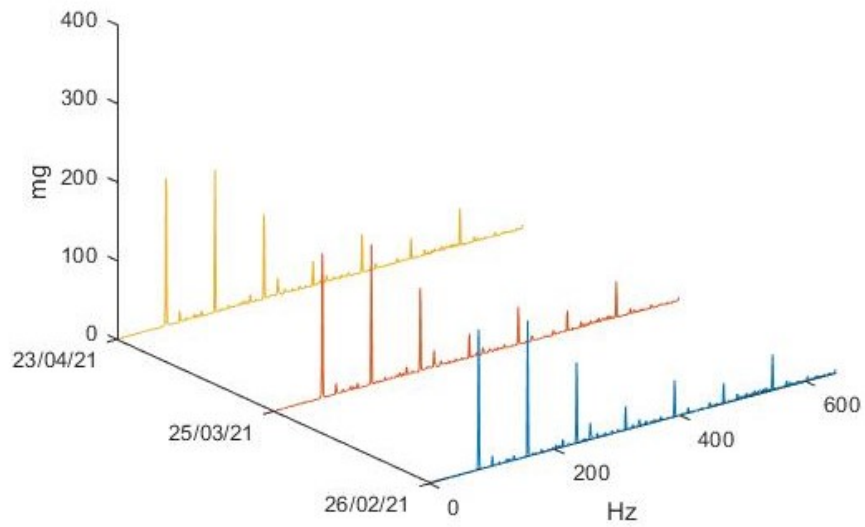


Grafico 3.16 Confronto nel tempo FFT Cuscinetto 1 in direzione assiale

Cuscinetto1 - orizzontale

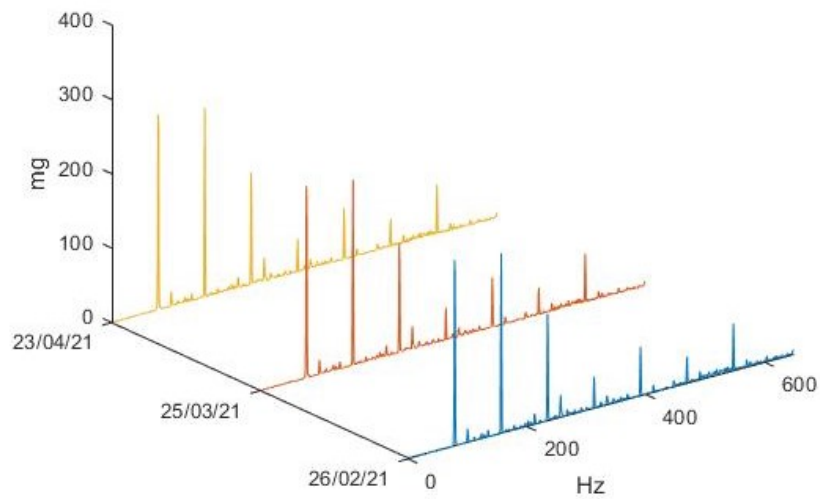


Grafico 3.17 Confronto nel tempo FFT Cuscinetto 1 in direzione orizzontale

Cuscinetto1 - verticale

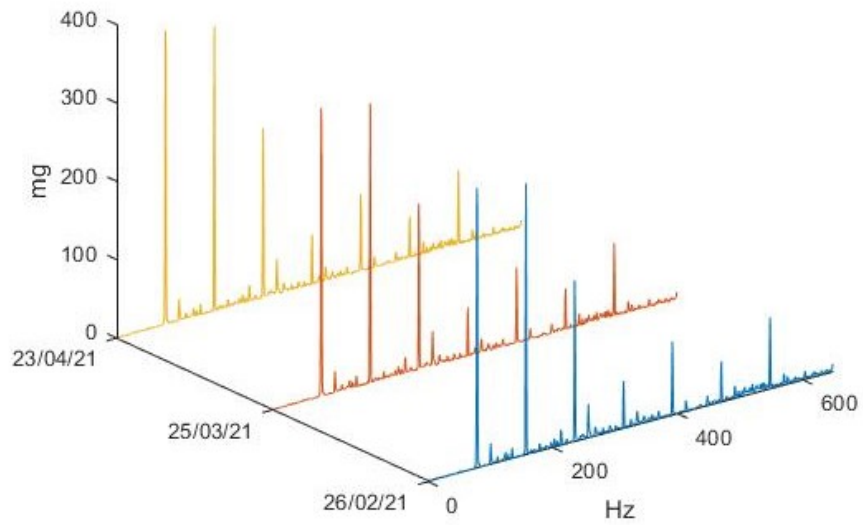


Grafico 3.18 Confronto nel tempo FFT Cuscinetto 1 in direzione verticale

Cuscinetto2 - assiale

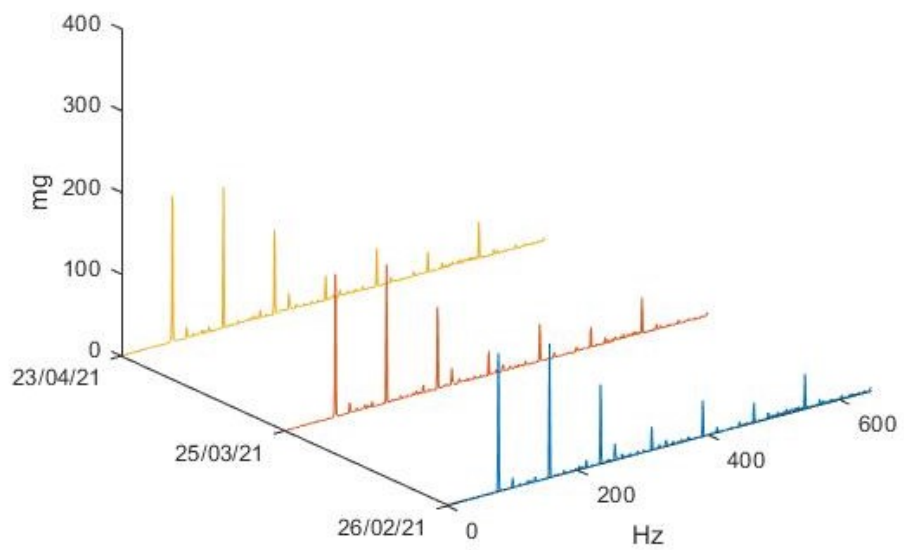


Grafico 3.19 Confronto nel tempo FFT Cuscinetto 2 in direzione assiale

Cuscinetto2 - orizzontale

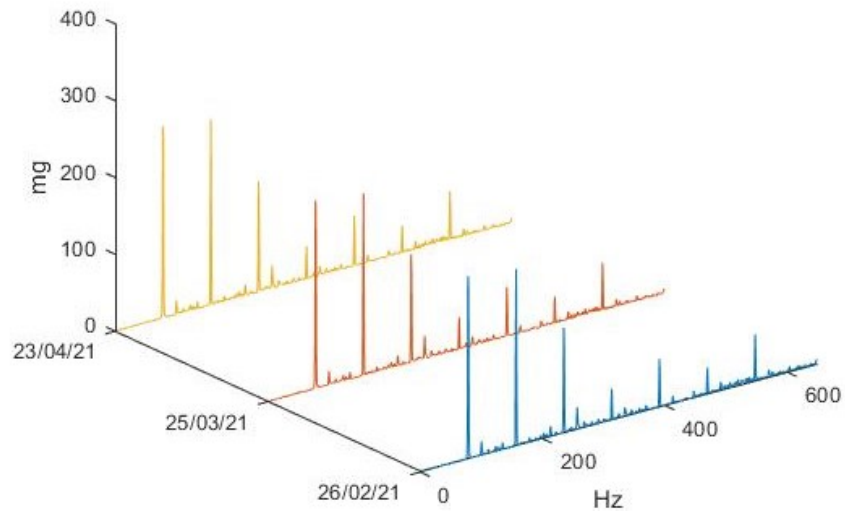


Grafico 3.20 Confronto nel tempo FFT Cuscinetto 2 in direzione orizzontale

Cuscinetto2 - verticale

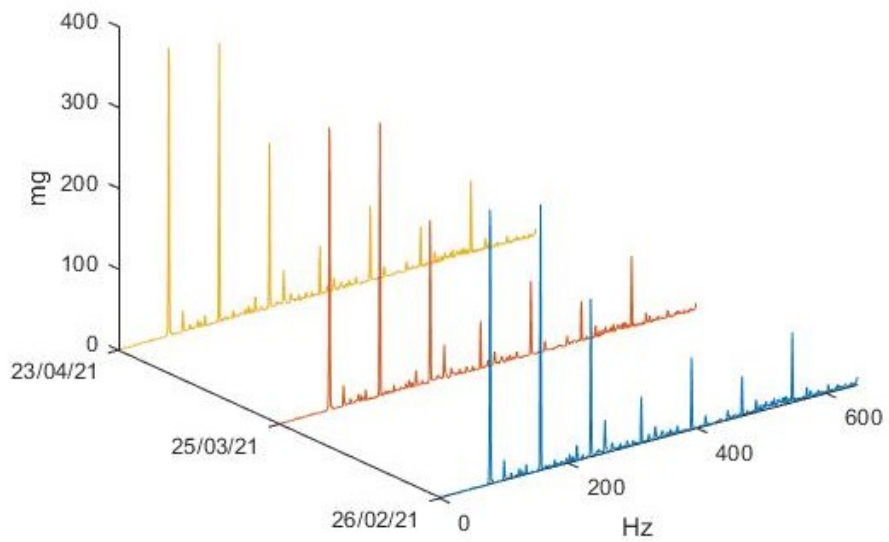


Grafico 3.21 Confronto nel tempo FFT Cuscinetto 2 in direzione verticale

Cuscinetto3 - assiale

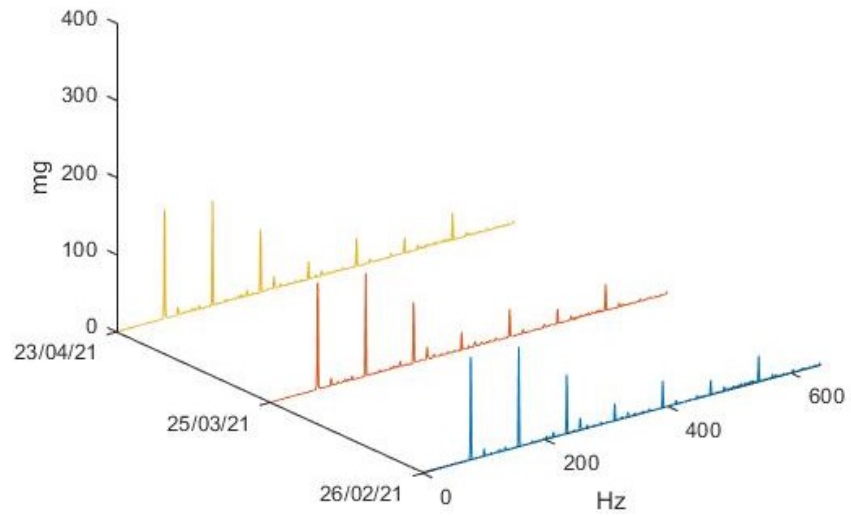


Grafico 3.22 Confronto nel tempo FFT Cuscinetto 3 in direzione assiale

Cuscinetto3 - orizzontale

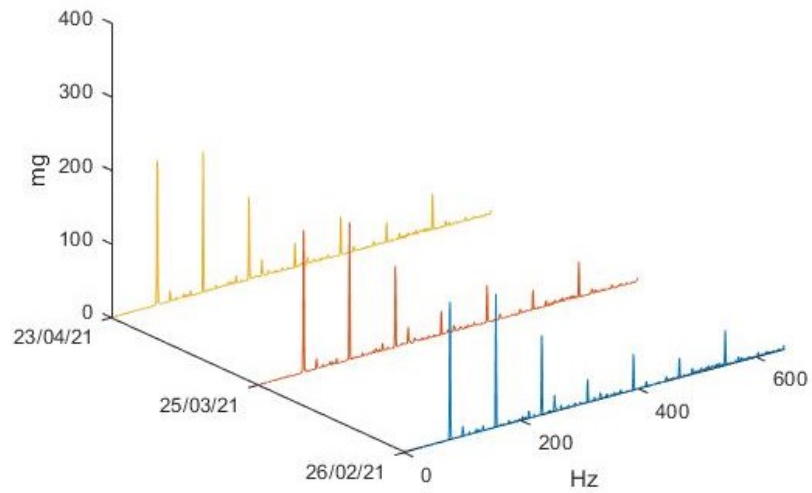


Grafico 3.23 Confronto nel tempo FFT Cuscinetto3 in direzione orizzontale

Cuscinetto3 - verticale

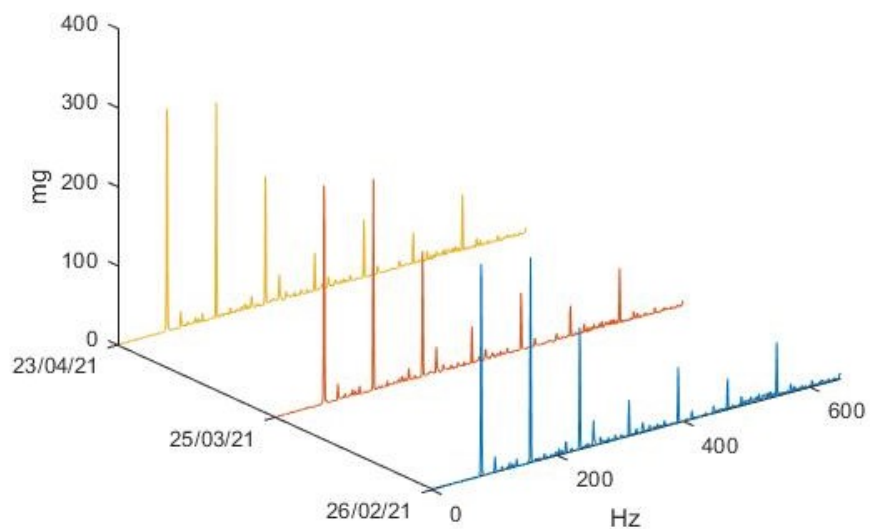


Grafico 3.24 Confronto nel tempo FFT Cuscinetto 3 in direzione verticale

Cuscinetto4 - assiale

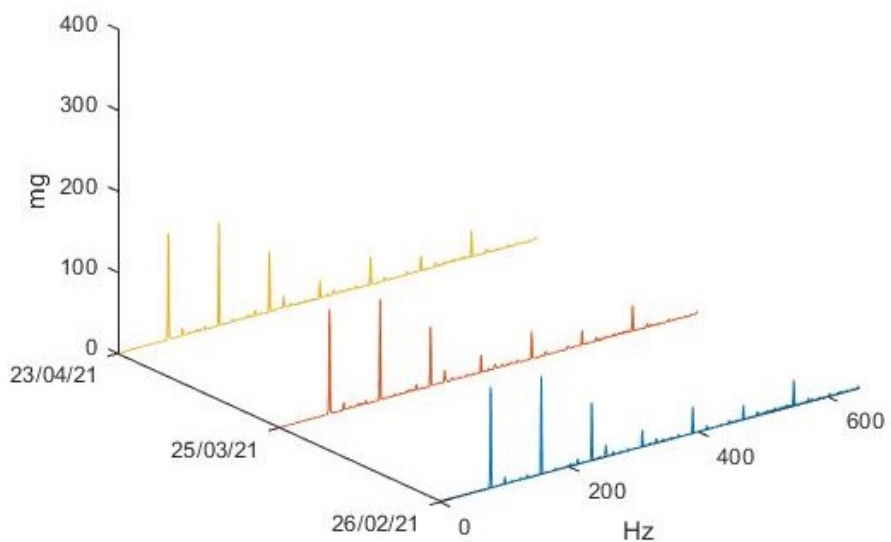


Grafico 3.25 Confronto nel tempo FFT Cuscinetto 4 in direzione assiale

Cuscinetto4 - orizzontale

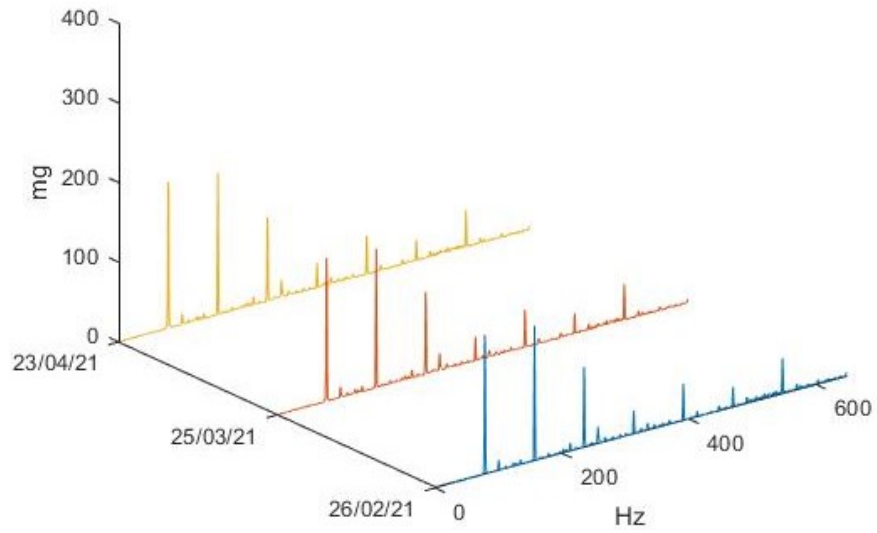


Grafico 3.26 Confronto nel tempo FFT Cuscinetto 4 in direzione orizzontale

Cuscinetto4 - verticale

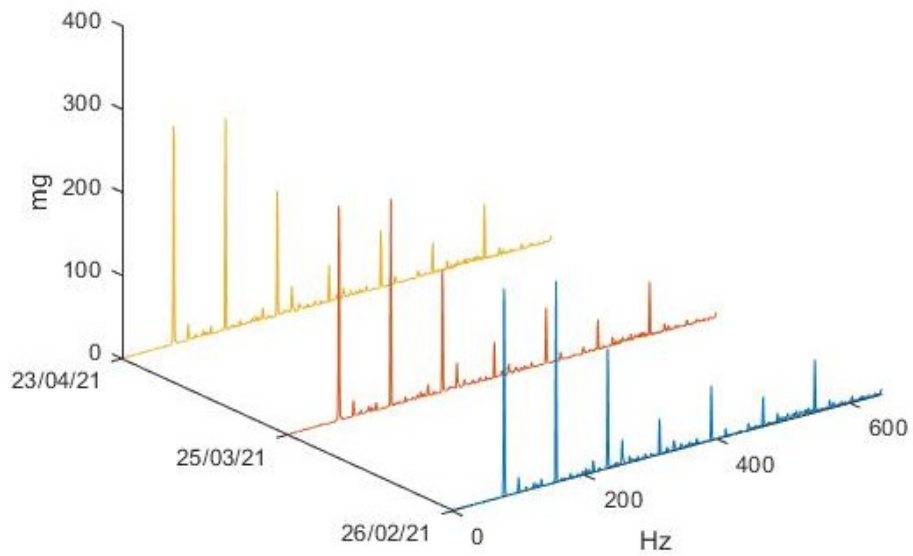


Grafico 3.27 Confronto nel tempo FFT Cuscinetto 4 in direzione verticale

Nelle tabelle seguenti sono mostrati i picchi in corrispondenza delle frequenze che si è deciso di porre in evidenza:

- Prima armonica in direzione radiale: per tener conto dello sbilanciamento;
- Seconda armonica in direzione radiale: per tener conto del disallineamento radiale;
- Prima armonica in direzione assiale per tener conto del disallineamento angolare;
- Frequenze caratteristiche dei cuscinetti;
- Frequenza caratteristica del difetto nella cinghia in direzione radiale per il cuscinetto 4.

Cuscinetto 1 assiale	1° armonica [Hz]	BSF [Hz]	BPFO [Hz]	BPMF [Hz]	
		78,58	441,74	487,52	641,63
26/02/2021	179,01	0,61	1,36	1,32	[mg]
25/03/2021	179,07	0,60	1,37	1,31	[mg]
23/04/2021	184,77	0,61	1,39	1,35	[mg]
aumento totale %	3,05	0,06	2,65	2,59	

Tabella 3.3 Confronto nel tempo ampiezze cuscinetto 1 in direzione assiale

Cuscinetto 1 orizzontale	1° armonica [Hz]	2° armonica [Hz]	BSF [Hz]	BPFO [Hz]	BPMF [Hz]	
		78,58	156,40	441,74	487,52	641,63
26/02/2021	250,62	144,15	0,85	1,90	1,84	[mg]
25/03/2021	252,82	144,77	0,85	1,93	1,85	[mg]
23/04/2021	259,95	146,35	0,86	1,96	1,91	[mg]
aumento totale %	3,54	1,45	1,47	3,25	3,20	

Tabella 3.4 Confronto nel tempo ampiezze cuscinetto 1 in direzione orizzontale

Cuscinetto 1 verticale	1° armonica [Hz]	2° armonica [Hz]	BSF [Hz]	BPFO [Hz]	BPFI [Hz]	
		78,58	156,40	441,74	487,52	641,63
26/02/2021	358,03	205,92	1,21	2,71	2,63	[mg]
25/03/2021	363,45	208,40	1,22	2,77	2,66	[mg]
23/04/2021	372,73	211,22	1,24	2,80	2,72	[mg]
aumento totale %	3,90	2,44	2,53	3,00	2,95	

Tabella 3.5 Confronto nel tempo ampiezze cuscinetto 1 in direzione verticale

Cuscinetto 2 assiale	1° armonica [Hz]	BSF [Hz]	BPFO [Hz]	BPFI [Hz]	
		78,58	441,74	487,52	641,63
26/02/2021	170,06	0,58	1,29	1,25	[mg]
25/03/2021	169,85	0,58	1,30	1,24	[mg]
23/04/2021	175,37	0,58	1,32	1,28	[mg]
aumento totale %	2,96	0,00	2,54	2,47	

Tabella 3.6 Confronto nel tempo ampiezze cuscinetto 2 in direzione assiale

Cuscinetto 2 orizzontale	1° armonica [Hz]	2° armonica [Hz]	BSF [Hz]	BPFO [Hz]	BPFI [Hz]	
		78,58	156,40	441,74	487,52	641,63
26/02/2021	238,09	136,94	0,81	1,80	1,75	[mg]
25/03/2021	239,91	137,35	0,80	1,83	1,75	[mg]
23/04/2021	246,79	138,79	0,82	1,87	1,81	[mg]
aumento totale %	3,47	1,28	1,28	3,17	3,12	

Tabella 3.7 Confronto nel tempo ampiezze cuscinetto 2 in direzione orizzontale

Cuscinetto 2 verticale	1° armonica [Hz]	2° armonica [Hz]	BSF [Hz]	BPFO [Hz]	BPFI [Hz]	
		78,58	156,40	441,74	487,52	641,63
26/02/2021	340,13	195,63	1,15	2,58	2,50	[mg]
25/03/2021	345,01	197,80	1,16	2,63	2,53	[mg]
23/04/2021	353,93	200,41	1,16	2,66	2,58	[mg]
aumento totale %	3,86	2,32	0,66	2,91	2,85	

Tabella 3.8 Confronto nel tempo ampiezze cuscinetto 2 in direzione verticale

Cuscinetto 3 assiale	1° armonica [Hz]	BSF [Hz]	BPFO [Hz]	BPFI [Hz]	
		78,58	441,74	487,52	641,63
26/02/2021	134,26	0,46	1,02	0,99	[mg]
25/03/2021	132,97	0,46	1,02	0,97	[mg]
23/04/2021	137,77	0,46	1,04	1,01	[mg]
aumento totale %	2,49	1,90	1,95	1,86	

Tabella 3.9 Confronto nel tempo ampiezze cuscinetto 3 in direzione assiale

Cuscinetto 3 orizzontale	1° armonica [Hz]	2° armonica [Hz]	BSF [Hz]	BPFO [Hz]	BPFI [Hz]	
		78,58	156,40	441,74	487,52	641,63
26/02/2021	187,97	108,11	0,64	1,42	1,38	[mg]
25/03/2021	188,28	107,65	0,63	1,44	1,37	[mg]
23/04/2021	194,16	108,52	0,64	1,47	1,42	[mg]
aumento totale %	3,13	0,36	0,29	2,75	2,69	

Tabella 3.10 Confronto nel tempo ampiezze cuscinetto 3 in direzione orizzontale

Cuscinetto 3 verticale	1° armonica [Hz]	2° armonica [Hz]	BSF [Hz]	BPFO [Hz]	BPFI [Hz]	
		78,58	156,40	441,74	487,52	641,63
26/02/2021	268,52	154,44	0,91	2,04	1,98	[mg]
25/03/2021	271,26	155,38	0,91	2,07	1,98	[mg]
23/04/2021	278,75	157,16	0,93	2,11	2,04	[mg]
aumento totale %	3,62	1,67	1,70	3,35	3,31	

Tabella 3.11 Confronto nel tempo ampiezze cuscinetto 3 in direzione verticale

Cuscinetto 4 assiale	1° armonica [Hz]	BSF [Hz]	BPFO [Hz]	BPFI [Hz]	
		78,58	441,74	487,52	641,63
26/02/2021	125,31	0,42	0,95	0,92	[mg]
25/03/2021	123,75	0,43	0,95	0,90	[mg]
23/04/2021	128,38	0,43	0,97	0,94	[mg]
aumento totale %	2,32	1,82	1,75	1,66	

Tabella 3.12 Confronto nel tempo ampiezze cuscinetto 4 in direzione assiale

Cuscinetto 4 orizzontale	1° armonica [Hz]	2° armonica [Hz]	BSF [Hz]	BPFO [Hz]	BPFI [Hz]	fc	
		78,58	156,40	441,74	487,52	641,63	31,28
26/02/2021	175,43	100,90	0,59	1,33	1,29	0,48	[mg]
25/03/2021	175,38	100,23	0,59	1,34	1,28	0,48	[mg]
23/04/2021	181,01	100,95	0,60	1,37	1,32	0,49	[mg]
aumento totale %	3,02	0,04	1,51	2,61	2,54	1,75	

Tabella 3.13 Confronto nel tempo ampiezze cuscinetto 4 in direzione orizzontale

Cuscinetto 4 verticale	1° armonica [Hz]	2° armonica [Hz]	BSF [Hz]	BPFO [Hz]	BPFI [Hz]	fc	
	78,58	156,40	441,74	487,52	641,63	31,28	
26/02/2021	250,62	144,15	0,85	1,90	1,84	0,68	[mg]
25/03/2021	252,82	144,77	0,85	1,93	1,85	0,68	[mg]
23/04/2021	259,95	146,35	0,86	1,93	1,85	0,69	[mg]
aumento totale %	3,54	1,45	1,47	1,35	0,27	1,35	

Tabella 3.14 Confronto nel tempo ampiezze cuscinetto 4 in direzione verticale

Dal confronto dei dati ottenuti è possibile riscontrare un importante risultato, ovvero, non sono comparsi picchi elevati in corrispondenza delle frequenze caratteristiche dei cuscinetti e, soprattutto, le ampiezze delle armoniche fondamentali sono variate di una quantità trascurabile. Pertanto, è possibile affermare che il funzionamento del mulino rientra nei parametri di normalità.

Dall'analisi della prima armonica, per i cuscinetti 1 e 2, in direzione orizzontale e verticale, è possibile affermare che il rotore non abbia problemi di sbilanciamento. Infatti, dall'analisi della prima armonica sono stati riscontrati degli aumenti percentuali maggiori nell'ordine del 3-4 %, del tutto trascurabili. Tali incrementi, sono dovuti probabilmente al deposito di residui di cellulosa o SAP tra i dischi del rotore.

Dall'analisi della seconda armonica per tutti e quattro i cuscinetti, sia in direzione orizzontale che in verticale, è possibile affermare che tra il rotore e l'albero di trasmissione non vi sia disallineamento radiale. Gli aumenti percentuali sono dell'ordine dell'1-2 % e risultano pertanto essere del tutto trascurabili. Alla stessa conclusione si giunge per quanto riguarda il disallineamento angolare tra il rotore e l'albero di trasmissione, in quanto l'ampiezza della prima armonica in direzione assiale è rimasta pressochè costante.

Analizzando le frequenze caratteristiche dei cuscinetti è possibile notare come le ampiezze siano minime e che siano aumentate di 1-2 punti percentuali. Si ritiene che questo aumento

percentuale non sia dovuto alla nascita di difetti, ma sicuramente, come già detto in precedenza, al deposito di residui di cellulosa o sap tra i dischi del rotore.

Infatti, in caso di difetti, essendo la velocità di rotazione del rotore talmente elevata, si avranno sicuramente picchi molto elevati.

3.5 Misurazione temperatura cuscinetti

Parallelamente all'attività di monitoraggio delle vibrazioni, sono state acquisite le temperature dei cuscinetti nel corso del tempo. L'acquisizione è stata effettuata tramite dei sensori di temperatura inseriti all'interno del blocco di supporto per l'alloggiamento dei cuscinetti e collegati direttamente al pannello di comando della macchina. Per rendere la prova valida, la misura è stata eseguita dopo un intervallo di funzionamento del macchinario di un'ora.

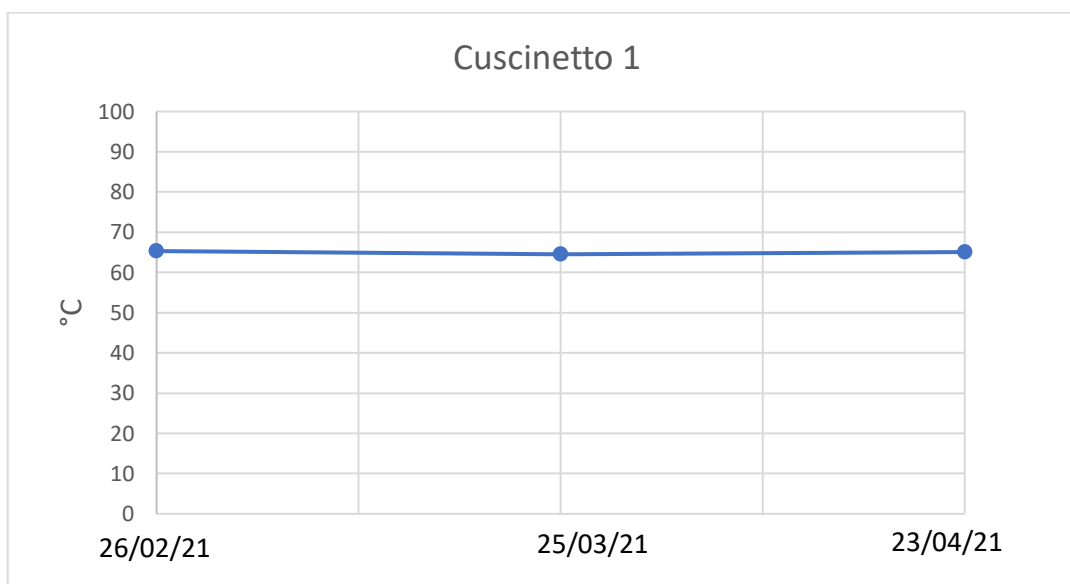


Grafico 3.28 Confronto nel tempo temperature cuscinetto 1

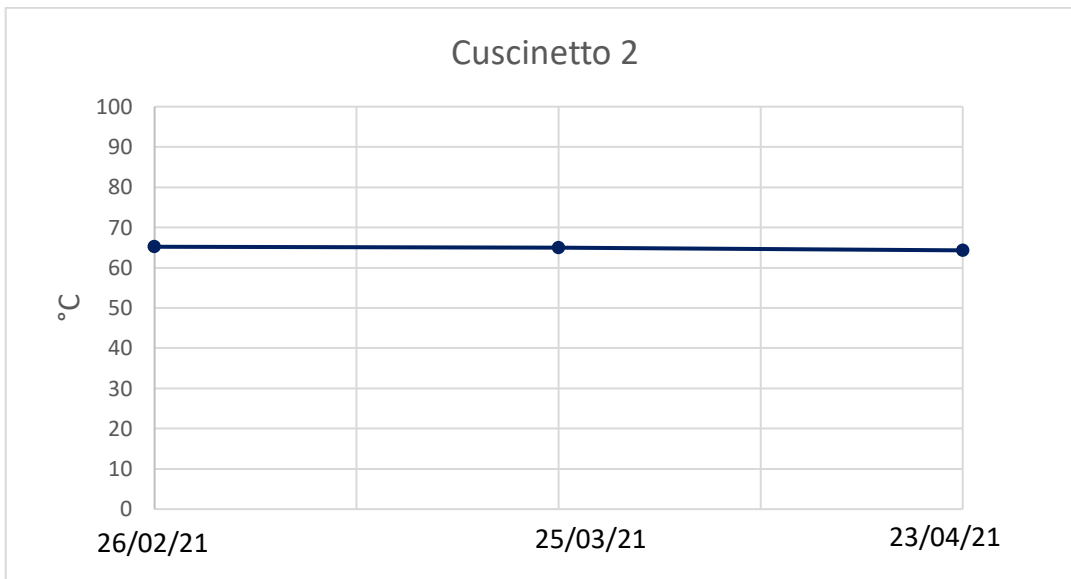


Grafico 3.29 Confronto nel tempo temperature cuscinetto 2

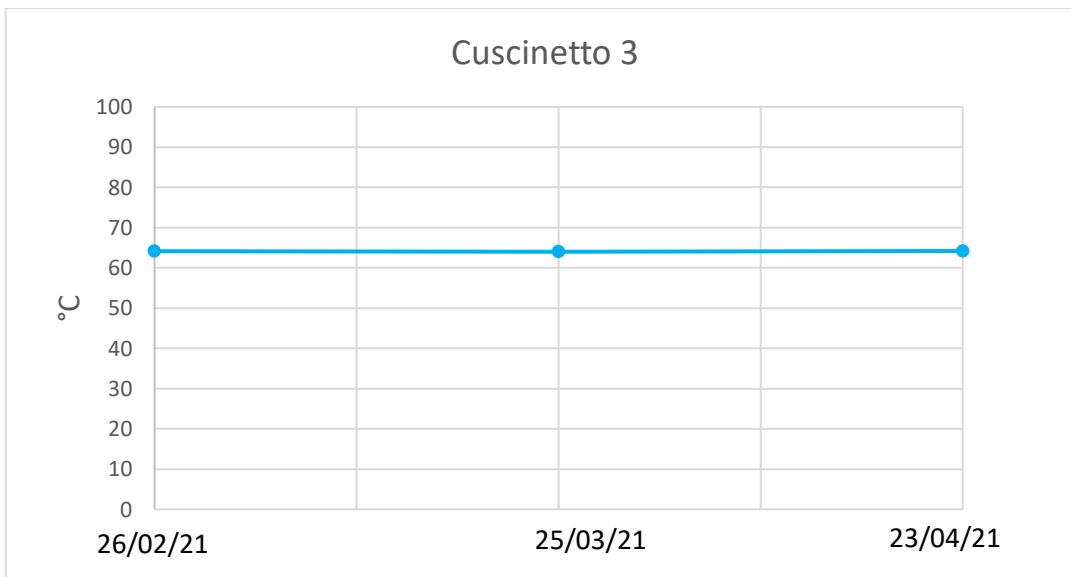


Grafico 3.30 Confronto nel tempo temperature cuscinetto 3

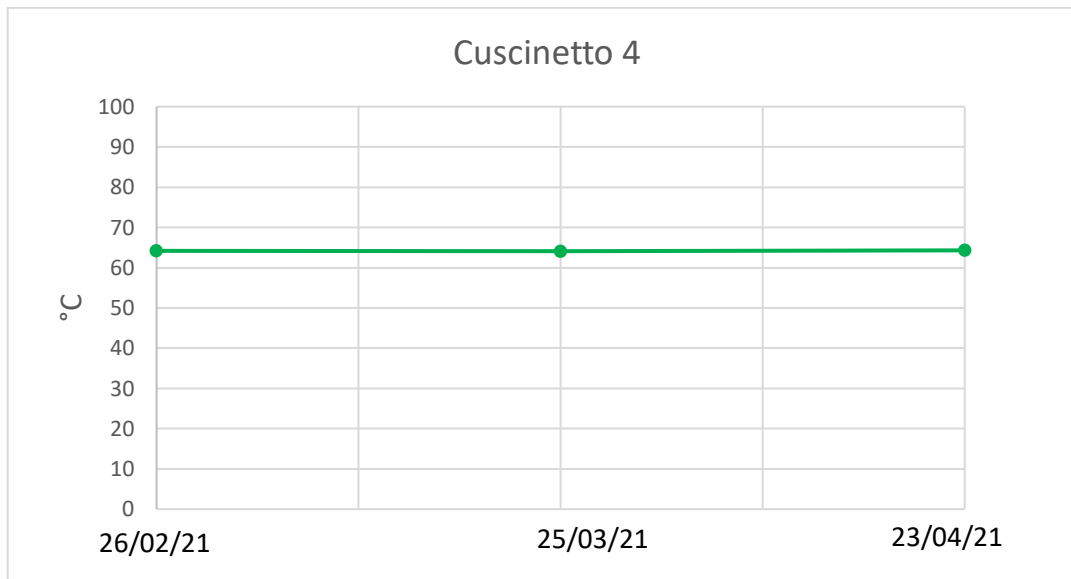


Grafico 3.31 Confronto nel tempo temperature cuscinetto 4

Dalle misure effettuate è possibile notare che la temperatura dei cuscinetti raggiunta durante il funzionamento del macchinario non ha subito variazioni nel tempo. L'analisi effettuata è un'ulteriore prova dell'ottimo stato di salute del macchinario.

Conclusioni

In questo lavoro di tesi è stata messa in evidenza l'importanza dello studio delle vibrazioni generate da macchine rotanti, in quanto consente di comprendere l'effettivo stato di salute dei macchinari, senza doverli mettere fuori servizio per interventi manutentivi. L'analisi vibrazionale è lo strumento diagnostico non invasivo più utilizzato tra le diverse tecniche di manutenzione predittiva.

Attraverso il lavoro sperimentale, condotto in azienda, sono state studiate le vibrazioni generate da un mulino per la defibrazione della cellulosa, all'interno di una linea di produzione di pannolini.

In primo luogo, sono state analizzate le vibrazioni generate dal mulino e trasmesse al soppalco su cui è situato. Tale analisi ha evidenziato come le suddette vibrazioni non venivano attenuate correttamente dai supporti antivibranti utilizzati. Questo problema è stato risolto attraverso la sostituzione degli stessi supporti, con altri ritenuti più adatti all'applicazione.

Successivamente, è stata svolta un'analisi vibrazionale più approfondita. In particolare, è stato acquisito lo spettro in frequenza in corrispondenza del blocco di supporto dei cuscinetti. Le stesse misurazioni sono state ripetute a distanza di un mese, per tre mesi consecutivi. Il confronto e l'analisi dei dati ottenuti ha consentito di appurare che il macchinario esaminato non presentava difetti di funzionamento.

L'azienda già effettua costantemente, mediante sensori di temperatura collegati al PLC (*Programmable Logic Controller*) della linea di produzione, il monitoraggio delle temperature dei cuscinetti, confrontandole in tempo reale con due soglie di valori limiti: quella di warning e quella di allarme.

Un'altra modalità di monitoraggio dei macchinari usata dall'azienda è un sistema di conteggio delle ore di funzionamento che determina automaticamente, trascorso un intervallo di tempo preimpostato, il momento in cui effettuare la lubrificazione dei cuscinetti.

Inoltre, al fine di evitare la predisposizione ciclica della strumentazione per l'acquisizione delle vibrazioni, l'azienda sta già valutando di installare sui macchinari prodotti, in modo permanente, sensori di vibrazione. Sebbene questa decisione comporti un aggravio dei costi aziendali, tale investimento sarà sicuramente ammortizzato nel tempo dai benefici che ne deriveranno, in quanto il monitoraggio continuo delle vibrazioni anticipa l'usura dei cuscinetti, meglio del controllo delle temperature.

Il suddetto sistema di monitoraggio verrà sperimentato dall'azienda direttamente sull'impianto situato nel Logistic and Innovation Center di Moscufo, a partire dalla seconda metà del 2021.

In tale sperimentazione verranno testate le strumentazioni prodotte da diverse aziende al fine di confrontarne e valutarne le performances, l'affidabilità e la ripetibilità.

Inoltre, verrà sviluppato un software in grado di elaborare in tempo reale i dati acquisiti dal macchinario al fine di confrontarli costantemente attraverso un'analisi storica.

Il suddetto software, mediante l'analisi storica dei dati acquisiti nel corso del tempo, sarà in grado di effettuare un'analisi predittiva sull'andamento delle vibrazioni prodotte dal macchinario, stabilendo in modo probabilistico il momento del raggiungimento di una soglia di allarme, consentendo pertanto all'azienda di programmare interventi manutentivi.

Qualora le suddette sperimentazioni raggiungano gli obiettivi prefissati, il suddetto sistema di monitoraggio verrà esteso a tutte le linee produttive progettate ed installate dalla Cellulose Converting Solutions S.p.A..

Tutti i parametri monitorati dal software potranno essere visualizzati in tempo reale dall'imprenditore, direttamente da uno smartphone, mediante un'applicazione già sviluppata denominata "*Reason*".

Alla luce di quanto illustrato in questo lavoro di tesi è possibile affermare che, nell'epoca in cui il mondo della produzione sta affrontando una transizione all'industry 4.0, la manutenzione predittiva rappresenta sicuramente lo strumento chiave di cui ogni azienda dovrebbe avvalersi.

Bibliografia

Callegari M., Fanghella P., Pellicano F., *Meccanica applicata alle macchine*, seconda edizione, Città Studi, 2017

R. Keith Mobley, *An Introduction to Predictive Maintenance*, 2nd Edition, 2002

Cornelius Scheffer, Paresh Girdhar, *Practical Machinery Vibration Analysis and Predictive Maintenance*, 1st Edition, 2004

Peter Tavner, Li Ran, Jim Penman and Howard Sedding, *Condition Monitoring of Rotating Electrical Machines*

Slide del corso “*Metodi e strumenti per la diagnostica*”, UNIVPM

Slide del corso “*Meccanica applicata alle macchine*”, UNIVPM

Normativa ISO 10816-3

Normativa ISO 1940

Sitografia

www.skf.com

www.ifm.com

www.sciencedirect.com