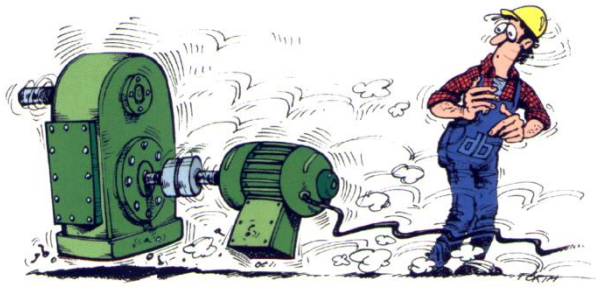
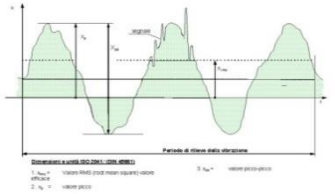
VIB 3: DIAGNOSI DELLE CAUSE DI GUASTO DEI MACCHINARI

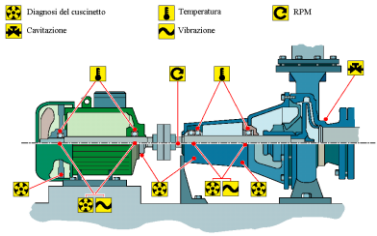


ALLINEAMENTO & VIBRAZIONI

• ARGOMENTI

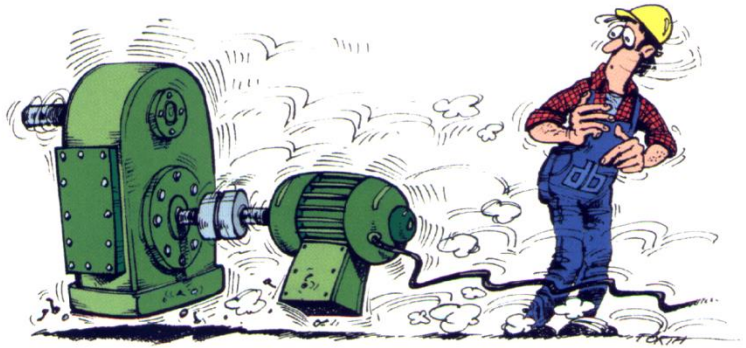
- DIAGNOSI DEI DIFETTI PIU' FREQUENTI:
  - ANALISI DI SECONDO LIVELLO: 3 - 141
  - -SBILANCIAMENTO 9 - 37
  - -DISALLINEAMENTO 38 – 54
  - -ALBERO STORTO 55 – 61
  - -IMPULSI – SQUARE WAVE 62 - 67
  - -RISONANZE 68 - 96
  - -VELOCITA' CRITICA FLESSIONALE 97 - 104
  - -ALLENTAMENTO MECCANICO 105 - 121
  - -ECCENTRICITA' 122 - 133
  - -MODULAZIONE 134 - 141
- DIAGNOSI CUSCINETTI DI SECONDO LIVELLO – FUNZIONE ENVELOPE 142 - 162
- CICLO DI VITA DI UN CUSCINETTO 163 - 177
- ANOMALIE NEI CUSCINETTI A ROTOLAMENTO 178 – 200
- CUSCINETTI A STRISCIAMENTO 201 - 222
- TIPOLOGIE DI MACCHINE 223
- GRAZIE 224



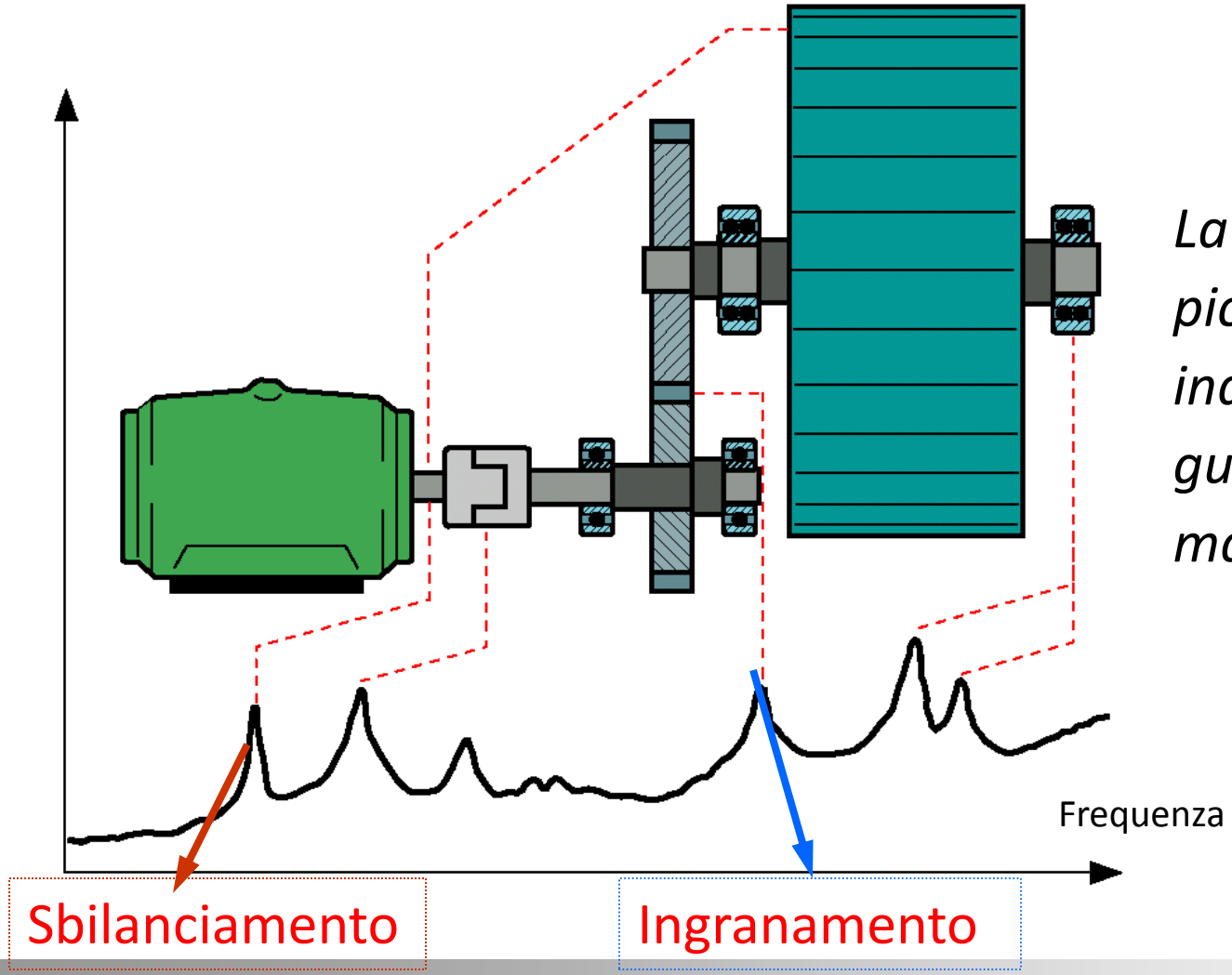


Diagnosi dei difetti più frequenti

“Analisi di secondo livello”



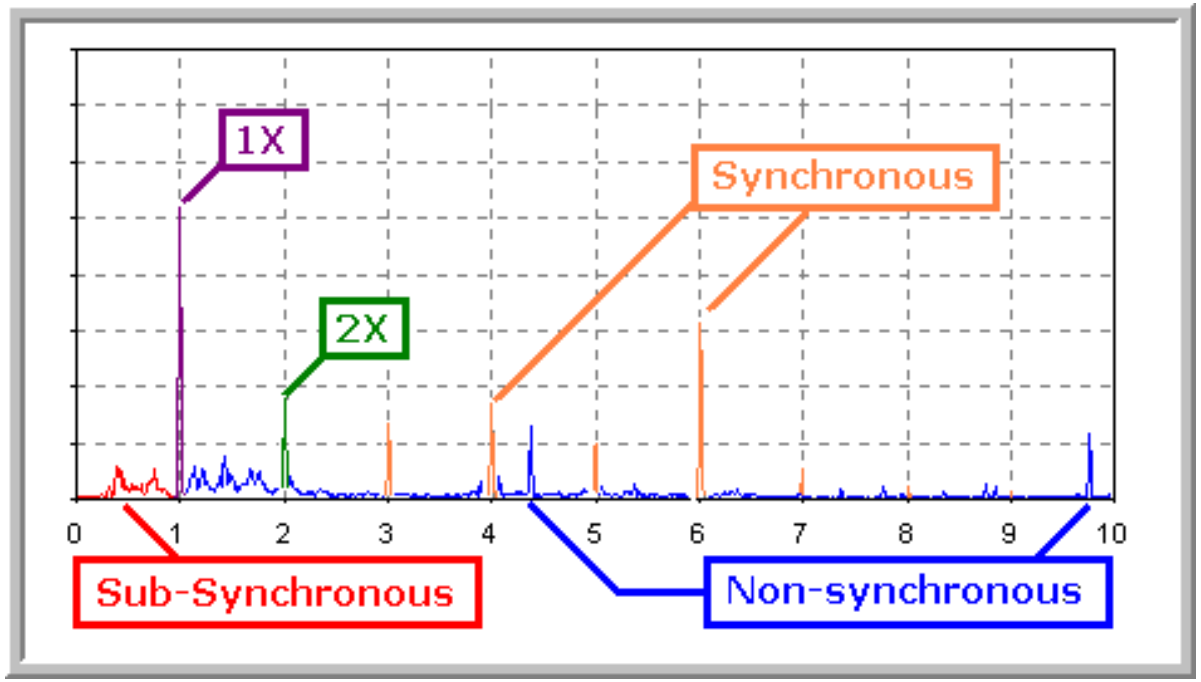
Diagnosi di macchinari e principali problemi



La posizione dei picchi sullo spettro indica il tipo di guasto presente nel macchinario !

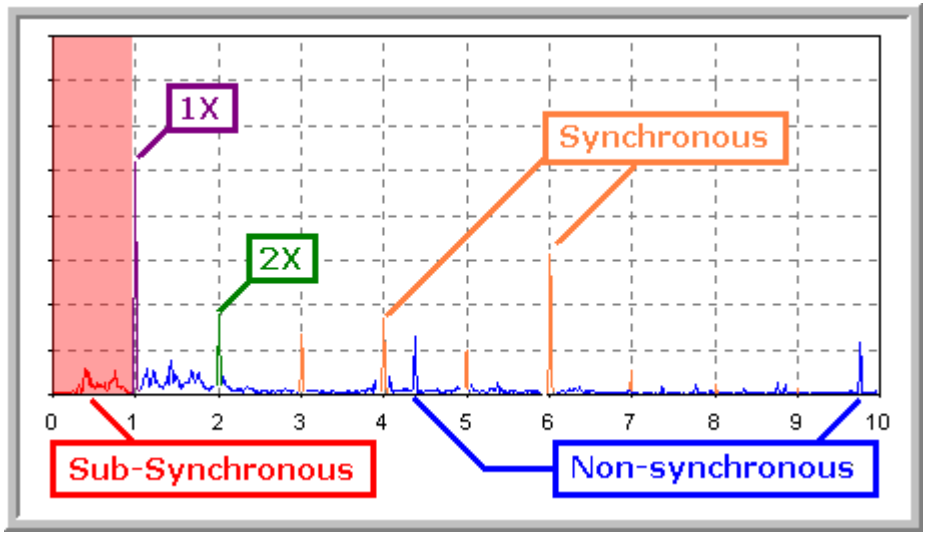
E’ possibile analizzare lo spettro nelle sue componenti

- Sincrono
- Sub sincrono
- Non sincrono



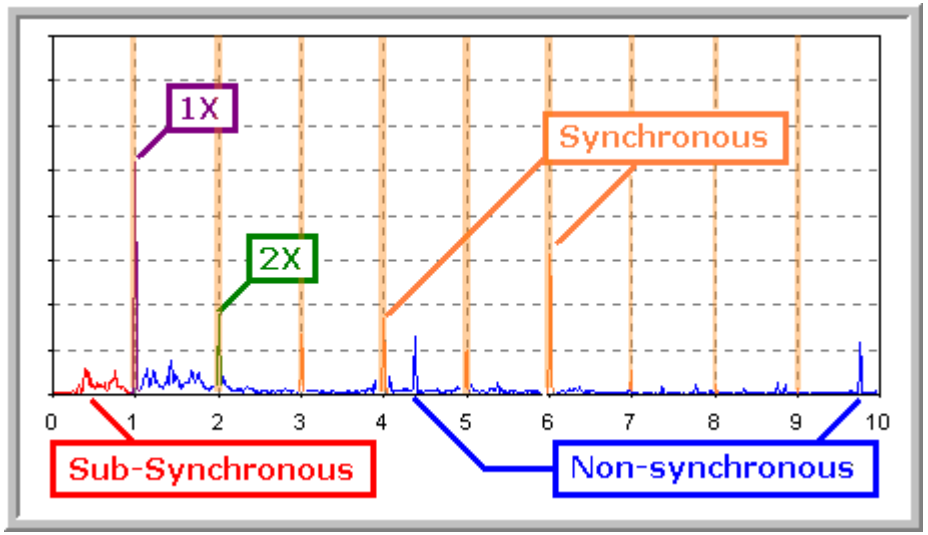
Più bassa rispetto alla velocità di rotazione

- Un altra componente nella macchina
- Un altra macchina
- Frequenze della cinghia
- Instabilità idraulica dovuta alla lubrificazione non ottimale
- Disturbo del rotore, dell'albero o del compressore
- Frequenze della gabbia del cuscinetto
- Elevato gioco



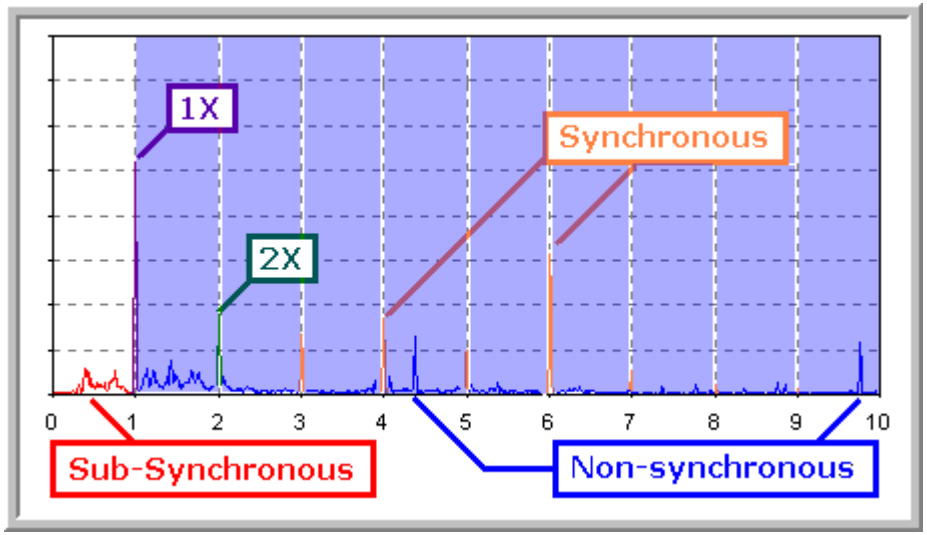
Numero intero multiplo della velocità di rotazione: 2X, 5X, 8X, etc.

- Sbilanciamento
- Disallineamento
- Curvatuta dell'albero
- Giochi
- Moti reciproci (alternativi)
- Ingranaggi
- Eccentricità

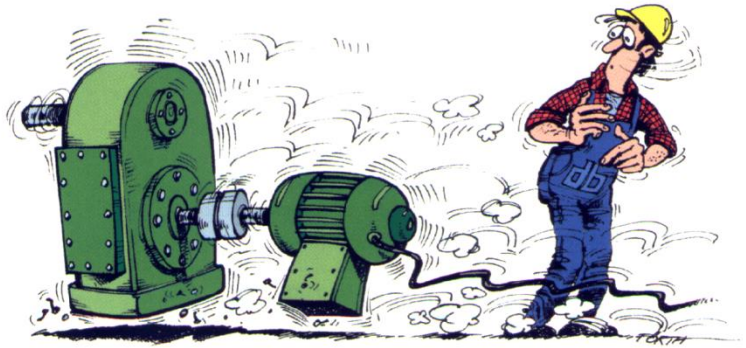


Multiplo non intero della velocità di rotazione: 3.1X, 5.65X, etc.

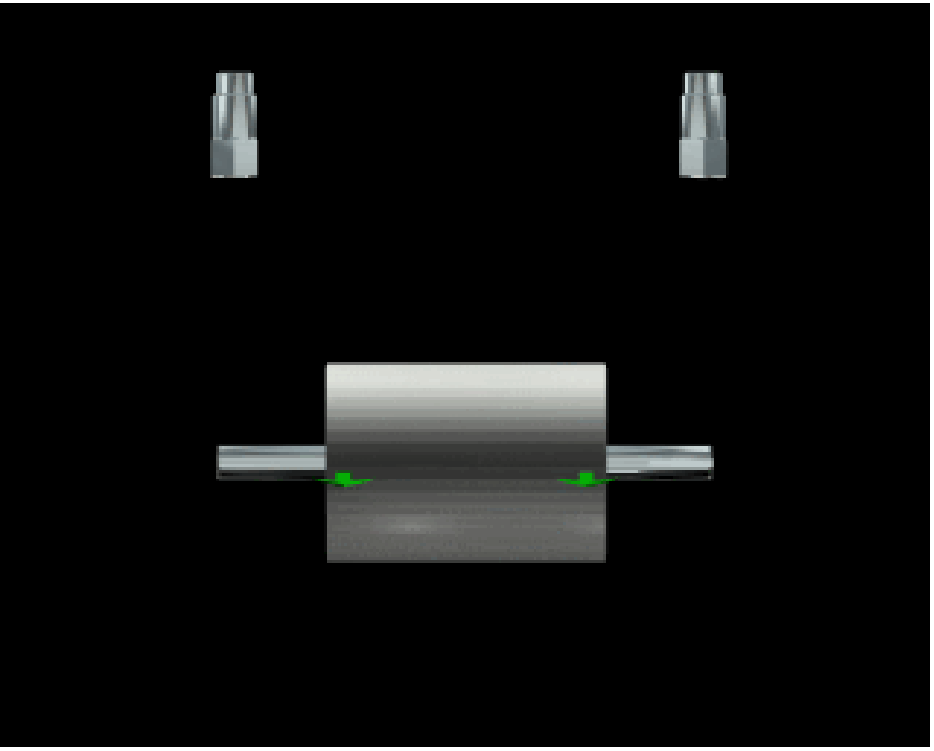
- Un altra componente della macchina
- Multipli della frequenza della cinghia
- Difetti agli elementi volventi dei cuscinetti
- Risonanze del sistema
- Processo di cavitazione
- Disturbi elettrici
- Pompe olio
- Superfici scorrevoli
- Un altra macchina

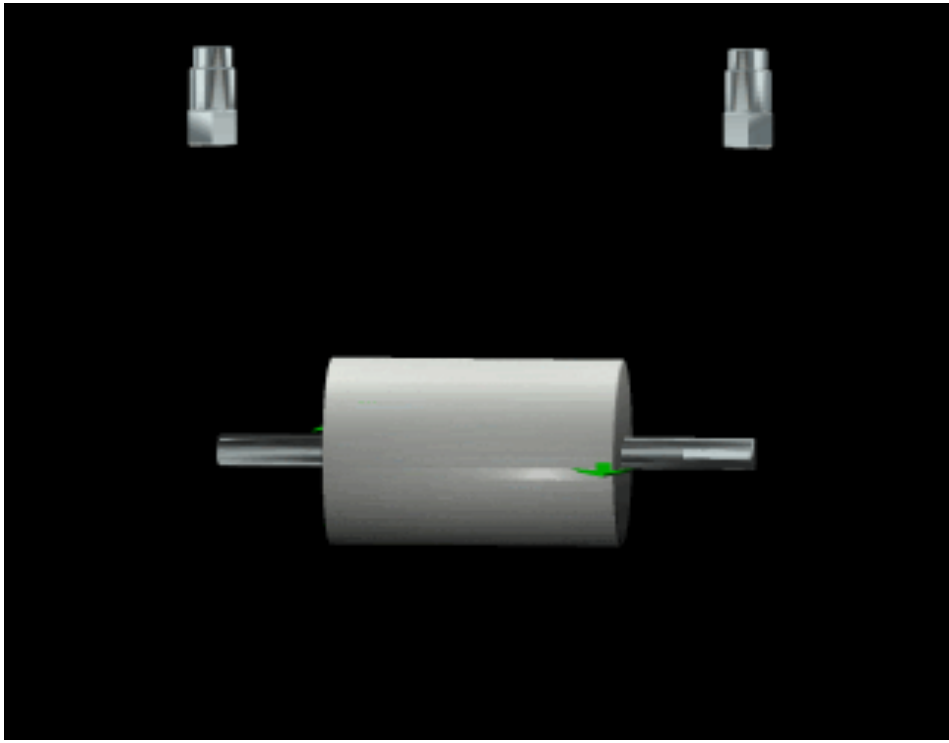


Sbilanciamento



Sbilanciamento

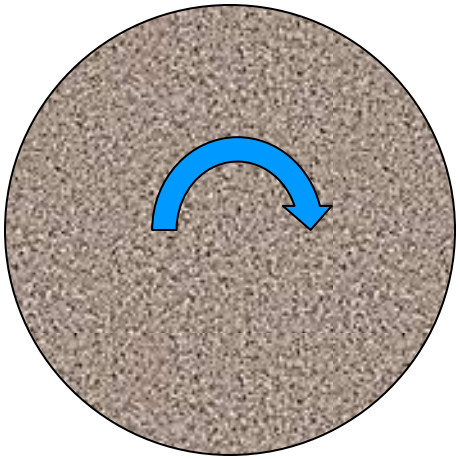


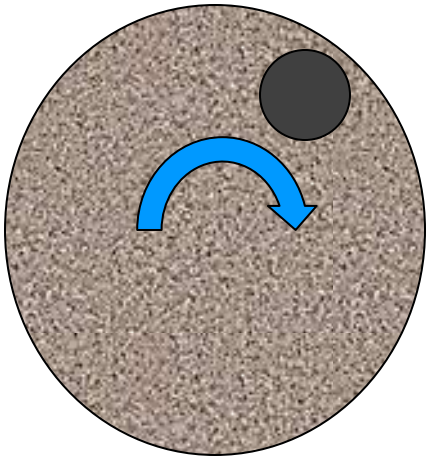


Sbilanciamento

Si ha uno **Sbilanciamento** quando le masse che compongono un rotante non sono distribuite in maniera uniforme intorno all'asse di rotazione.

Le Norme ISO definiscono lo sbilanciamento : "La condizione che esiste in un rotore quando forze o movimenti vibratorii agiscano sui suoi cuscinetti come risultanti di forze centrifughe".





Cause di sbilanciamento

Difetti di fabbricazione e componenti danneggiati sono solamente due delle cause di squilibrio

Cause di sbilanciamento

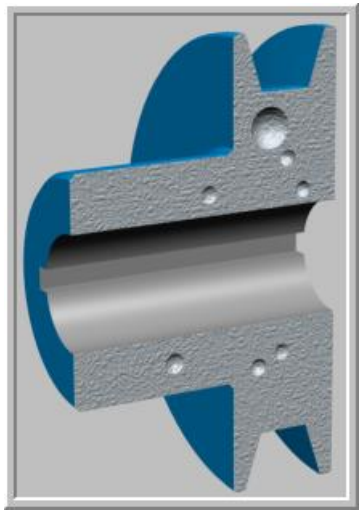
Accumulo di sporco non uniforme sui rotori dei ventilatori.

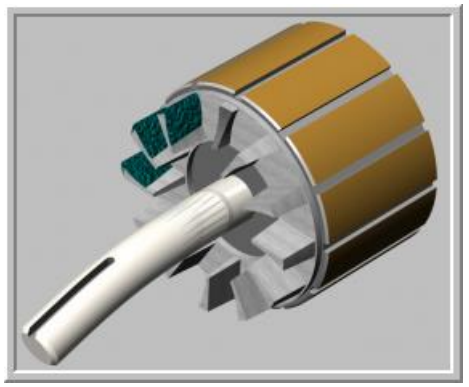
Mancanza di omogeneità nei materiali, specialmente nei getti (es.: bolle, sezioni porose, soffiature)

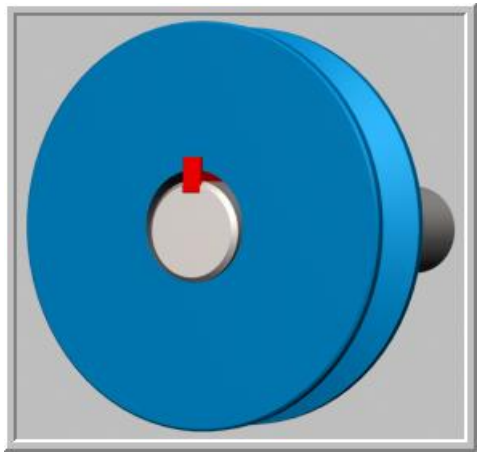
Differenza di dimensioni di parti accoppiate (es.: albero, foro…)

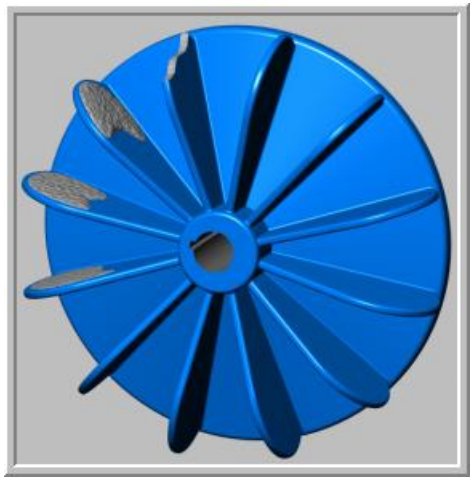
Rotore eccentrico (che verrà trattato brevemente)

Rotore criccato









Cause di sbilanciamento

Deflessione del rullo (es.: rulli delle cartiere)

Errori di lavorazione

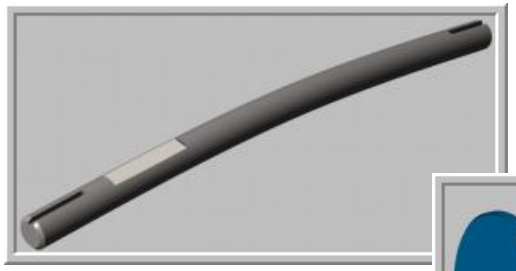
Distribuzione di massa non uniforme negli avvolgimenti elettrici

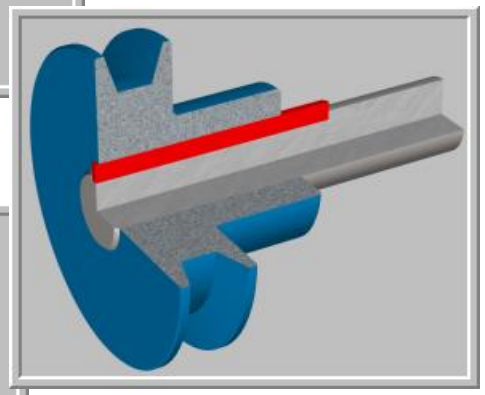
Corrosione o erosione non uniforme dei rotori

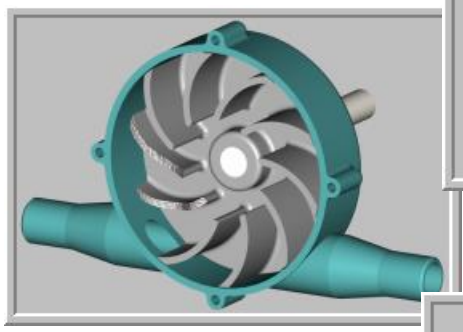
Pesi d'equilibratura mancanti

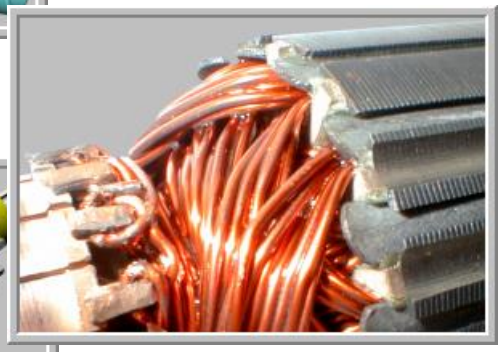
Chiavetta non corretta

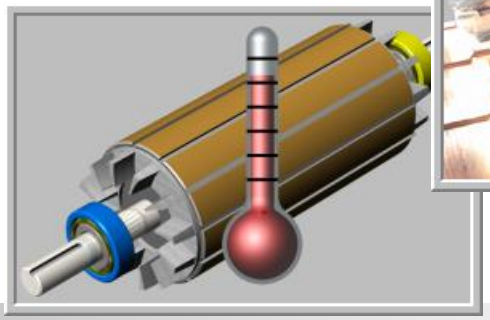
Riscaldamento non uniforme o eccessivo











Definizione di velocità angolare:

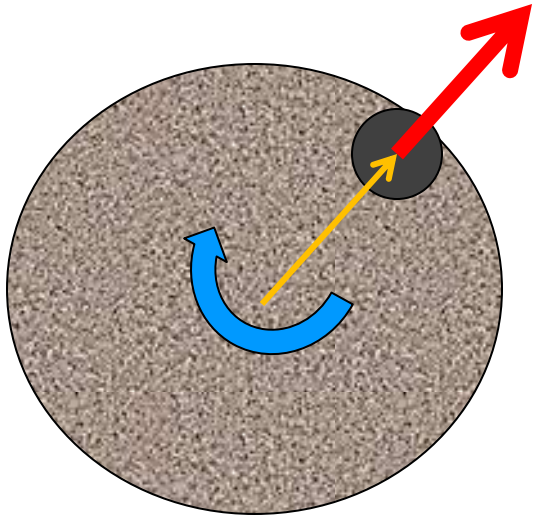
- La velocità angolare "ω" è espressa in radianti/sec.
- Il radiante è un arco di circonferenza di lunghezza uguale al raggio della circonferenza stessa.
- Il rapporto fra una circonferenza ed il suo diametro è indicato dal numero trascendente "π" (=3,14…).
- Il rapporto fra una circonferenza ed il suo raggio è allora 2π (=6,28..).
- Allora in una circonferenza ci stanno 2π radianti e quindi, "ω" in radianti al secondo [Rad * sec^{-1}] o, meglio, essendo il radiante un rapporto e quindi privo di dimensioni, quindi in [sec^{-1}]:

$$\omega = 2\pi \, RPM/ 60$$

Sbilanciamento
Approfondimenti fisici e normativi

FORZA CENTRIFUGA:

- ω = velocità angolare [radianti / s = 1 / s]
- r = distanza dal centro di rotazione [m]
- m = massa [Kg]
- F = forza [N]
- F centr. = ω^2 * r * m



FORZA CENTRIFUGA:

Fcentr. = ω^2 * r * m

ω = velocità angolare [radianti / sec = 1 / sec]

r = distanza dal centro di rotazione [m]

m = massa [Kg massa]

F = forza [N]

Per avere la forza in Kg forza (vecchio sistema tecnico) bisogna dividere per "g" = 9,81 m /sec^2

F [Kg forza] = ω^2 * r * m * 1 / 9,81

Se abbiamo uno sbilanciamento in " gmassa * mm " ed una velocità di rotazione in "R.P.M." , per calcolare la forza dobbiamo trasformare le unità di misura : (vedi slide seguente)

Sbilanciamento
Approfondimenti fisici e normativi

Kgmassa = gmassa /1000

m = mm / 1000

$\omega = 2*\pi*$ (RPM) / 60 allora:

Fcentr. = (g * mm) * 1/1000 * 1/1000 * 4 * π^2* (RPM)^2 * 1/3600 * 1/9,81 [Kg forza]

Fcentr. = (g * mm) * (RPM / 1000)^2 * 0,00112 [Kg forza]

Questa equazione sarà utile per scegliere l'entità del peso prova.

SCELTA DELL'ENTITA' DEL PESO PROVA

Una regola pratica consiste nell' adottare un peso prova in grado di generare una forza centrifuga pari a circa il 10% del peso complessivo del rotante .

Opportune considerazioni di prudenza in funzione del n° di giri e della struttura fisica del rotante ci possono suggerire qualche % di riduzione su quanto indicato .

Ricordando quanto già visto:

$$Fcentr. = (g*mm)*(RPM/1000)^2*0{,}00112$$

Se Fcentr. in [Kg forza] viene posta uguale, come già detto, al 10 % del peso, o alla % più opportuna adottata, l'unica incognita è : (g*mm) per cui, dopo avere calcolato tale incognita, conoscendo il raggio R in "mm" su cui sarà fissato il peso prova, avremo :

PESO PROVA = (g*mm) / R

Posizionamento del peso prova

Segnaliamo infine che il peso prova, per essere significativo, deve apportare una variazione alla intensità dello squilibrio iniziale almeno del 30% ed una variazione della fase di almeno 30°.

Dopo averlo determinato con il criterio appena esposto, siamo certi che il suo valore è significativo, per cui, se le variazioni nello squilibrio e nella fase da esso introdotte non soddisfacessero quanto sopra indicato sarà necessario variarne significativamente la posizione .

Approfondimenti fisici e normativi

L'unità di misura dello sbilanciamento è espressa come il prodotto della massa sbilanciante [g] x la sua distanza dall'asse di rotazione [mm] = [" g . mm "] .
Un punto pesante, cioè uno sbilanciamento, genera una forza centrifuga proporzionale al quadrato della velocità di rotazione.
Oltre a ciò dobbiamo fissarci mentalmente che (deduzione da prove sperimentali):
l'intensità di vibrazione, misurata in "μm" cioè intesa come "spostamento" (displacement), è proporzionale all'entità dello sbilanciamento (in g * mm) ed è dunque adatta a misurare lo sbilanciamento presente e, di conseguenza, determinare la massa correttiva da applicare o da togliere .
L' intensità di vibrazione è, nei rotori rigidi, funzione del quadrato della "velocità angolare" ma, al di fuori dei campi di risonanza, per qualsiasi valore di questa è sempre direttamente proporzionale allo sbilanciamento .

Sbilanciamento

Ripetiamo, stiamo parlando di intensità come spostamento, in μm, perché se misurassimo la vibrazione in Velocità o in Accelerazione avremmo valori che rappresentano le **derivate di primo e secondo ordine** dell'intensità di vibrazione e quindi non sono proporzionali direttamente all'entità dello sbilanciamento .

E' però possibile, con i moderni strumenti, bilanciare con letture in Velocità in quanto le masse di Correzione devono generare velocità uguali e contrarie vettorialmente a quelle generate dallo squilibrio.

La bilanciatura dei rotori rigidi, ritenendo tali quelli funzionanti almeno entro il 70% della propria velocità critica, viene effettuata sempre su 2 piani di correzione, possibilmente prossimi ai cuscinetti .

I rotori flessibili, che cioè lavorano oltre il 70% della loro velocità critica o addirittura oltre la velocità critica, vanno bilanciati su più piani di correzione: la loro equilibratura non rientra però nei termini di questa trattazione .

Approfondimenti fisici e normativi

In un rotante possiamo avere 4 tipi di sbilanciamento:

SBILANCIAMENTO STATICO: l'asse principale di Inerzia si dispone parallelo all'asse di rotazione.

SBILANCIAMENTO DI COPPIA: l'asse principale di Inerzia interseca l'asse di rotazione esattamente nel centro di gravità del rotore.

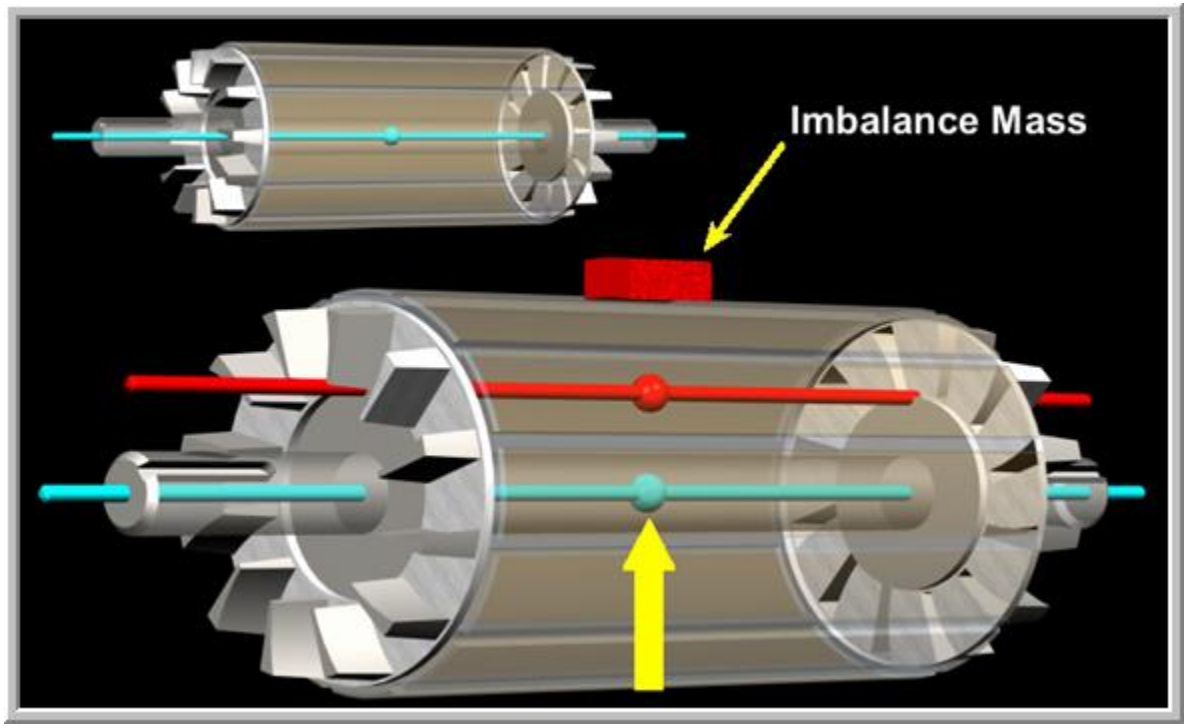
SBILANCIAMENTO QUASI-STATICO: l'asse principale di Inerzia interseca l'asse di rotazione in un punto diverso dal centro di gravità del rotore.

SBILANCIAMENTO DINAMICO: l'asse principale di Inerzia è sghembo rispetto all'asse di rotazione.

Comprendere lo squilibrio: statico

"**L'asse geometrico"** è la linea attraverso l'albero ed i cuscinetti.

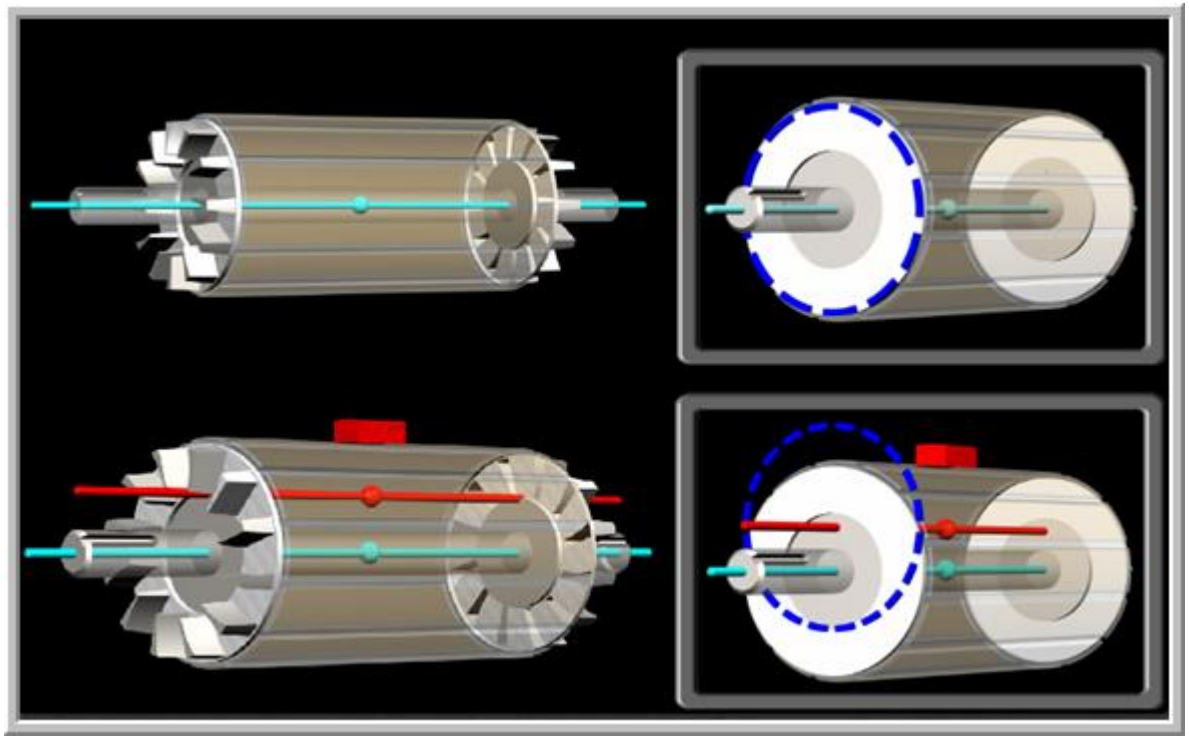
Il **"centro di massa"** è il punto attorno al quale la massa è uniformemente distribuita.



Comprendere lo squilibrio: statico

Il rotore tende a ruotare attorno ad un asse passante per il “centro di massa”

Noi lo forziamo a ruotare attorno all’asse geometrico cioè all’albero tra i cuscinetti.

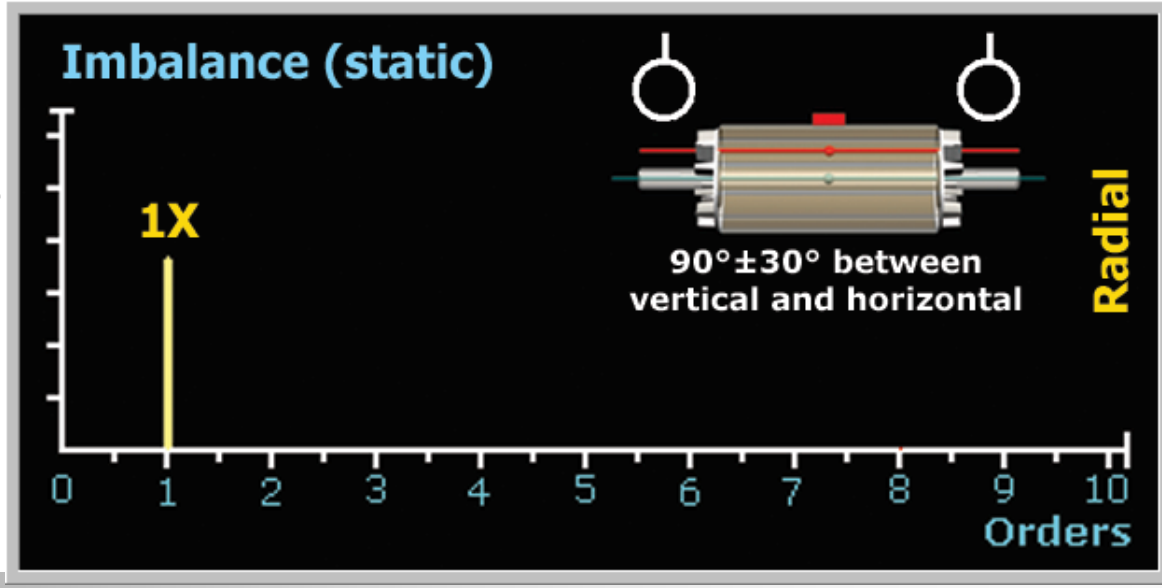


Comprendere lo squilibrio: statico

Squilibrio “statico” o “di forza”

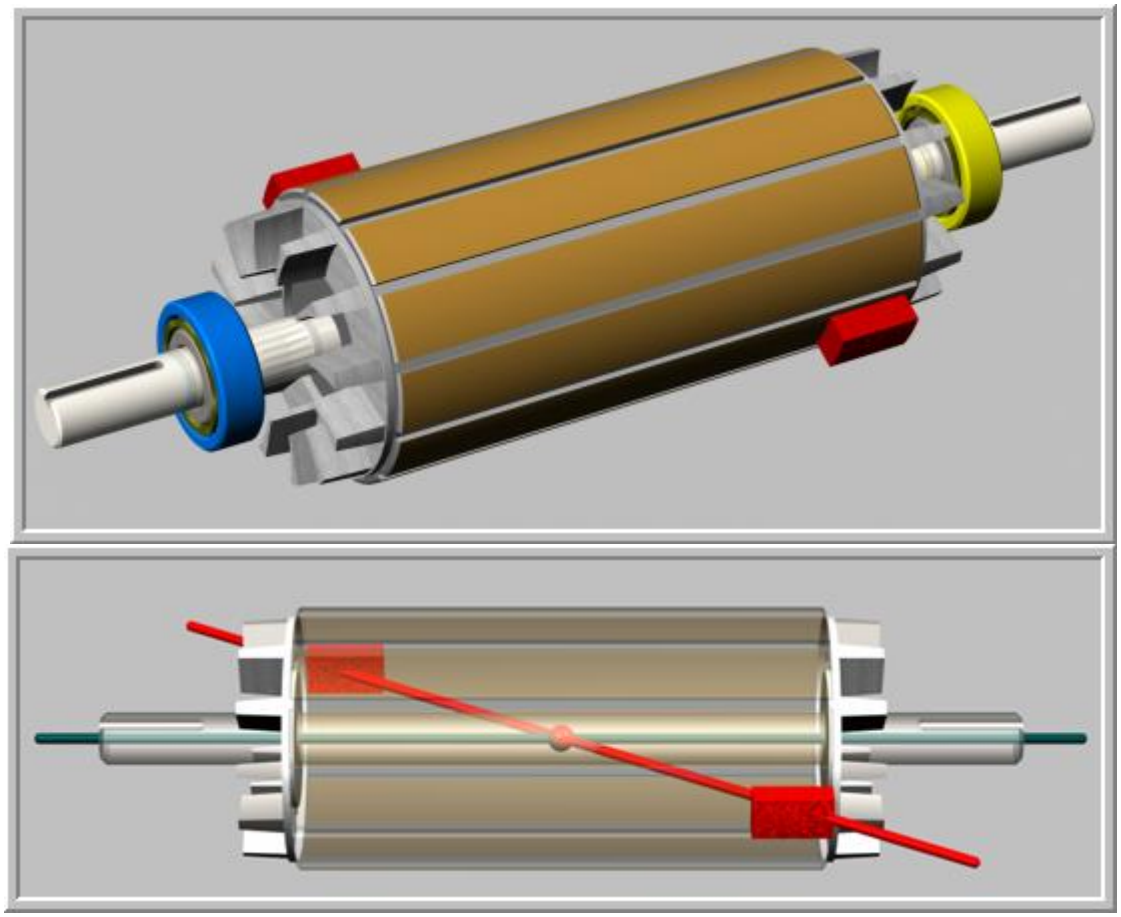
► Picco elevato alla 1X nello spettro

1. **Le due estremità della macchina in fase**
2. **90°±30° di sfasamento tra verticale ed orizzontale**
3. **Spesso più elevato in orizzontale a causa della maggiore flessibilità**
4. **Se c’è un rapporto < K > tra I picchi alle due estremità in verticale, ci sarà circa lo stesso rapporto < K > in orizzontale.**
5. **In assiale: stessa fase ai 2 estremi ed intensità molto ridotta.**



Comprendere lo squilibrio: di coppia

Uguali masse di squilibrio opposte a 180° su ciscuna estremità dell'albero/rotore.



Comprendere lo squilibrio: di coppia

Squilibrio di coppia

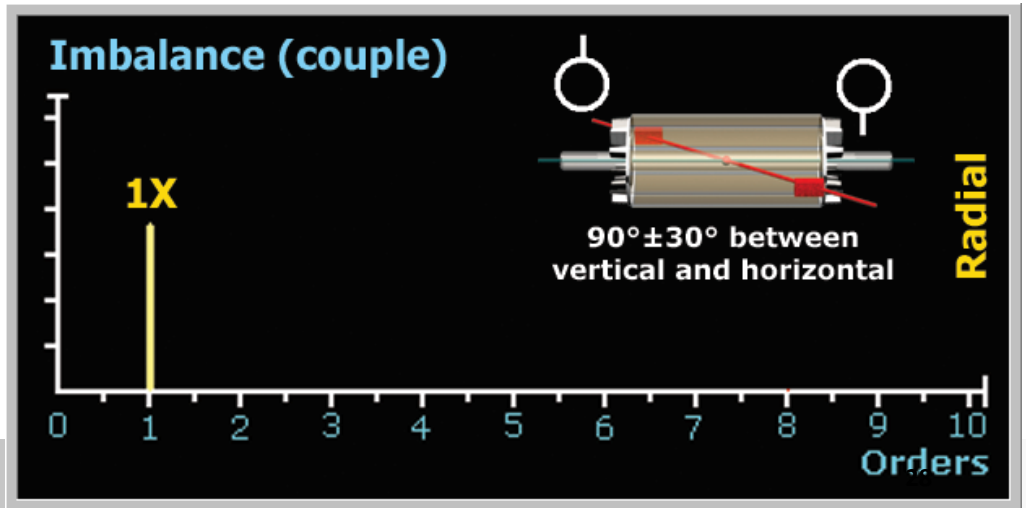
► Picco elevato alla 1X nello spettro

1. **Le due estremità della macchina fuori fase di 180°**
2. **90°±30° di sfasamento tra verticale ed orizzontale**
3. **Spesso più elevato in orizzontale a causa della maggiore flessibilità**
4. **Se c'è un rapporto < K > tra I picchi alle due estremità in verticale, ci sarà circa lo stesso rapporto**

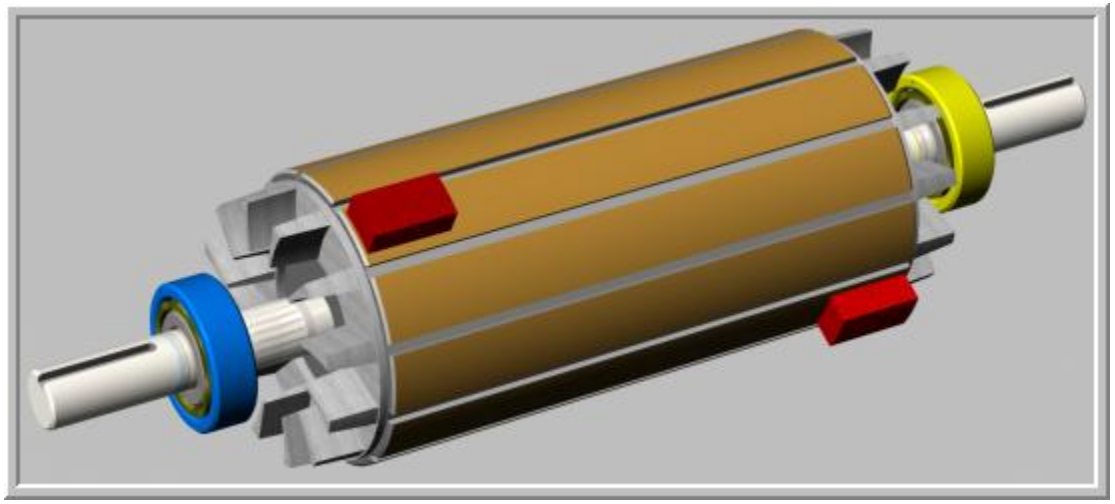
   < K > in orizzontale.
5. **In assiale: fasi opposte**

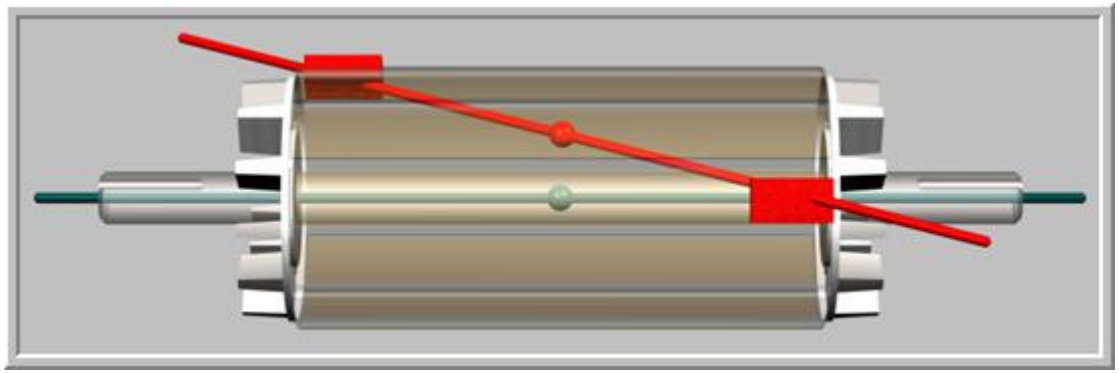
   ai 2 estremi ed

   intensità ridotta.



Comprendere lo squilibrio: dinamico





Comprendere lo squilibrio: dinamico

Squilbrio dinamico: il più comune

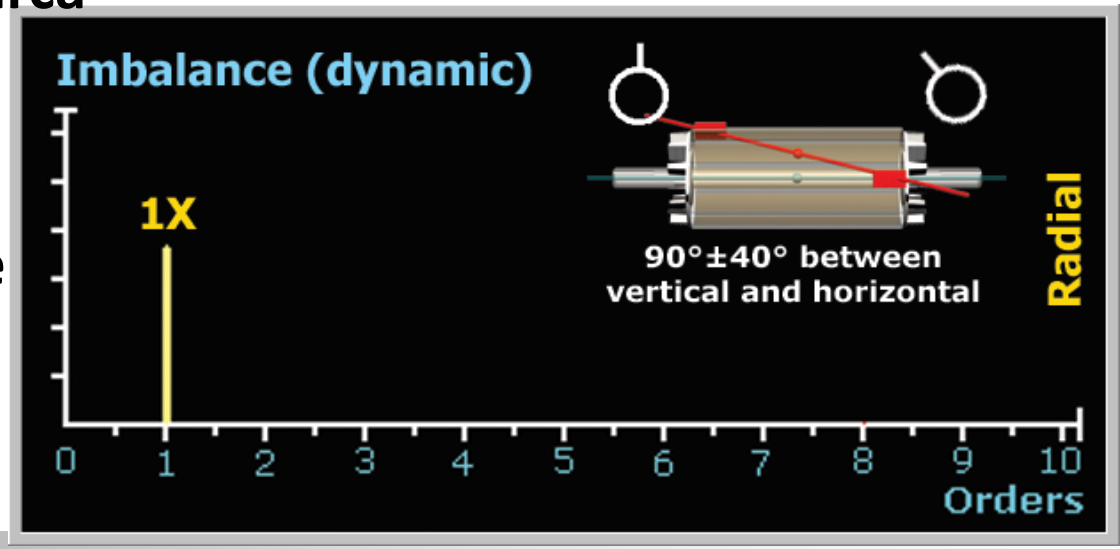
►Picco elevato alla 1X nello spettro

1. **Le due estremità della macchina fuori fase di 0÷180°**
2. **90°±40° di sfasamento tra verticale ed orizzontale**
3. **Spesso più elevato in orizzontale a causa della maggiore flessibilità**
4. **Se c'è un rapporto < K > tra I picchi alle due estremità in verticale, ci sarà circa**

   lo stesso rapporto

   < K > in orizzontale.
5. **Una certa vibrazione**

   assiale alla 1X.



Approfondimenti fisici e normativi

TOLLERANZE DI EQUILIBRATURA

Ci riferiamo alle NORME ISO 1940 .

Ogni rotante ha uno sbilanciamento residuo ammissibile "Uper" definito in base alle sue caratteristiche o a casistica o a determinazione sperimentale o a limiti dei cuscinetti .

Viene definito sbilanciamento specifico residuo ammissibile "eper" :

eper = Uper / m con "m" = massa del rotore

UNITA' DI MISURA :

Uper = g*mm

m = Kg

eper = g*mm/Kg = μm

Sono stati stabiliti dei "gradi di qualità" basati sull'equazione :

eper * ω = costante.

esempio : se eper * ω = 6,3 il grado di qualità è definito G 6,3 .

I vari gradi di qualità sono separati uno dall'altro da un fattore 2,5 .

Approfondimenti fisici e normativi

C'è un grafico in scala logaritmica, nelle norme citate che, in funzione del grado di qualità scelto e della velocità di rotazione della macchina, ci fornisce "eper" .

Sarà allora : Uper = eper * m

Chiaramente per rotori simmetrici Uper va diviso a metà per ciascun piano di equilibratura, altrimenti bisogna eseguire una ripartizione vettoriale.

Facciamo notare che in caso di sbilanciamento di coppia nullo, eper equivale allo spostamento ammissibile in **µm di picco** del centro di massa del rotore dall'asse geometrico teorico dell'albero.

Approfondimenti fisici e normativi

In sintesi :

Se stiamo equilibrando in opera con uno strumento leggiamo direttamente i μm residui su ogni piano e li confrontiamo con eper di ogni piano (metodologia empirica).

Se stiamo operando su una macchina equilibratrice abbiamo per ogni piano lo sbilanciamento residuo in grammi (e in fase) .

Squilibrio totale ammissibile per il rotore : eper * m = Uper

Tolleranza per ogni piano : T = Uper / 2 (Ipotesi di simmetria)

Tolleranza in grammi lato A : T / raggio di correzione

Tolleranza in grammi lato B : T / raggio di correzione

Se entrambi gli squilibri residui in grammi rientrano nelle rispettive tolleranze abbiamo finito , altrimenti dobbiamo affinare con ulteriori correzioni .

Rimedi e Soluzioni

"Quando bilanciare su 1 piano o su 2 piani ?"

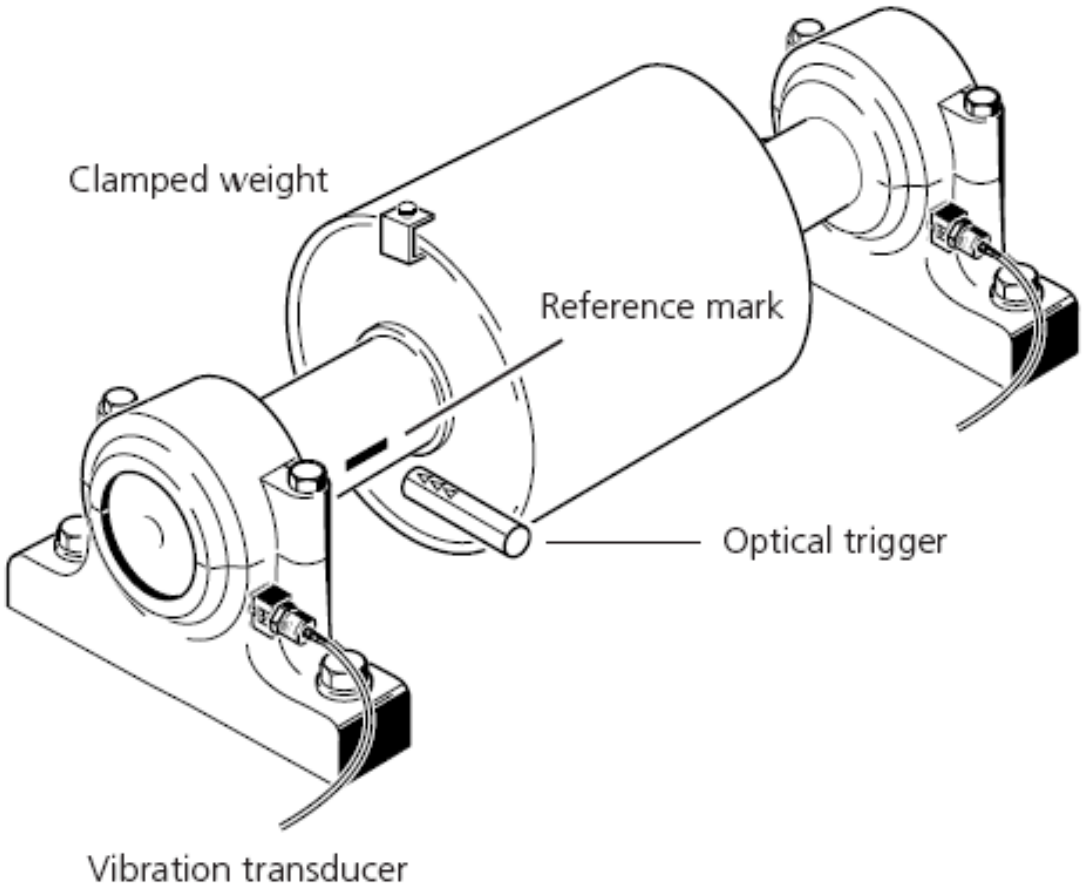
Vale la seguente tabella :

Rapporto L/D	Due piani	Piano singolo
≤ 0,5	Oltre 1.000 RPM	Fino a 1.000 RPM
> 0,5	Oltre 150 RPM	Fino a 150 RPM

Sbilanciamento

POSIZIONAMENTO

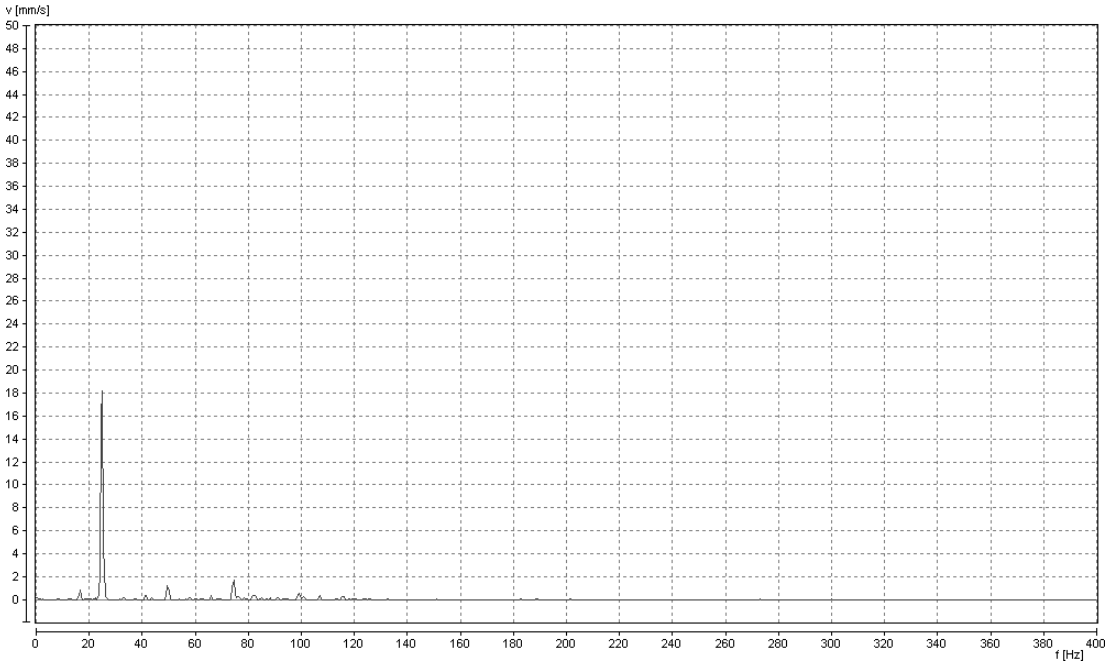
- **SENSORE**
- **FOTOCELLULA**
- **NASTRO**



Sbilanciamento

Girante ventilatore centrifugo sbilanciata

Speed = 1490 CPM



Squilibrio in macchine con girante a sbalzo

Elevata vibrazione alla 1X

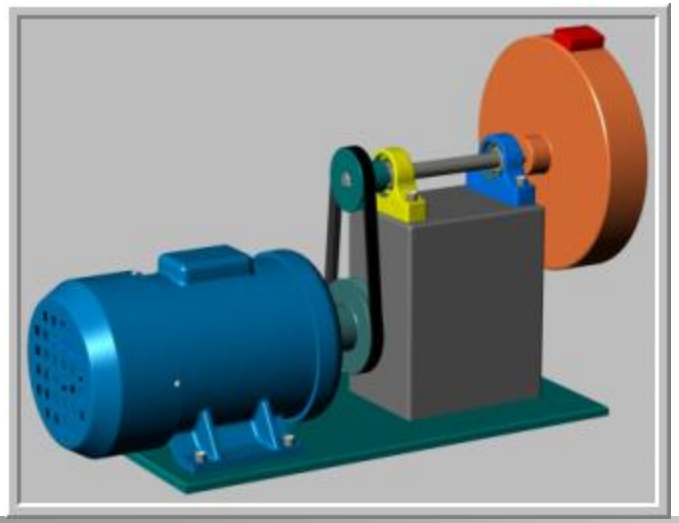
- Prevalentemente in direzione assiale
- Vibrazione verticale ed orizzontale pure elevata

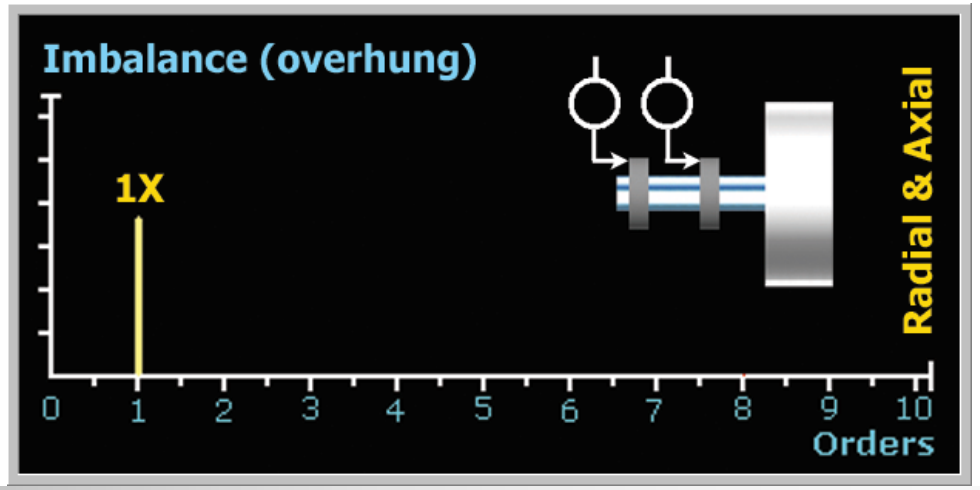
Aquisire i dati vicino ai vani della girante/pale della ventola

90°±30° di sfasamento tra verticale ed orizzontale

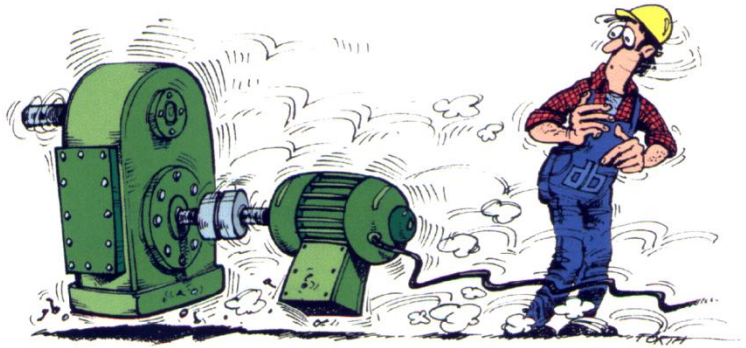
Vibrazione in fase ±30° in direzione assiale

Vibrazione con fasi opposte tra I 2 estremi in direzione radiale

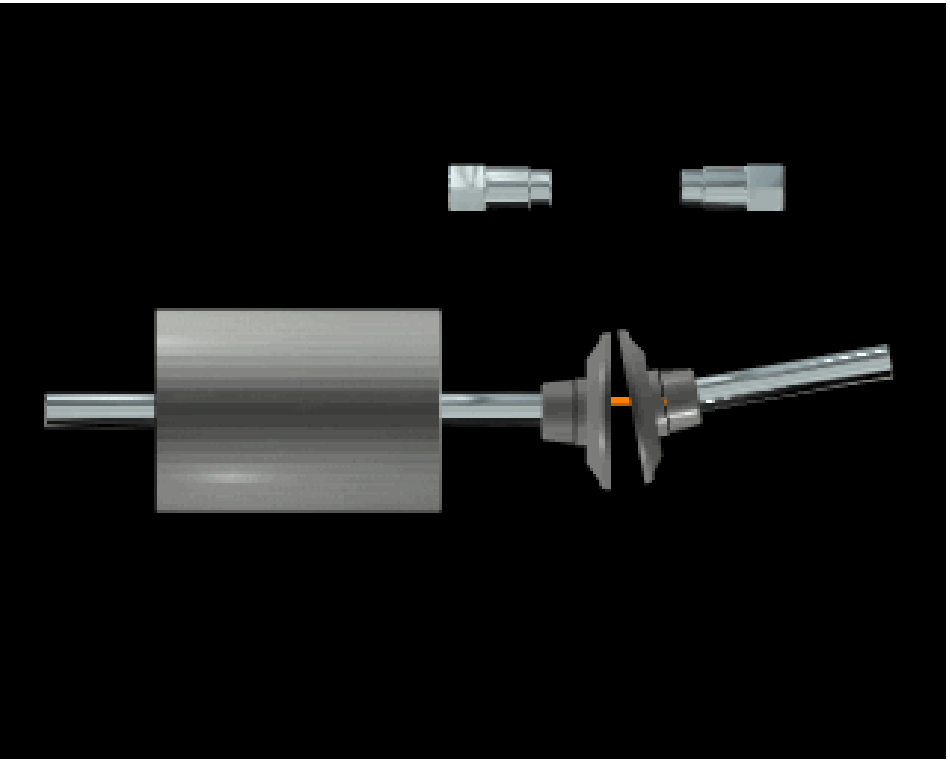


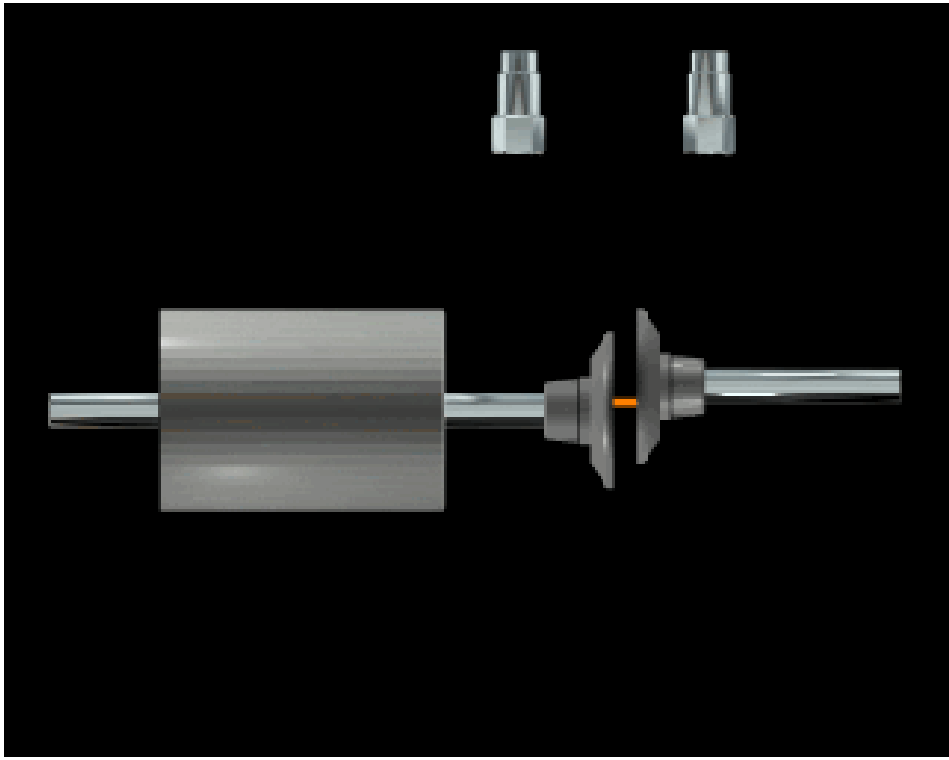


Disallineamento



Disallineamento





Disallineamento

Definizione

Due macchine si definiscono DISALLINEATE quando i loro ASSI DI ROTAZIONE GEOMETRICI NON appartengono ALLA STESSA RETTA IN CONDIZIONI NORMALI DI SERVIZIO (quindi a regime termico, di giri, di carico ecc.).

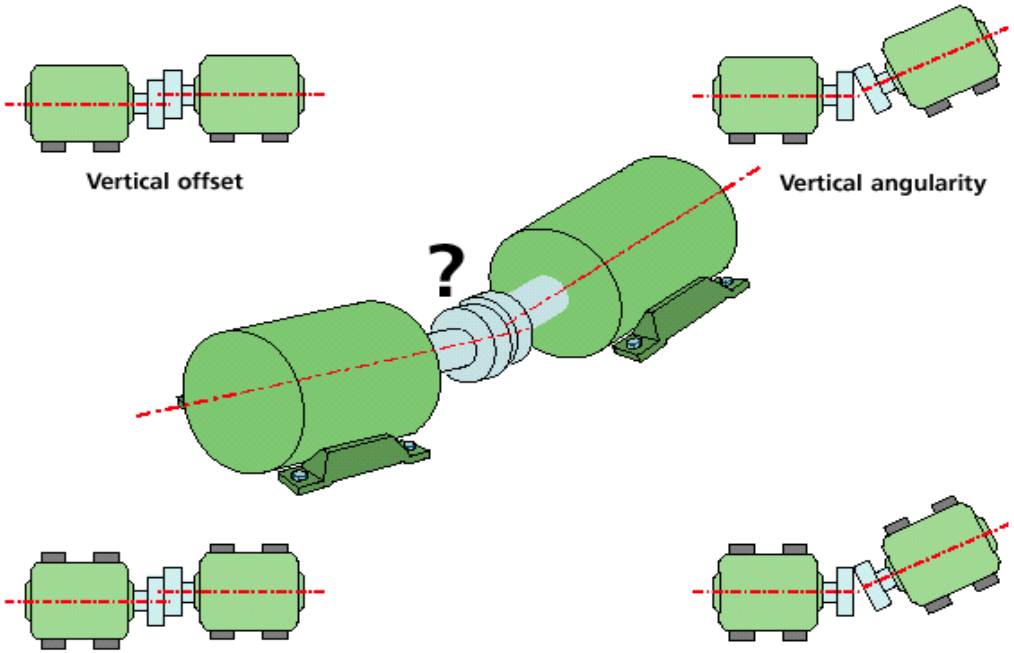
Se invece gli Assi appartengono alla stessa retta sono ALLINEATE (nelle stesse condizioni di cui sopra).

Approfondimenti fisici

Quattro tipi di disallineamento combinati

Parallelo Verticale

Apertura Angolare Verticale



Parallelo Orizzontale

Apertura Angolare Orizzontale

Disallineamento

Manifestazioni in campo

Un disallineamento parallelo semplice (OFFSET) genera molto spesso vibrazioni radiali di frequenza corrispondente a 2 x R.P.M.

Un disallineamento angolare semplice genera molto spesso vibrazioni assiali di frequenza corrispondente a 1 x R.P.M. e 2 x R.P.M.
Quasi sempre un disallineamento è dovuto alla somma vettoriale dei due precedenti e le vibrazioni sia radiali che assiali possono avere frequenze pari a 1, 2, 3 x R.P.M.

Il disallineamento, nello spettro, è fortemente influenzato dalla tipologia del giunto installato.

Misura della fase nel disallineamento

La misura della fase è molto significativa per la diagnosi del disallineamento:

- nel disallineamento parallelo (offset) i due semi-giunti manifestano, nella misura radiale, fasi opposte.

- nel disallineamento angolare (gap) i due semi-giunti manifestano, nella misura assiale, fasi opposte.

ATTENZIONE: nella misura assiale della fase la seconda lettura deve essere «NORMALIZZATA» se l'accelerometro è stato ruotato di 180°.

La Normalizzazione si effettua aggiungendo o sottraendo 180° alla seconda lettura di fase.

La fase nel disallineamento

1. l'angolo di fase tra le 2 estremità della macchina non sarà costante nelle direzioni H e V. Se ad esempio la differenza tra le due letture verticali è di 180°, possiamo aspettarci che in orizzontale sia 0°.
2. Non dobbiamo aspettarci 90° o 270° tra V ed H. Facilmente la differenza sarà 0°o 180°.
3. Le letture in verticale possono essere maggiori di quelle in orizzontale.
4. Il rapporto < K > tra 2 letture verticali è diverso dal rapporto < K' > tra le 2 letture orizzontali.
5. Le ampiezze delle letture assiali saranno maggiori se prevale il disallineamento angolare.

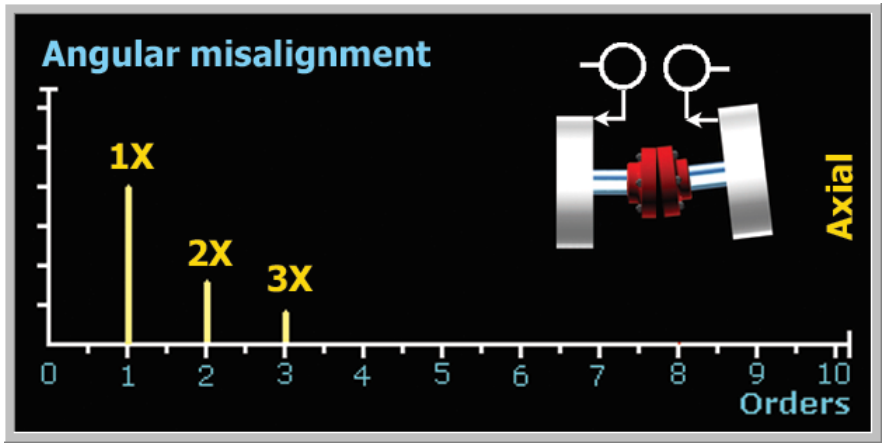
Le due slides seguenti illustrano la fase ai due lati del giunto.

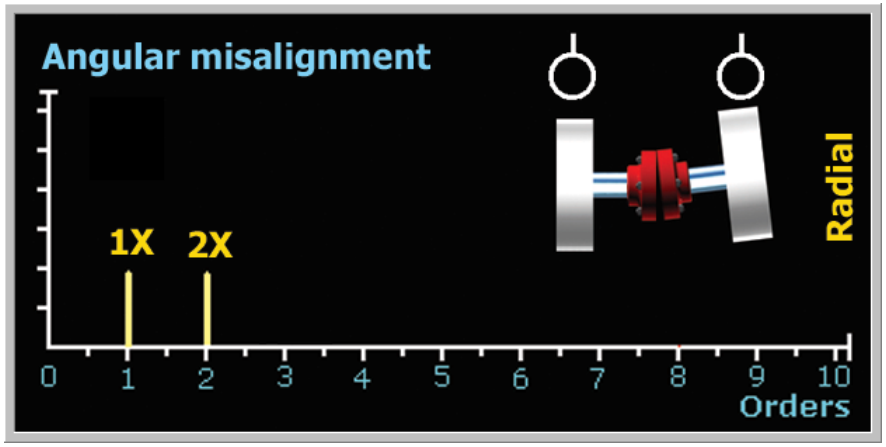
Diagnosi di disallineamento angolare

Elevata 1X assiale (e anche 2X assiale)

Le 1X e 2X possono essere elevate nella direzione radiale.

La vibrazione è 180° ±30° fuori fase a cavallo del giunto nella direzione assiale, e in fase nella direzione radiale.





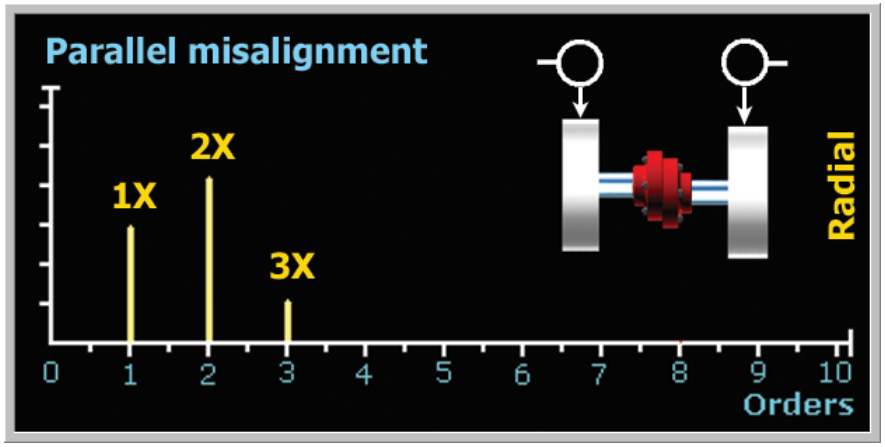
Diagnosi di disallineamento di offset

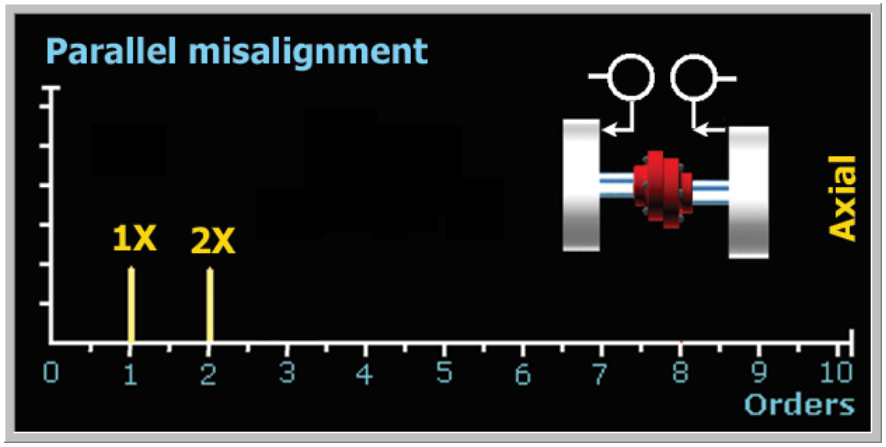
Elevata 2X radiale (e anche 1X radiale)

I livelli della 1X e 2X assiale possono essere bassi nel caso di puro disallineamento di offset.

- Offset orizzontale – elevata vibrazione verticale
- Offset verticale – elevata vibrazione orizzontale

La vibrazione è 180° ±30° fuori fase a cavallo del giunto nella direzione assiale e fuori fase nella direzione radiale.





Disallineamento

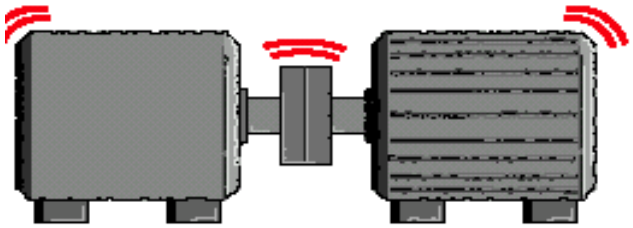
Approfondimenti fisici e normativi

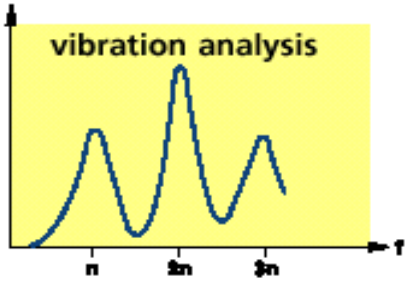
Conseguenze di disallineamento

Tenute aperte dal malfunzionamento: sporcizia, liquidi, gas o fluidi di processo entrano nel cuscinetto, usura giunti.

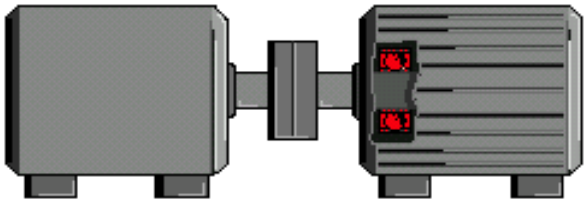
Approfondimenti fisici e normativi

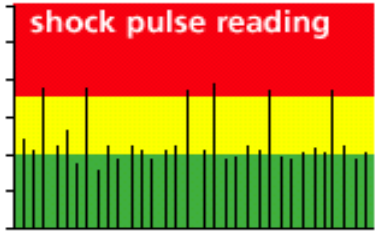
Alte Vibrazioni



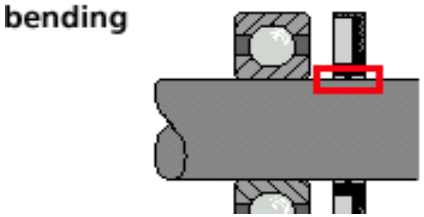


Rottura Cuscinetti





Consumo tenute

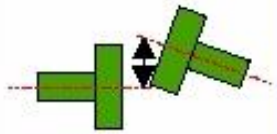
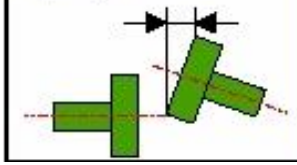


Seal ring opens,
dirt, liquid and gas or
process fluid enter the bearing,
gas escapes under pressure

Disallineamento

Rimedi e Soluzioni

Allineare la macchina seguendo le tolleranze illustrate di seguito o i valori indicati dai costruttori della stessa.

	RPM	metric (mm)		Inch (mils)	
		Acceptable	Excellent	Acceptable	Excellent
Short "flexible" couplings					
Offset:	600			9.0	5.0
	750	0.19	0.09		
	900			6.0	3.0
	1200			4.0	2.5
	1500	0.09	0.06		
	1800			3.0	2.0
	3000	0.06	0.03		
	3600			1.5	1.0
	6000	0.03	0.02		
	7200			1.0	0.5
Angualrity	600			15.0	10.0
	750	0.13	0.09		
Metric values—Gap difference per 100 mm coupling diameter	900			10.0	7.0
	1200			8.0	5.0
	1500	0.07	0.05		
Inch values—Gap difference per 10 inch coupling diameter	1800			5.0	3.0
	3000	0.04	0.03		
	3600			3.0	2.0
	6000	0.03	0.02		
	7200			2.0	1.0

Disallineamento

Caso pratico spettro n° 1

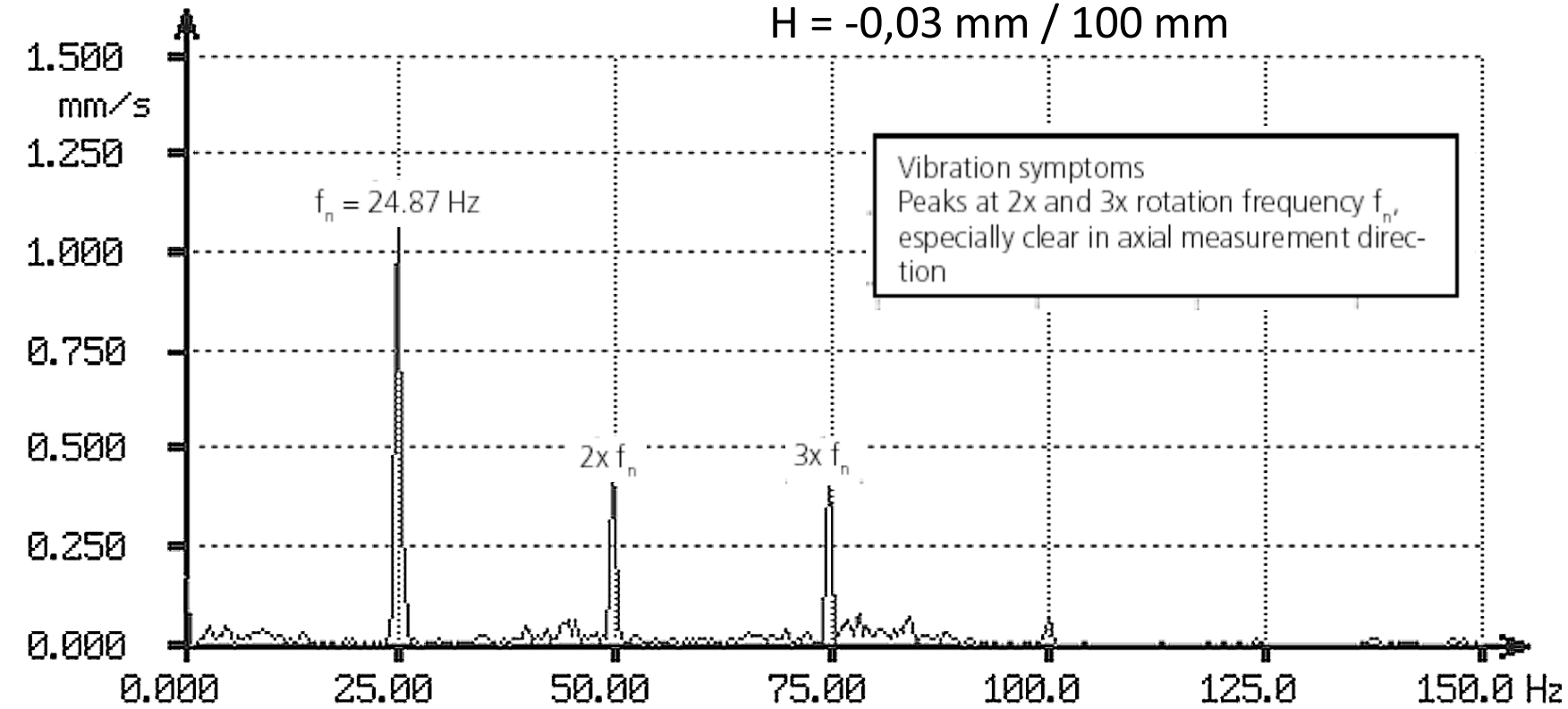
Disallinemento tra motore e pompa

Valori iniziali

Offset V = 0,23 mm H = -0,07 mm

Angolare V = 1,14 mm / 100 mm

H = -0,03 mm / 100 mm



Measurement made with Hanning window, without envelope

Disallineamento

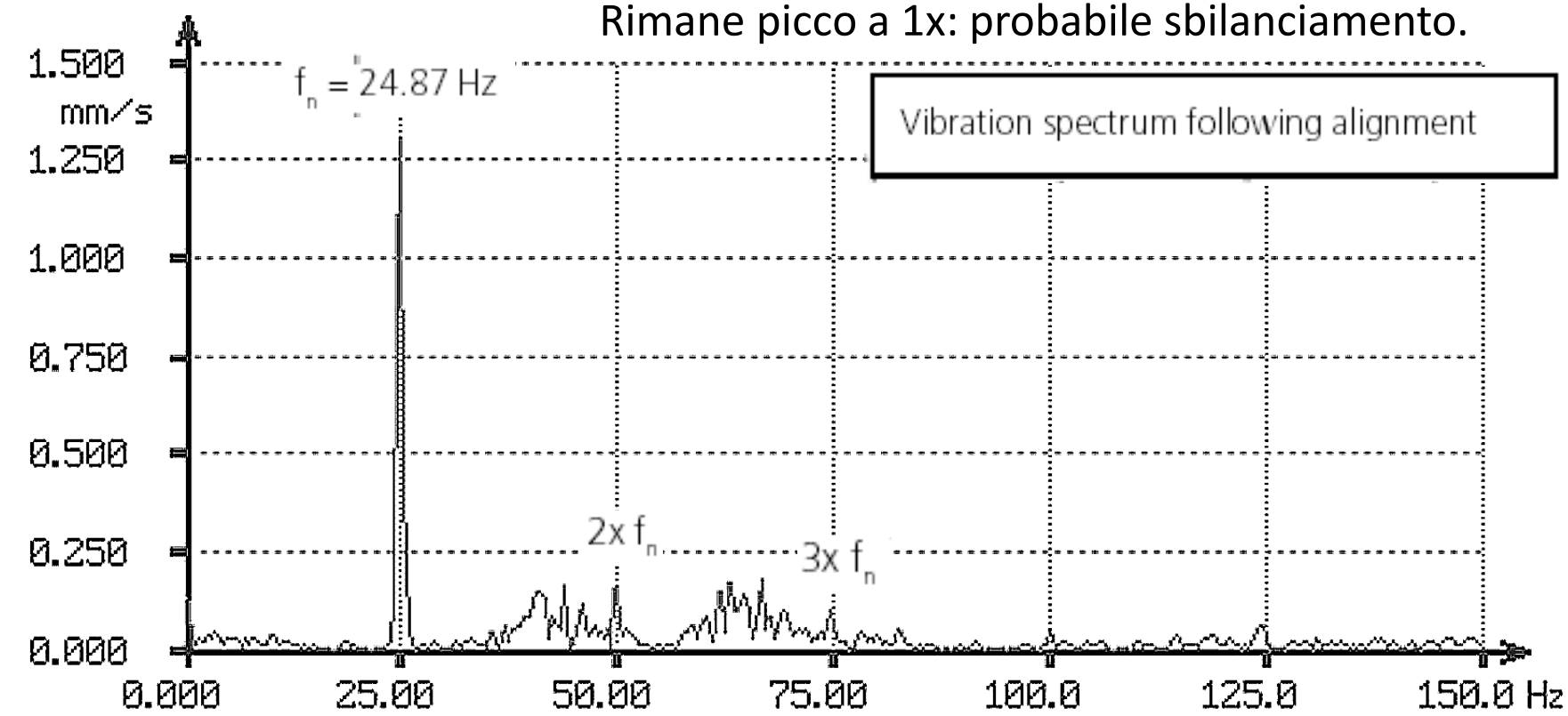
Caso pratico spettro n° 2

Valori finali

Offset V = 0,03 mm H = 0,00 mm

Angolare V = 0,04 mm / 100 mm H = 0,04 mm / 100 mm

Rimane picco a 1x: probabile sbilanciamento.



Measurement made with Hanning window, without envelope

Disallineamento

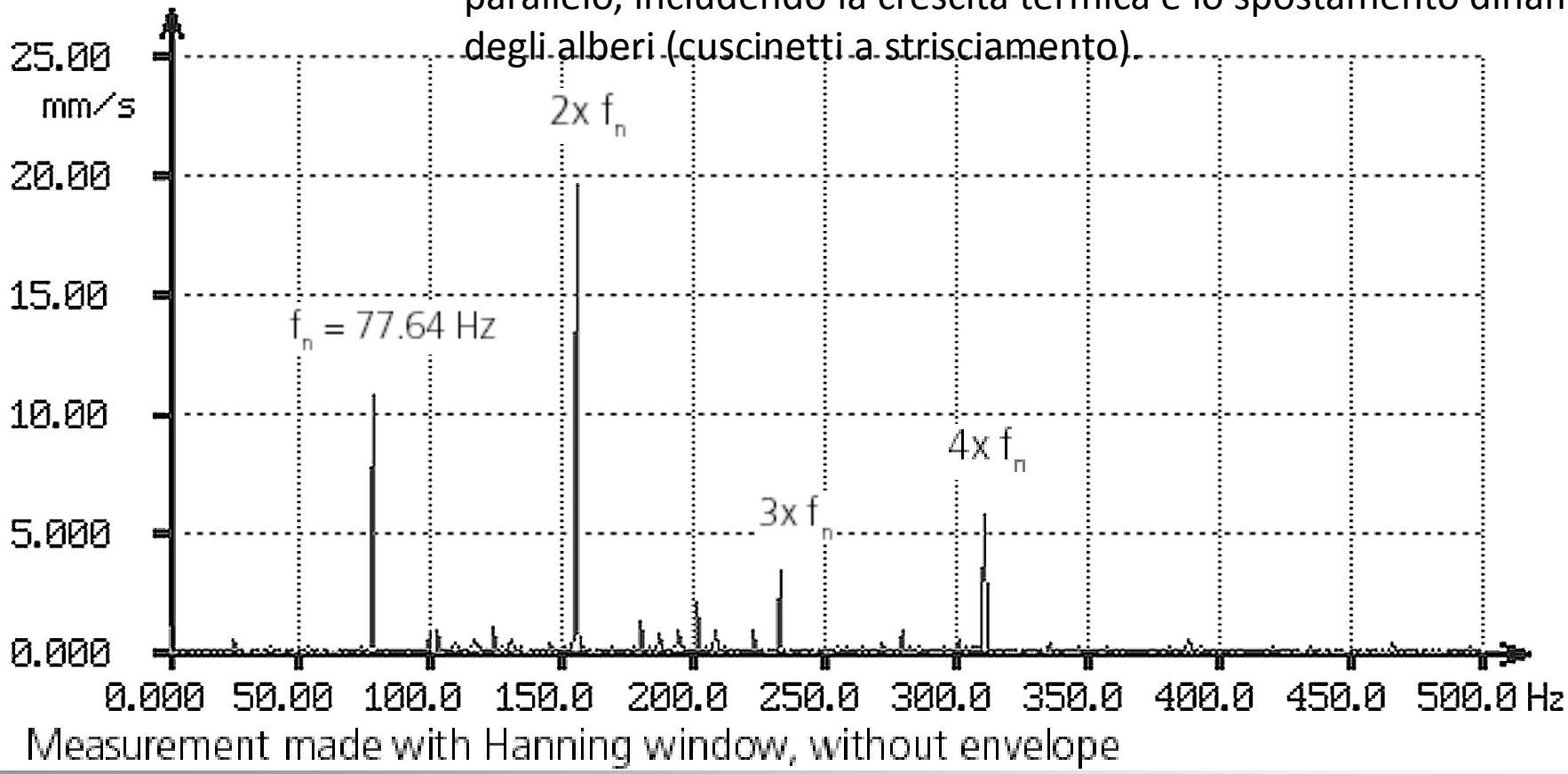
Caso pratico spettro n° 3

Origine meccanica

Disallineamento degli alberi fra ventilatore e box ingranaggi

Correzione

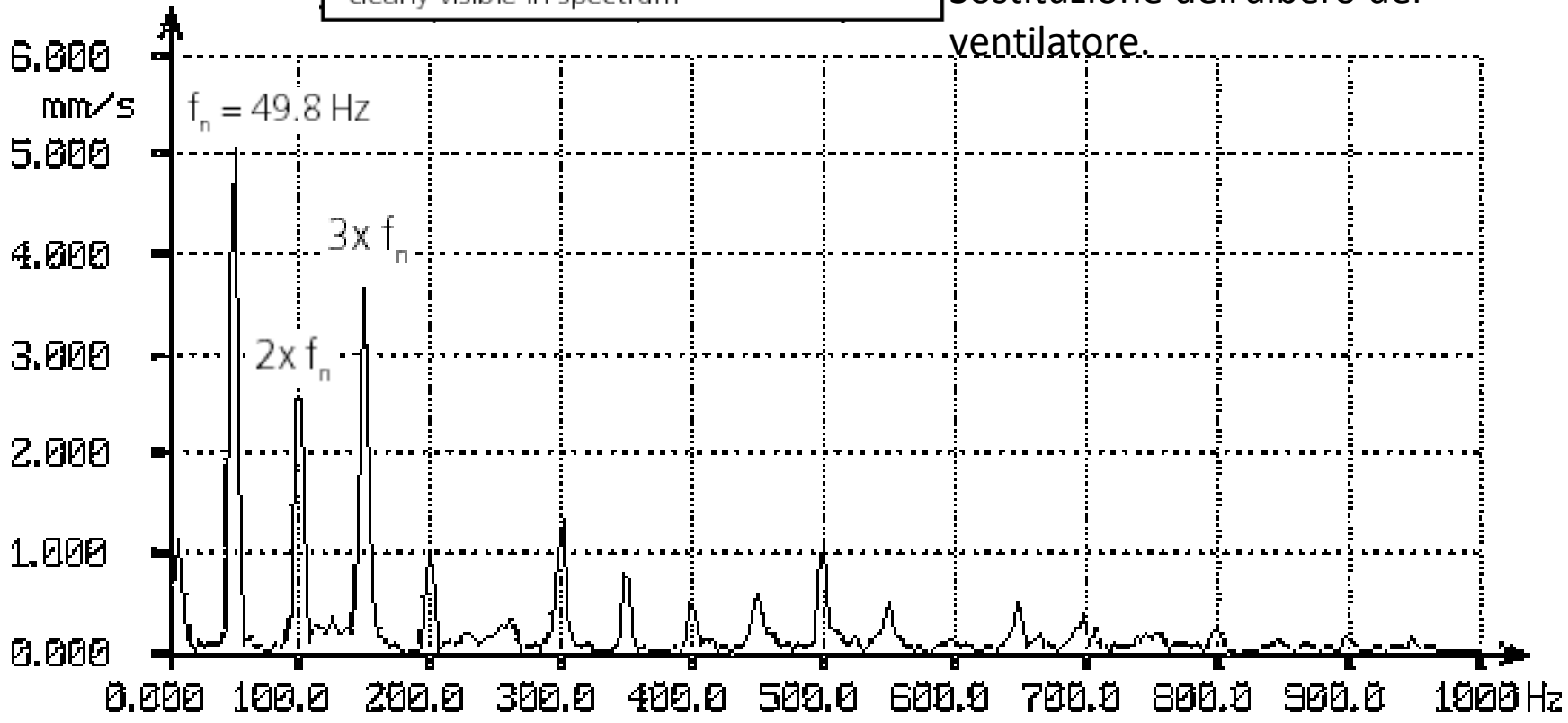
Allineamento degli alberi con OPTALIGN sistema laser-ottico, prestando particolare attenzione ai targets di allineamento parallelo, includendo la crescita termica e lo spostamento dinamico degli alberi (cuscinetti a strisciamento).



Disallineamento

Caso pratico spettro n° 4

Vibration symptoms
Peaks at rotation frequency f_n
and multiples thereof (up to 10x)
clearly visible in spectrum



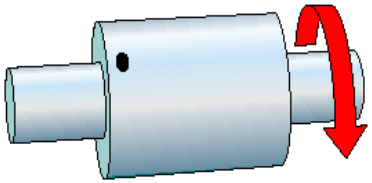
Measurement made with Hanning window, without envelope

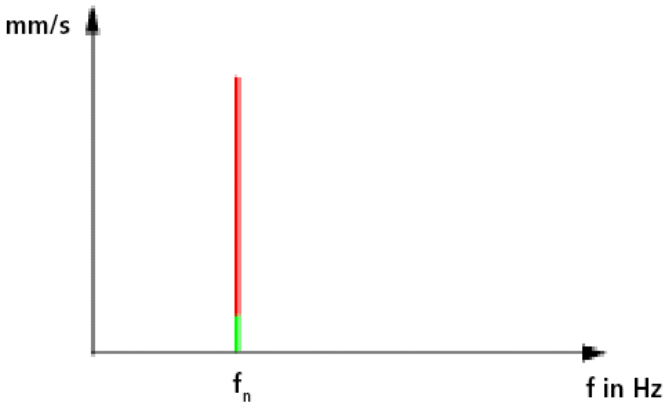
Origine meccanica
Interferenza radiale del ventilatore (albero storto)

Correzione
Sostituzione dell'albero del ventilatore.

Sbilanciamento del rotore / Disallineamento dell'albero

Sbilanciamento

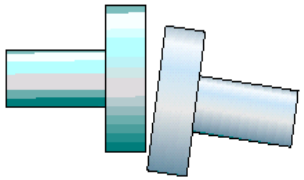


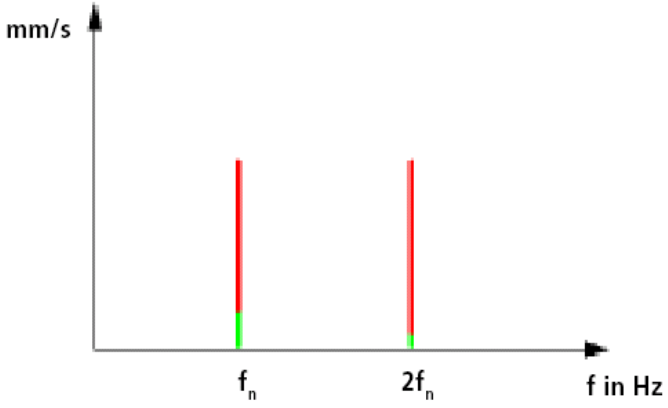


Ampiezza della f_n molto alta

- Frequenza di rotazione f_n = rpm diviso 60
- Standard di valutazione: ISO 2372, ISO/DIS 10816-3

Disallineamento dell'albero

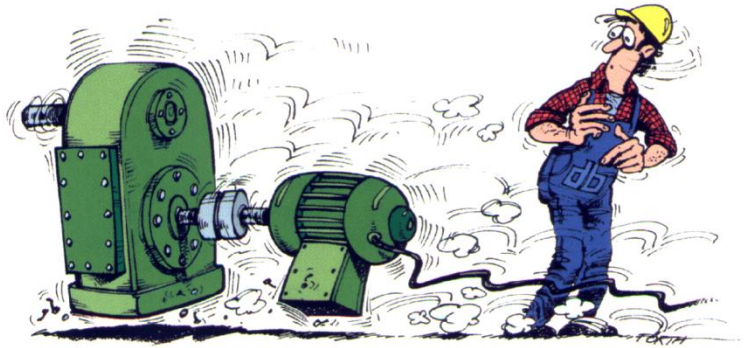




Frequenza di rotazione doppia , 2 x f_n

- Radiale: disallineamento radiale
- Assiale: disallineamento assiale

Albero storto, Cuscinetto disallineato



Albero Storto - Cuscinetto Disallineato

Definizione

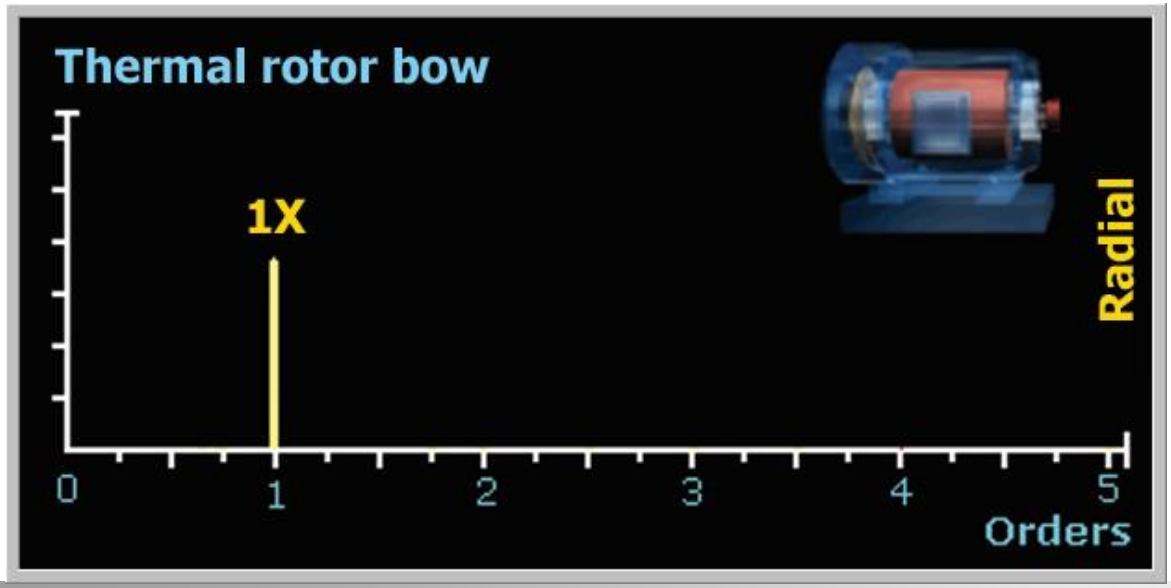
Un albero deflesso in prossimità della sede cuscinetto manifesta vibrazioni assiali alla frequenza di rotazione (1X).

Analoga manifestazione si ha se è presente, anziché una deflessione dell'albero, un montaggio disallineato del cuscinetto.

Inarcamento termico del rotore

Un riscaldamento non uniforme del rotore, dovuto ad una distribuzione non equilibrata delle correnti nelle barre rotoriche, causa una distorsione, o “inarcamento”, dello stesso, il quale si manifesta come una condizione di squilibrio con tutti i suoi consueti sintomi.

Il problema può scomparire quando il motore si raffredda.



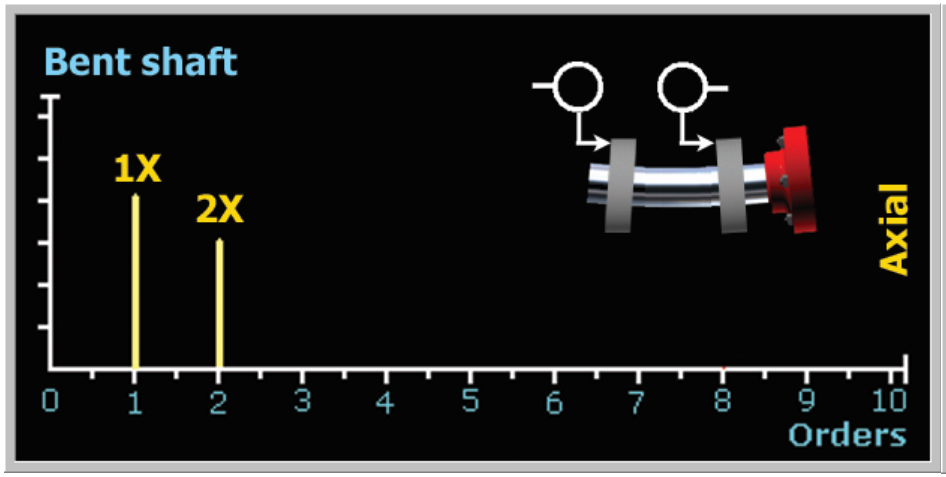
Curvatura dell'albero

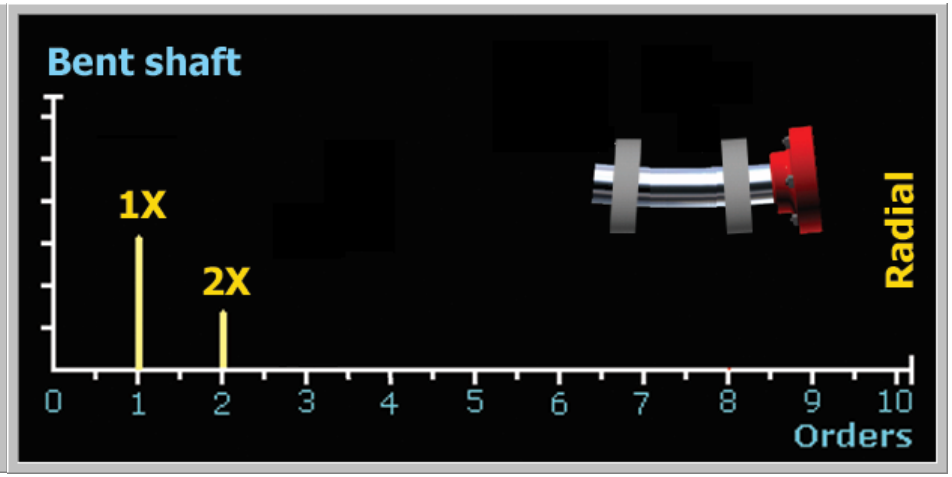
Elevata vibrazione assiale 1X

- **2X se la curvatura è vicina al giunto**

Picchi a 1X saranno presenti nella direzione radiale a causa dello sbilanciamento

La misura di fase in assiale è 180° fuori fase





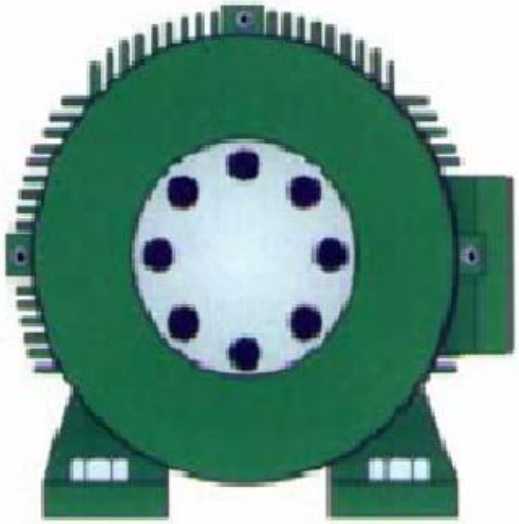
Albero Storto-Cuscinetto Disallineato

Manifestazioni in campo

Effettuare 4 misure di vibrazione, Intensità e Fase, in senso ASSIALE sullo scudo in 4 punti: NORD, EST, SUD ed OVEST

Se le 4 misure di Fase risultano molto diverse fra di loro, L'ALBERO E' DEFLESSO o IL CUSCINETTO è stato montato con un DISALLINEAMENTO.

Le misure di intensità saranno simili tra loro.



Albero Storto-Cuscinetto Disallineato

Approfondimenti fisici e normativi

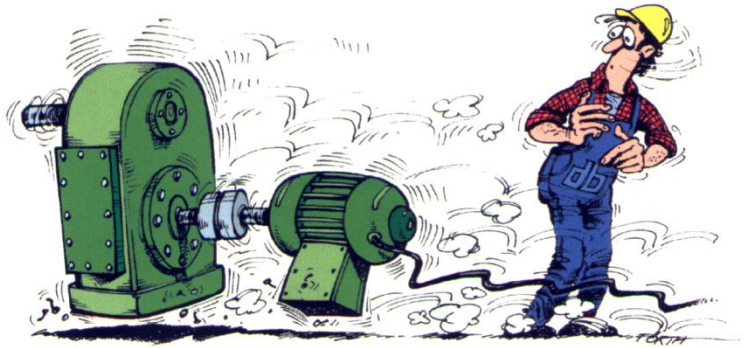
La manifestazione indicata si verifica attraverso una deformazione elastica dello “scudo” ed è comunque molto pregiudizievole per la vita del cuscinetto.

Rimedi e soluzioni

Non è possibile pensare di raddrizzare un albero, anche perché un albero storto si è anche snervato. Occorre sostituirlo.

Se si tratta di cuscinetto montato disallineato occorre ripristinare le sue sedi (imbussolare, fare riporti, rettificare ecc.) e sostituire il cuscinetto.

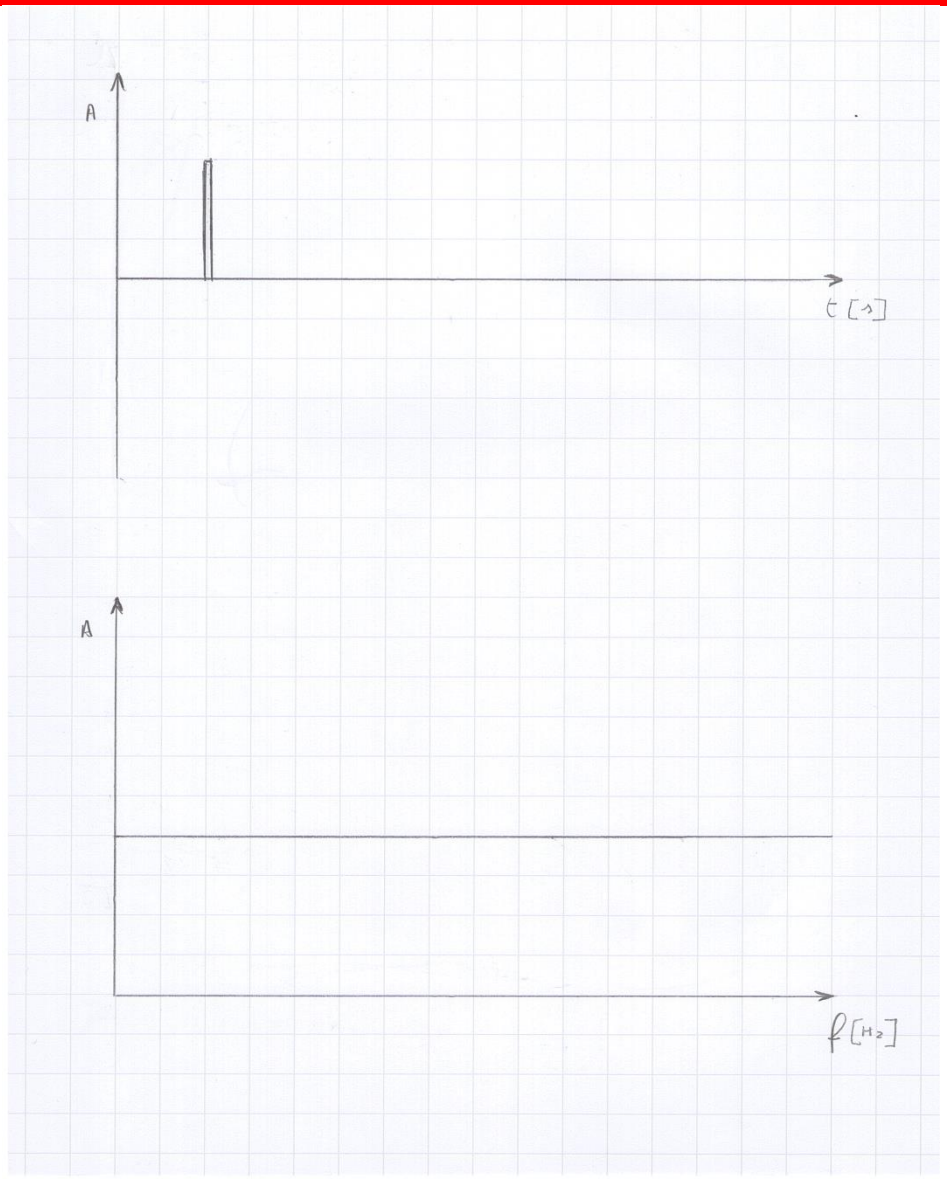
Impulsi – Square Wave



Impulso singolo

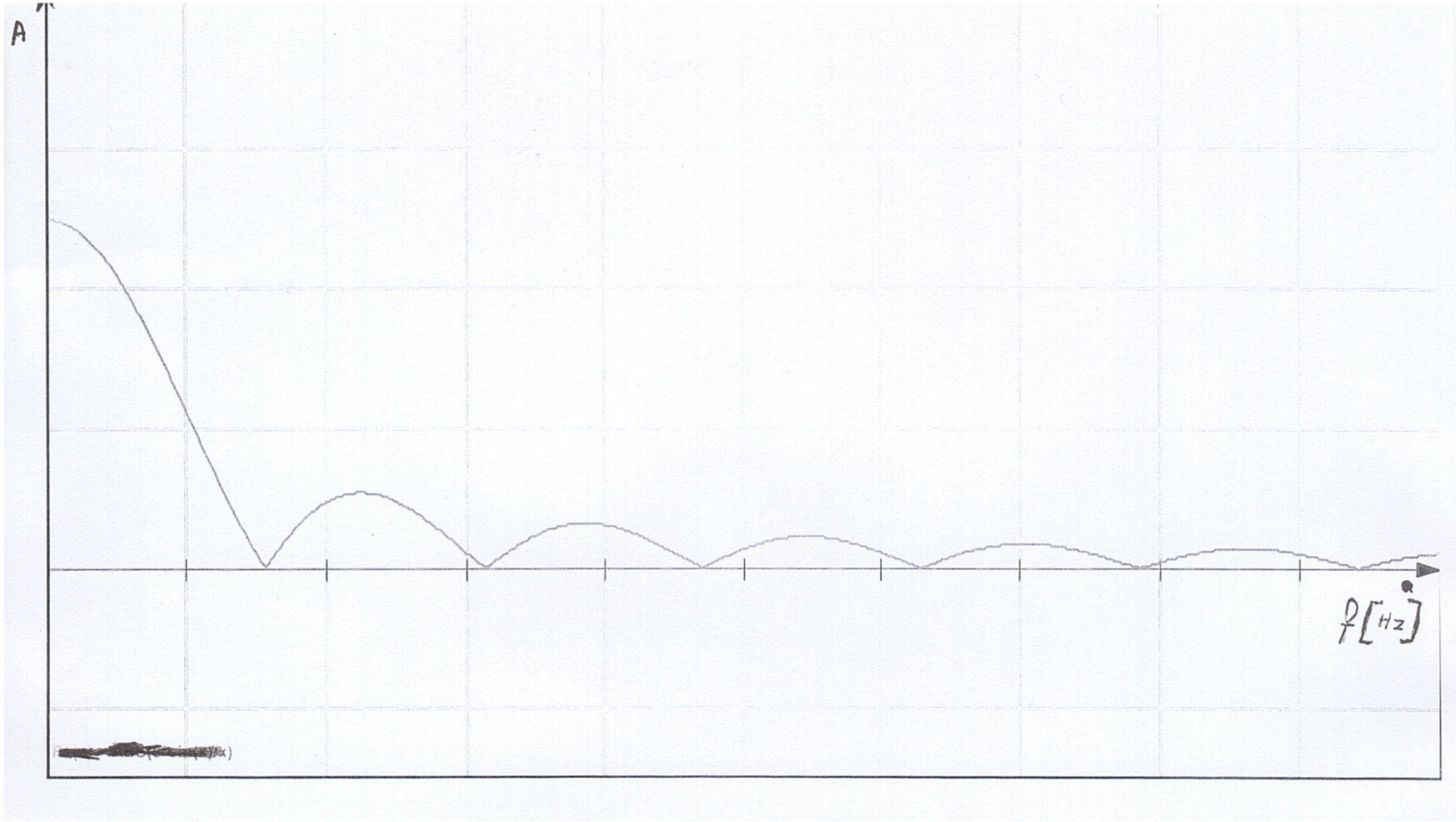
Un Impulso singolo (Single Impulse) genera uno spettro con energia a tutte le frequenze.

In realtà è difficile generare un autentico impulso, che dovrebbe avere durata infinitesima ed ampiezza infinita, tuttavia per impulsi tecnicamente molto rapidi, lo spettro avrà energia distribuita in un range di frequenze.



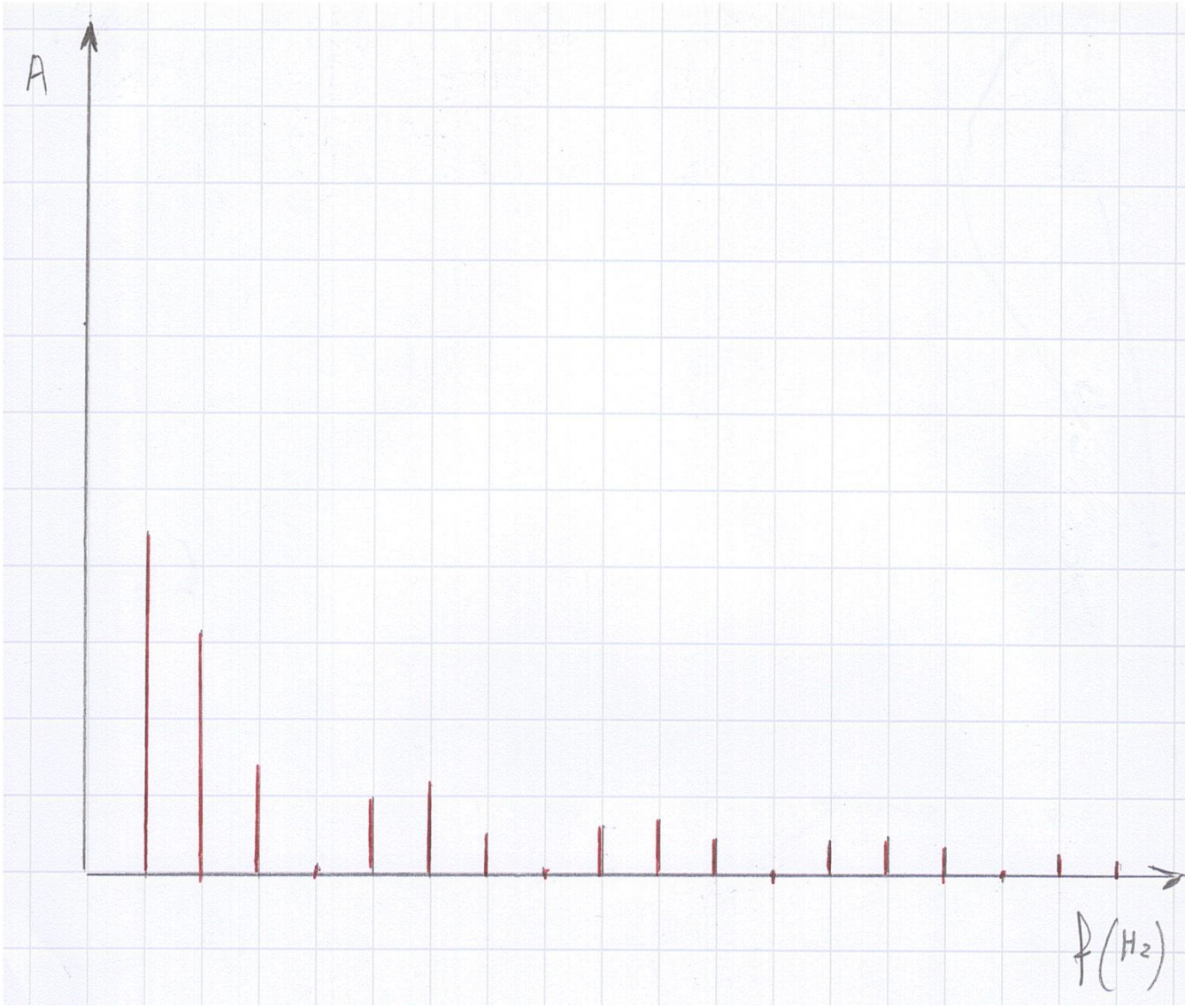
Pulse

Un impulso non rapidissimo determina uno spettro che è funzione della sua durata temporale.



Pulse Train

Un Treno di Impulsi genera uno spettro con tante armoniche la cui fondamentale ha la frequenza della ripetizione temporale degli impulsi.



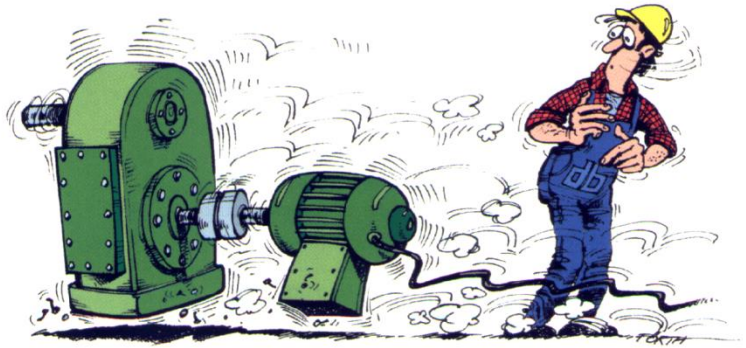
Valutazione degli Impulsi

Da quanto sopra si deduce che quando si è in presenza di segnali ad impulso, ad es. difetti in un cuscinetto a rotolamento o in uno o più denti di una ruota dentata, la valutazione **dell'intensità** e quindi della accettabilità o meno del fenomeno, può essere fatta correttamente **attraverso la forma d'onda ma non attraverso lo spettro.**

Square Wave

Un’Onda quadra, o meglio, rettangolare è una forma particolare di «Pulse Train» ma è caratterizzata dal fatto che la sua trasformata di Fourier è uno spettro con **solo Armoniche dispari (Odd Harmonics)**

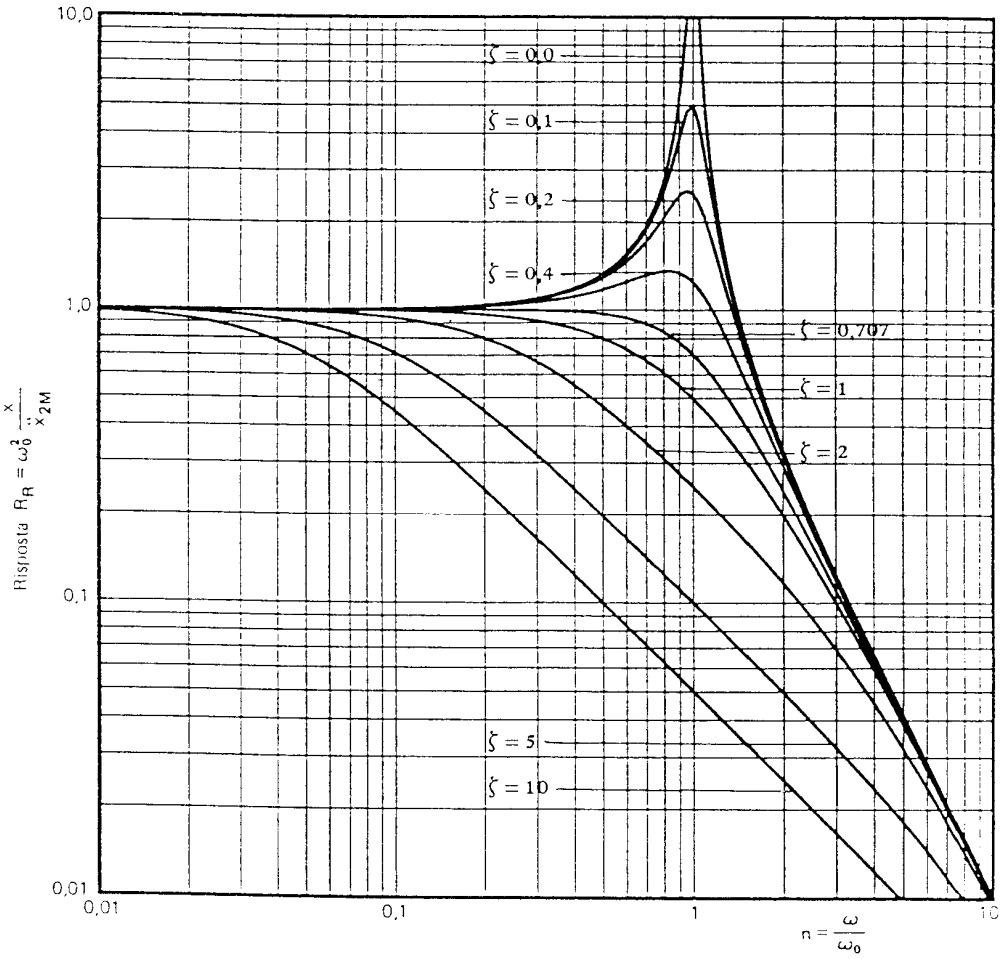
Risonanze



Definizione

La condizione di risonanza di un sistema vibrante si manifesta quando la frequenza della forza periodica esterna (forza eccitante) è uguale alla frequenza propria del sistema.

Risonanza


10,0
1,0
0,1
0,01
0,01
0,1
1
10
ζ = 0,0
ζ = 0,1
ζ = 0,2
ζ = 0,4
ζ = 0,707
ζ = 1
ζ = 2
ζ = 5
ζ = 10
Risposta $R_R = \omega_0^2 \frac{x}{x_{2M}}$
$n = \frac{\omega}{\omega_0}$

Frequenze naturali

Tutte le macchine e le strutture hanno delle frequenze naturali, o proprie

- Se ben progettate, le frequenze proprie non si manifestano
- Se eccitate ad una frequenza propria, esse risuonano
  - I livelli vibrazionali vengono amplificati
  - Seguono fenomeni di fatica e danneggiamento

Fino al 50% dei guasti può essere influenzato dalle risonanze

Bisogna comprendere le risonanze per avere successo nell'analisi vibrazionale

Esempio di frequenze naturali: la campana

- Se si colpisce una campana essa risuona perchè eccitata alla frequenza propria

- Colpendo una campana, anche le campane identiche cominciano a suonare

Risonanze in impianto

Tutte le strutture e i macchinari degli impianti hanno delle frequenze proprie

- Se una frequenza generata da una macchina è vicina a una frequenza propria, la eccita
  - I livelli vibrazionali possono essere amplificati 30 volte
  - Gli sforzi possono incrementare fino a 100 volte
  - Una frequenza naturale è: “La frequenza di vibrazione libera di un sistema. La frequenza alla quale un sistema non smorzato oscillerà a seguito di un momentaneo spostamento dalla sua posizione di riposo.”

Manifestazioni in campo

Un sistema vibrante messo in condizione di risonanza è soggetto ad un forte aumento dell'ampiezza di oscillazione della sua massa.

Approfondimenti fisici e normativi

Frequenza propria è quella secondo la quale un corpo elastico, un organo di macchina, dopo essere stato eccitato, anche con una percussione, si mette a vibrare liberamente, salvo lo smorzamento degli attriti.

Se la forzante, anziché essere un'unica percussione, è una forza la cui intensità varia periodicamente secondo una frequenza uguale a quella propria dell'organo sollecitato, quest'ultimo entra in Risonanza e l'ampiezza con cui vibra diventa molto elevata, fino alla rottura dello stesso.

Risonanza

L'equazione tipica di un sistema vibrante è :

$$M*d^2x/dt^2 + B*dx/dt + K*x = Fo*Sin(\omega t)$$

con: $x = X * \sin(\omega t)$

X = Massimo spostamento della massa

t = tempo in secondi

M = massa

B = smorzamento (damping)

K = rigidezza elastica (stiffness)

Fo = intensità massima della forzante

f = frequenza di vibrazione o di impulso forzante in " Hz "

ω = pulsazione o velocità angolare del sistema = $2*\pi*$ f in [1 / sec]

L'equazione si può anche scrivere, in termini descrittivi :

Forza di inerzia + Forza di smorzamento + Forza elastica di reazione = Forza di eccitazione

Questo significa un costante equilibrio fra la forza di eccitazione e le 3 componenti di risposta : Inerzia + Smorzamento + Rigidezza.

Risonanza

Queste 3 forze di risposta non lavorano insieme : Inerzia e Rigidezza sono sfasate di " π " tra di loro con tendenza a contrastarsi e a equilibrarsi cancellandosi .

Lo Smorzamento è invece legato alla velocità e quindi sfasato di " π / 2 " rispetto alle altre 2 forze di risposta, avendo la Rigidezza in ritardo e l'Inerzia in anticipo rispetto a sé .

La Rigidezza non è legata ad " ω ", cioè alla frequenza, ma solo allo Spostamento.

- L' Inerzia è proporzionale al quadrato di " ω ", cioè della frequenza.
- Tutto ciò risulta dai seguenti sviluppi :

$K * x = K * X * \sin(\omega t)$ Forza elastica di reazione

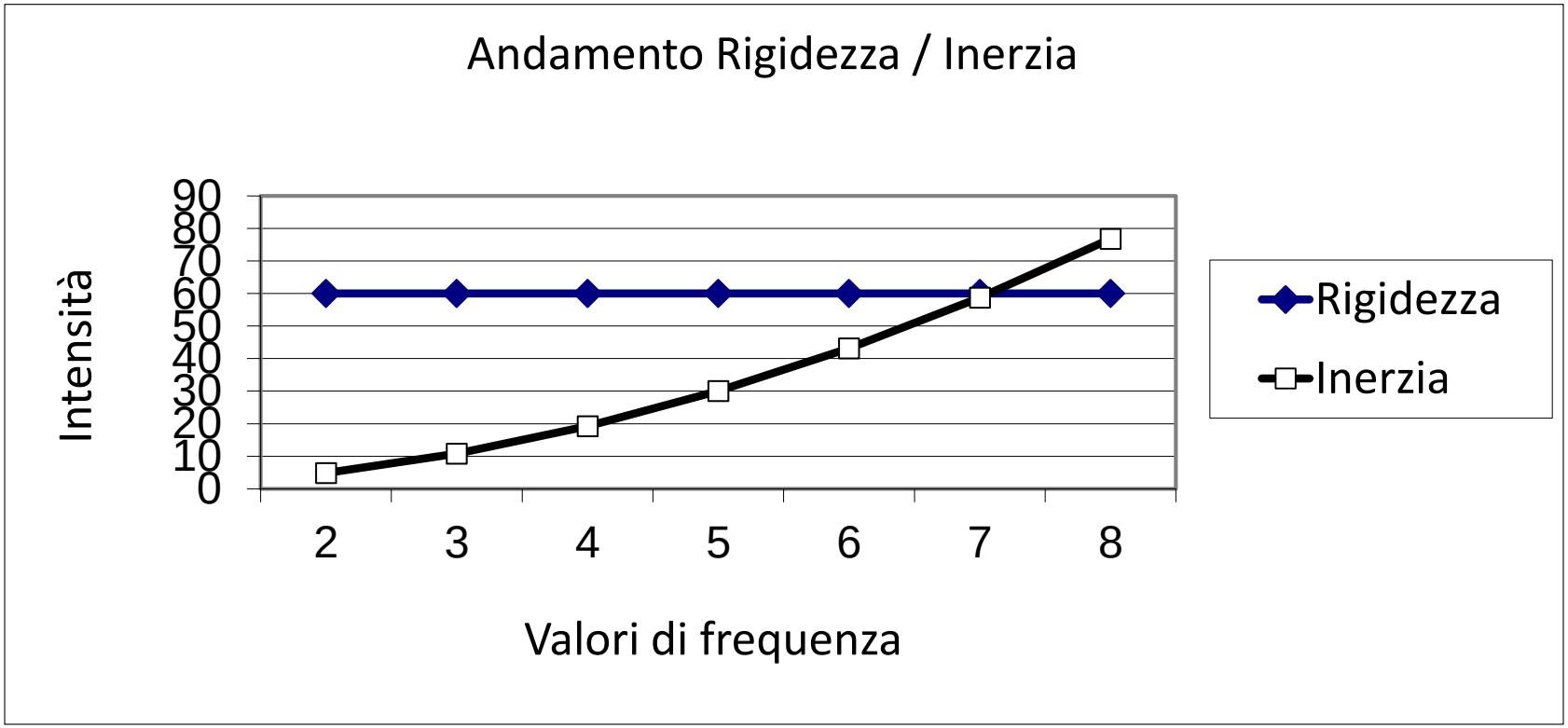
$B * dx/dt = B * \omega * X * \cos(\omega t)$ Forza di smorzamento

$M * d^2x/dt^2 = -M * \omega^2 * X * \sin(\omega t)$ Forza di inerzia

Al punto di incontro le 2 forze, Inerzia e Rigidezza, uguali e contrarie, si annullano e l'ampiezza di vibrazione, controllata solo dallo Smorzamento, si incrementa di molto.

Superato il punto di equilibrio, cioè di annullamento tra queste 2 forze, prevale la forza di Inerzia,la quale è sfasata di " π " e determina tale variazione di Fase nella vibrazione risultante .

Approfondimenti fisici e normativi



Risposta al di sopra della risonanza

DETERMINAZIONE DELLA FREQUENZA DI RISONANZA

M= massa rotore
X = freccia elastica rotore
ω = velocità angolare rotore
K = rigidezza elastica (stiffness)

Equazione di equilibrio (in assenza di smorzamento):

$$M * \omega^2 * X = K * X$$

$$X * (M * \omega^2 - K) = 0$$

Ci sono 2 Soluzioni:

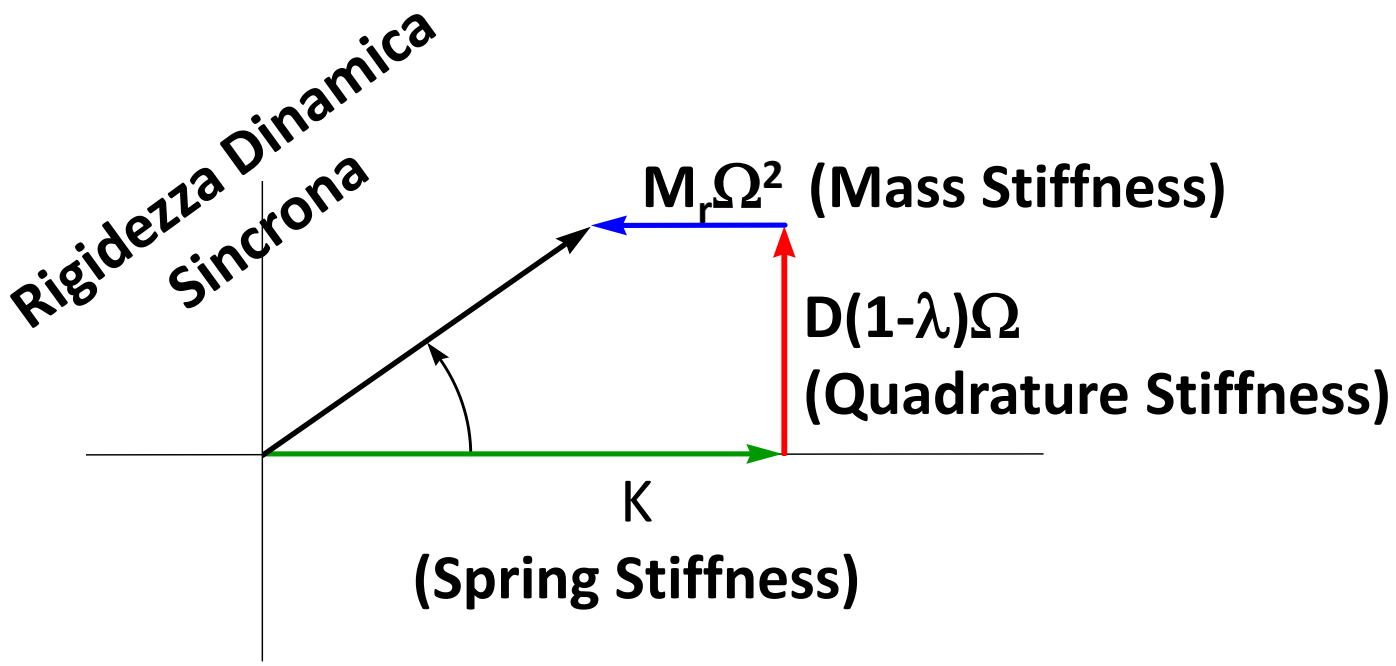
1) $X = 0$

2) $\omega = \sqrt{\frac{k}{m}}$

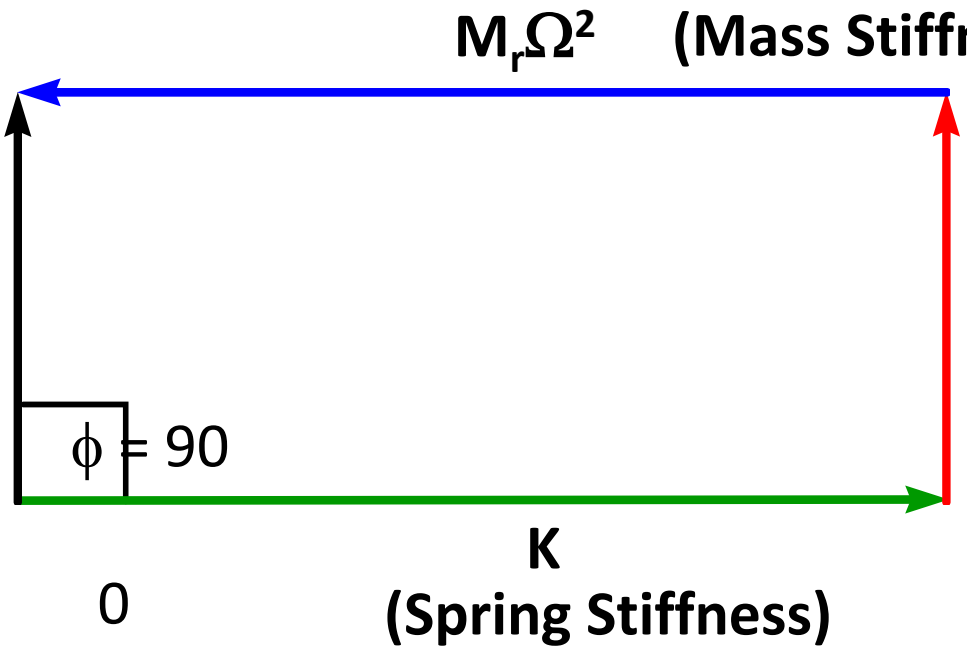
Equazione tipica di un sistema vibrante

$$(-M_r\Omega^2 + jD(1-\lambda)\Omega + K)d = (M_u r_u \Omega^2)\cos(\Omega t + \phi_u)$$

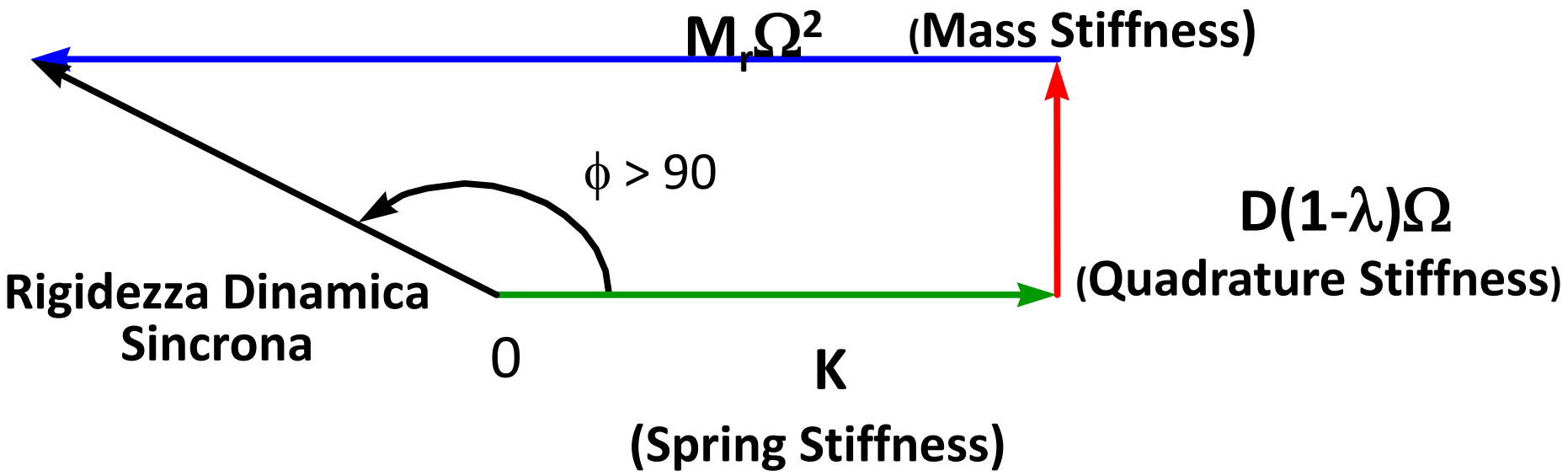
Risposta al di sotto della risonanza



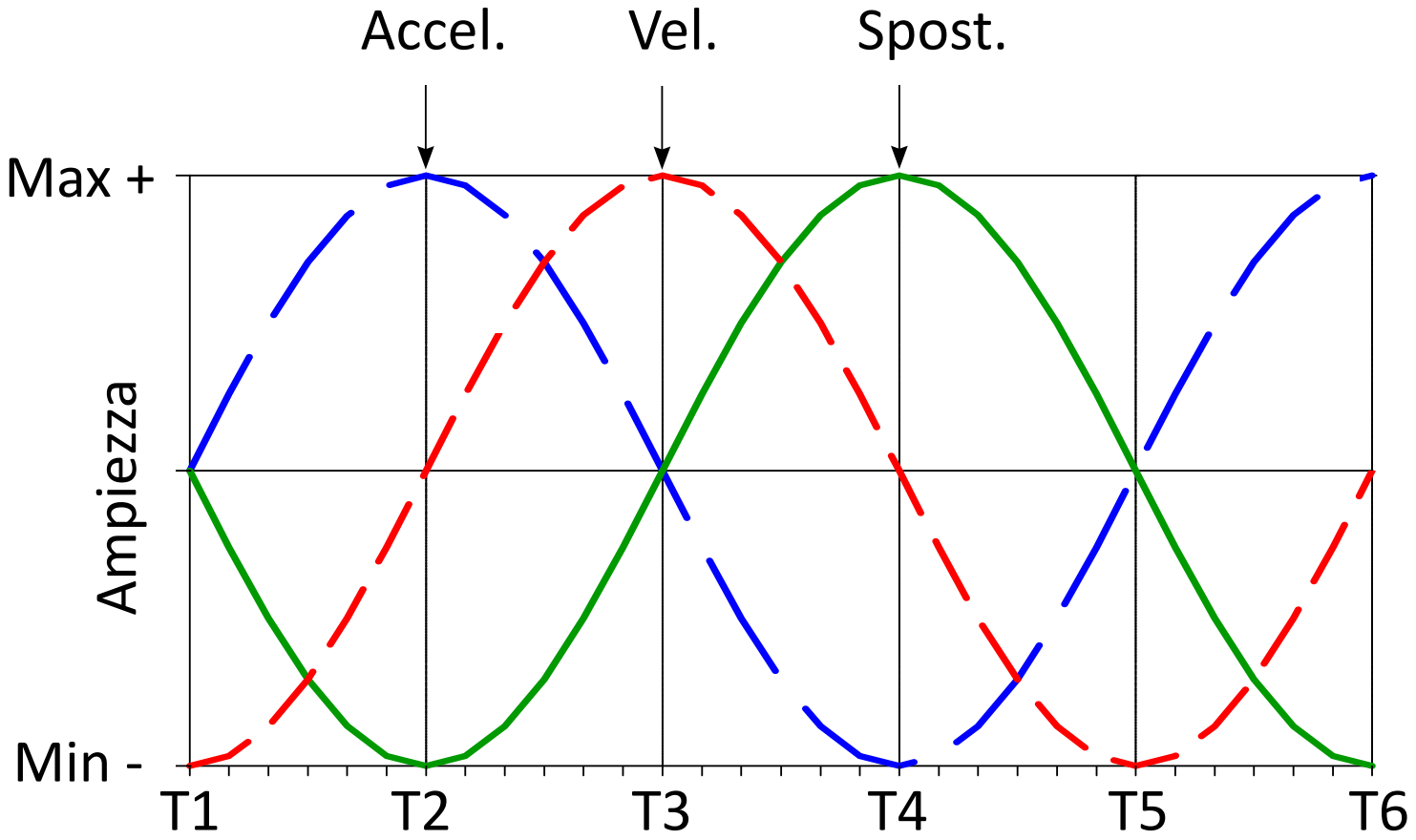
Risonanza di un sistema vibrante



Risposta al di sopra della risonanza



Relazione fra le fasi



For Synchronous Response: $a = -\Omega^2 d$, $v = j\Omega d$

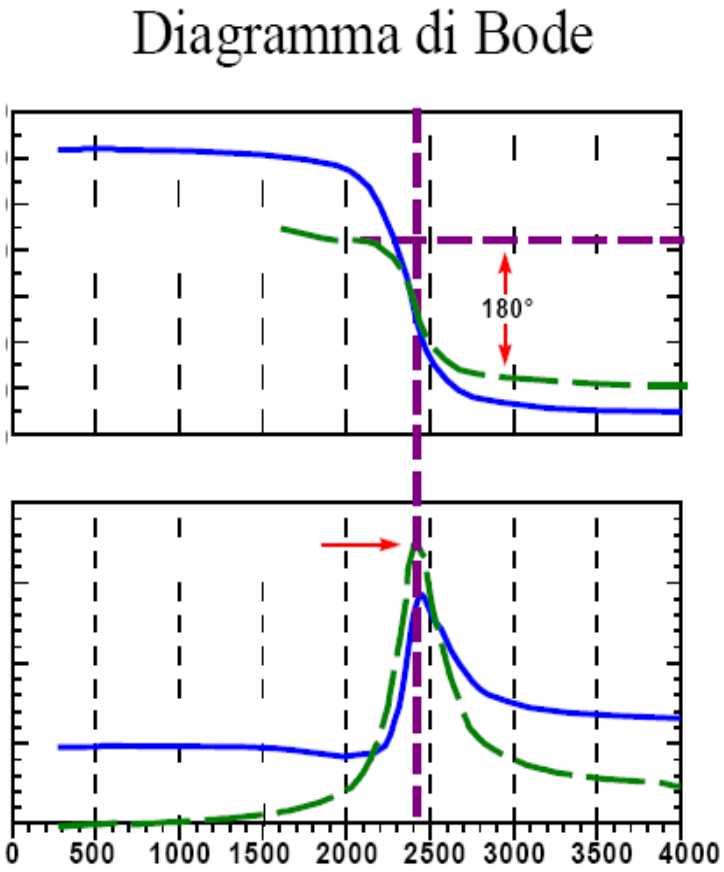
DIAGRAMMA DI BODE

E' un diagramma che rappresenta un "TRANSITORIO"

Asse x = Frequenza [RPM]

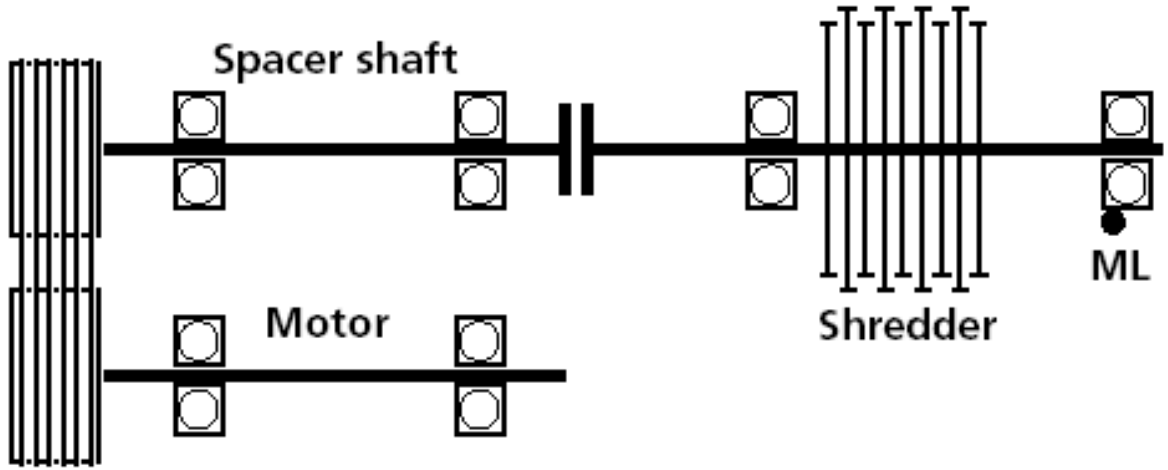
Asse y =

- **Ampiezza**
- **Fase**



Le 2 rappresentazioni da osservare sono quelle "normalizzate", riportate in linea tratteggiata verde

Caso pratico n°1

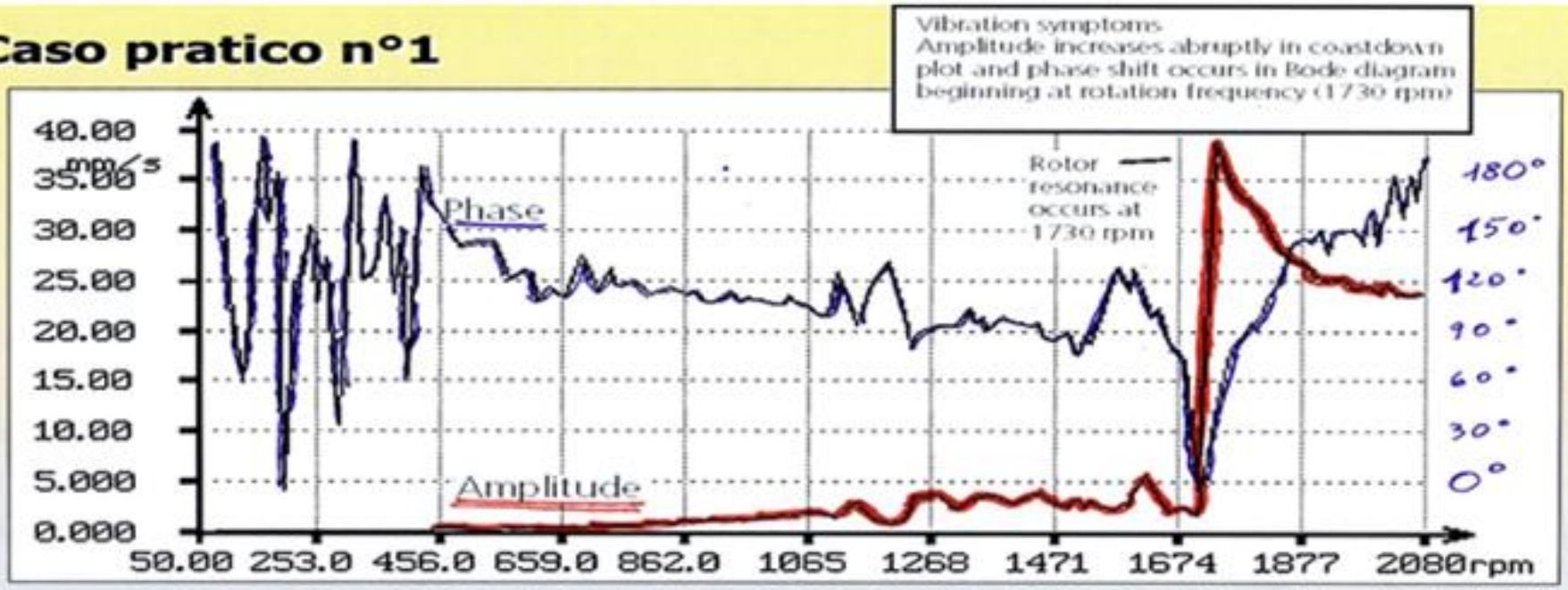


Aggregate
Experimental shredder at a German mining academy
P = 50 kW
n = 400 - 2100 rpm f_n = 6.67 - 35.00 Hz

Measurement location (ML)
Outboard shredder bearing, radial horizontal

Risonanza – Diagramma di bode

Caso pratico n°1



Origine meccanica

L' albero sottoposto a prova fu sostituito con uno di diametro ridotto, che ha abbassato la prima frequenza di risonanza nel range operativo (1730 rpm); ciò ha portato un incremento dell' ampiezza di vibrazione a partire da 1730 rpm.

Correzione

Bilanciamento al massimo range di rotazione ng, installazione di un albero più rigido per spostare la prima frequenza di risonanza al di sopra del range di funzionamento

Risonanza – Diagramma di Bode

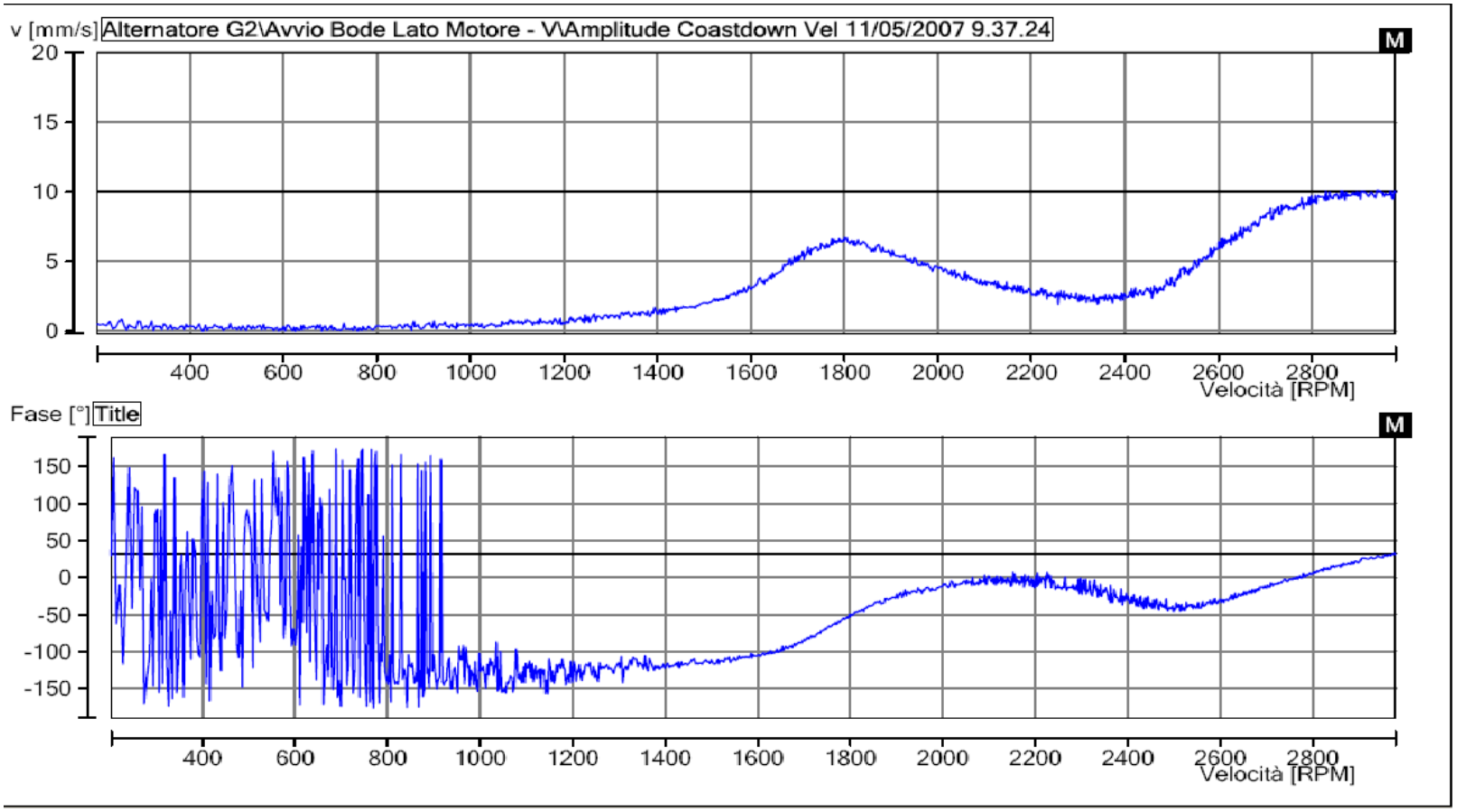
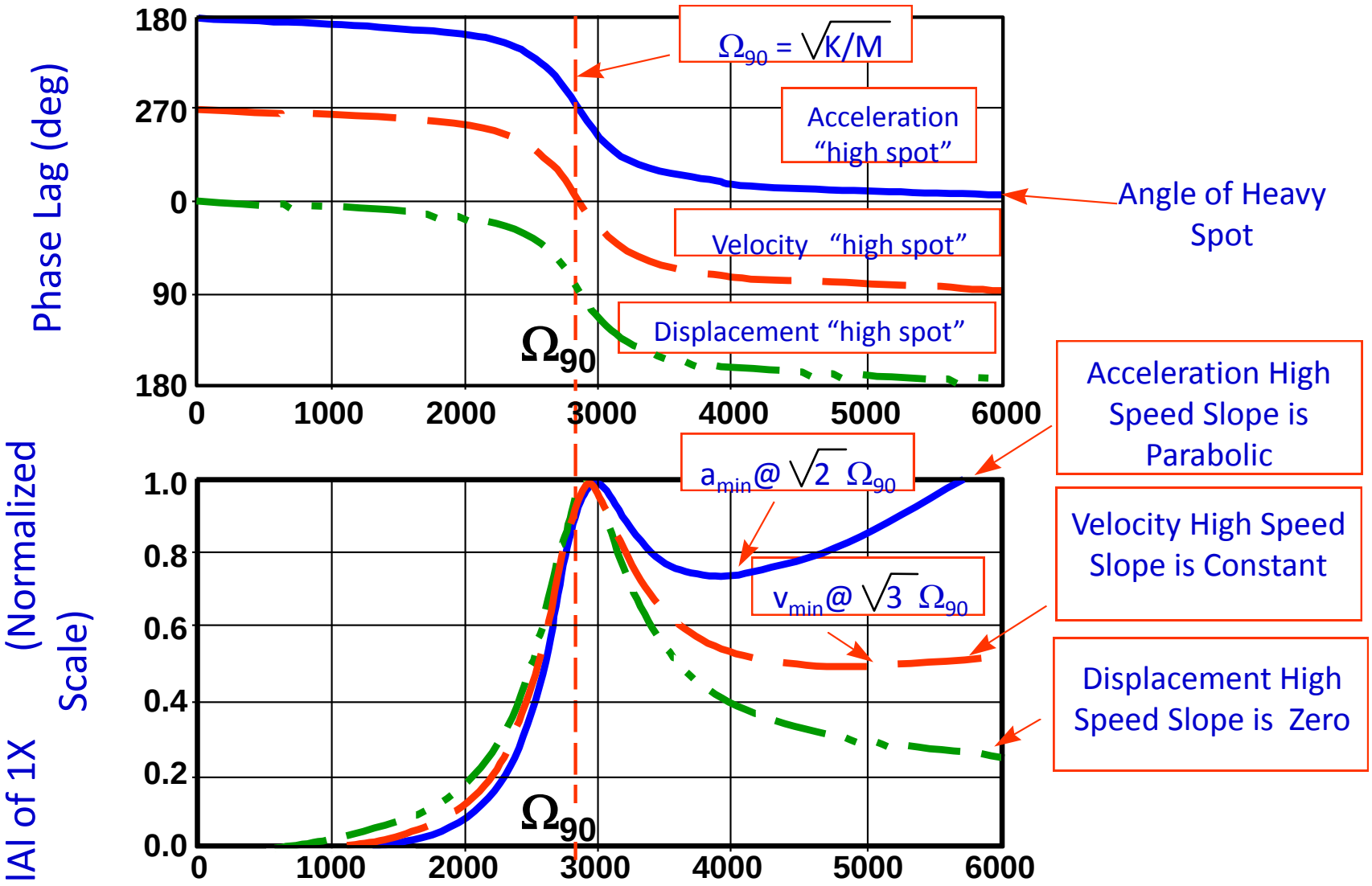
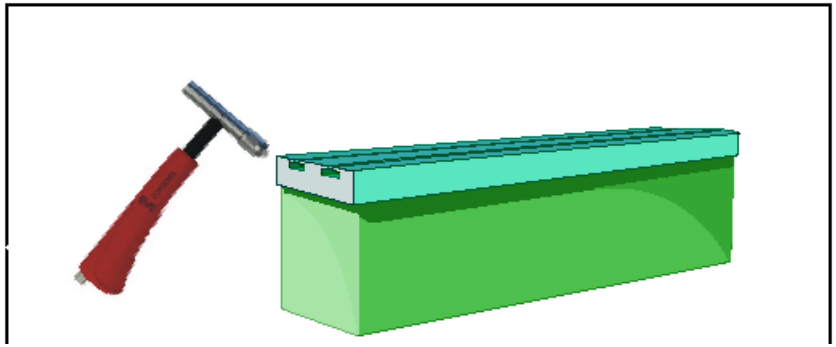


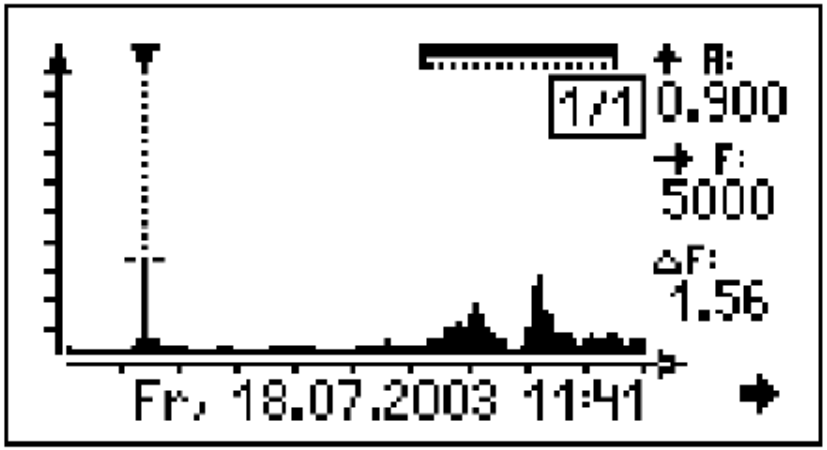
Diagramma di Bode



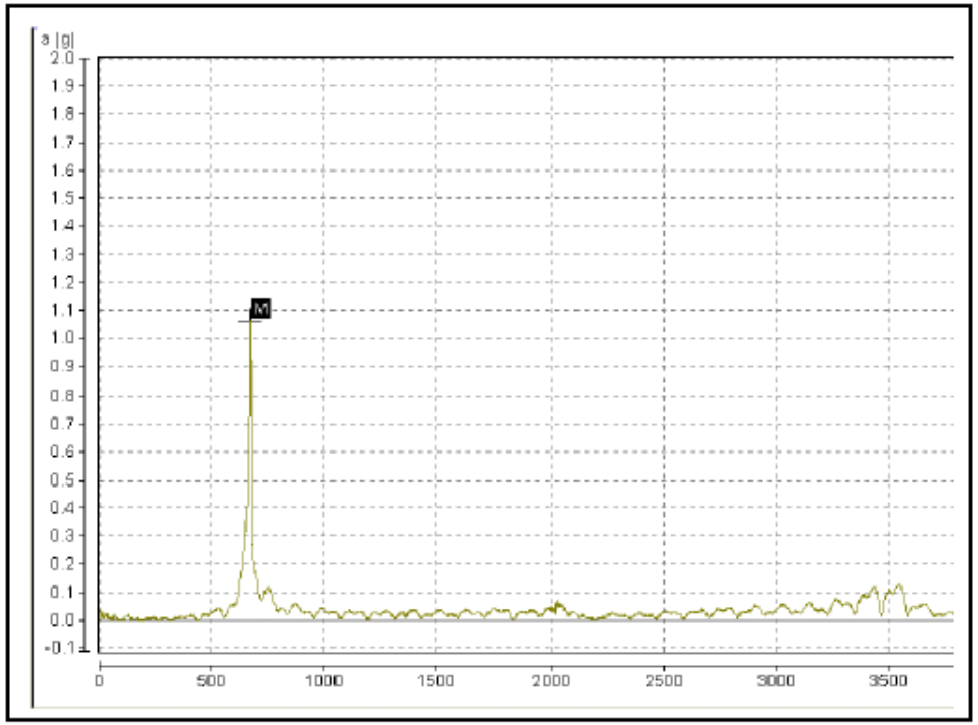
Come trovare o controllare la frequenza di risonanza di strutture ?

La funzione “ Hammer Test ” o “ Impact test ” consente di individuare la frequenza di risonanza di macchinari e strutture. La funzione prevede l’eccitazione della struttura tramite un’impulso esterno, solitamente un colpo di martello (non metallico per evitare danni alla struttura).





Measured spectrum in the VIBSCANNER display



Data evaluation and documentation in OMNITREND

Hammer Test

Impostazioni:

- Window: Rectangular (= no window)
- Media: Peak Hold – 20 averages
- N° linee : 400 o inferiore
- F max : elevata
- Auto-ranging : off
- Impostare un adeguato «gain setting»
- Impostare un pre-trigger (es 10%)
- In alternativa alla «Peak Hold» si può usare, con macchina funzionante, il «Negative (subtraction) averaging».

Rimedi e soluzioni

Modificare la rigidezza (e quindi la risposta in frequenza) della macchina o struttura. Ad esempio cementando il basamento, applicando dei rinforzi di irrigidimento alle pareti delle macchine con l'accortezza di non creare distorsioni e/o disallineamenti.

Correggere le risonanze

Cambiare la velocità della macchina

- **Non si eccita più la risonanza**
  - **Non sempre pratico o possibile**

Modificare la struttura per “muovere” le frequenze proprie lontano dalle frequenze eccitanti

- **Aggiungere rigidezza con sostegni**

La frequenza naturale dovrebbe essere come minimo un 25%-30% più alta o più bassa della frequenza forzante

Esempio: basamento acciaio piegato

Queste tipologie di basamenti hanno spesso risonanze attorno ai 10-35 Hz – giusto nel range operativo delle pompe

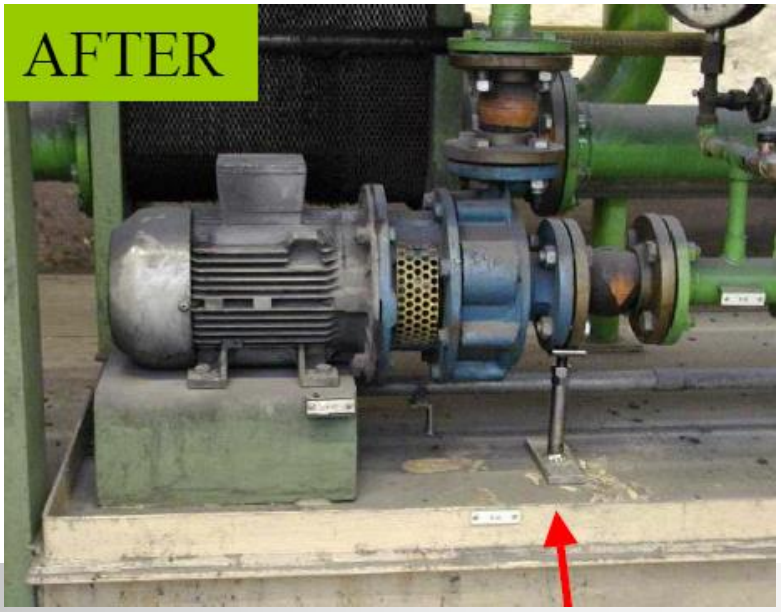
Esempio: basamento acciaio piegato

Una soluzione è riempire le basi di cemento (e separare fondazioni comuni), come mostrato di seguito:

Esempio: pompe a sbalzo

Le pompe a sbalzo sono soggette a oscillazioni verticali/assiali – alte vibrazioni in direzione verticale.

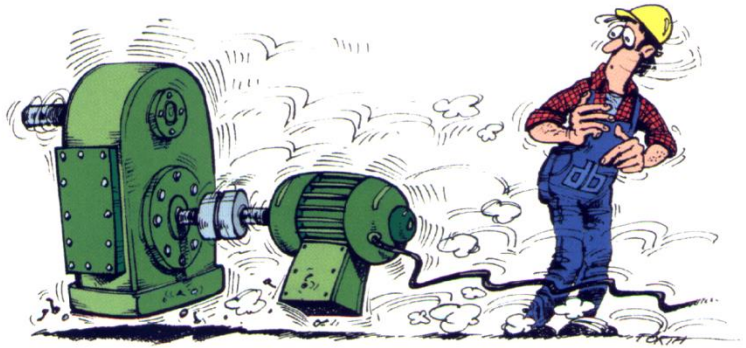
Soluzione: aggiungere un supporto sotto la flangia.



Esempio: flessibilità orizzontale

Senza i sostegni angolati e l'elemento interno al basamento, questo motore ha una risonanza in direzione orizzontale. Effettuati i cambiamenti, il problema è scomparso.

Velocità Critica Flessionale



Velocità Critica Flessionale

La velocità di rotazione ω di un rotore, quando corrisponde ad una frequenza f = ω / (2* π) pari alla frequenza propria flessionale del rotore stesso, viene definita “velocità critica flessionale”.

Quindi per definizione la velocità critica flessionale di un rotore è la velocità di rotazione a cui corrisponde la massima deformazione di flessione.

Consideriamo, a titolo di esempio, un albero di massa trascurabile ma dotato di una certa elasticità, supportato in posizione verticale, con calettato esattamente in mezzeria un disco di spessore trascurabile e non equilibrato, ma con la massa concentrata nel baricentro “G” che dista “e” dal centro “C”.

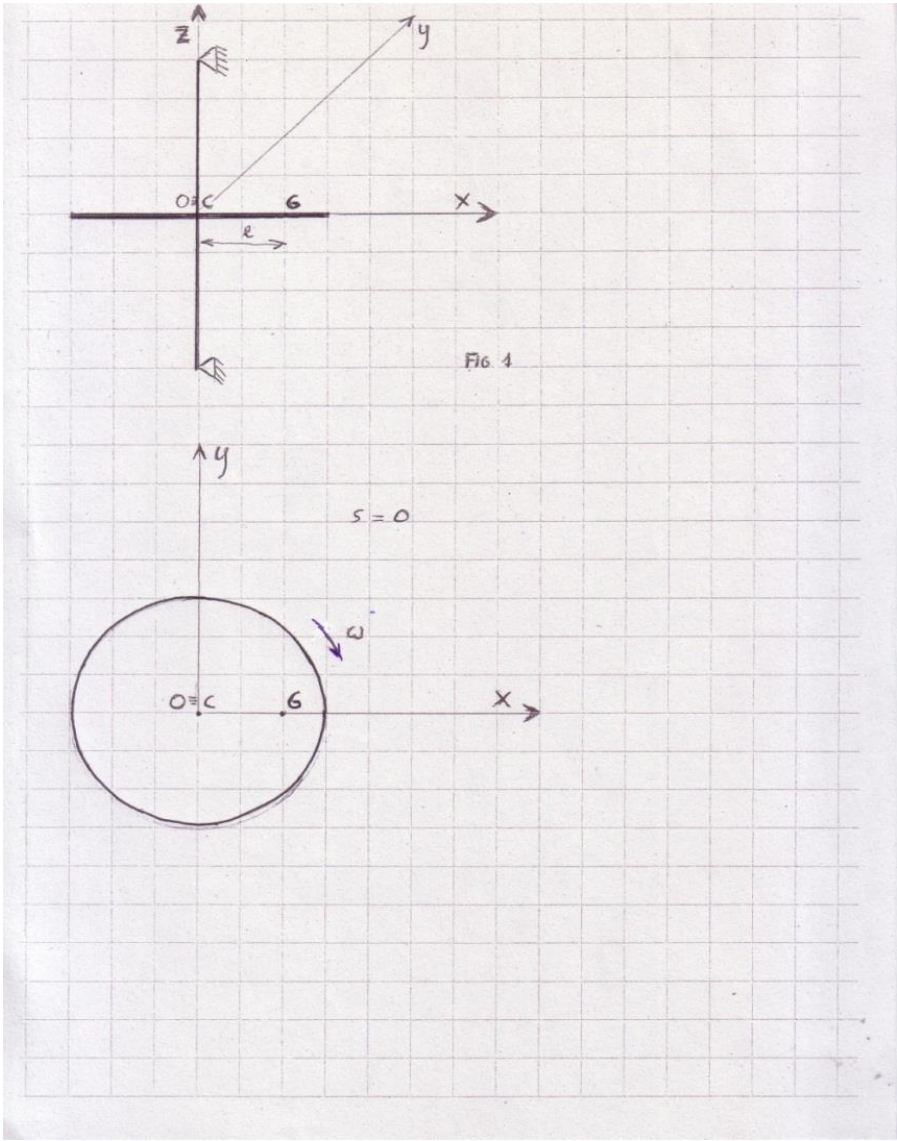
Chiamiamo “O” l’origine degli assi cartesiani, “C” il centro geometrico del disco, “e” l’eccentricità del baricentro rispetto a “C” e ”s” la freccia di deformazione elastica dell’albero in corrispondenza della sua mezzeria

Chiamiamo infine ω la velocità angolare dell’albero + disco calettato diretta in senso orario e ϕ l’angolo di ritardo nella rotazione di «C» rispetto a «G»

Velocità Critica Flessionale

ω molto bassa, l'asse di rotazione non è ancora deformato quindi "s" = 0 e l'angolo di ritardo ϕ pure = 0

Il centro "C" coincide con l'origine degli assi "O"



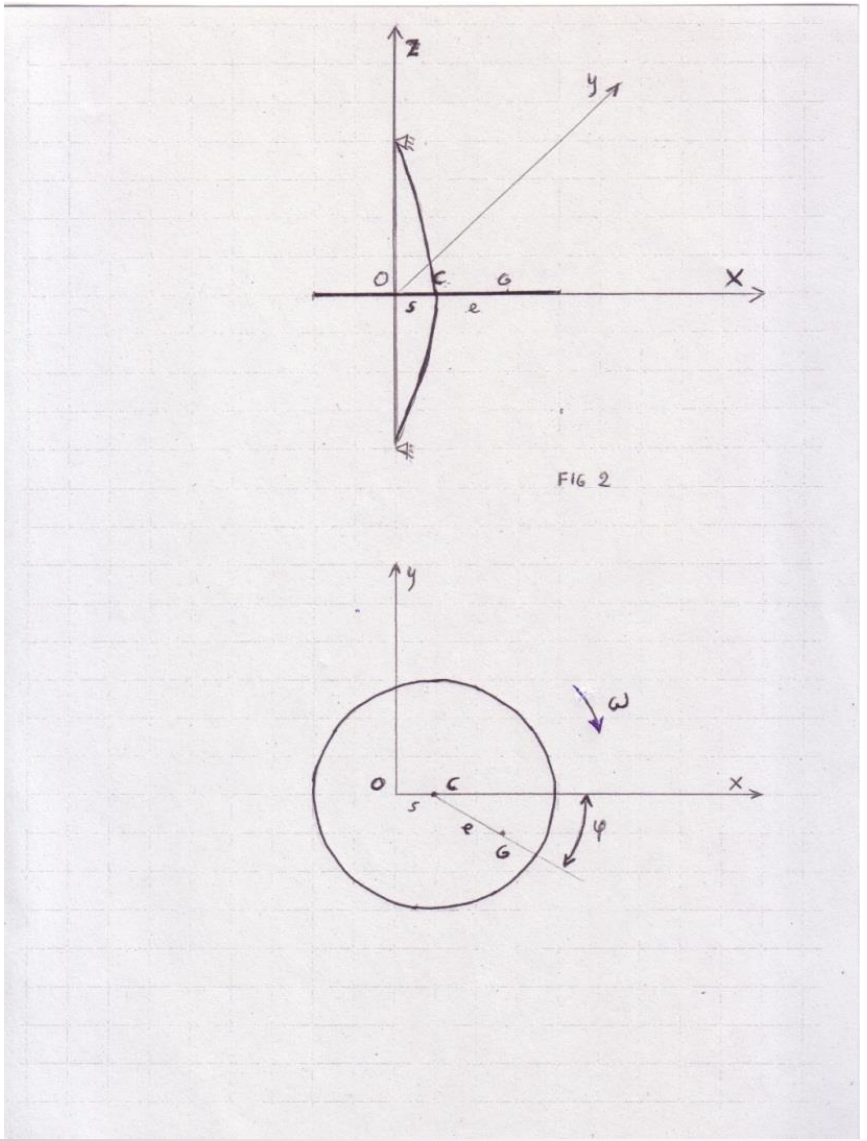
Velocità Critica Flessionale

$\omega < \omega_c$

L'albero comincia ad inflettersi, il suo centro "C" non coincide più con l'origine "O" degli assi e si ha una prima freccia "s"

Il baricentro "G" incomincia ad avere un anticipo pari all'angolo ϕ rispetto alla posizione angolare del centro "C", ossia «C» è in ritardo di ϕ rispetto a «G».

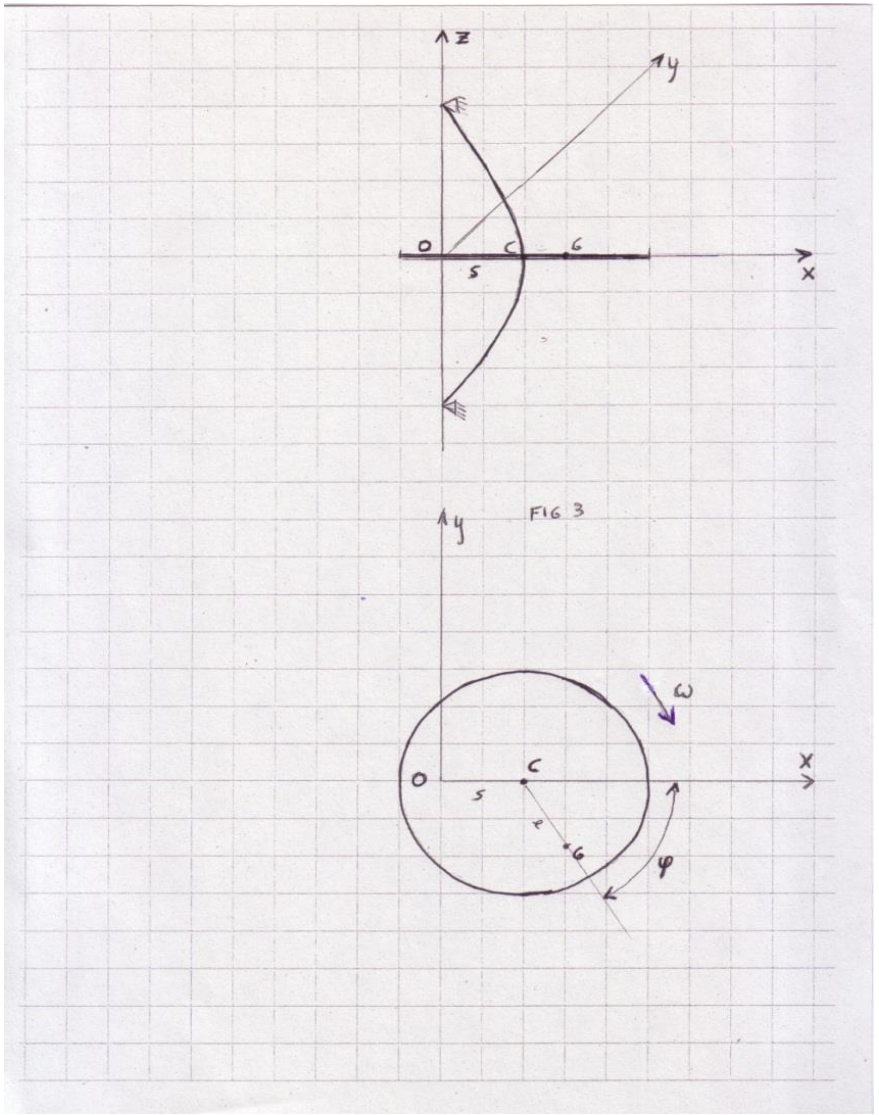
Questo avviene per effetto dell'azione della **accelerazione complementare o accelerazione di Coriolis**



Velocità Critica Flessionale

ω ancora aumentata, ma sempre inferiore al suo valore critico ω_c

Come nella slide precedente con la flessione e la freccia aumentate e l'angolo ϕ di ritardo di C rispetto a G aumentato.

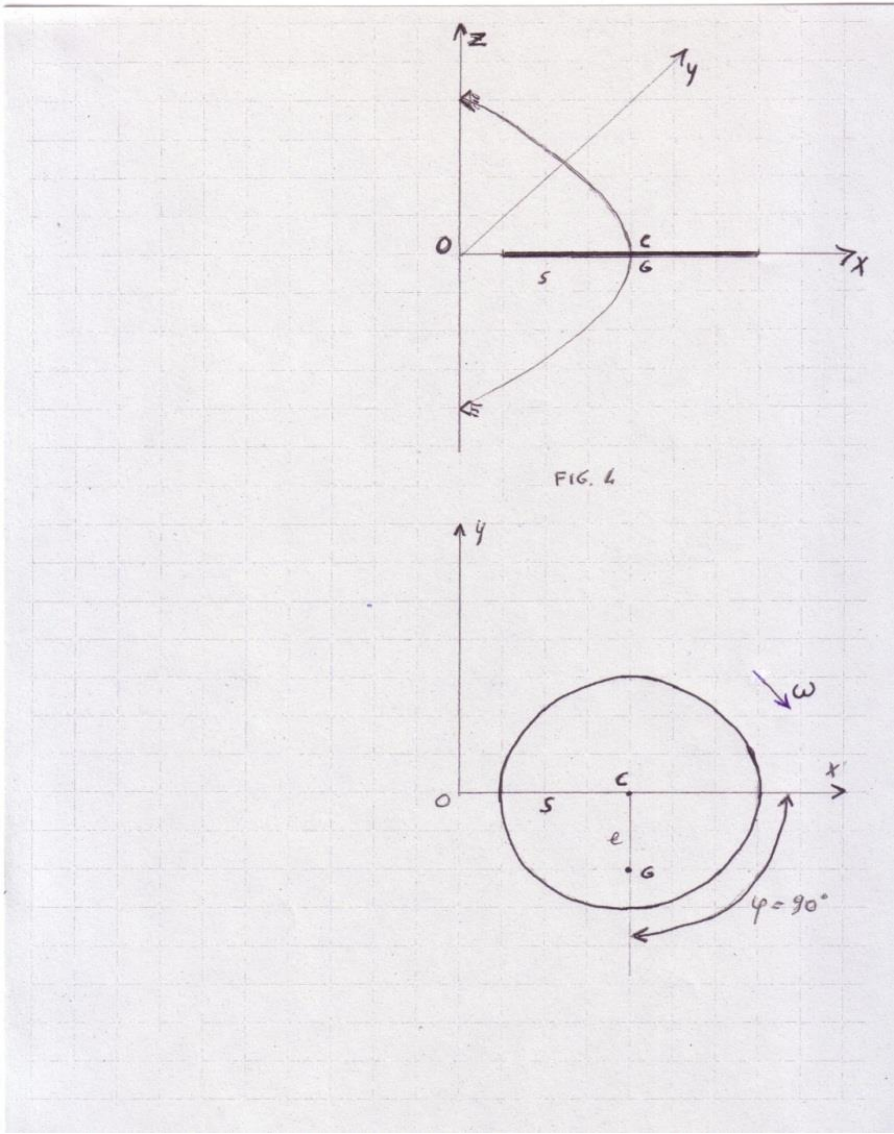


Velocità Critica Flessionale

Ora la velocità angolare ω ha raggiunto il valore critico ω_c

L'angolo di ritardo ϕ è = 90°

La freccia dell'albero è massima ma non infinita in quanto controllata dalle resistenze viscose, sempre presenti.

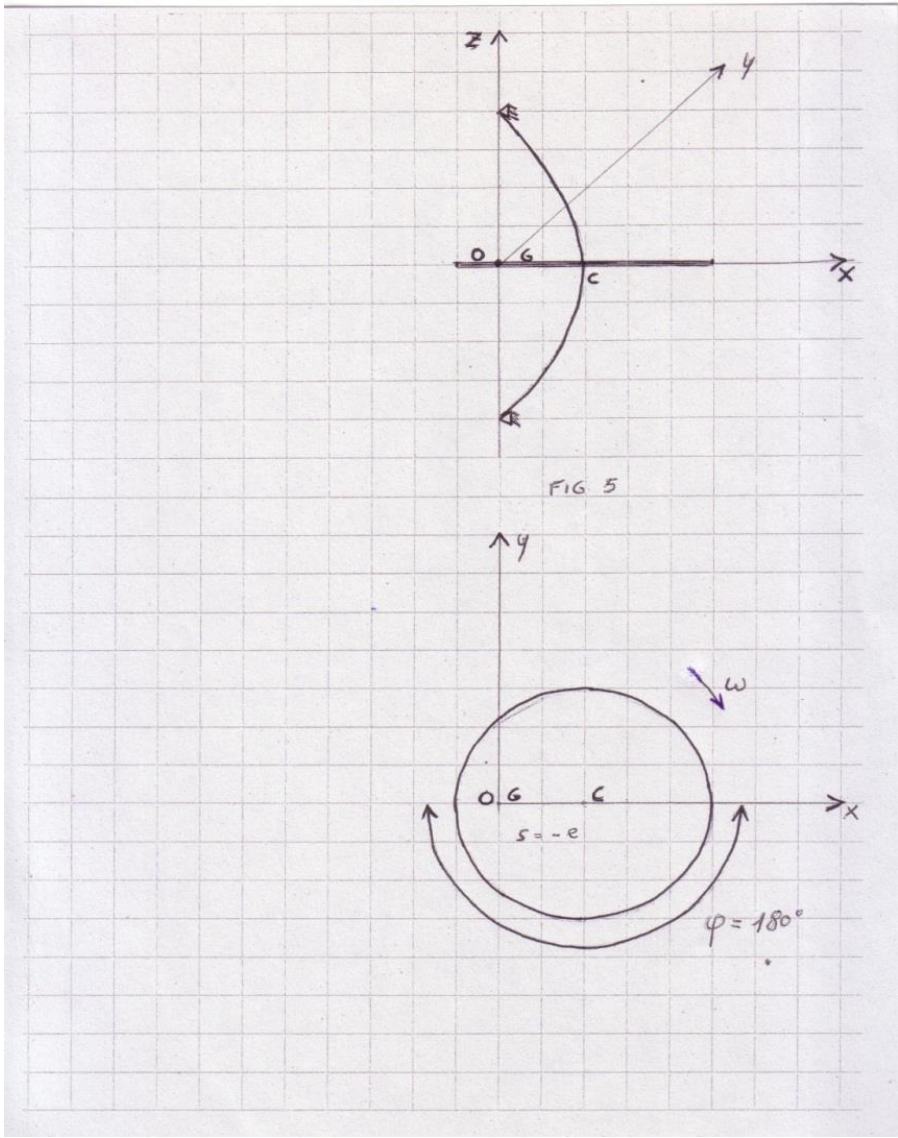


Velocità Critica Flessionale

A velocità angolare ω >> ω_c
il baricentro G tende a coincidere con l'origine "O"

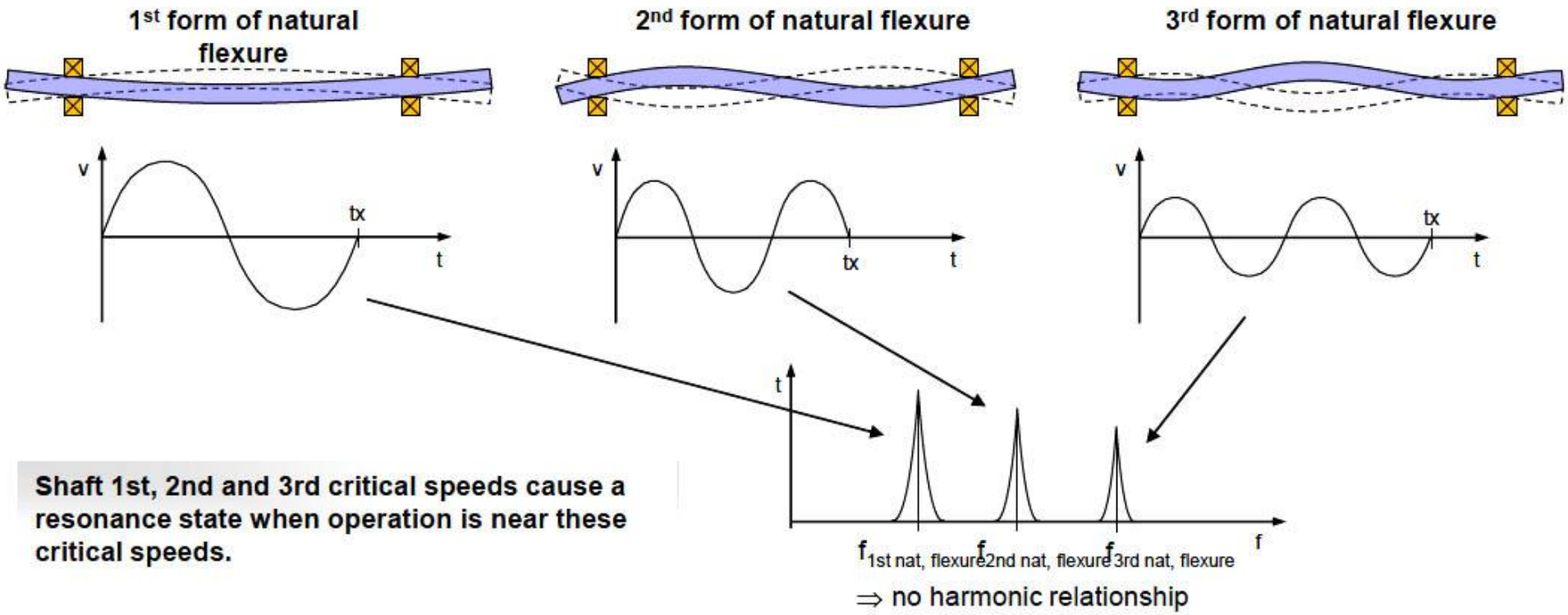
L'angolo ϕ tende a 180°

La freccia "s" dell'albero tende a "-e"



Deformate delle velocità critiche

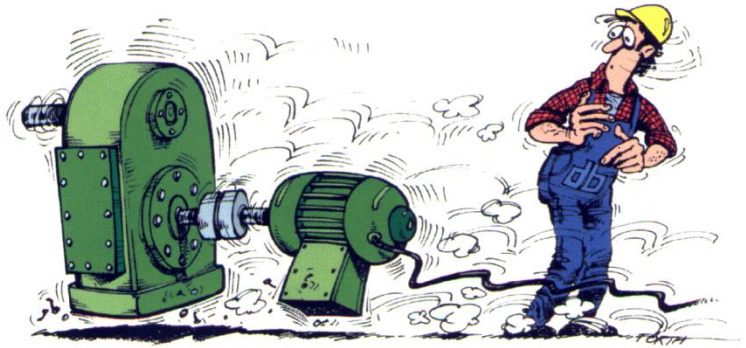
Resonance is a condition caused when a forcing frequency coincides (or is close) to the natural frequency of the machine's structure. The result will be a high vibration.



Shaft 1st, 2nd and 3rd critical speeds cause a resonance state when operation is near these critical speeds.

⇒ no harmonic relationship

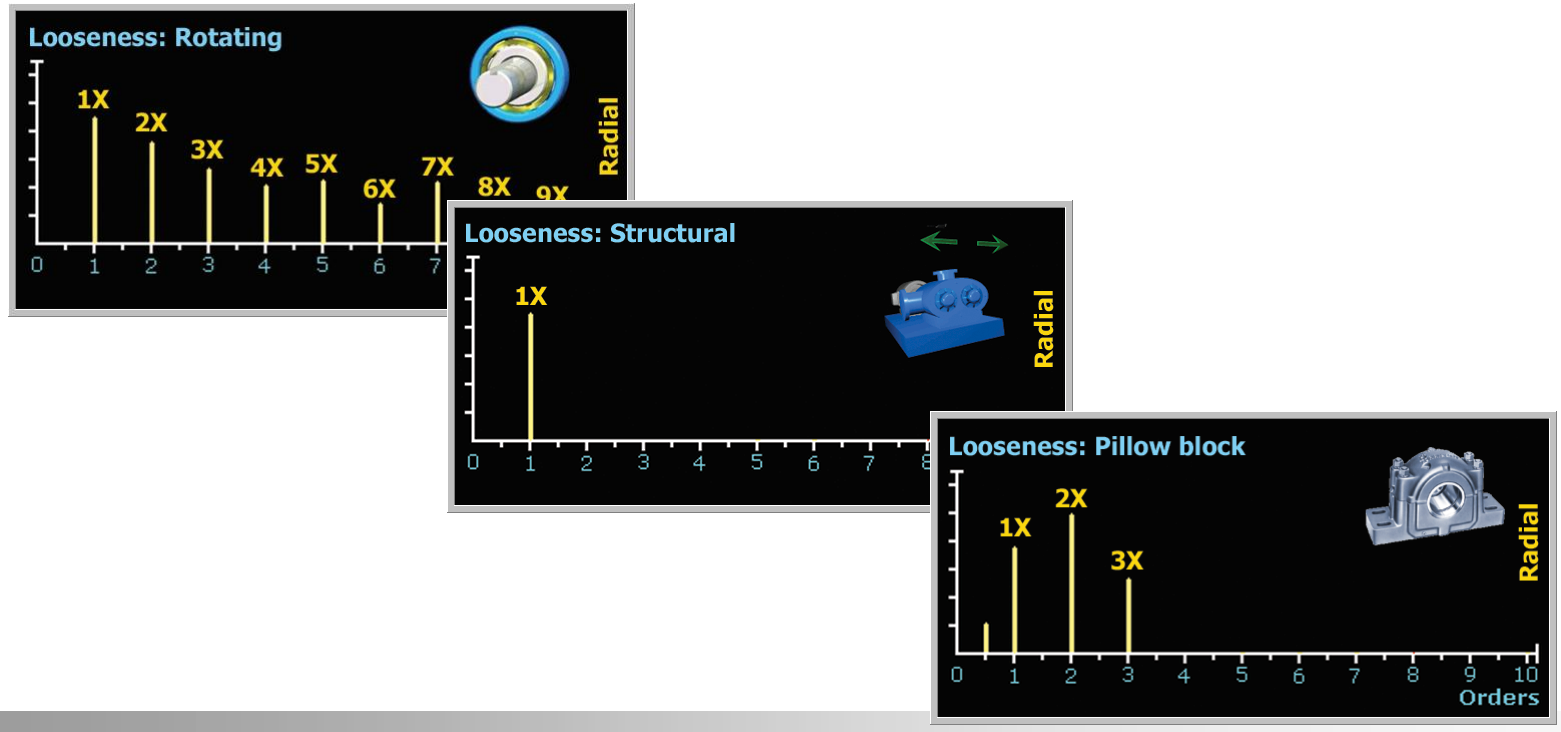
Allentamento meccanico



Allentamento meccanico

Prenderemo in considerazione tre tipi di allentamento:

- Allentamento rotazionale
- Allentamento strutturale
- Allentamento non rotazionale



Allentamento rotazionale

Gli allentamenti rotanti possono verificarsi a causa di:

- Accoppiamento improprio, cuscinetto lasco sull'albero e gioco eccessivo.
- Può verificarsi inoltre a causa di una significativa usura del cuscinetto.
  - Altri sintomi di difetto del cuscinetto precederanno questo stato.

Allentamento rotazionale

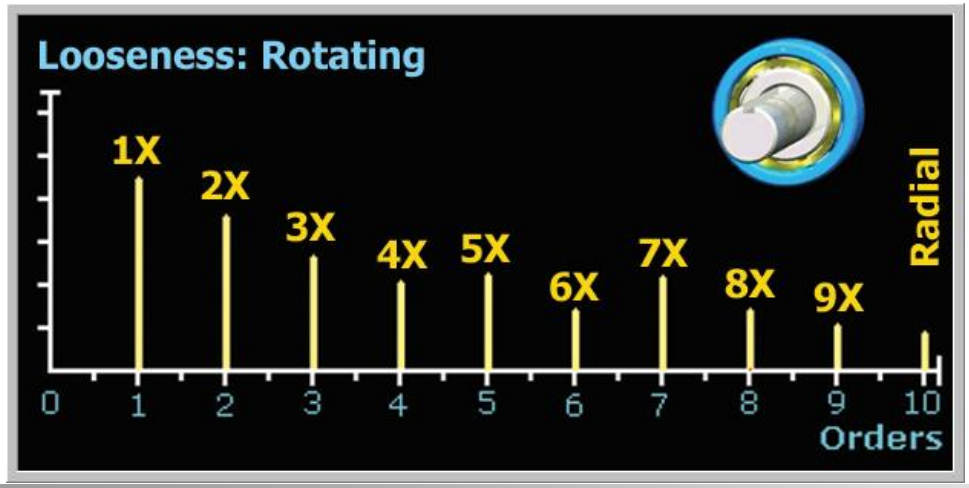
Elevato numero di armoniche – possono estendersi oltre 10X.

Il rumore di fondo può risultare accresciuto.

La forma d'onda temporale mostrerà troncamenti, impatti ed irregolarità.

Alcuni picchi saranno più elevati quando la loro frequenza coincide con risonanze strutturali o altre fonti di vibrazione

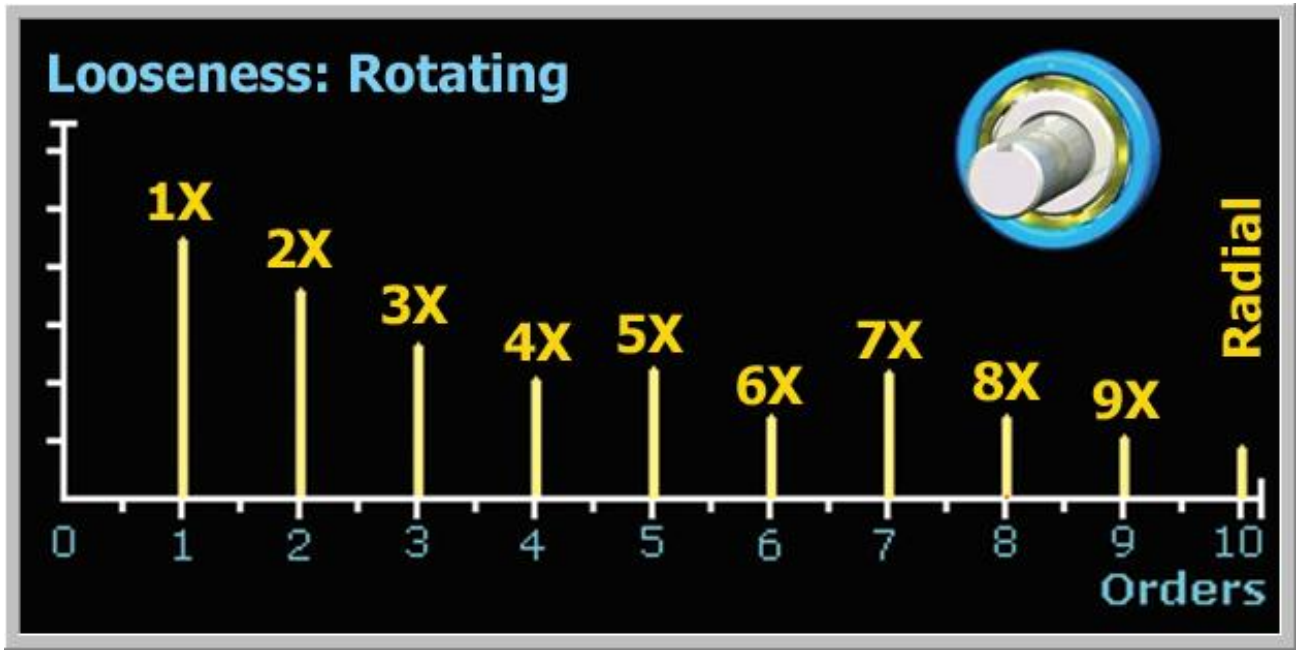
(es : frequenza passaggio vani)



Allentamento rotazionale

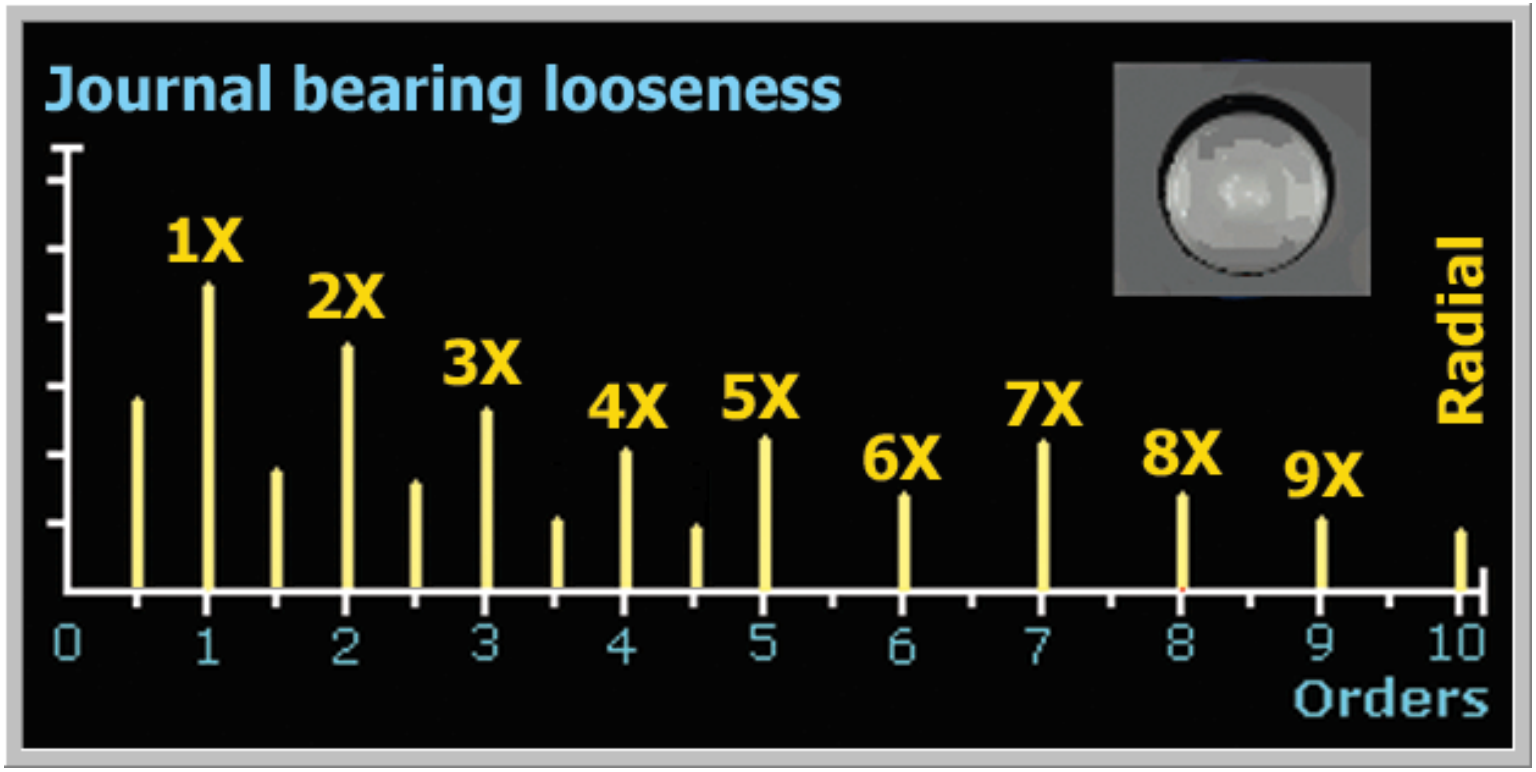
Il difetto può essere scambiato per un disallineamento:

- L'aumento del rumore di fondo indica un allentamento rotazionale.
- Le relazioni di fase che sono esatte per il disallineamento non lo sono per l'allentamento – la fase è instabile.



Allentamento rotazionale

Un gioco eccessivo ed un severo allentamento possono generare armoniche di ordine 1/2 e 1/3 (subarmoniche)

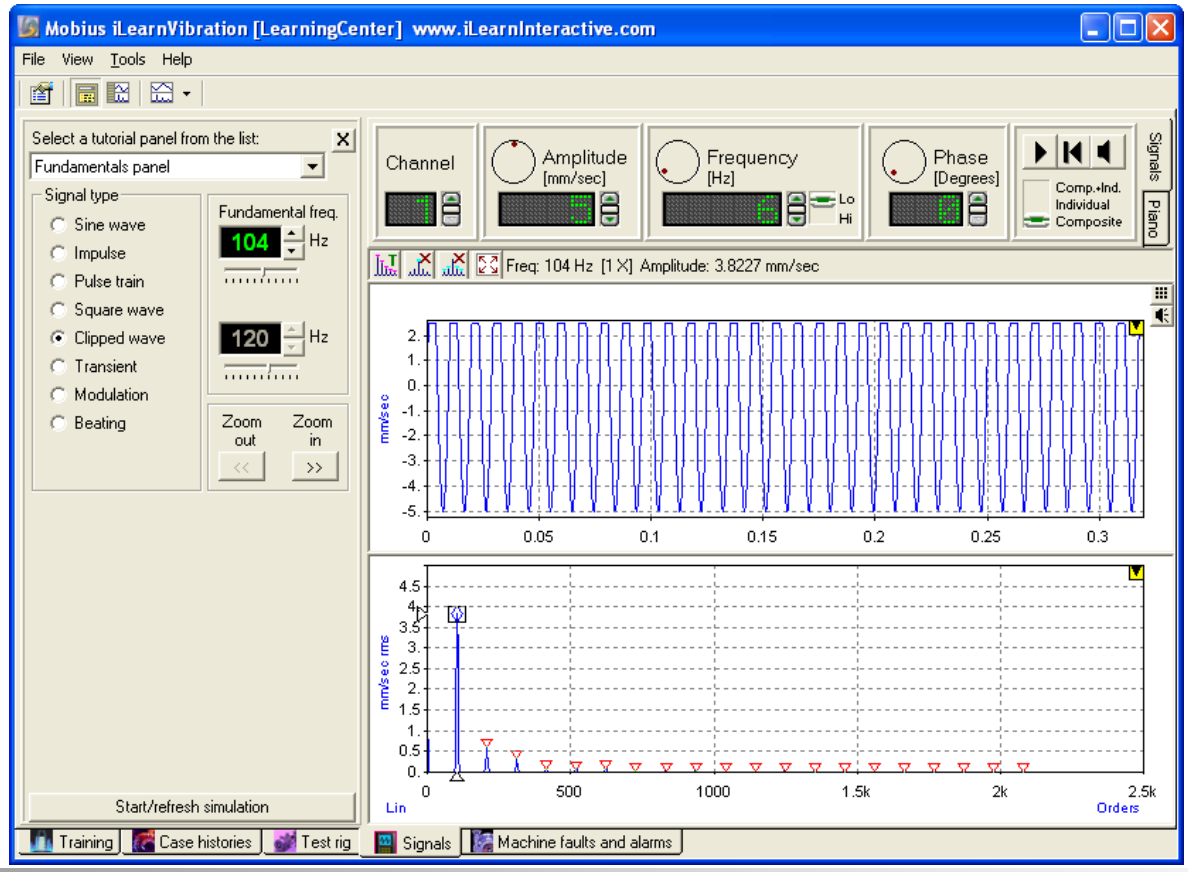


Perchè le armoniche?

Si vedono delle armoniche a causa della “non linearità” della vibrazione.

Il movimento all’interno del cuscinetto è “impedito” o “troncato”.

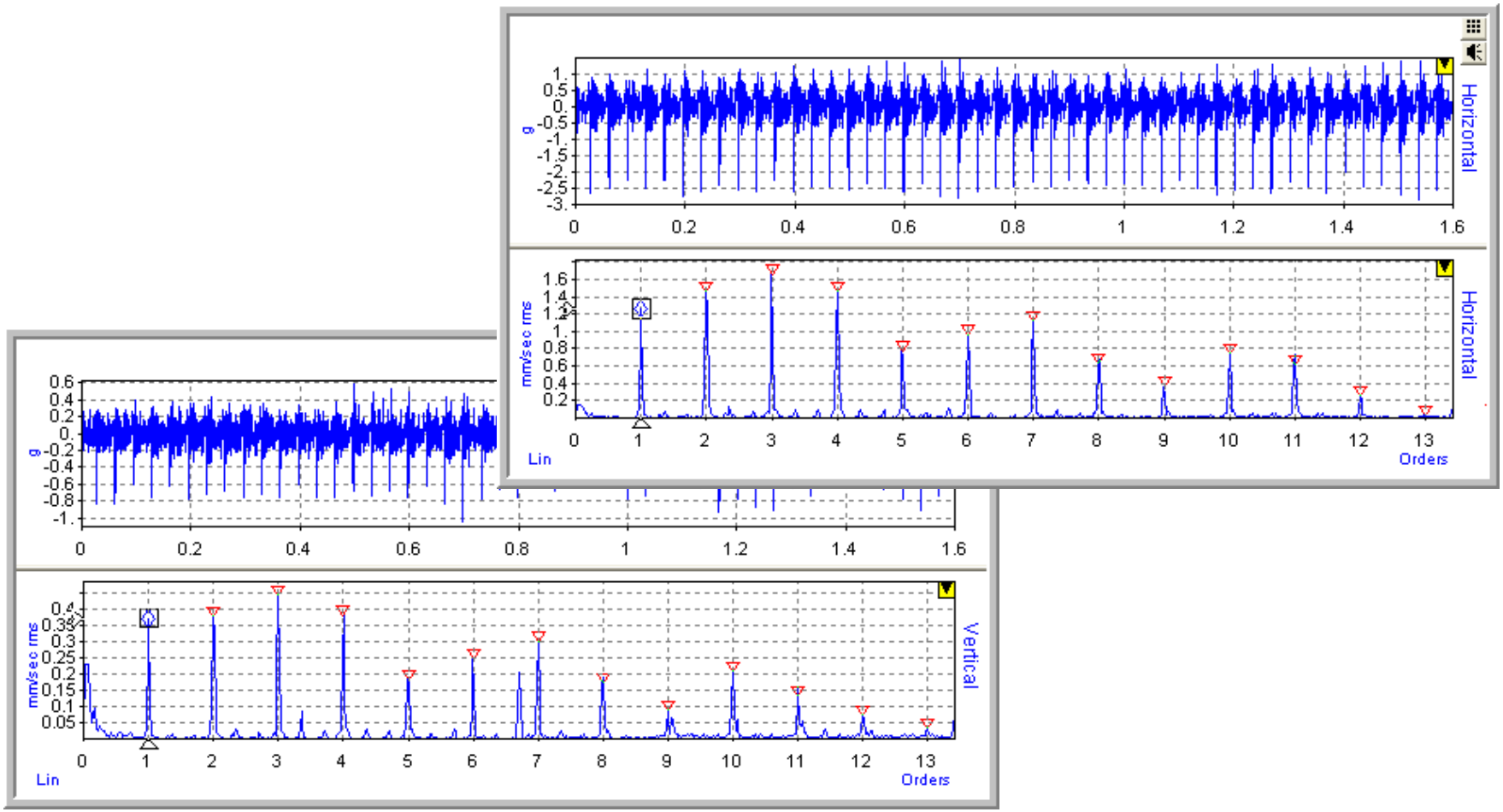
Quando le parti “sbattono” si vedrà anche la vibrazione non lineare e quindi si osserveranno le armoniche della 1X.



Esempio: banco di prova

Elevate armoniche della 1X

Più elevate in orizzontale

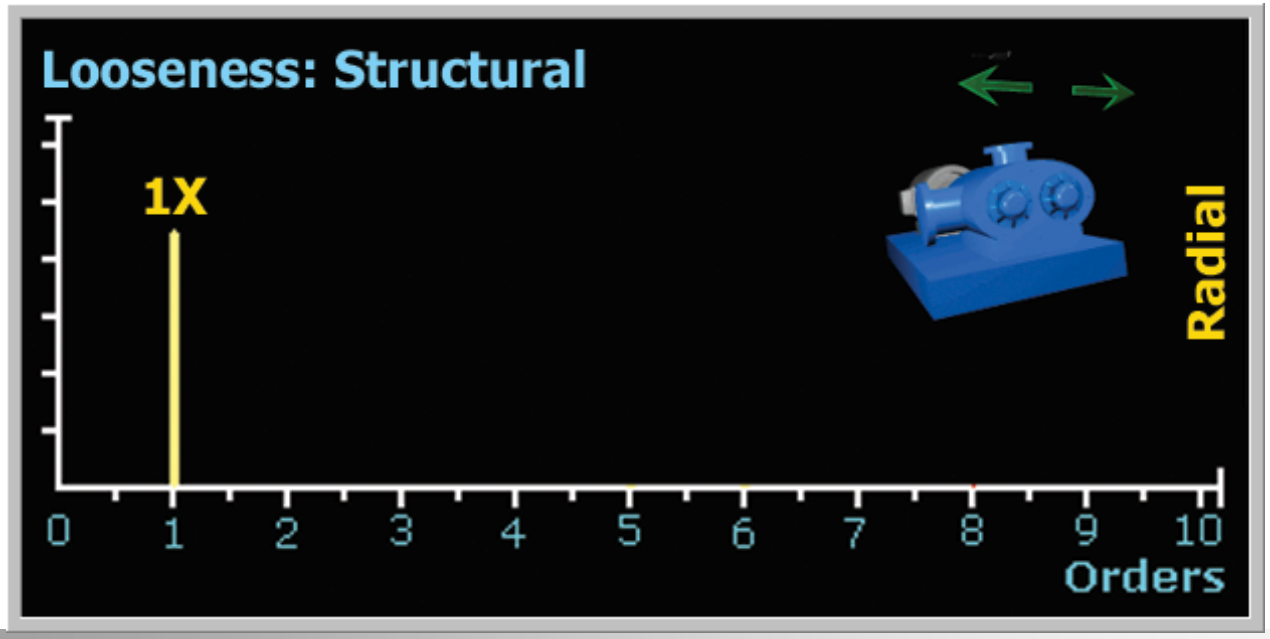


Allentamento strutturale (flessibilità delle fondazioni)

Allentamento strutturale o cedevolezza di supporti del macchinario, piastre del basamento, o interfacce di calcestruzzo/malta del basamento interno.

La vibrazione aumenterà alla 1X in direzione verticale o orizzontale – nella direzione della minore rigidezza.

- **Questa è generalmente la direzione orizzontale.**

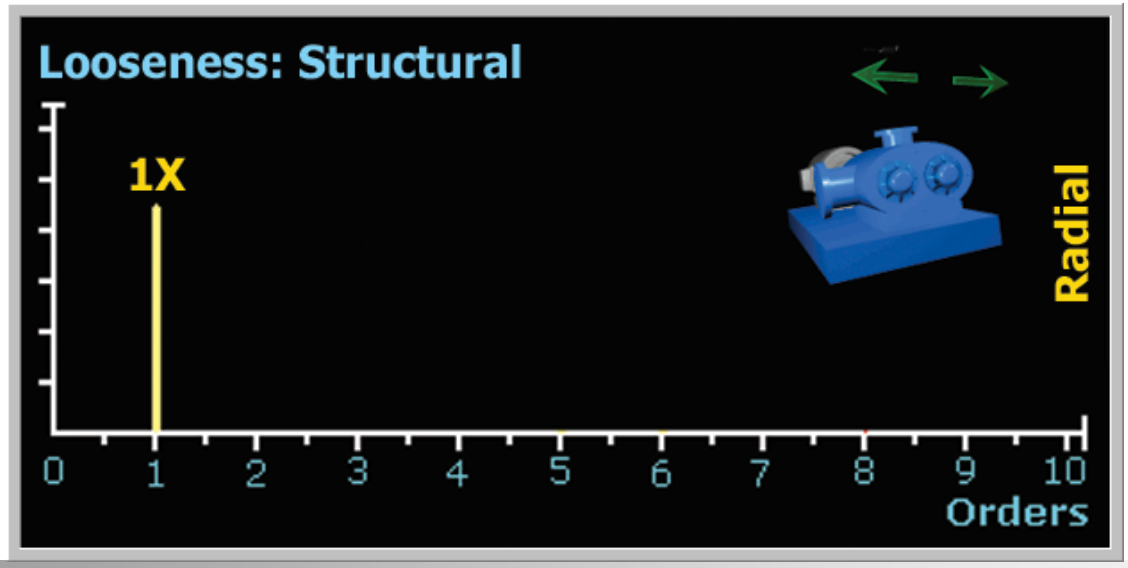


Squilibrio e allentamento

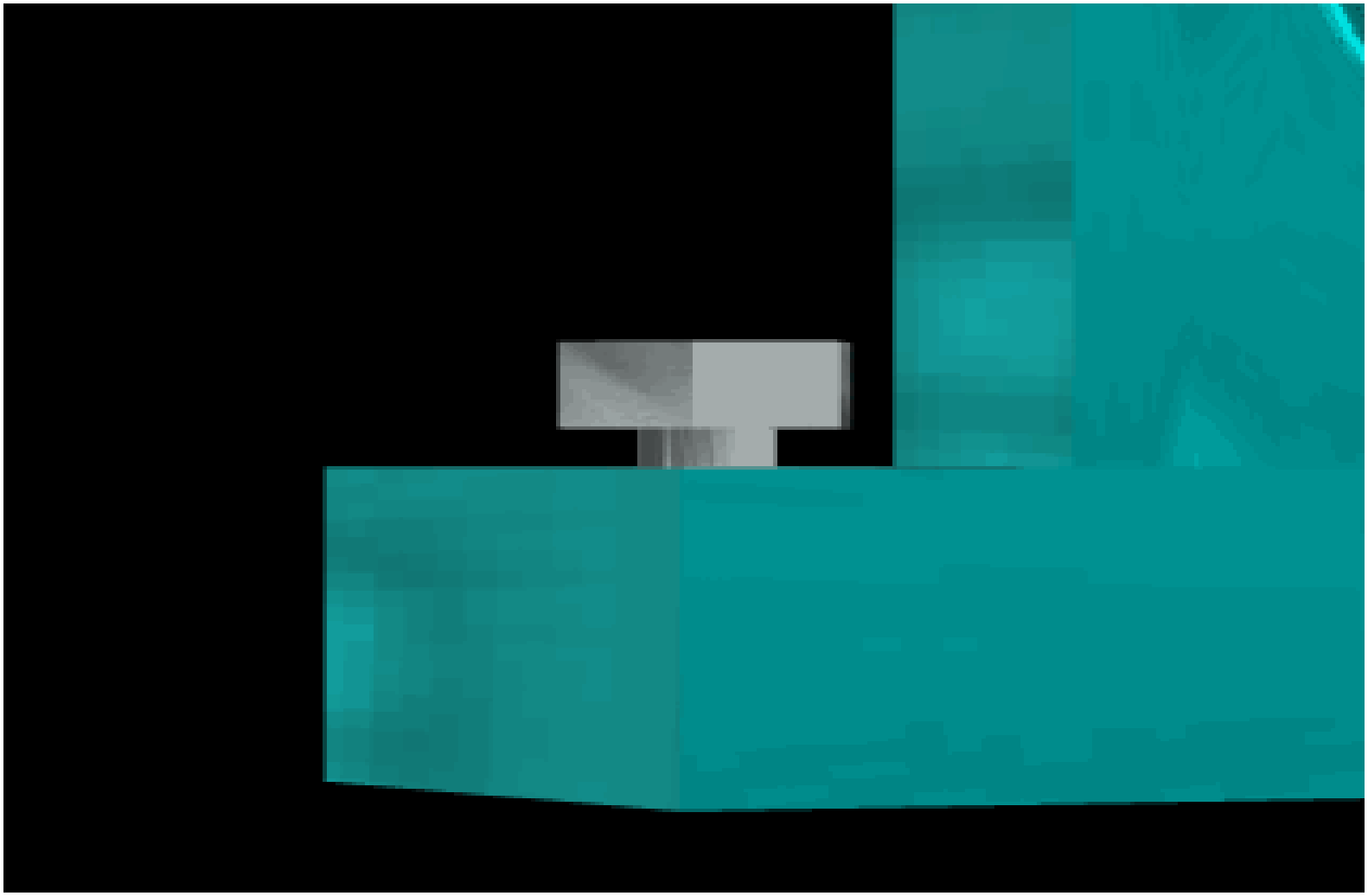
Allentamento e squilibrio possono essere confusi:

- Se l'orizzontale è significativamente maggiore del verticale – sospettare allentamento/flessibilità.
- La relazione di fase di 90° tra verticale e orizzontale non sarà esatta nel caso di allentamenti.

Nota: se la macchina è stata ben equilibrata e allineata l'allentamento potrebbe non apparire perchè ci sono forze rotazionali limitate.



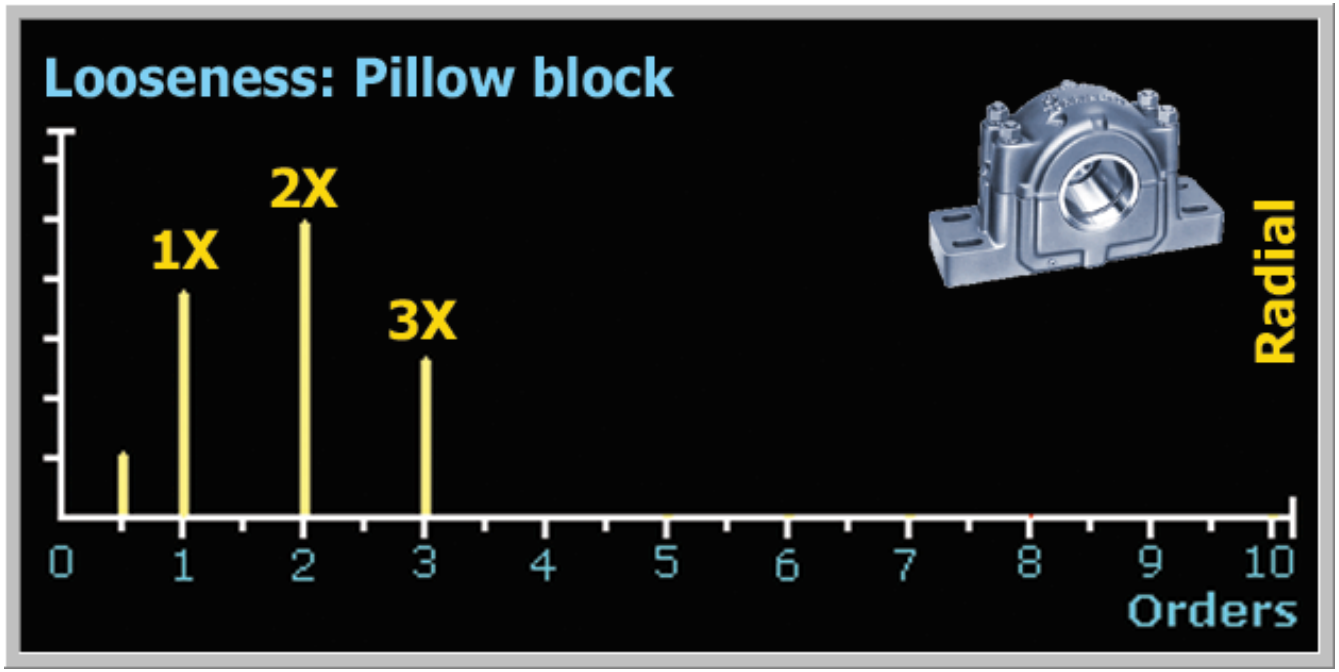
Allentamento non rotazionale



Supporto (piedistallo) dei cuscinetti allentato

Fratture nella struttura di sostegno o nel piedistallo del cuscinetto, bulloni del supporto del cuscinetto allentati, o isolanti meccanici difettosi.

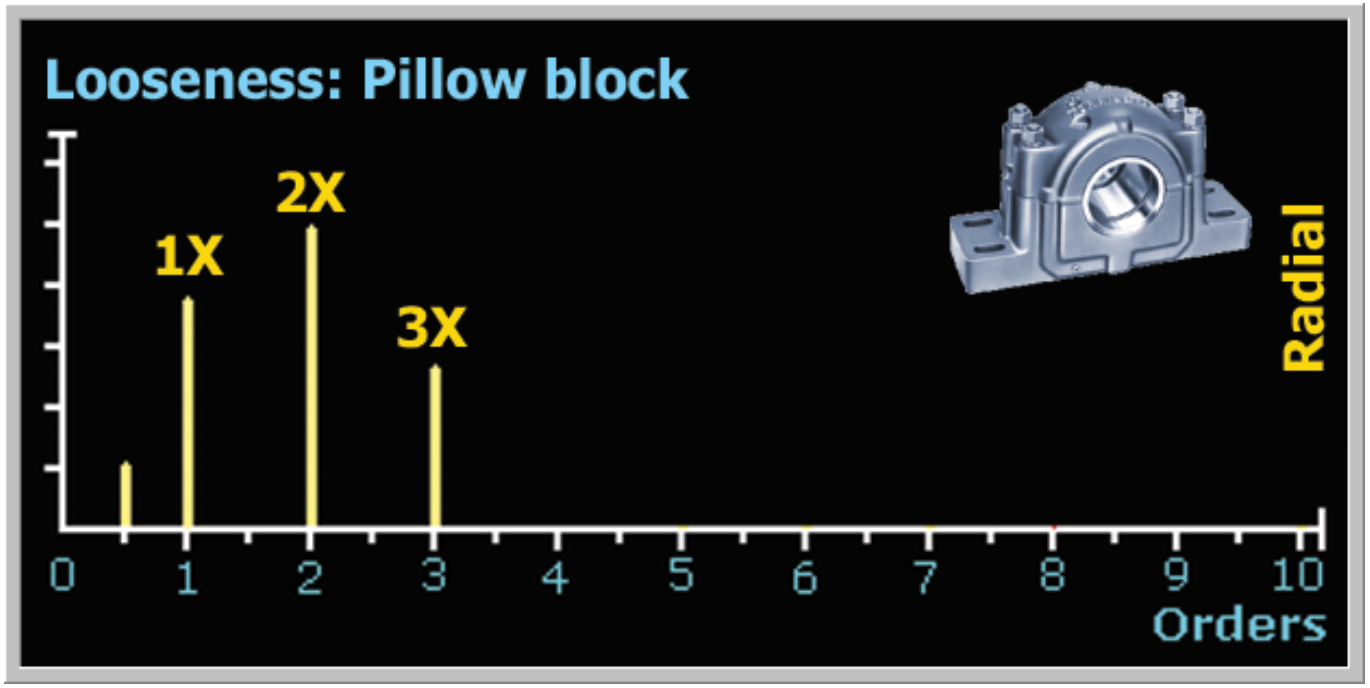
Lo schema assomiglia al disallineamento ma la fase è irregolare. Ci potrebbe essere un movimento oscillatorio.



Supporto (piedistallo) dei cuscinetti allentato

Lo spettro avrà componenti a 1X, 2X e 3X (ma spesso non ulteriori armoniche), con subarmoniche (picchi a 1/2, 1/3 o 1/4 x RPM) quando sono presenti delle fratture.

La fase può essere di aiuto: ci saranno 180° di differenza tra il cuscinetto e la base.



Allentamento Meccanico

- **Approfondimenti fisici e normativi**

L'ampiezza di vibrazione risultante da un allentamento meccanico è spesso instabile ed il confronto fra ampiezza e fase di vibrazione in varie parti adiacenti della struttura della macchina aiuta a d individuare movimenti relativi fra esse e l'origine dell' allentamento meccanico (pensare come esempio a : piede appoggio macchina – spessori o piastra di compensazione – piastra di attacco a fondazione).

L'allentamento meccanico agisce anche da "Amplificatore" delle vibrazioni generate da leggeri squilibri o disallineamenti, ad esempio ciò succede con un eccessivo gioco di un cuscinetto a strisciamento .

Rimedi e soluzioni

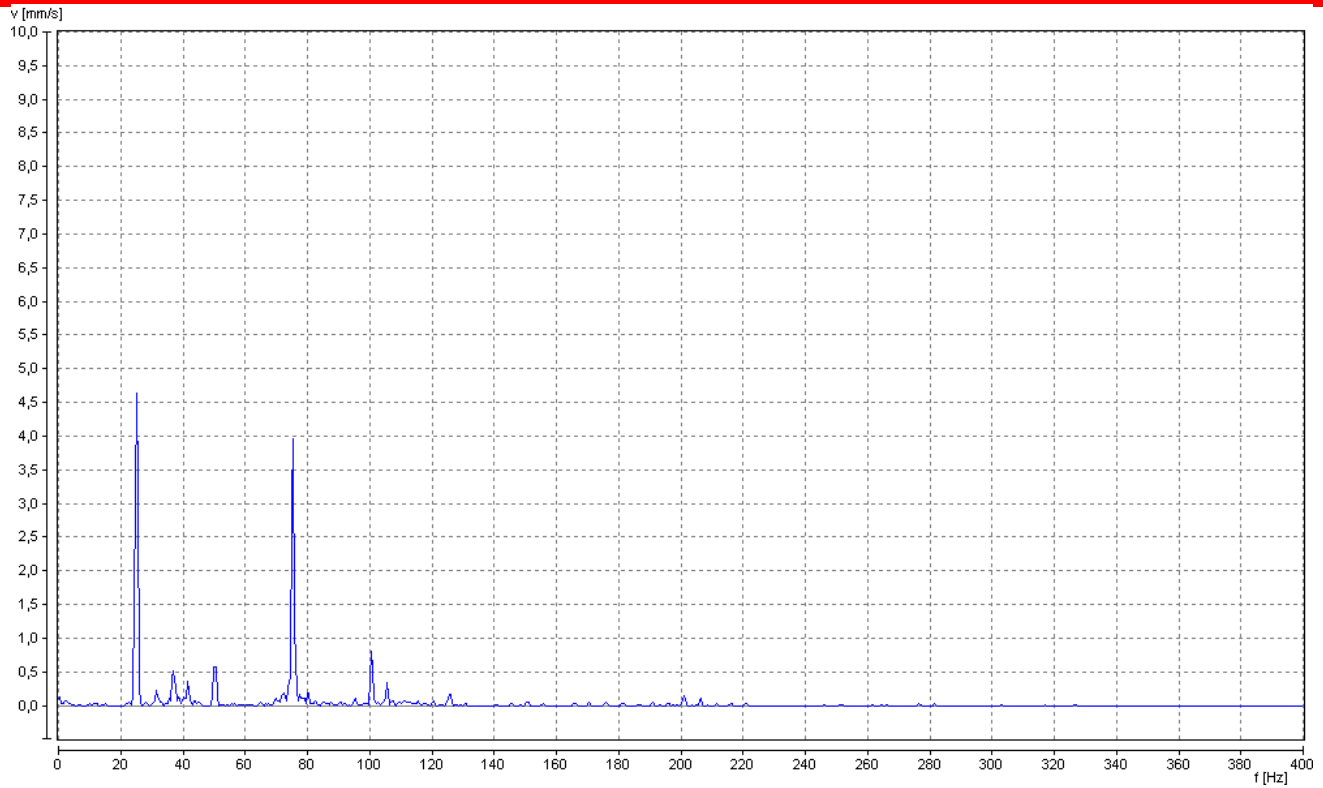
Elenchiamo due diversi tipi di rimedi per i due diversi tipi di allentamento:

a- Controllare tutti i serraggi con chiave dinamometrica.

b- Imbussolare o ricaricare le sedi cuscinetto usurate.

Allentamento Meccanico

Caso pratico 1

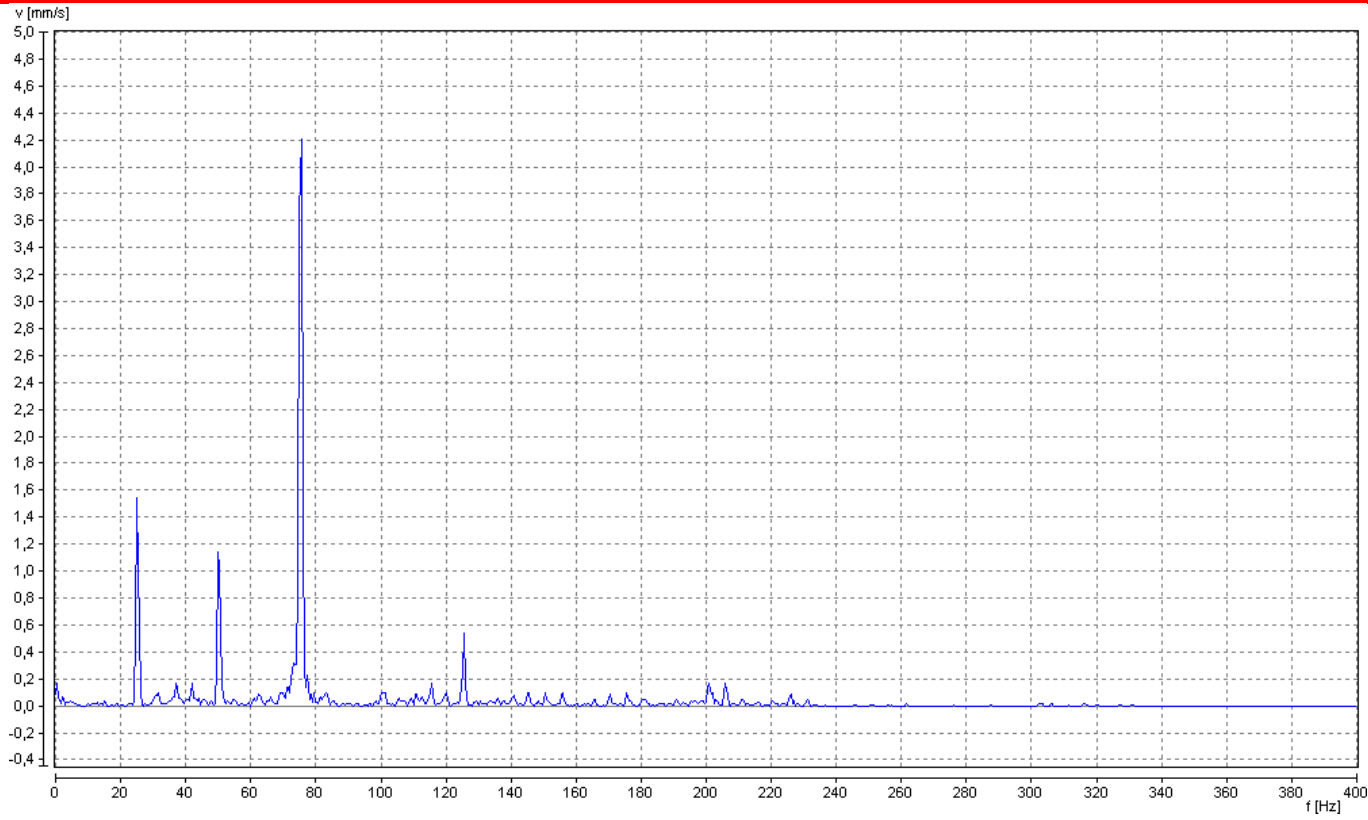


Si notano chiaramente n°4 picchi alle frequenze di circa: 25 Hz, 50 Hz, 75 Hz e 100 Hz.
La presenza di queste armoniche è tipicamente espressiva di allentamento meccanico.
Il fatto che la fondamentale (25 Hz) la terza (75 Hz) siano di intensità prevalente rispetto alle altre due, può essere spiegato:

- la presenza di un probabile squilibrio residuo per la fondamentale;
- l'entità di allentamento non trascurabile genera una forma d'onda "quadra", la quale si trasforma nella FFT in sviluppo di armoniche dispari.

Allentamento Meccanico

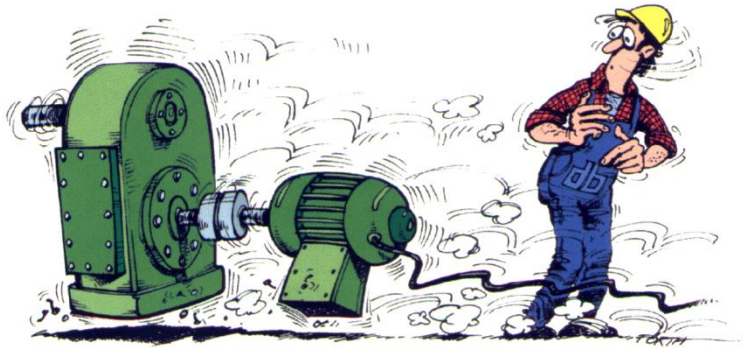
Caso pratico n° 2



Analisi dello spettro:

- La presenza di un probabile squilibrio residuo per la fondamentale;
- L'entità di un allentamento non trascurabile genera una forma d'onda "quadra" la quale si trasforma nella FFT in sviluppo di armoniche dispari;
- L'intensità della terza armonica nettamente prevalente sulle altre potrebbe essere attribuita alla presenza di fenomeni di risonanza strutturale.

Eccentricità



Eccentricità

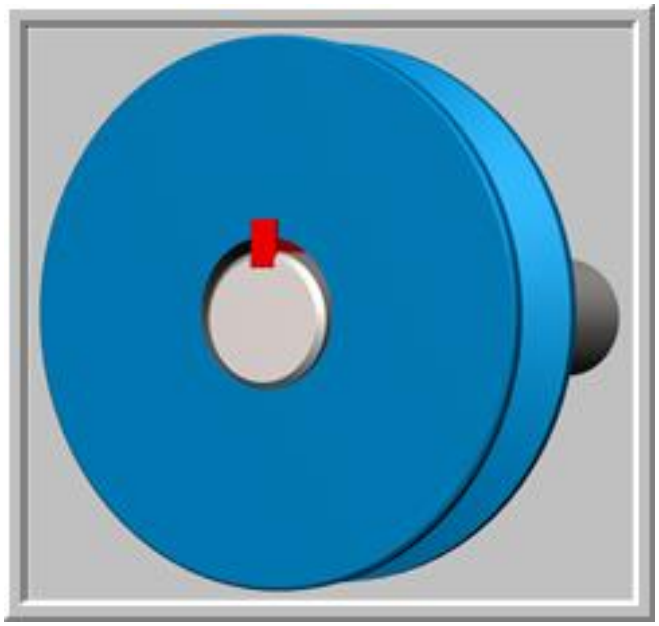
Definizione

Si ha eccentricità quando l'asse di rotazione e l'asse geometrico dell'oggetto rotante non coincidono.

Eccentricità

L’eccentricità genera segnali di vibrazione molto simili a quelli dello squilibrio.

L’oggetto (puleggia, ruota dentata, etc.) “sfarfallerà” attorno al falso centro, producendo una forte vibrazione radiale.



Approfondimenti fisici e normativi

Se l'eccentricità riguarda organi di trasmissione del moto, come pulegge o ingranaggi, si genera uno sforzo di allontanamento lungo la congiungente i centri di rotazione dei 2 organi accoppiati.

Per le pulegge può sembrare uno squilibrio a "1*X" , ma l'analisi di fase ci dice che non lo è perché ci indica sempre la congiungente i 2 centri ; per gli ingranaggi compare la frequenza di "mesh" modulata da picchi laterali (pochi) distanti come la velocità di rotazione della ruota eccentrica.

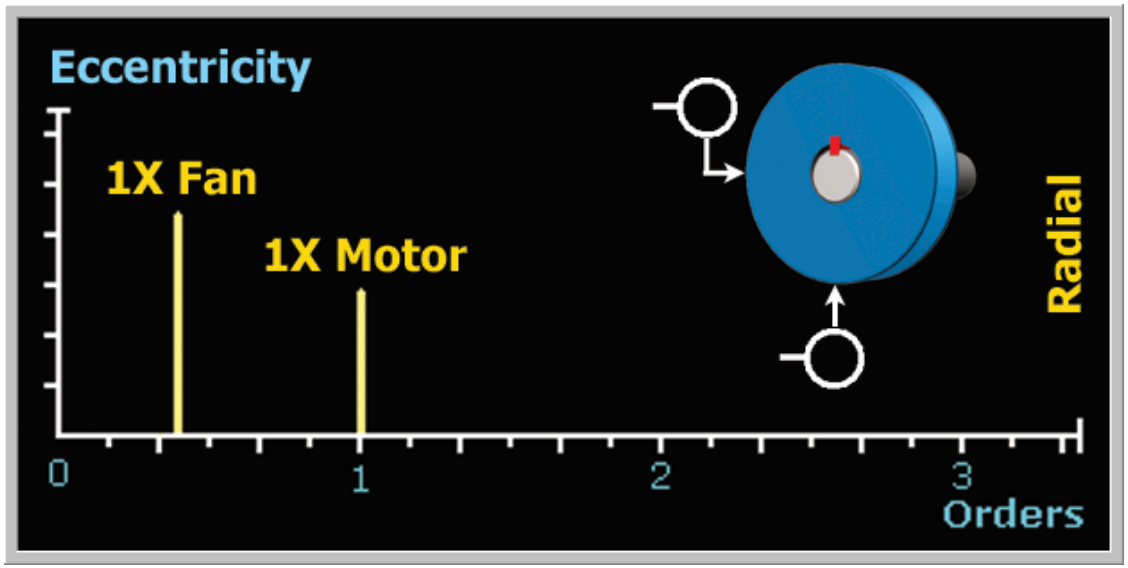
Eccentricità

Elevata vibrazione alla 1X

- Elevata alle 1X del motore e del ventilatore
- La vibrazione più elevata in linea con la cinghia

In fase o in opposizione di fase, quando si confronta la vibrazione nella direzione in linea con le cinghie e ad angolo retto.

- Vedere la diapositiva sucessiva per l'illustrazione



Eccentricità

La più elevata vibrazione in direzione della freccia arancione

- Le misurazioni dovrebbero essere effettuate in questa direzione

Rimuovere la cinghia e controllare il motore per 1X elevata

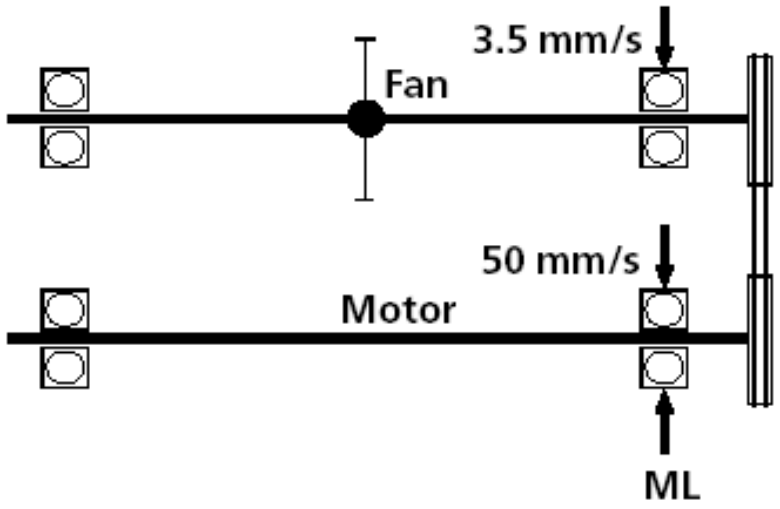
Eccentricità

L’effetto di squilibrio di massa può essere eliminato, ma lo”sfarfallamento” non può essere rimosso facilmente.

L’eccentricità può interessare ruote dentate, pulegge, trasmissioni a cinghia e motori elettrici.

I particolari eccentrici devono essere sostituiti.

Caso Pratico n°1



Aggregate

Circulation fan / motor

P = 75 kW

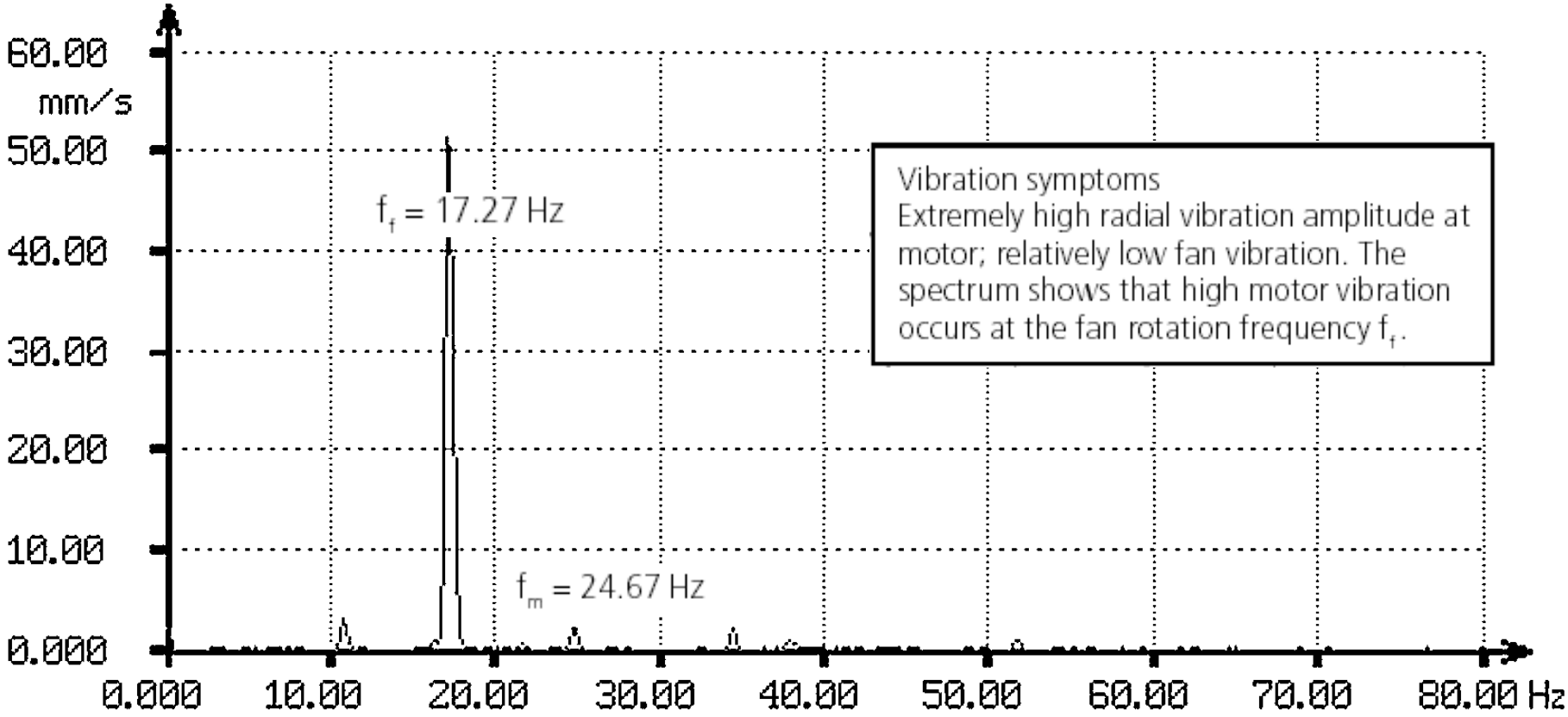
n_m = 1480 rpm f_m = 24.67 Hz

n_f = 1036 rpm f_f = 17.27 Hz

Measurement location (ML)

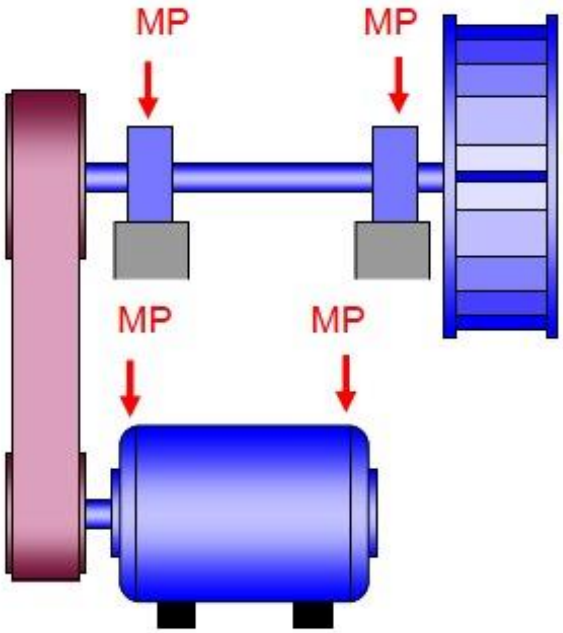
Inboard motor bearing, radial horizontal

Caso Pratico n°1



Measurement made with Hanning window, without envelope

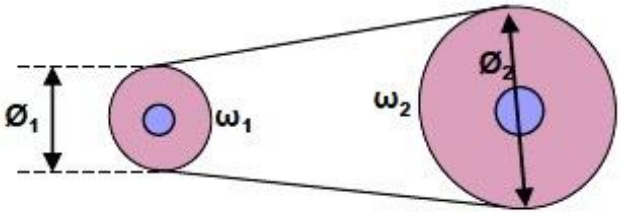
Trasmissione a cinghie



Belt transmission a common drive system in industry consisting of:

- **Driver Pulley**
- **Driven Pulley**
- **Belt**

The dynamic relation is: $Ø_1\ \omega_1 = Ø_2\ \omega_2$



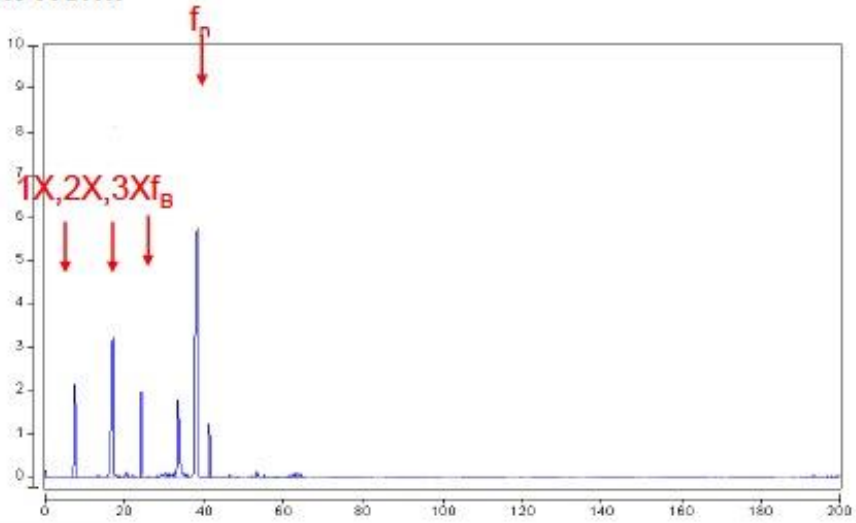
Belt frequency:

$$f_B = \frac{3{,}1416\omega_1\phi_1}{l}$$

l: **belt length**

Difetti trasmissioni a cinghie

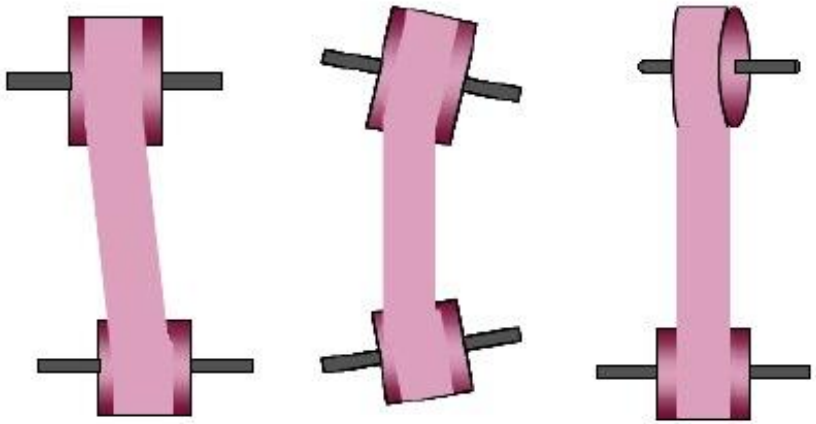
Belt Worn:



The belt frequency f_B and first two (or even three) harmonics are visible in the spectrum.

2 f_B generally dominates the spectrum

Pulley Misalignment:

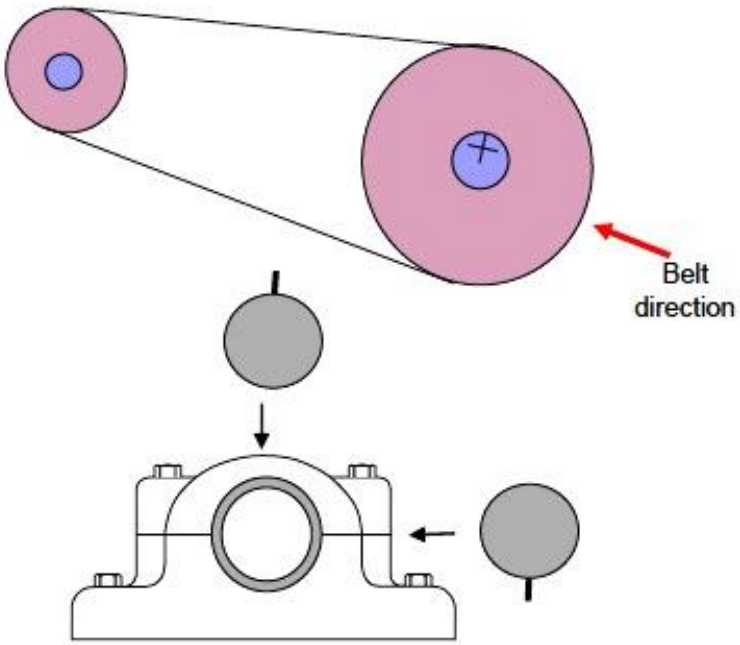


1X of diver or driven pulley visible and predominant in the axial reading.

Difetti trasmissioni a cinghie

PRÜFTECHNIK

Eccentric Pulleys:



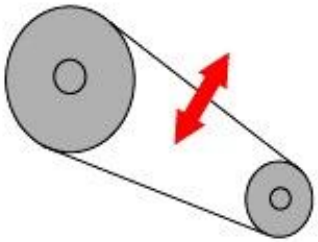
The geometric center doesn't coincide with the rotating center of the pulley.

High 1X of the eccentric pulley visible in the spectrum, predominant in the radial direction.

Easy to confuse with unbalance, but:

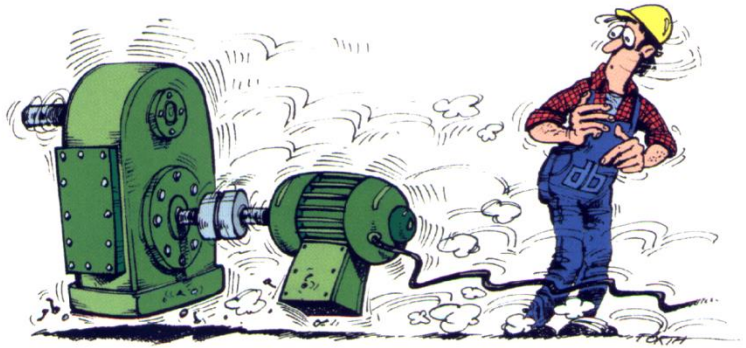
- Measurement phase in vertical an horizontal directions may be 0° or 180°.
- The vibration may be higher in the direction of the belts.

Belt Resonance:



If the belt natural frequency coincides with either the driver or driven 1X, this frequency may be visible in the spectrum.

Modulazione



La modulazione

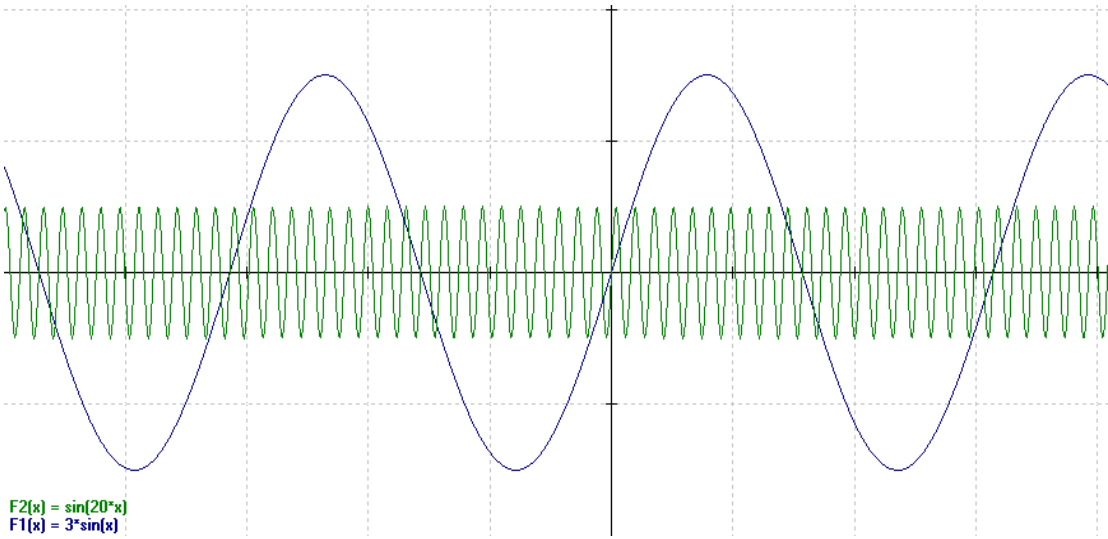
Nella slide seguente sono indicate due forme d'onda con frequenza ed ampiezza differente (grafico in alto a destra).

La forma d'onda con frequenza più elevata è detta **portante**, quella con frequenza più bassa **modulante**.

Una combinazione non lineare fra la modulante e la portante, in questo caso **un prodotto,** genera **la modulazione di Ampiezza in cui l'onda con frequenza più bassa (modulante) amplifica e riduce, secondo il proprio andamento, l'ampiezza di quella con frequenza più alta (portante).**

La modulazione

Combinazione fra di loro di 2 segnali a frequenze diverse da cui si ottengono altre frequenze, diverse, ma variamente correlate con quelle di partenza .



Si manifesta come:

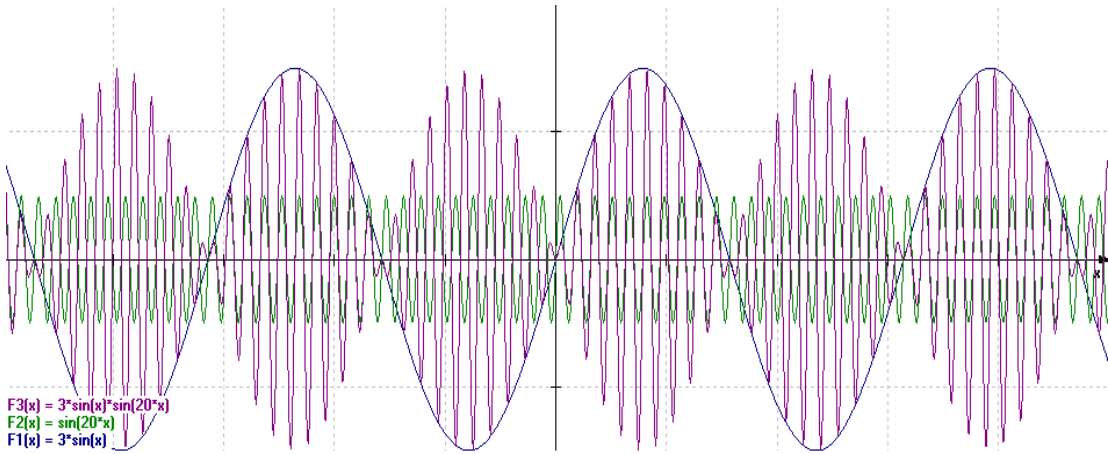
- **Modulazione di Ampiezza**

  (fig. accanto)

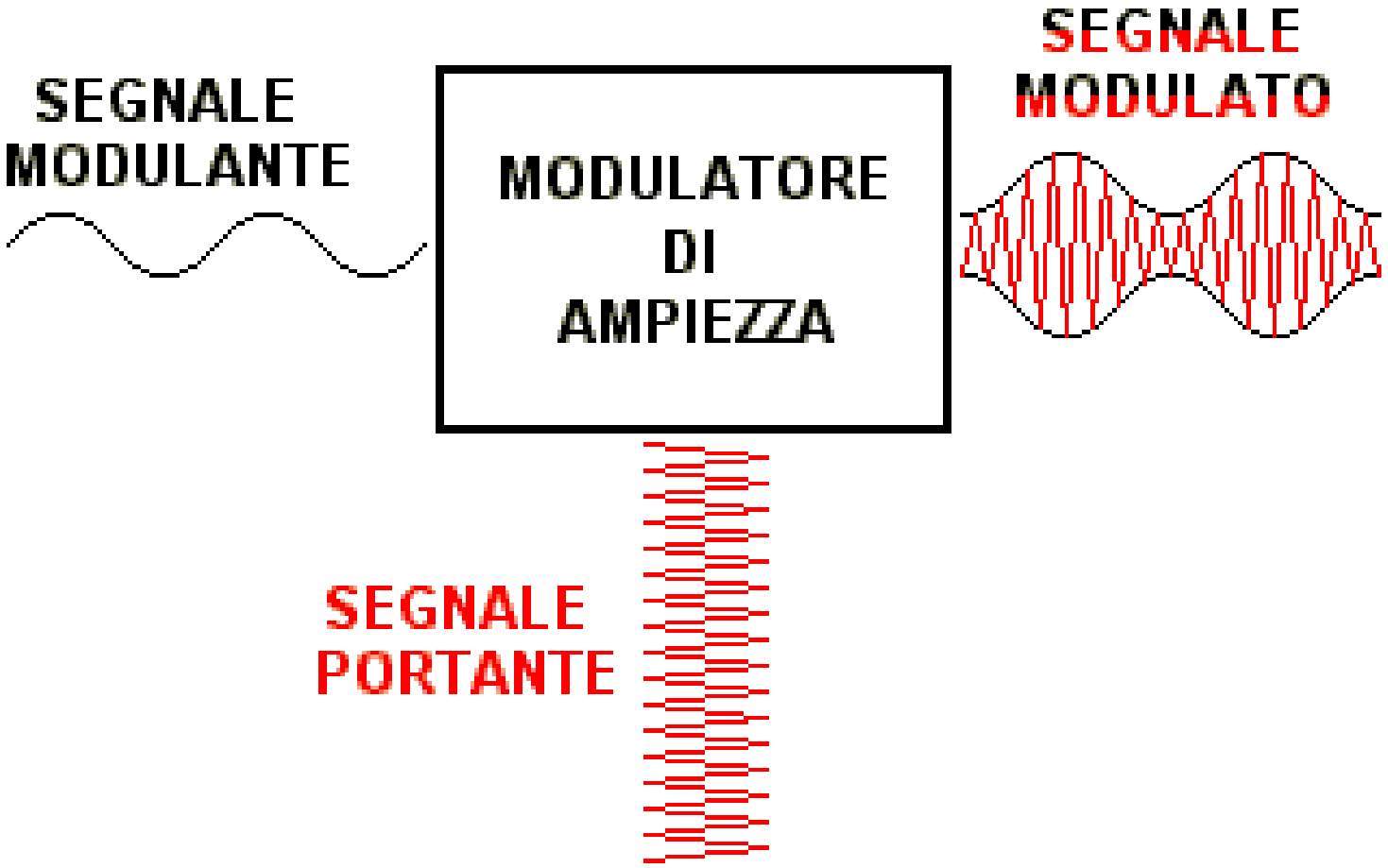
- **Modulazione d'Angolo,**

  di Frequenza o di Fase.

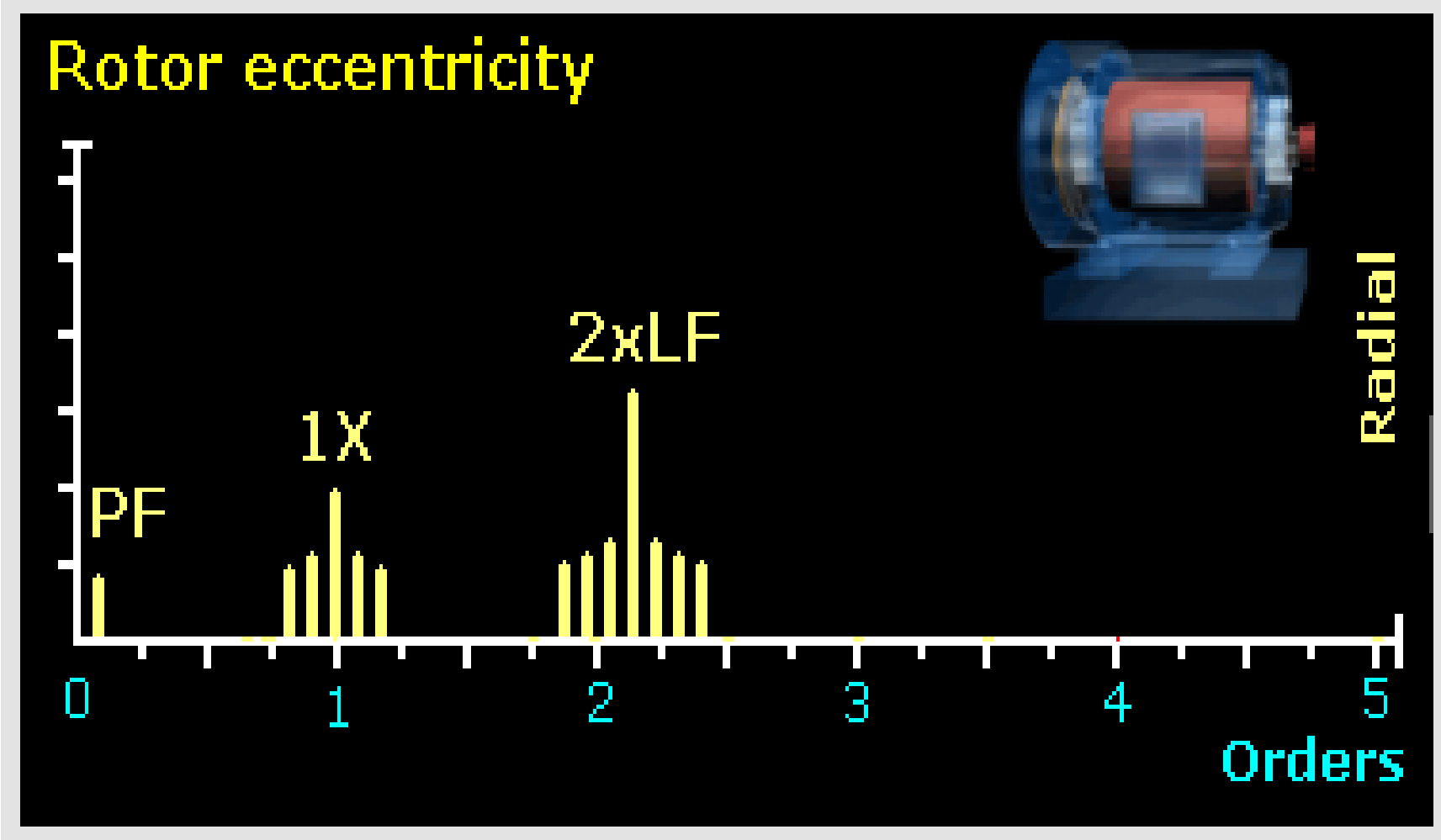
  (vedi avanti)



Modulazione di ampiezza



La modulazione



La modulazione

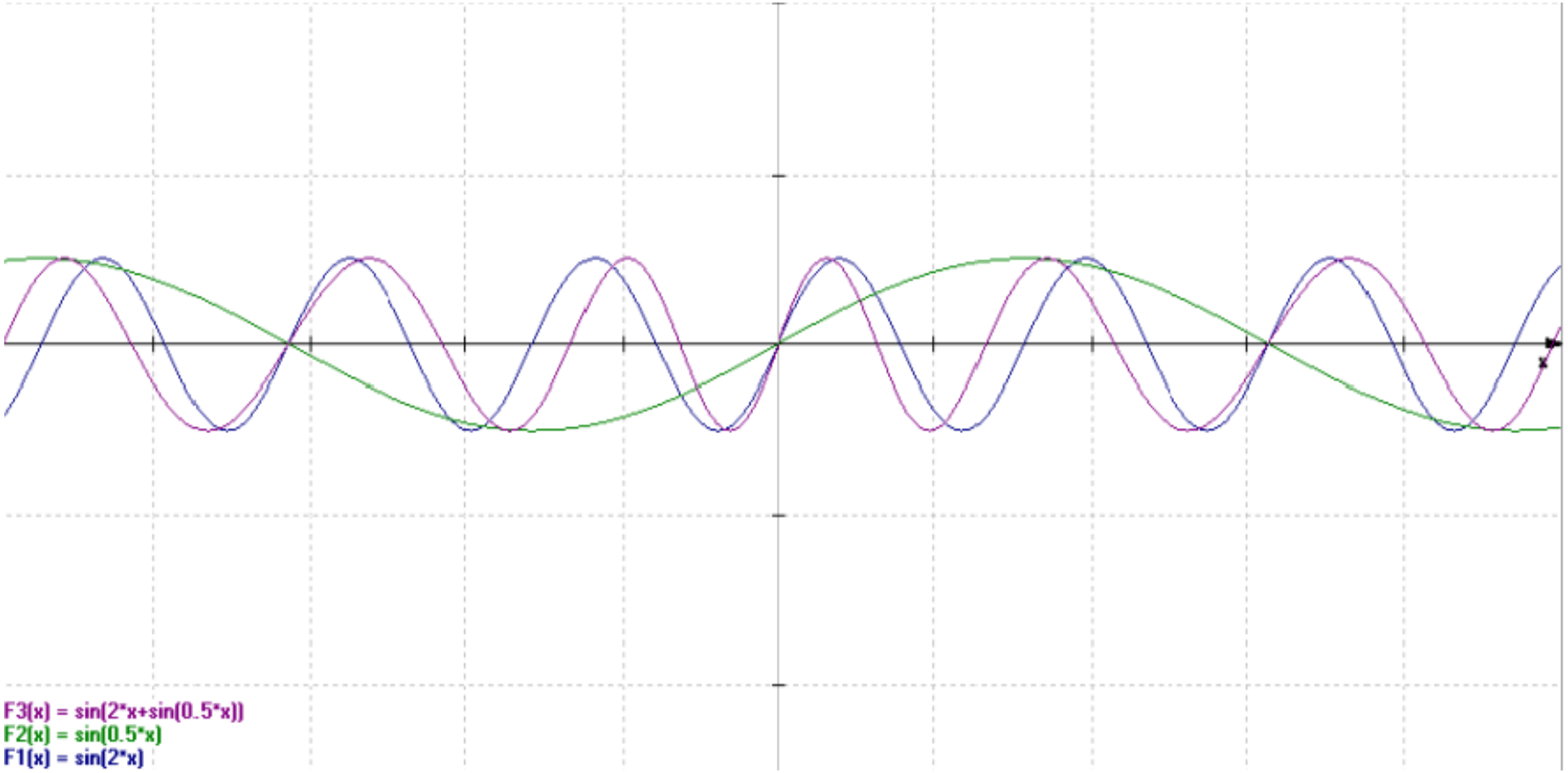
Quando si passa alla fase di diagnosi e quindi da forma d'onda (dominio del tempo) a spettro in frequenza, i due segnali protagonisti della modulazione d'ampiezza, in cui quello a frequenza minore (Modulante) modula in ampiezza quello a frequenza superiore (Portante), **generano, oltre ai due picchi corrispondenti alle frequenze delle singole forme d'onda, anche due picchi o "Bande laterali" di intensità inferiore alla portante e con frequenza pari alla somma ed alla differenza tra le frequenze della portante e della modulante.** In alcuni casi, come quelli presentati nella slide, le bande laterali non sono semplicemente 2 picchi ma una serie di picchi con frequenza pari alla somma ed alla differenza tra la portante ed 1 volta , 2 volte, 3 volte, … la modulante.

Il fenomeno della **modulazione** si riscontra ad esempio sui motori elettrici quando insorgono guasti sul rotore, sugli ingranaggi e sui cuscinetti.

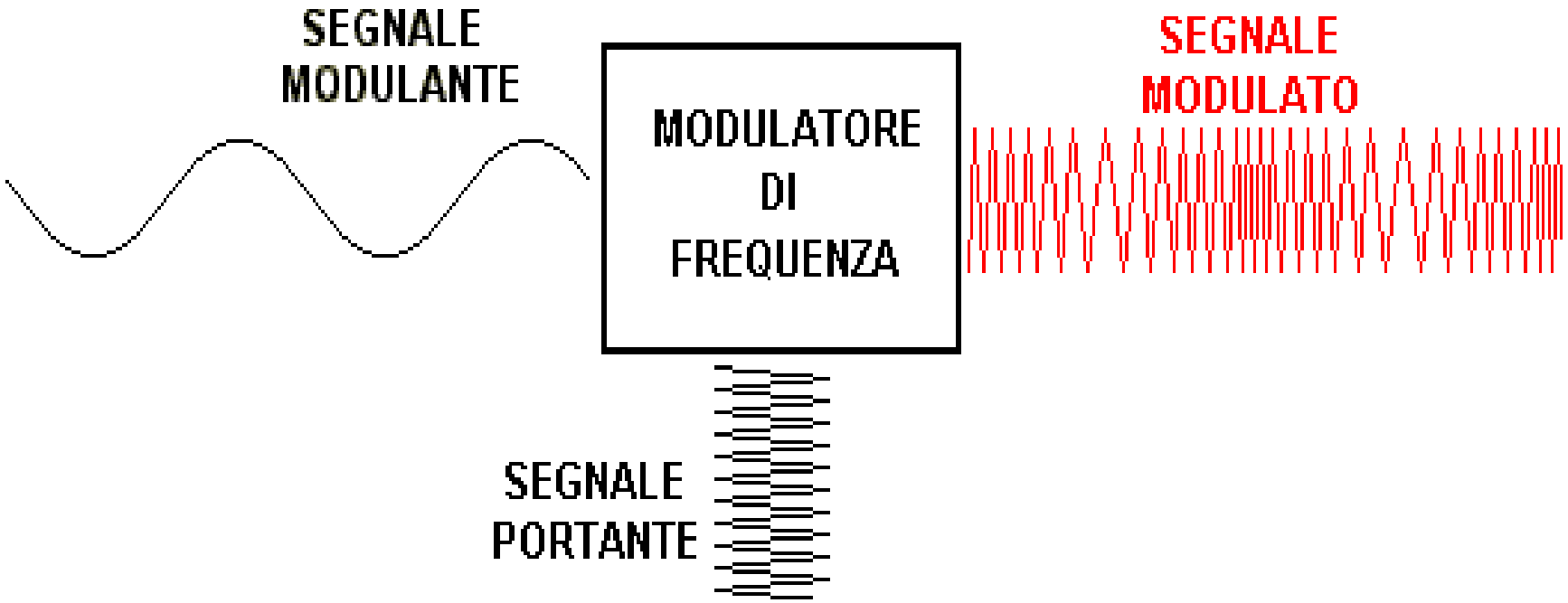
Modulazione d’angolo

Modulazione d’angolo equivale a :

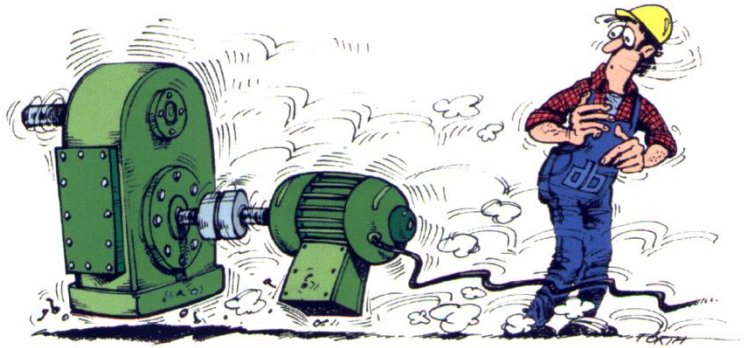
- **Modulazione di Frequenza**
- **Modulazione di Fase**



Modulazione di angolo



Analisi di 2° livello dei cuscinetti volventi



Analisi di 2° livello dei cuscinetti volventi

- L'analisi di 2° livello dei cuscinetti ad elementi volventi è effettuata con la trasformata di Fourier.
- Grazie all'analisi in frequenza è infatti possibile individuare le rotture sui singoli componenti che costituiscono il cuscinetto stesso.
- L'analisi di 2° livello è quindi uno strumento che fornisce informazioni più approfondite ma necessita di alcuni dati fondamentali come il codice ISO del cuscinetto, il nome del fabbricante ed il Numero di giri esatto della macchina.
- Nell'analizzatore, e nel software, è contenuta una Biblioteca elettronica che, con questi dati, ci fornisce le frequenze di guasto delle 4 componenti del cuscinetto.
- Una funzione molto utilizzata nell'analisi dei cuscinetti è **l'ENVELOPE.** Questo algoritmo consente di individuare le anomalie dei cuscinetti in anticipo perché rileva la vibrazione generata dal cuscinetto stesso alla sua frequenza di risonanza

Diagnosi cuscinetti di 2° livello

Tramite Analisi di frequenza e " Spettro FFT "

* Valori ed individuazione precisa per ogni componente del cuscinetto (pista interna, pista esterna, gabbia e sfere)

* Molto utile per correggere eventuali errori di progettazione.

* Richiede codice ISO del cuscinetto e NUMERO DI GIRI .

* Richiede strumenti evoluti e personale specializzato.

E' QUINDI ADATTO A MACCHINARI IMPORTANTI !!

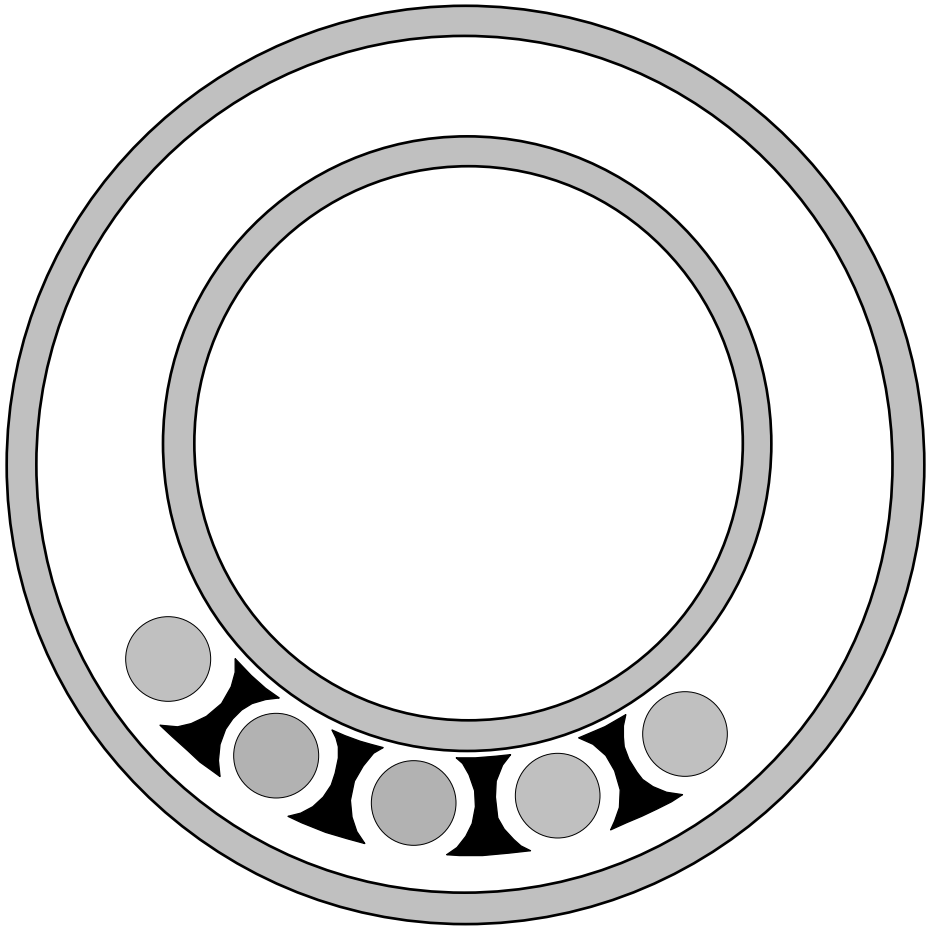
Vengono calcolate le 4 Frequenze caratteristiche per ogni singolo componente del cuscinetto

PRÜFTECHNIK

* Frequenza PISTA INTERNA .

* Frequenza PISTA ESTERNA

* Frequenza ELEMENTI ROTANTI .



* Frequenza GABBIA .

Caratteristiche del segnale di vibrazione

Frequenze elementi rotanti su pista esterna (Difetti pista est.)

Frequenze elementi rotanti su pista int. (Difetti pista int.)

Frequenza gabbia (gabbia difettosa)

Frequenza elementi rotanti

Numero Elementi

Velocità albero (RPM)

Diametro elementi

Pitch* Diameter

Angolo contatto elementi

$$RPOF = \frac{N\Omega}{120}\left(1 - \frac{d}{D}\cos\alpha\right)$$

$$RPIF = \frac{N\Omega}{120}\left(1 + \frac{d}{D}\cos\alpha\right)$$

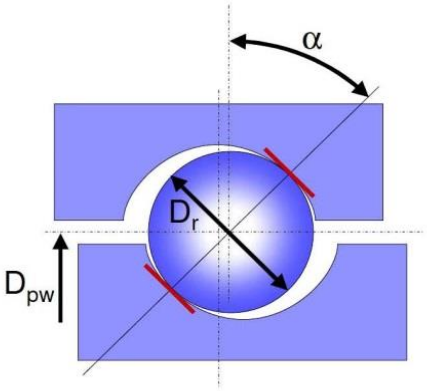
$$CRF = \frac{\Omega}{120}\left(1 - \frac{d}{D}\cos\alpha\right)$$

$$RPF = \frac{D\Omega}{120d}\left(1 - \left(\frac{d}{D}\cos\alpha\right)^2\right)$$

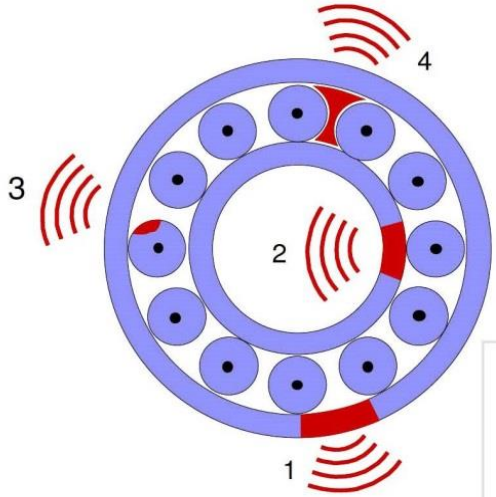
D = Pitch Diameter = diametro medio fra quelli delle piste del cuscinetto

d = diametro elementi volventi

Roller bearing geometry and damage frequencies:



α	Angle of contact
D_{pw}	Arc diameter
D_r	Rolling element diameter
z	Number of rolling elements
n	Shaft RPM



1 - Outer race damage
2 - Inner race damage
3 - Rolling element damage
4 - Cage damage

Damage on outer race: $f_O = f_{BPFO} = \frac{Z \cdot n}{2 \cdot 60} (1 - \frac{D_w}{D_{pw}} \cos \alpha)$

Damage on inner race: $f_I = f_{BPFI} = \frac{Z \cdot n}{2 \cdot 60} (1 + \frac{D_w}{D_{pw}} \cos \alpha)$

Damage on rolling elements: $*f_R = f_{BSF} = \frac{D_{pw} \cdot n}{D_w \cdot 60} (1 - \left[\frac{D_w}{D_{pw}}\right]^2 \cos^2 \alpha)$

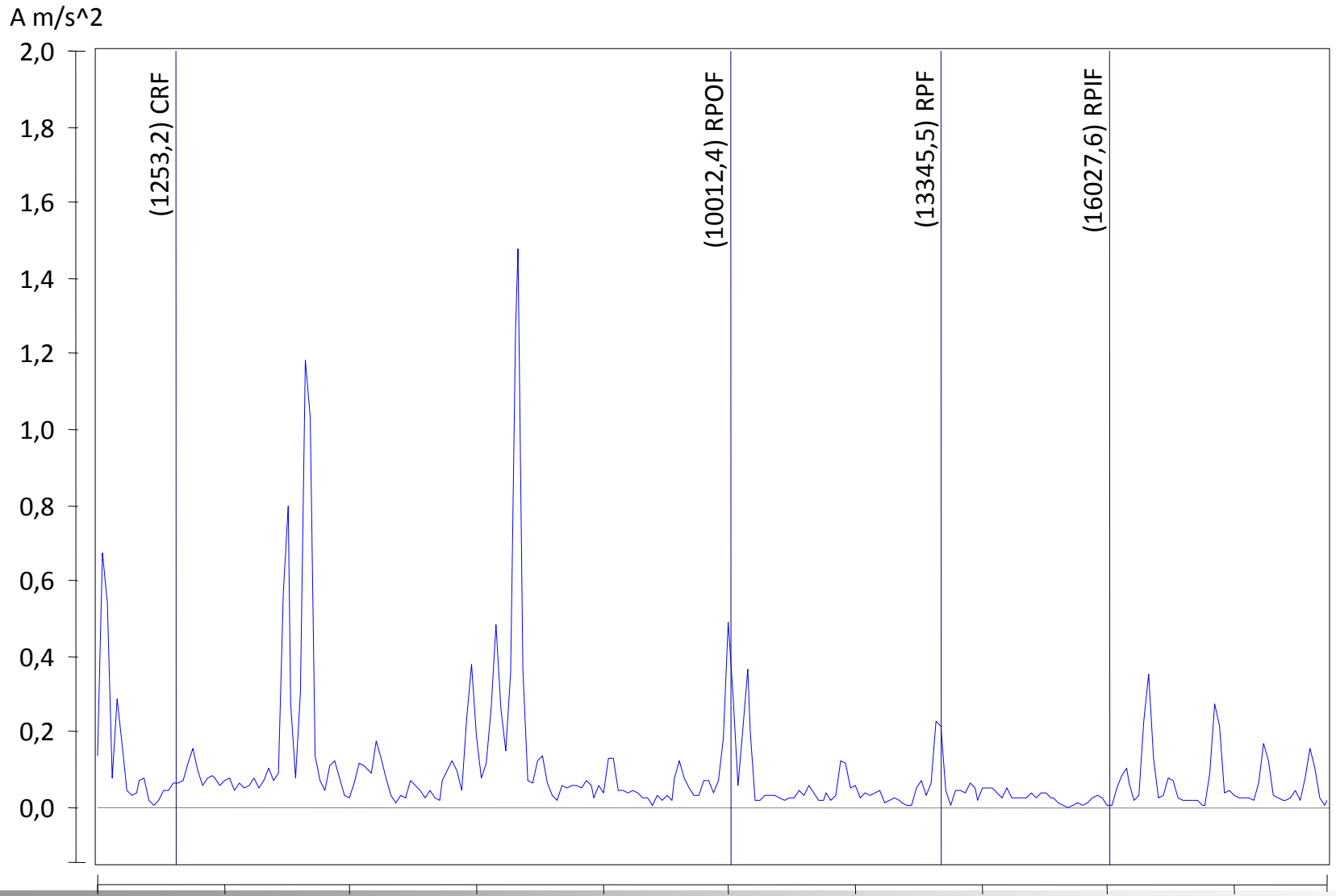
Damage on cage: $f_C = f_{FTF} = \frac{n}{2 \cdot 60} (1 - \frac{D_w}{D_{pw}} \cos \alpha)$

In the event of damage, the pass frequencies of the respective roller bearing components appear. This gives rise to the term "Roller bearing damage frequencies".
* Roller pass on the inner and outer race

Example of rollover frequencies:
Ball bearing SKF 6211
Speed n = 2998 rpm

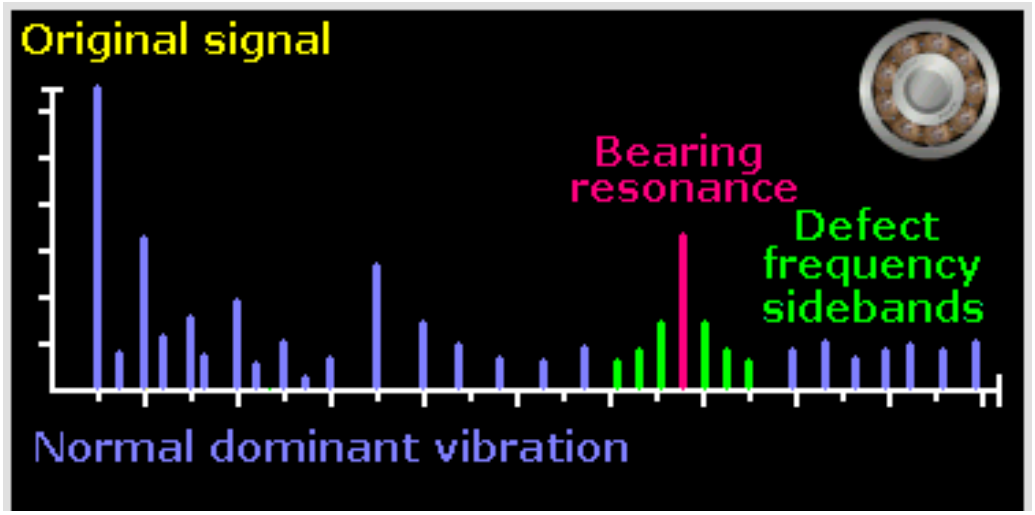
Dimension	Pass frequencies		
D_r =77.50 mm	f_O	= n/60 · 4.0781	= 203.77 Hz
D_{pw} =14.29 mm	f_I	= n/60 · 5.9220	= 295.90 Hz
z = 10	$2 \cdot f_R$	= n/60 · 5.2390	= 261.77 Hz
α = 0	f_C	= n/60 · 0.4079	= 20.38 Hz

Spettro dove si evidenzia un principio di anomalia della pista esterna.



Diagnosi del cuscinetto con la funzione Envelope

Il segnale acquisito dall'analizzatore contiene, normalmente, vibrazioni provenienti da differenti sorgenti. Spesso il livello delle vibrazioni associato alla frequenza di risonanza del cuscinetto non è particolarmente elevato, soprattutto se confrontato con quello rilevato alle frequenze dominanti come ad esempio la Fondamentale.

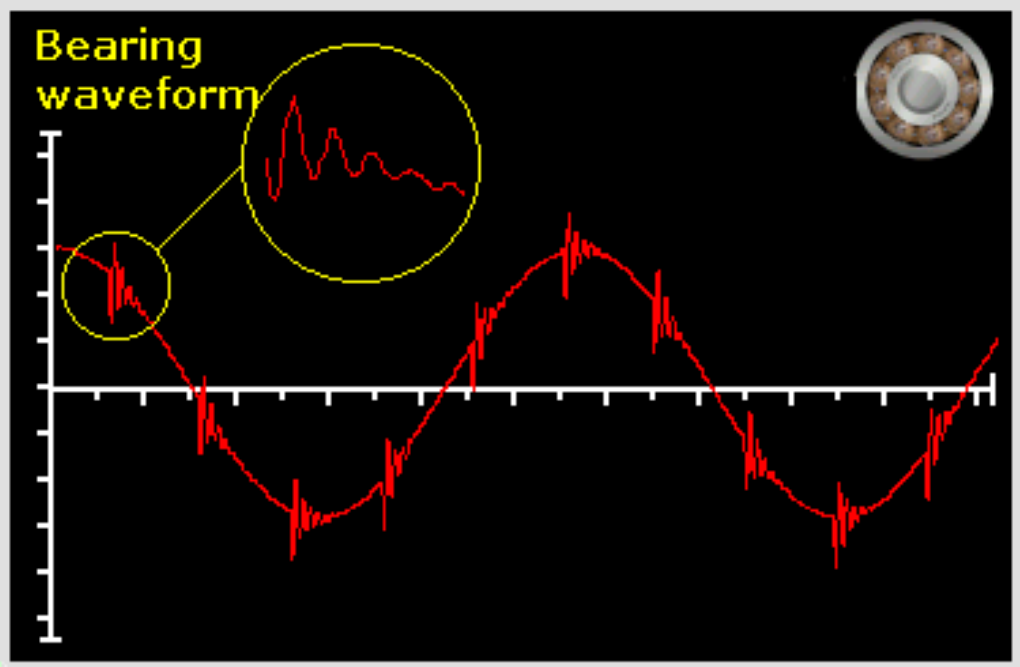


Diagnosi del cuscinetto con la funzione Envelope

La diagnosi approfondita dei difetti dei cuscinetti a rotolamento può essere eseguita con l'analisi FFT integrata con la funzione "Envelope". Le illustrazioni spiegano la procedura dell'analisi tramite "Envelope", che inizia con il filtraggio delle frequenze che contengono il segnale emesso dal cuscinetto durante il funzionamento alla sua risonanza. Questo segnale viene esaminato per individuare gli impulsi che si creano quando gli elementi del cuscinetto rotolano su piste danneggiate. La demodulazione è usata per calcolare una curva che raccolga al suo interno il segnale del cuscinetto. Se l'intervallo di tempo tra i picchi che si verificano periodicamente nella curva di "Envelope" corrisponde a una delle frequenze critiche caratteristiche del cuscinetto, allora si può presumere che il corrispondente componente del cuscinetto è danneggiato. Questa procedura permette diagnosi estremamente accurate dei danni sui cuscinetti a rotolamento, persino quando segnali estranei, come il rumore degli ingranaggi, tende a coprire il segnale effettivo del cuscinetto. È però necessaria la conoscenza di certi dati geometrici del cuscinetto, tra cui il diametro del cuscinetto, il numero e il diametro degli elementi di rotolamento, l'angolo di carico oppure il suo codice ISO e il numero di giri della macchina.

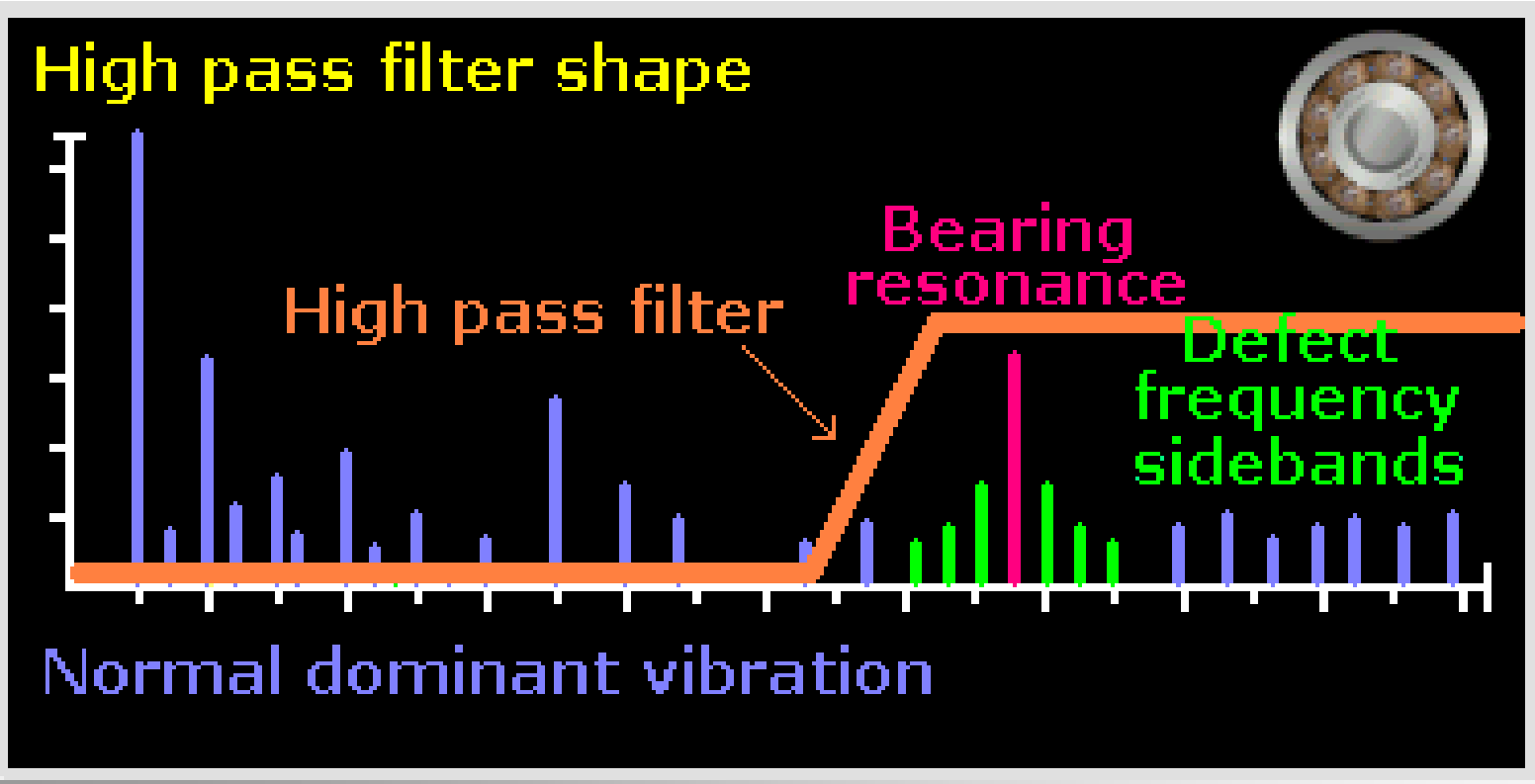
Diagnosi del cuscinetto con la funzione Envelope

Se osserviamo la forma d'onda possiamo notare, sovrapposti alla sinusoide con ampiezza più elevata, ossia quella riferita alla frequenza fondamentale (dovuta quindi ad esempio ad un problema di squilibrio), una serie di transitori provocati dall'impatto delle sfere sulla pista danneggiata.
La frequenza di questi transitori è quella di risonanza del cuscinetto.



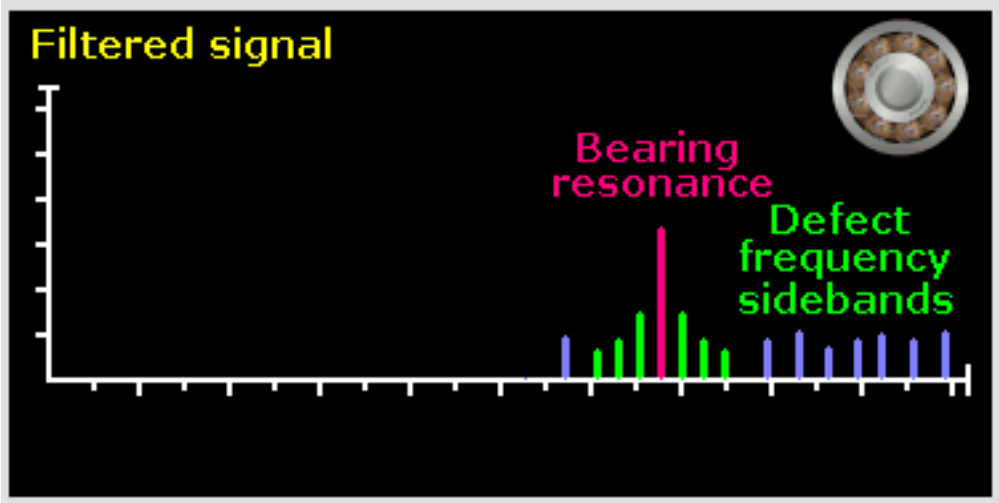
Diagnosi del cuscinetto con la funzione Envelope

Per poter effettuare la diagnosi sul cuscinetto è necessario eliminare le vibrazioni a bassa frequenza. Lo strumento quindi, durante l'acquisizione dei segnali, attiva un filtro "passa alto" la cui funzione è proprio quella di eliminare le vibrazioni a bassa frequenza. Normalmente la frequenza di taglio è intorno ai 2 kHz.



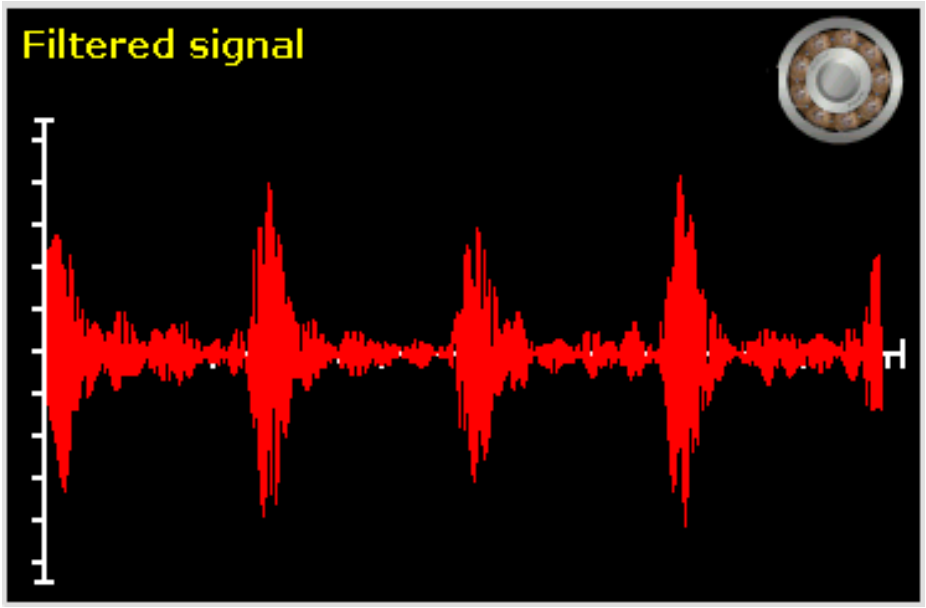
Diagnosi del cuscinetto con la funzione Envelope

Il risultato è un segnale che contiene ancora le vibrazioni generate dal cuscinetto che risuona, ma quelle a bassa frequenza, che erano le più elevate, sono state eliminate.



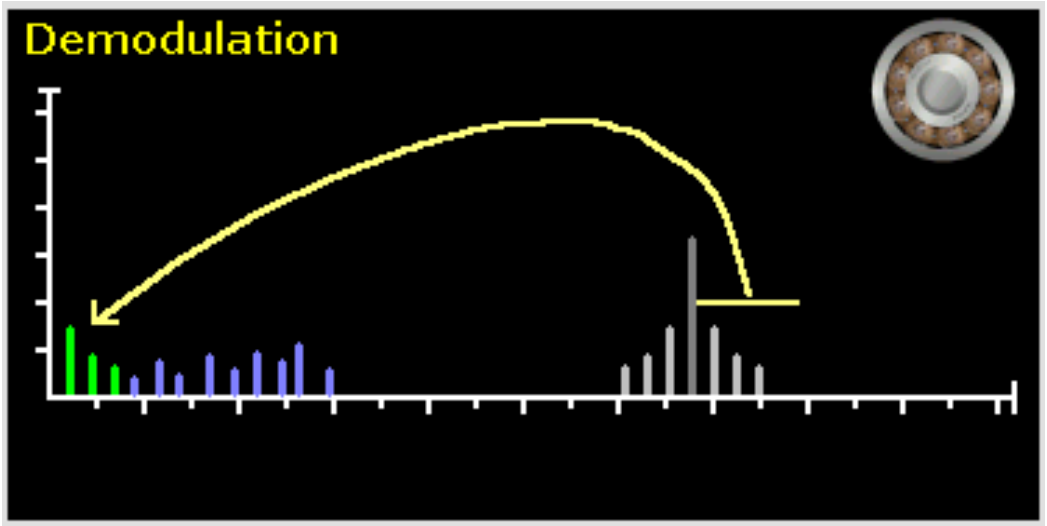
Diagnosi del cuscinetto con la funzione Envelope

La forma d’onda ora contiene solo i transitori generati dagli urti delle sfere sulla pista danneggiata.



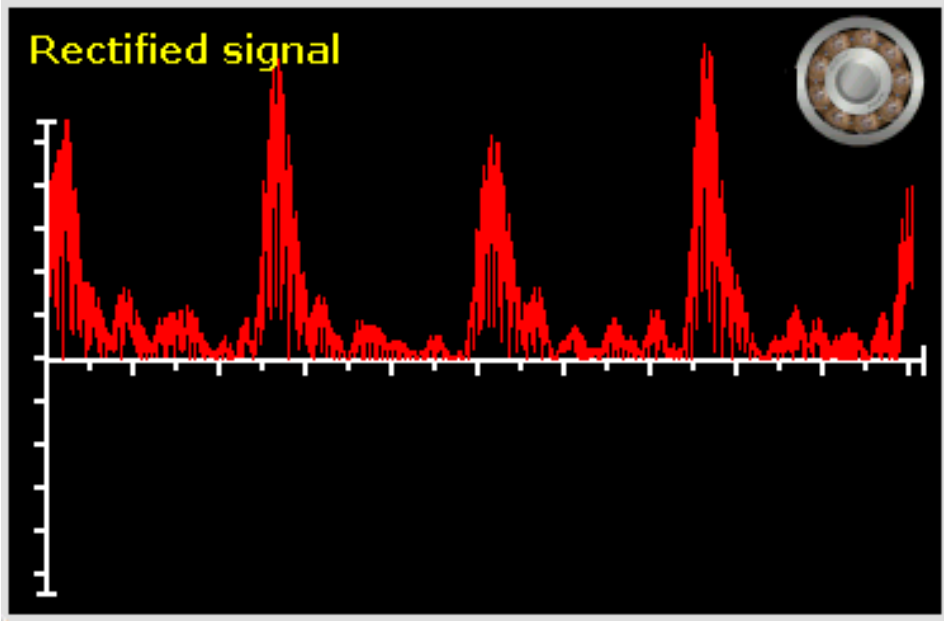
Diagnosi del cuscinetto con la funzione Envelope

Con un processo di demodulazione le bande laterali sulla destra della frequenza di risonanza del cuscinetto sono spostate a bassa frequenza.



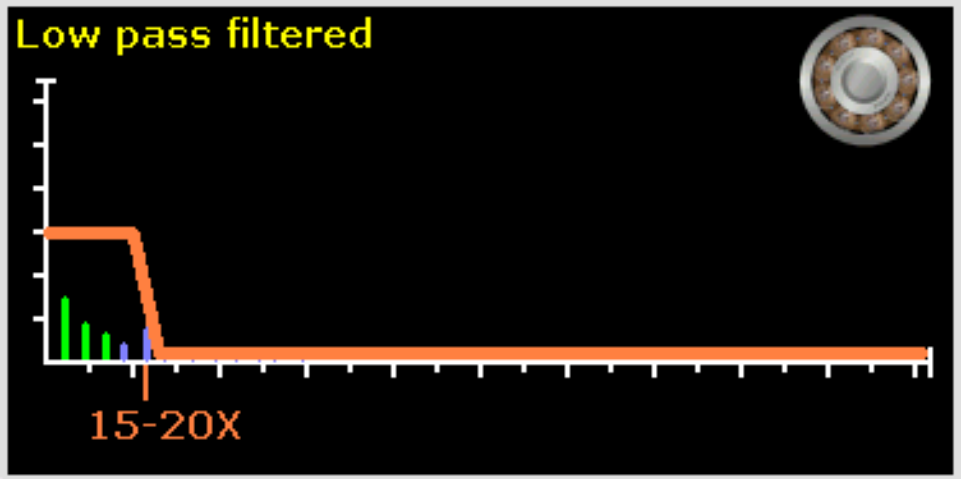
Diagnosi del cuscinetto con la funzione Envelope

La parte negativa del segnale viene Ribaltata sulla parte positiva.



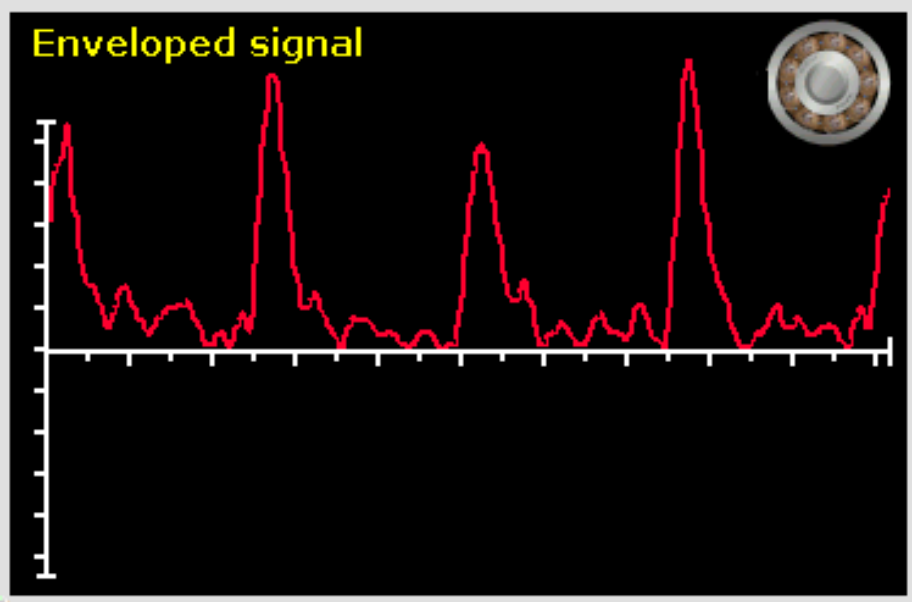
Diagnosi del cuscinetto con la funzione Envelope

Attivando un filtro passa basso la parte di segnale ad alta frequenza viene eliminata.



Diagnosi del cuscinetto con la funzione Envelope

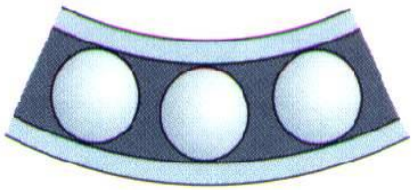
Ora la forma d'onda contiene solo i picchi degli urti provocati dalle sfere sulla pista danneggiata.
Effettuandone l'analisi FFT si evidenziano immediatamente i picchi alle frequenze di rottura del cuscinetto.



Diagnosi del cuscinetto con la funzione Envelope

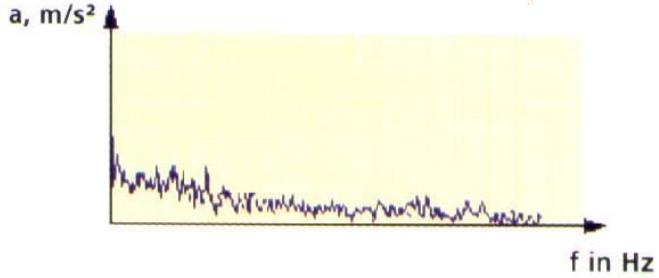
PRÜFTECHNIK

Nessun danneggiamento

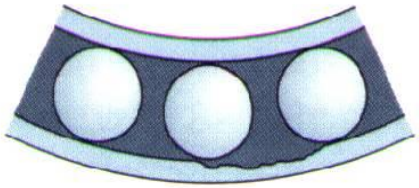


Forma d'onda

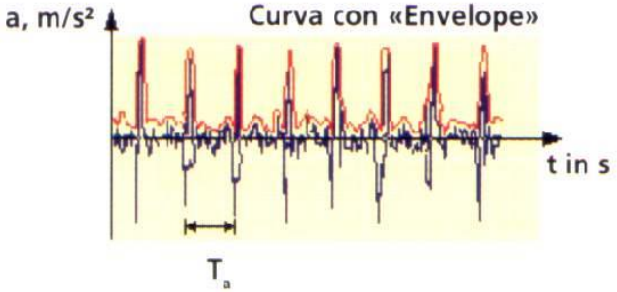
Spettro della curva con «Envelope»



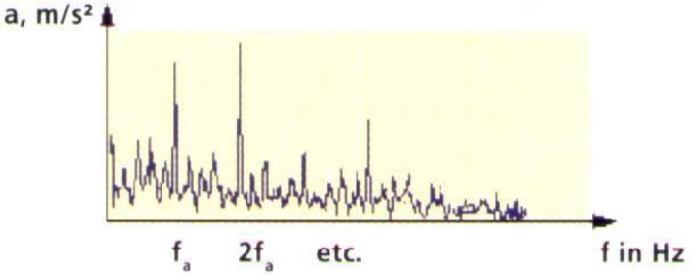
Danneggiamento



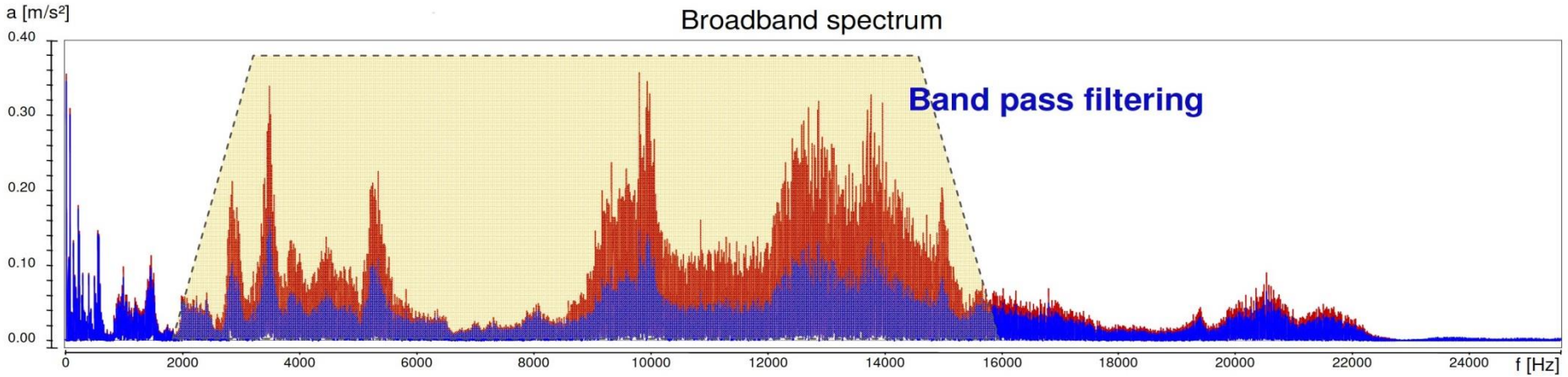
Forma d'onda

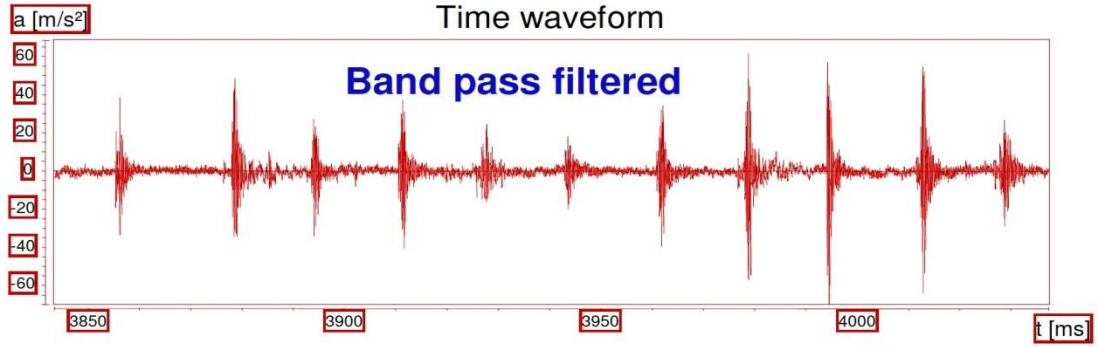


Spettro della curva con «Envelope»

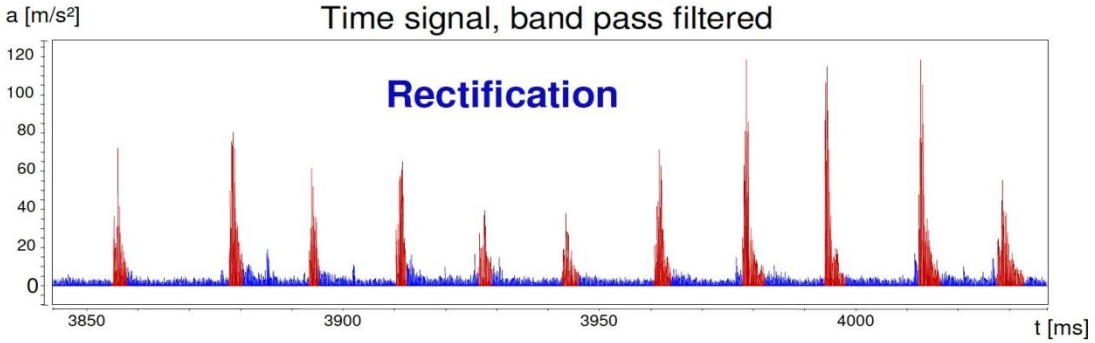


Frequenza del danneggiamento $f_a = 1/T_a$



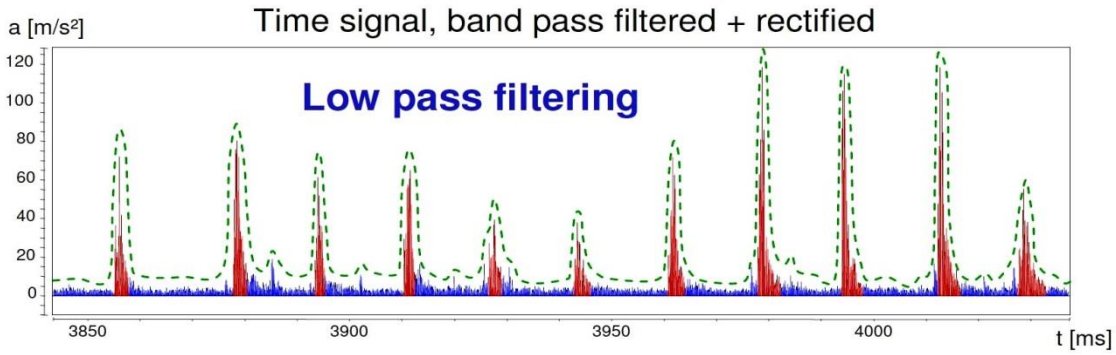


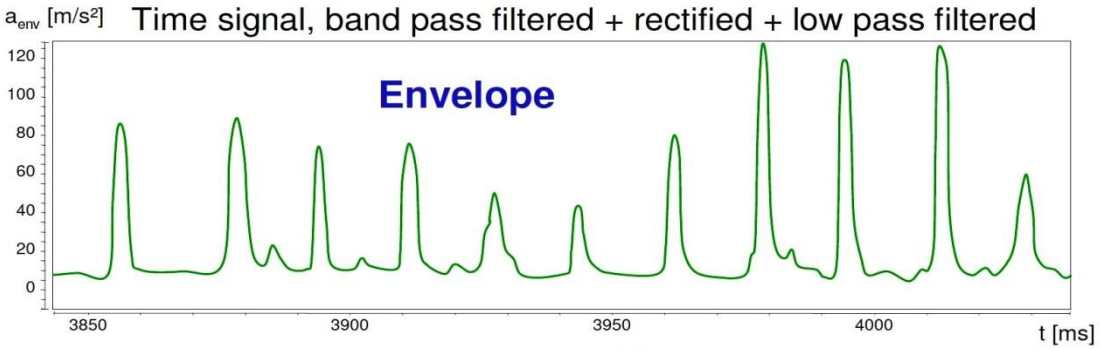
In the band pass filtered signal, the disturbing low-frequency signal components are suppressed, causing the actual shock sequence signal to emerge more clearly.



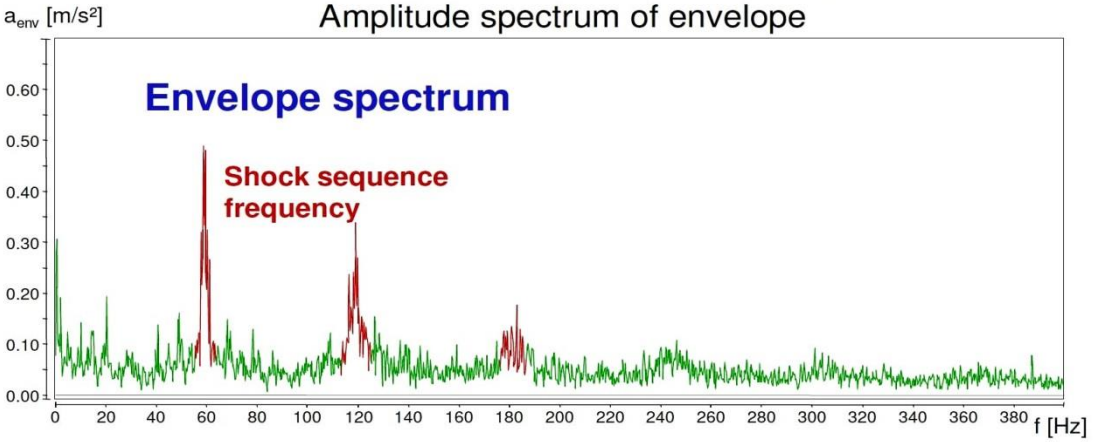
To avoid losses in signal power, the band pass filtered signal is rectified.

Next, low pass filtering is used to obtain the enveloping signal curve, also known as an envelope.





Finally, the envelope is converted into a frequency spectrum (envelope spectrum) to be able to associate the now visible shock sequence frequencies to the roller bearing. The amplitudes in the envelope spectrum are a measure of the degree of modulation (difference between maximum values and basic noise level), not of the absolute amplitude of the running noise level.

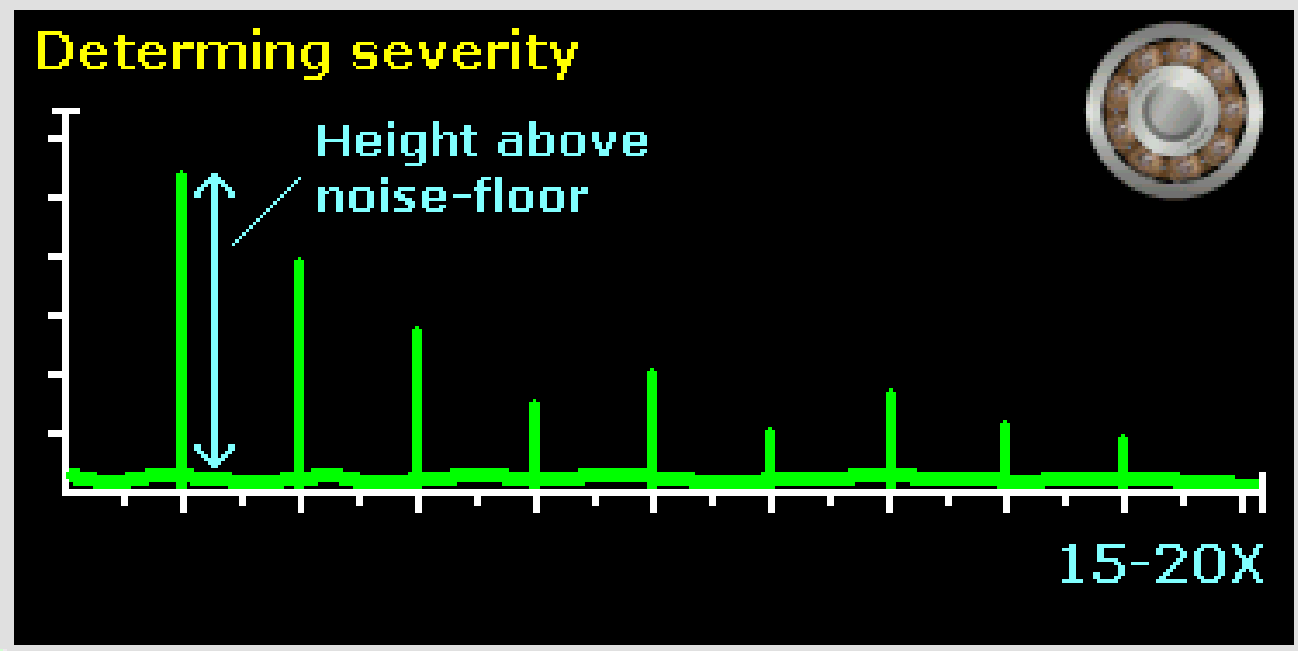


Diagnosi del cuscinetto con la funzione Envelope

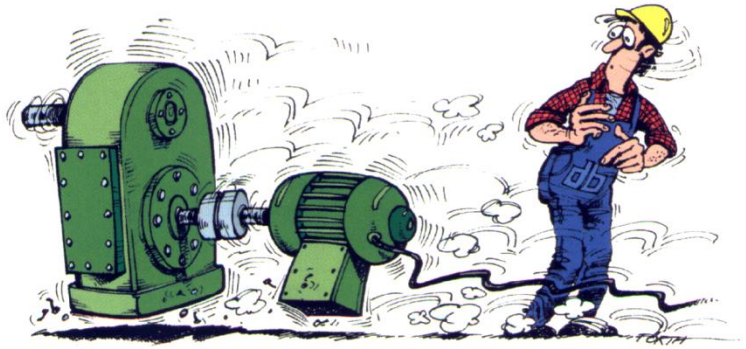
La gravità del problema non è evidenziata dal valore assoluto dei picchi ma dal rapporto secondo il quale la loro ampiezza risulta essere più grande del rumore di fondo.

Un valore significativo di gravità del problema è **un rapporto di 100 / 1 ossia un guadagno di 40 dB** (è una misura in accelerazione o in velocità e non in potenza).

È importante sottolineare che, quando il cuscinetto è prossimo alla rottura catastrofica, il rumore di fondo si innalza e quindi tale rapporto, o tale guadagno, si riduce.

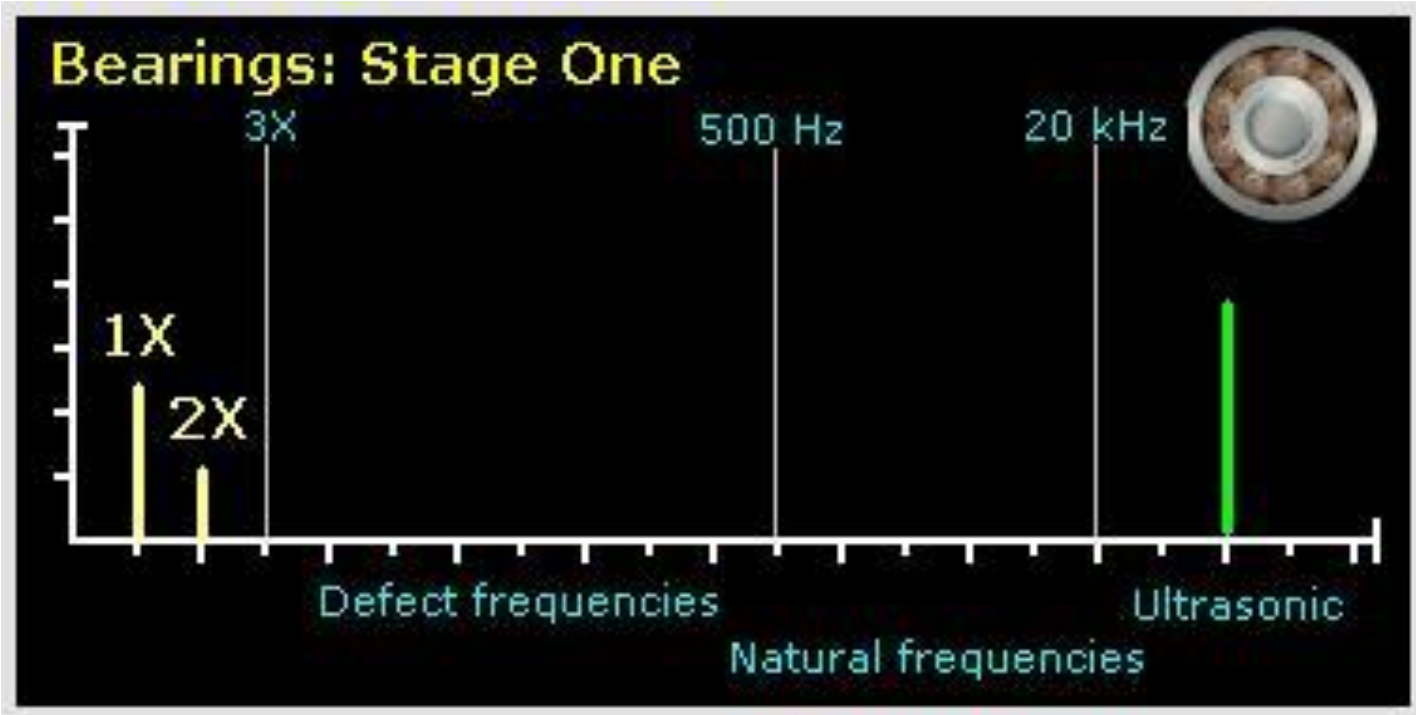


Ciclo di vita di un cuscinetto



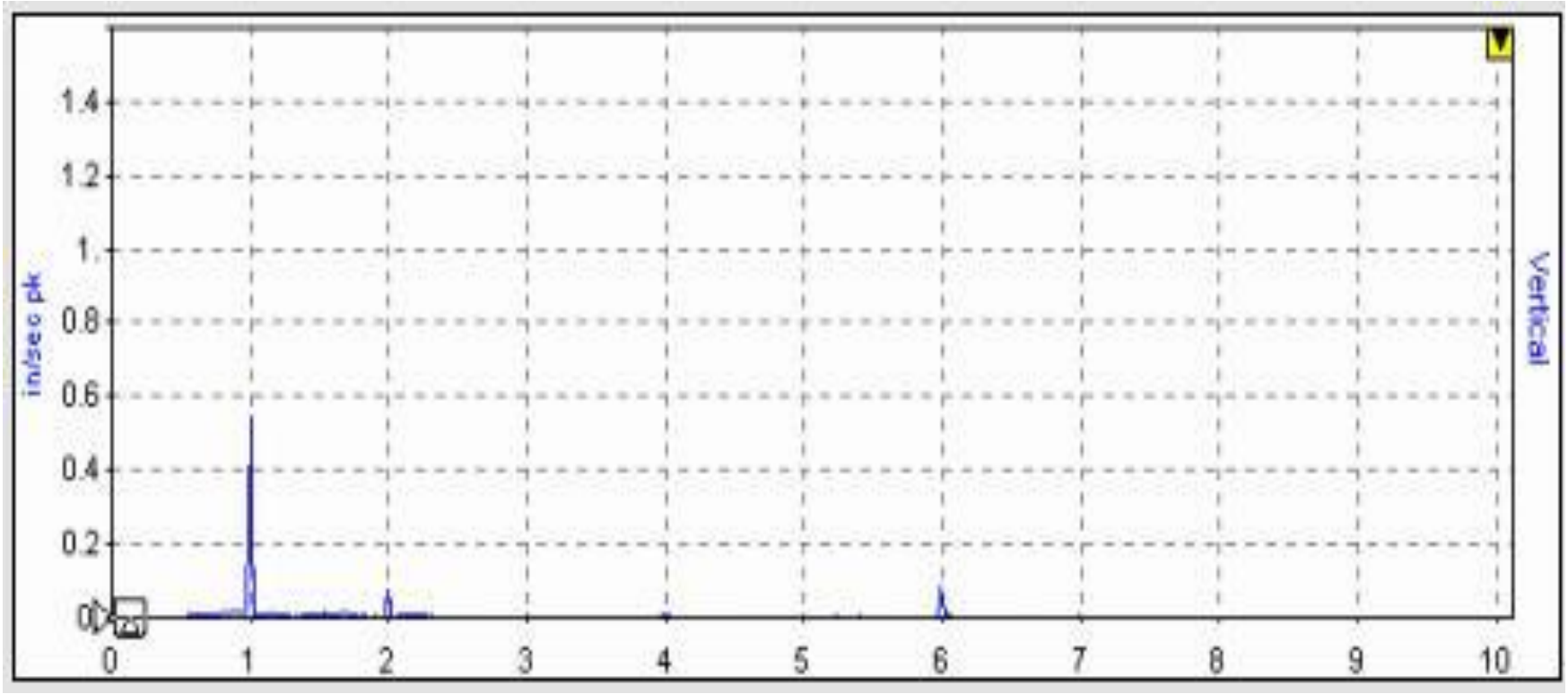
Ciclo di vita del cuscinetto stadio uno

Il danneggiamento di un cuscinetto nelle sue prime fasi si manifesta con elevate vibrazioni e rumorosità ad altissima frequenza (tra 20 e 60 kHz). Il rumore emesso non è udibile a quelle frequenze ma è rivelabile con la strumentazione che usa speciali algoritmi come ad esempio lo Shock Pulse.



Ciclo di vita del cuscinetto stadio uno

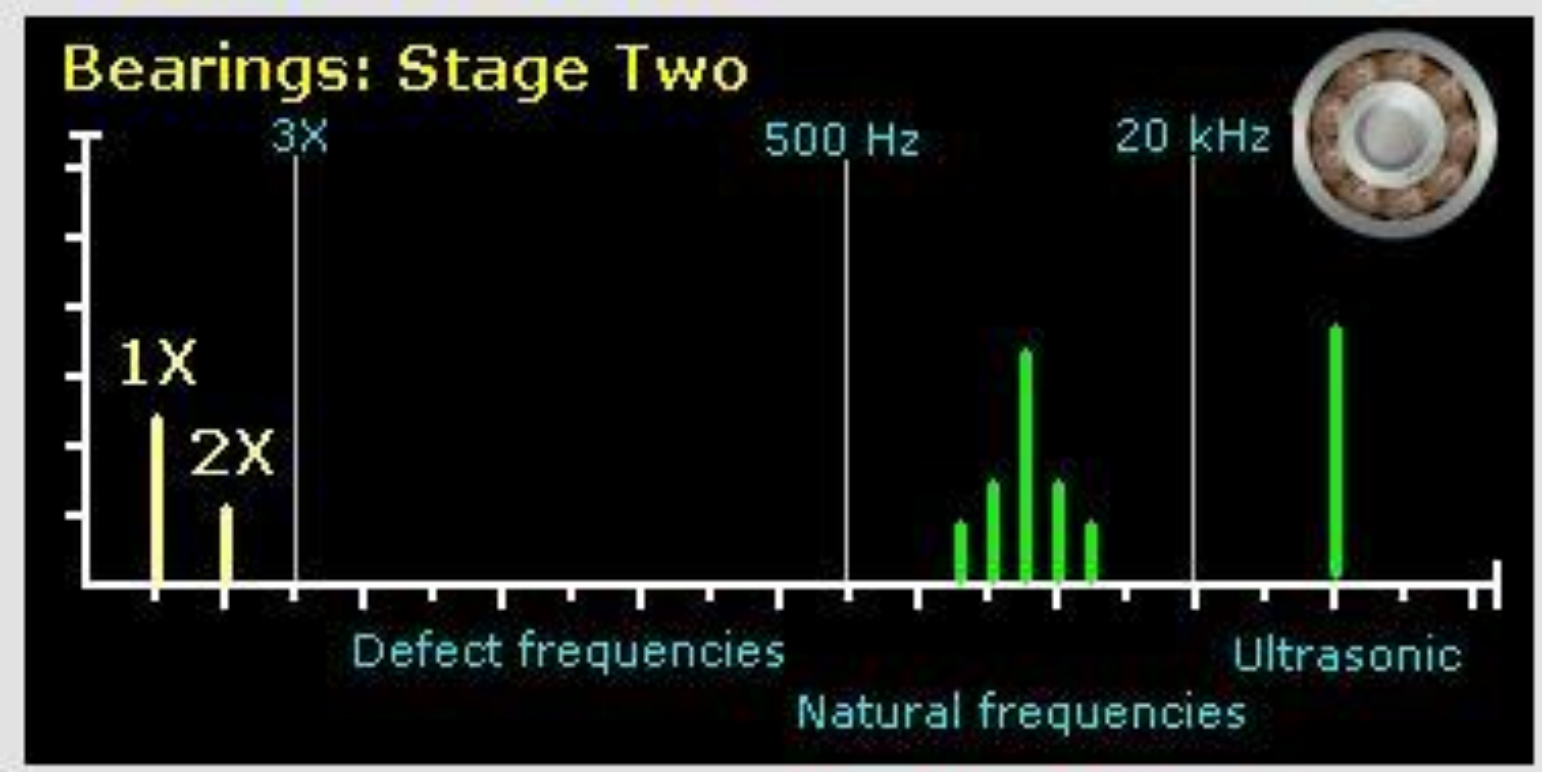
In questa fase lo spettro non fornisce informazioni interessanti.



Ciclo di vita del cuscinetto stadio due

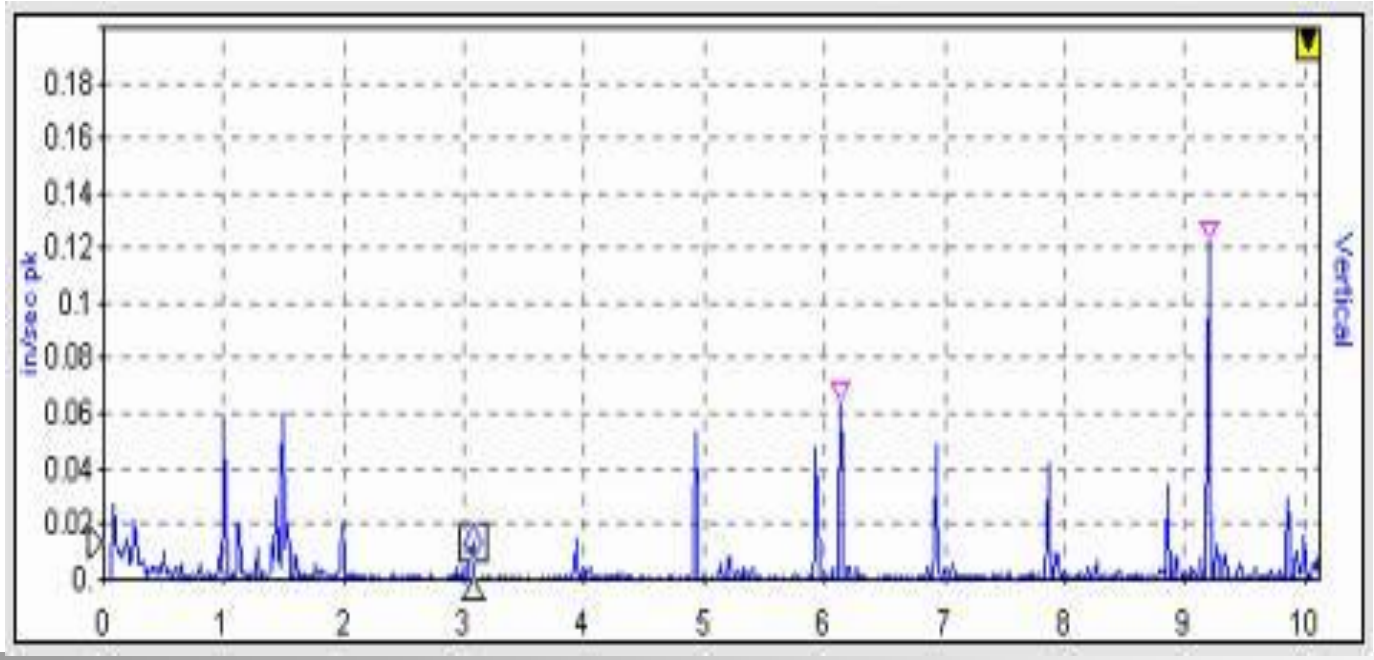
Ora il difetto è aumentato ed il rumore emesso può essere udito da un orecchio allenato.

Il cuscinetto risuona alla sua frequenza propria, che viene modulata dalle frequenze di rottura del cuscinetto stesso.



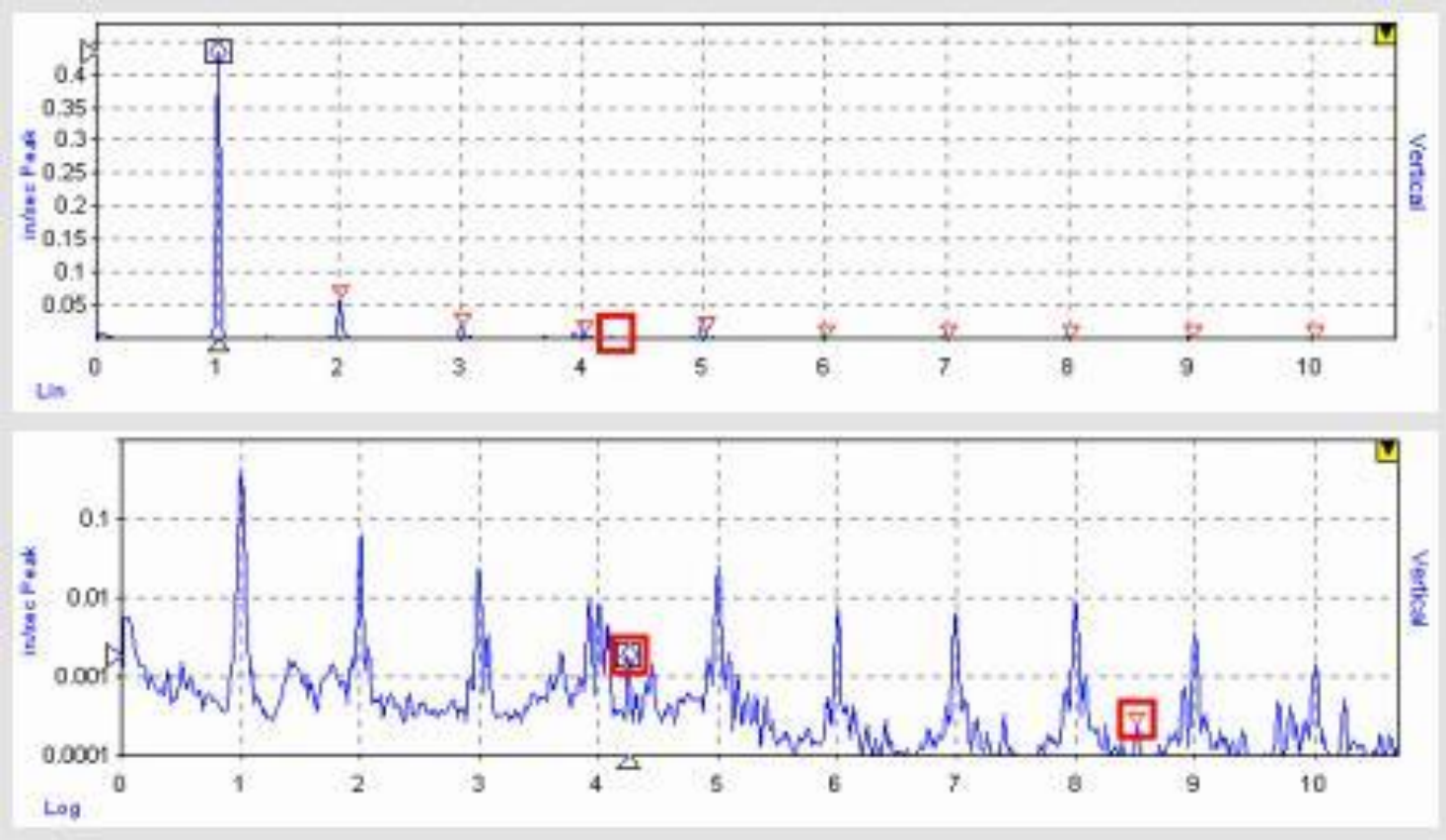
Ciclo di vita del cuscinetto stadio tre

Man mano che il deterioramento avanza, compaiono nello spettro picchi corrispondenti alle frequenze di rottura del cuscinetto, spesso con le loro armoniche.
Talvolta può accadere che vengano evidenziate prima le armoniche delle frequenze di rottura che le frequenze di rottura stesse. E' buona norma in ogni caso prestare attenzione a quei picchi che si presentano sullo spettro ad una frequenza non multipla secondo un intero della fondamentale di rotazione, soprattutto se sono associati alle loro armoniche.



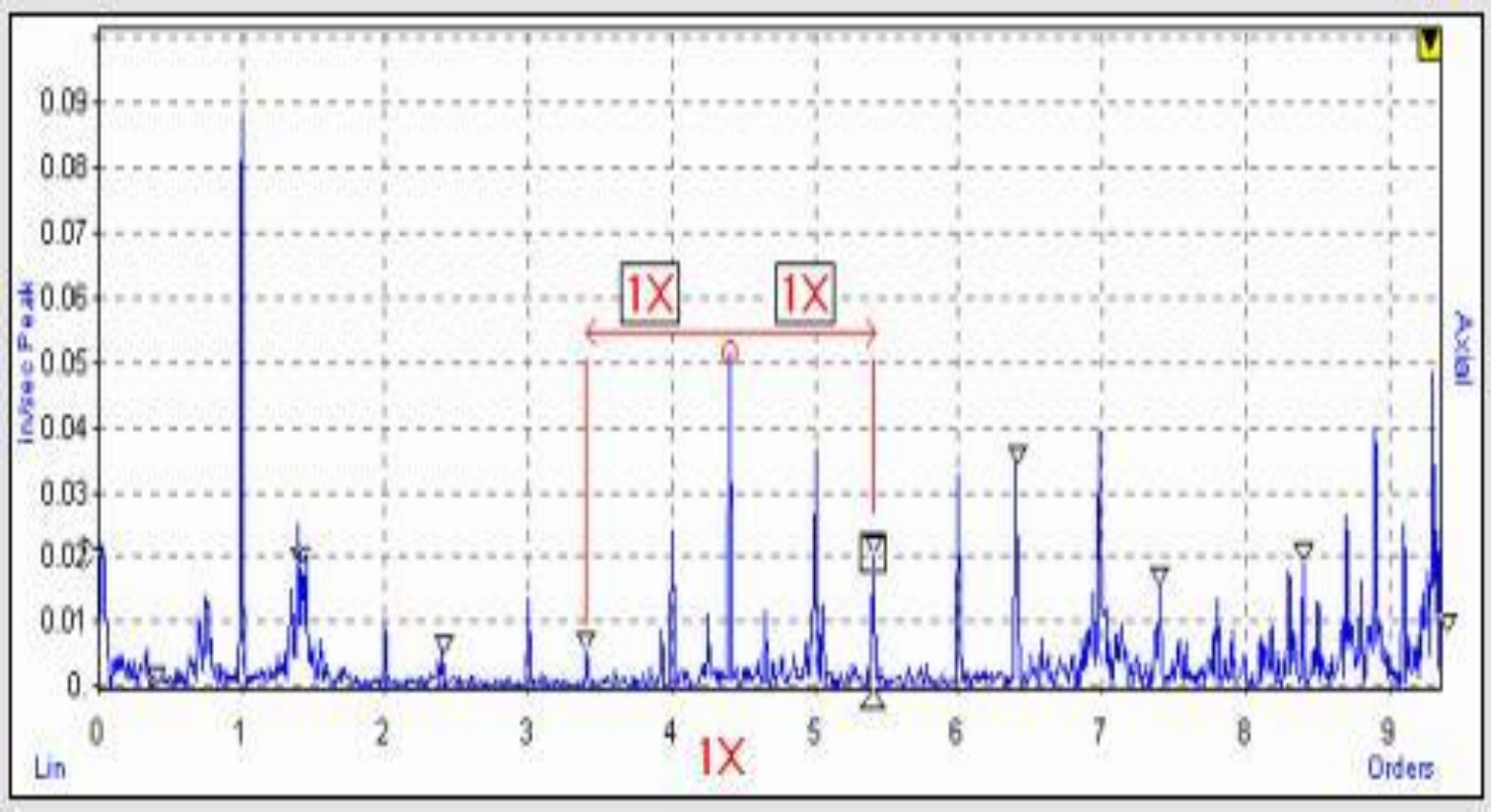
Ciclo di vita del cuscinetto stadio tre

Poiché i picchi non multipli della frequenza fondamentale di rotazione sono normalmente piuttosto piccoli in ampiezza può essere utile utilizzare sull'asse delle ordinate una scala logaritmica e non quella più classica che è lineare.



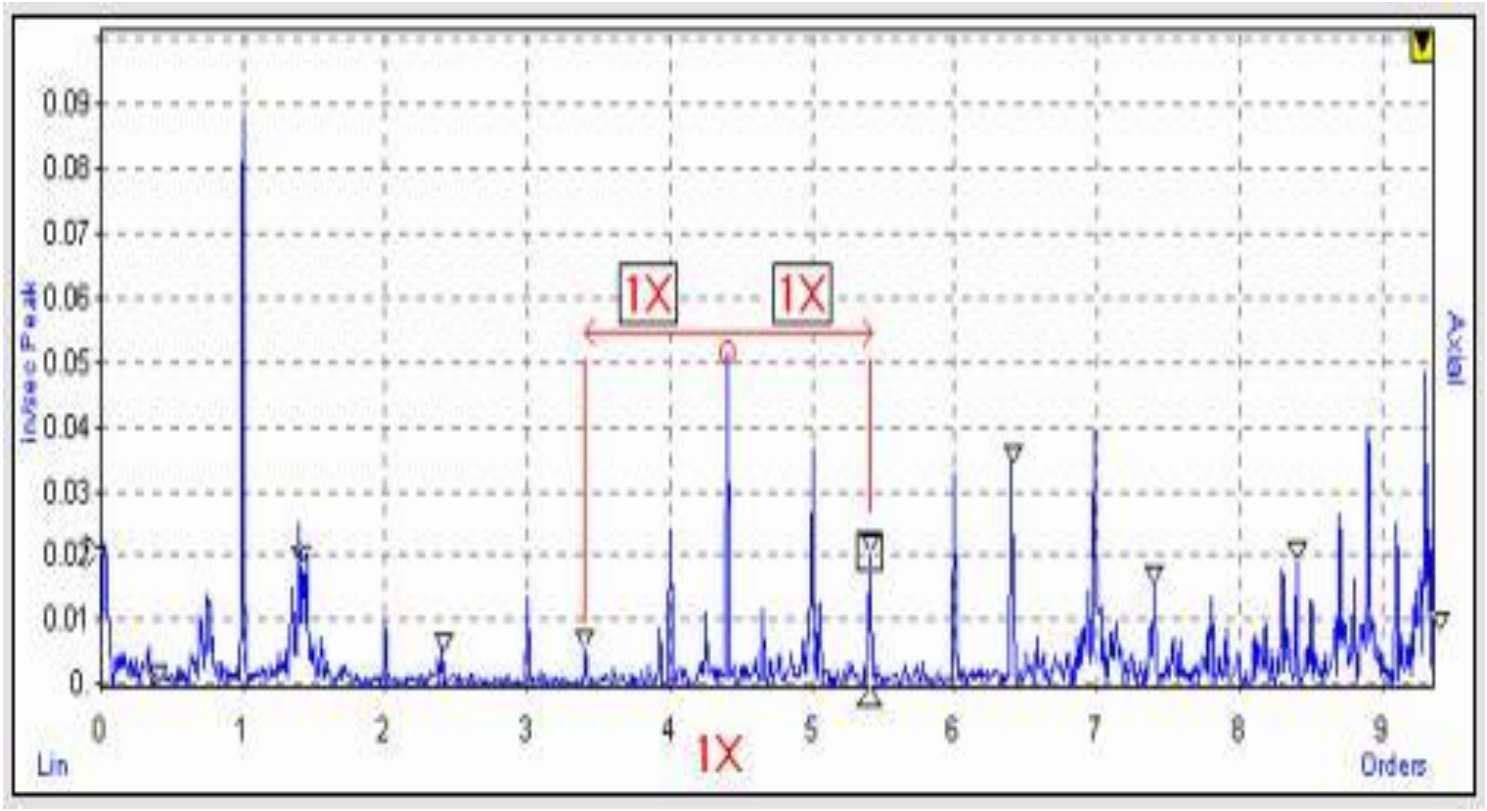
Ciclo di vita del cuscinetto stadio tre

Successivamente alla comparsa sullo spettro delle armoniche delle frequenze di rottura del cuscinetto cominciano ad evidenziarsi una serie di bande laterali intorno alle frequenze di rottura stesse.



Ciclo di vita del cuscinetto stadio tre

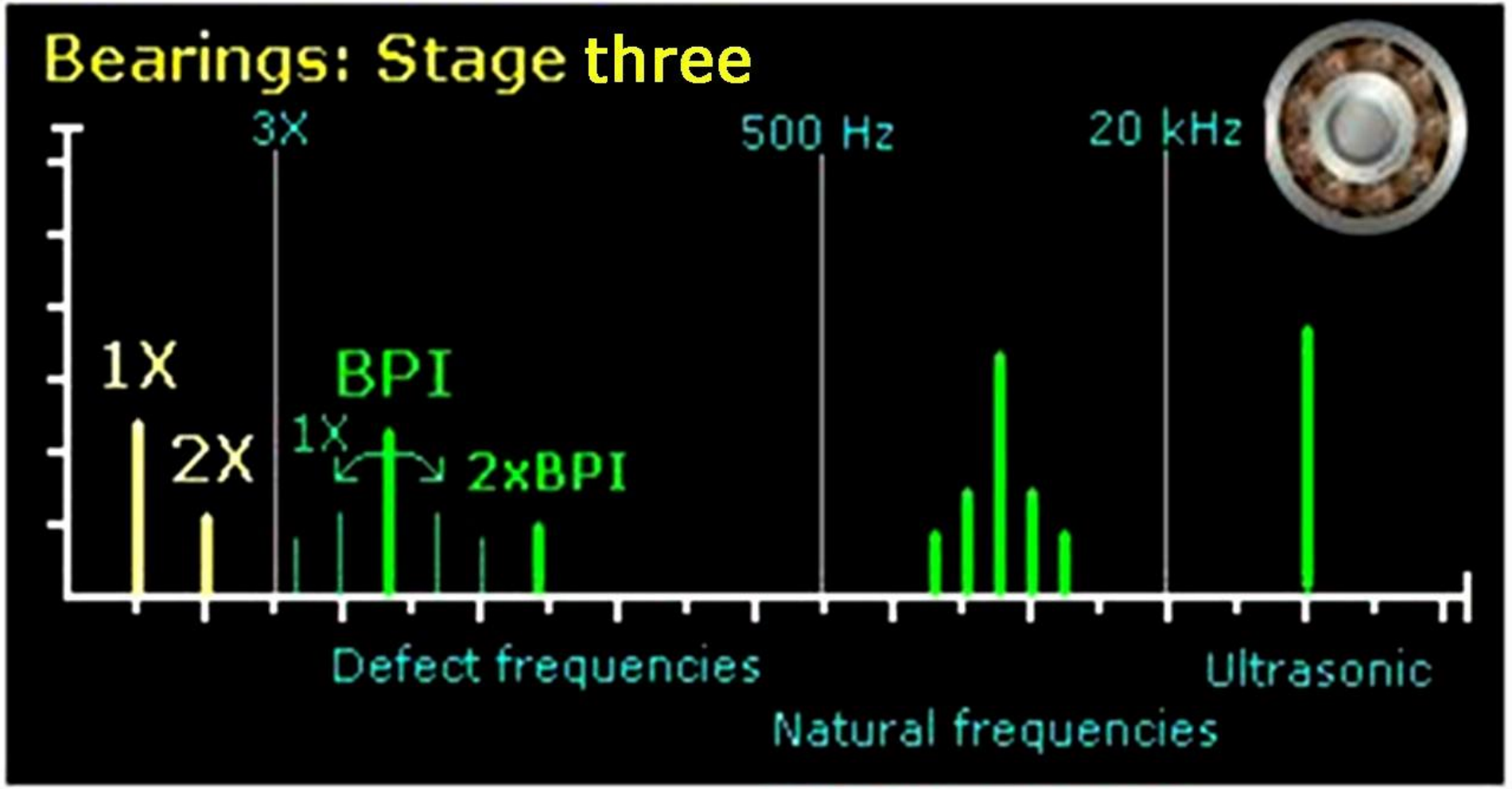
Le bande laterali si manifestano quando si è in presenza di un fenomeno di modulazione. Questo accade quando l'ampiezza di un picco in frequenza (in questo caso una delle frequenze di rottura del cuscinetto) varia nel tempo.



Ciclo di vita del cuscinetto stadio tre

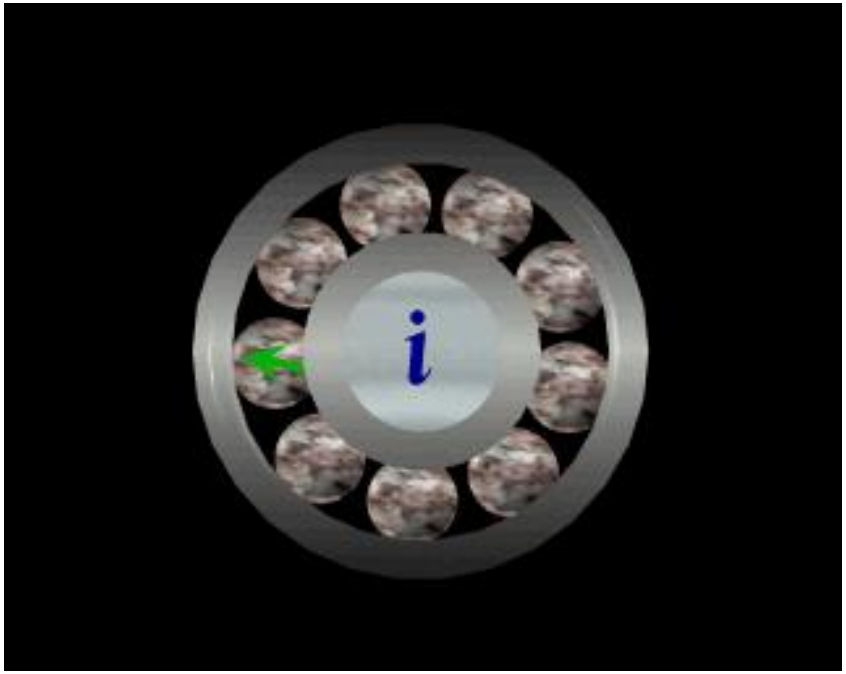
Ci sono **due** specifici casi di possibili rotture che generano fenomeni di modulazione.
Il primo riguarda una possibile rottura sulla pista interna del cuscinetto. In questo caso la modulazione dipende dal fatto che l'urto venga generato in una zona di carico del cuscinetto oppure no.
In questo caso le bande laterali sono sincrone alla velocità di rotazione e quindi le troviamo sullo spettro ad un distanza dalla frequenza di rottura pari alla 1X.

Ciclo di vita del cuscinetto stadio tre

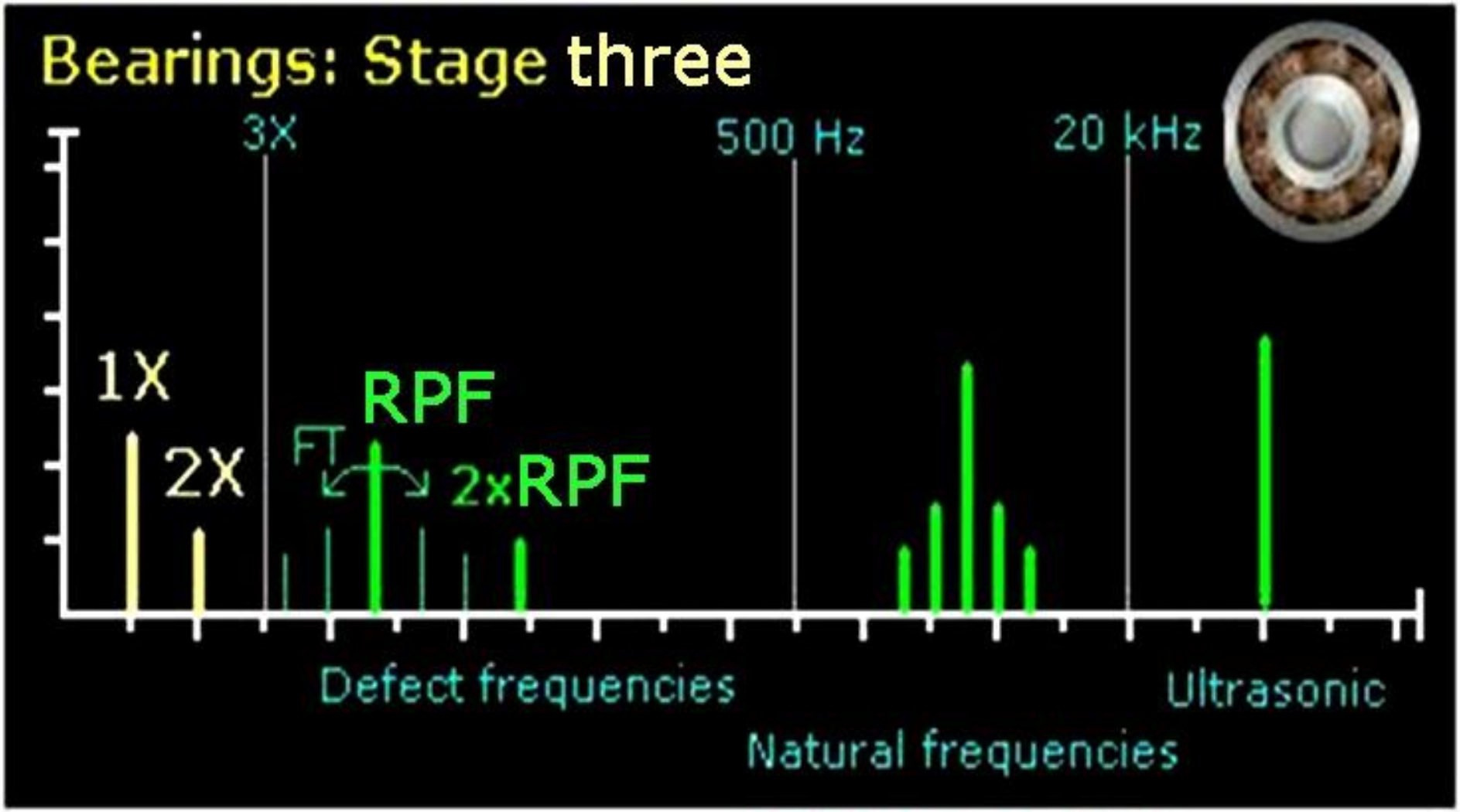


Ciclo di vita del cuscinetto stadio tre

Il secondo riguarda un possibile problema legato all'elemento volvente.
Anche in questo la modulazione è dovuta al fatto che l'urto venga generato in una zona di carico del cuscinetto oppure no.
In questo caso però le bande laterali sono sincrone alla velocità di rotazione della gabbia (FT) e quindi le troviamo sullo spettro ad un distanza dalla frequenza di rottura pari a FT.
Questa frequenza è al di sotto della 1X, normalmente intorno a 0.4X.



Ciclo di vita del cuscinetto stadio tre



Ciclo di vita del cuscinetto stadio tre

Quando sullo spettro cominciano ad essere evidenti le armoniche e soprattutto le bande laterali intorno alle frequenze di rottura l'usura risulta essere direttamente visibile sul cuscinetto.
Questo può essere un buon momento per procedere alla sostituzione.
In questa fase la curva di trend rilevata per esempio con un'analisi Shock Pulse raggiunge i valori d'allarme.

Ciclo di vita del cuscinetto stadio quattro

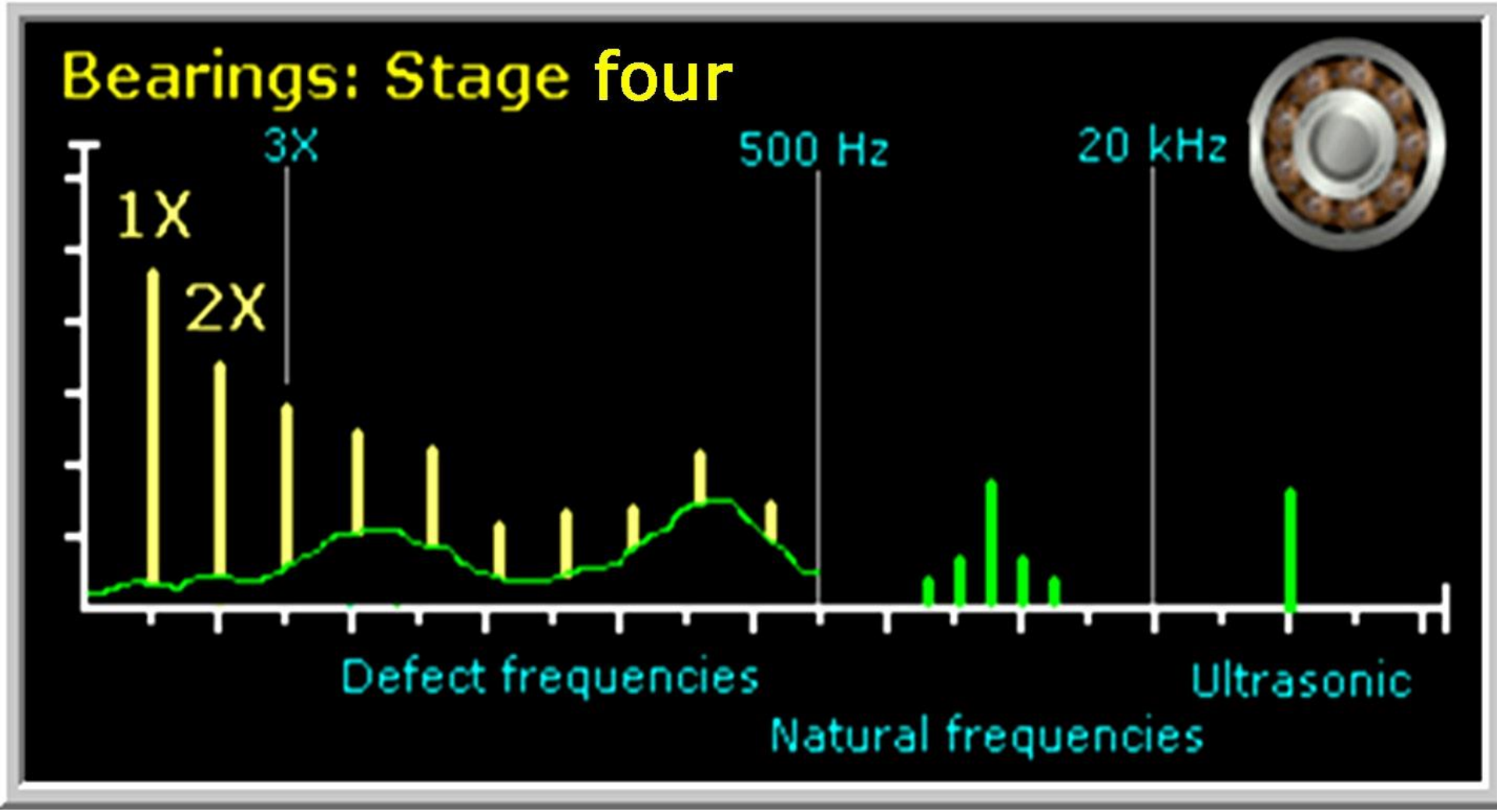
Infine la frequenza fondamentale risulta amplificata e compariranno le armoniche della fondamentale, a causa del notevole aumentato del gioco da usura del cuscinetto.

Un segnale molto evidente che la fine del cuscinetto è vicina è la comparsa nello spettro di alcune ‘gobbette’ (più o meno grandi) che tendono ad alzarne il valore di fondo .

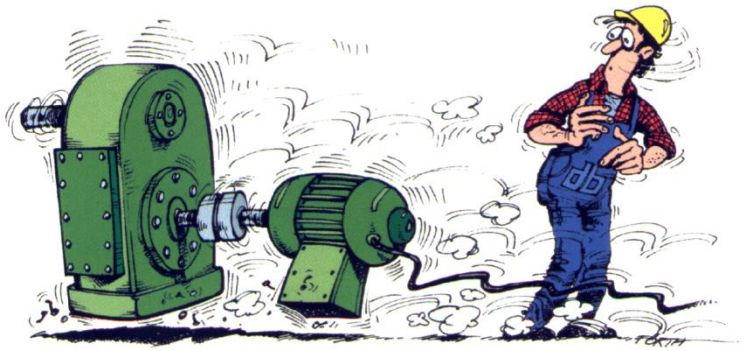
I valori di Shock Pulse si abbassano drasticamente.

Il cuscinetto deve essere sostituito il prima possibile.

Ciclo di vita del cuscinetto stadio quattro



Anomalie nei cuscinetti a rotolamento



Manifestazioni in campo

Il riscontro delle frequenze caratteristiche può costituire un indicatore delle cause di danneggiamento del cuscinetto:

- uno sbilanciamento genera difetti sulla pista interna

- un disallineamento di accoppiamento genera difetti sulla pista esterna

- cattiva lubrificazione o passaggio di correnti attraverso il cuscinetto danneggiano per primi gli elementi volventi

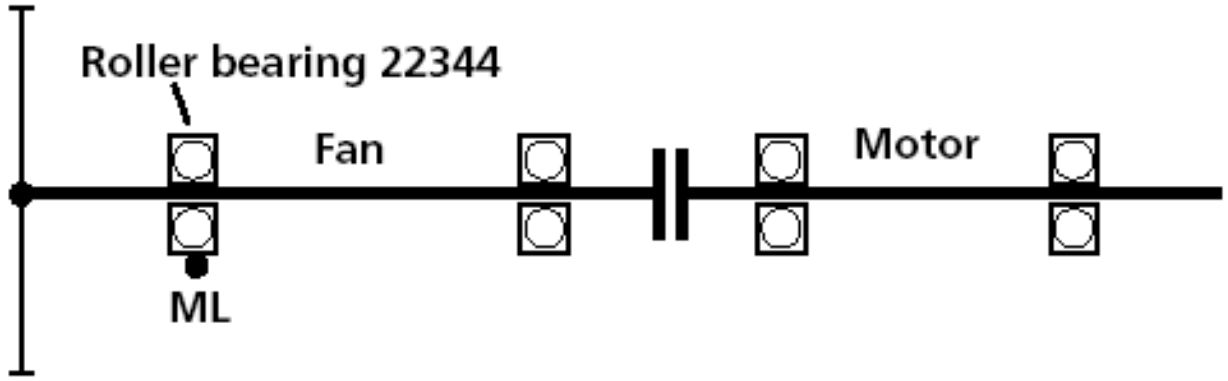
- un difetto alla pista interna rotante può generare modulazione della sua frequenza con bande laterali costituite dalla velocità di rotazione.

Rimedi e soluzioni

E’ impossibile parlare di riparazione di un cuscinetto a rotolamento: si può solo sostituirlo con la raccomandazione di effettuare, in tale occasione, un controllo geometrico delle sedi di calettamento, curando particolarmente il montaggio del cuscinetto nuovo per evitare che risulti disallineato ed un controllo dell’allineamento esterno oltre, ovviamente, alla lubrificazione per i cuscinetti a volventi.

Anomalie nei cuscinetti a rotolamento

Caso pratico n°1

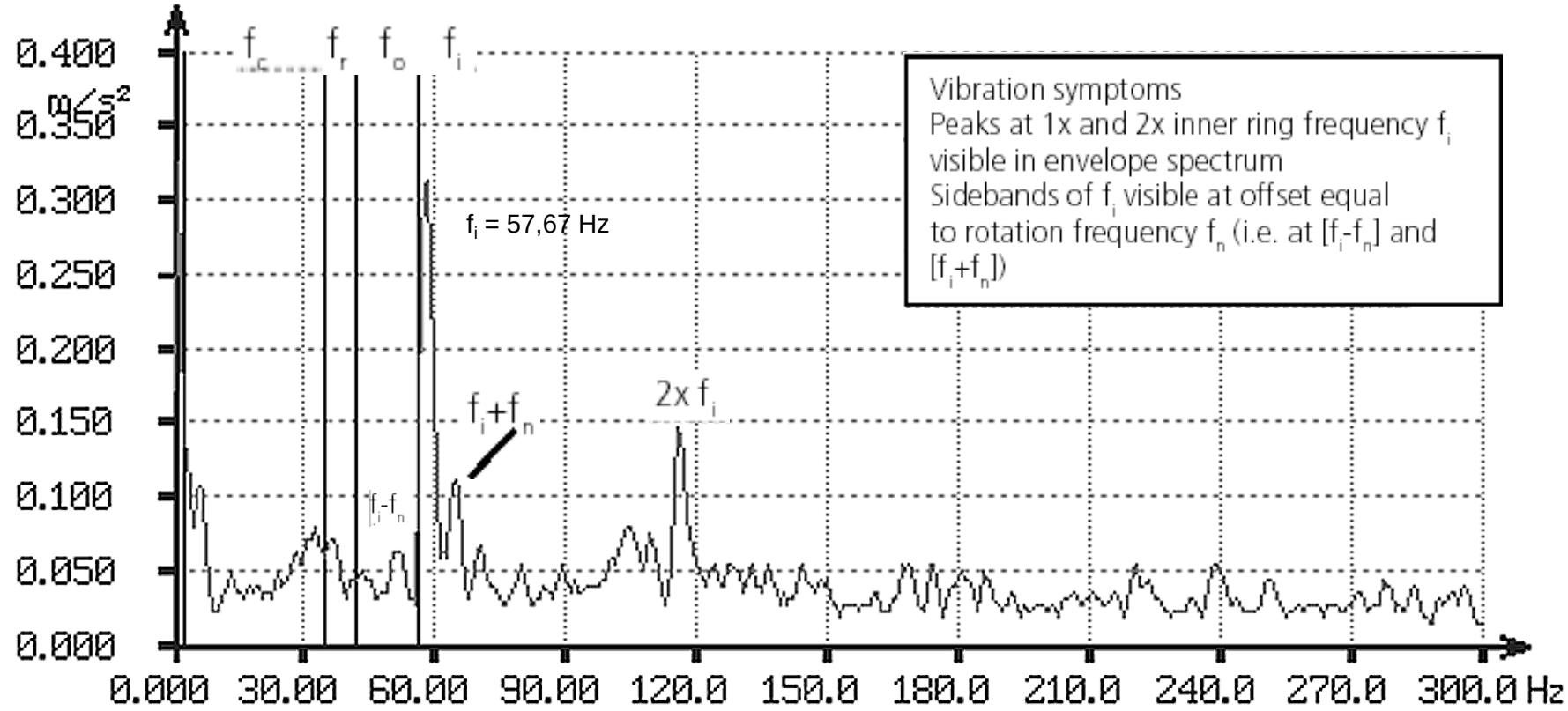


Aggregate
Ventilation fan
P = 680 kW
n = 370 rpm f_n = 6.17 Hz

Measurement location (ML)
Outboard bearing of ventilation fan, radial horizontal

Anomalie nei cuscinetti a rotolamento

Caso pratico n°1



Measurement made with flat top window, filtered envelope, 8 readings linearly averaged

Anomalie nei cuscinetti a rotolamento

Caso pratico n°1

Origine meccanica

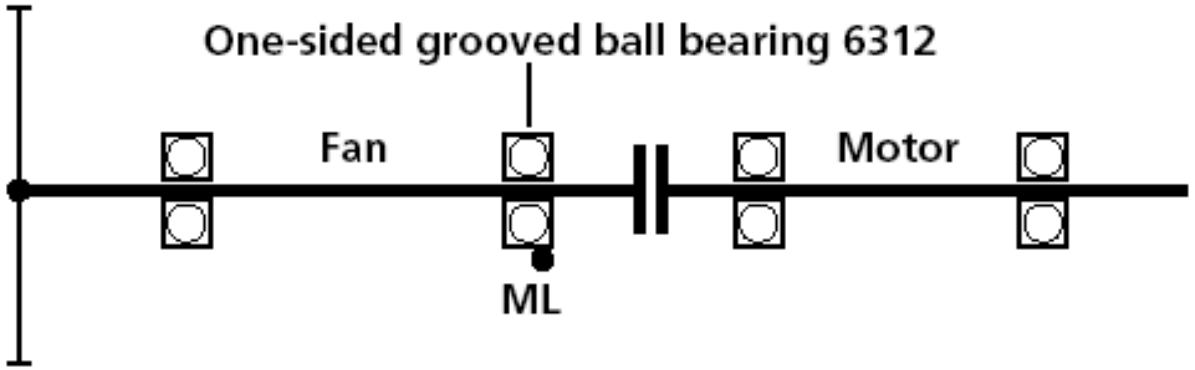
Danneggiamento avanzato della pista interna

Le Bande laterali nascono dal passaggio dei volventi sulla parte danneggiata di pista interna, talvolta all'interno della zona di carico e talvolta al di fuori di tale zona.

Critical frequencies

cage	f_c	2.56 Hz
outer ring	f_o	40.99 Hz
rolling elements	f_r	34.66 Hz
inner ring	f_i	57.67 Hz

Caso pratico n°2

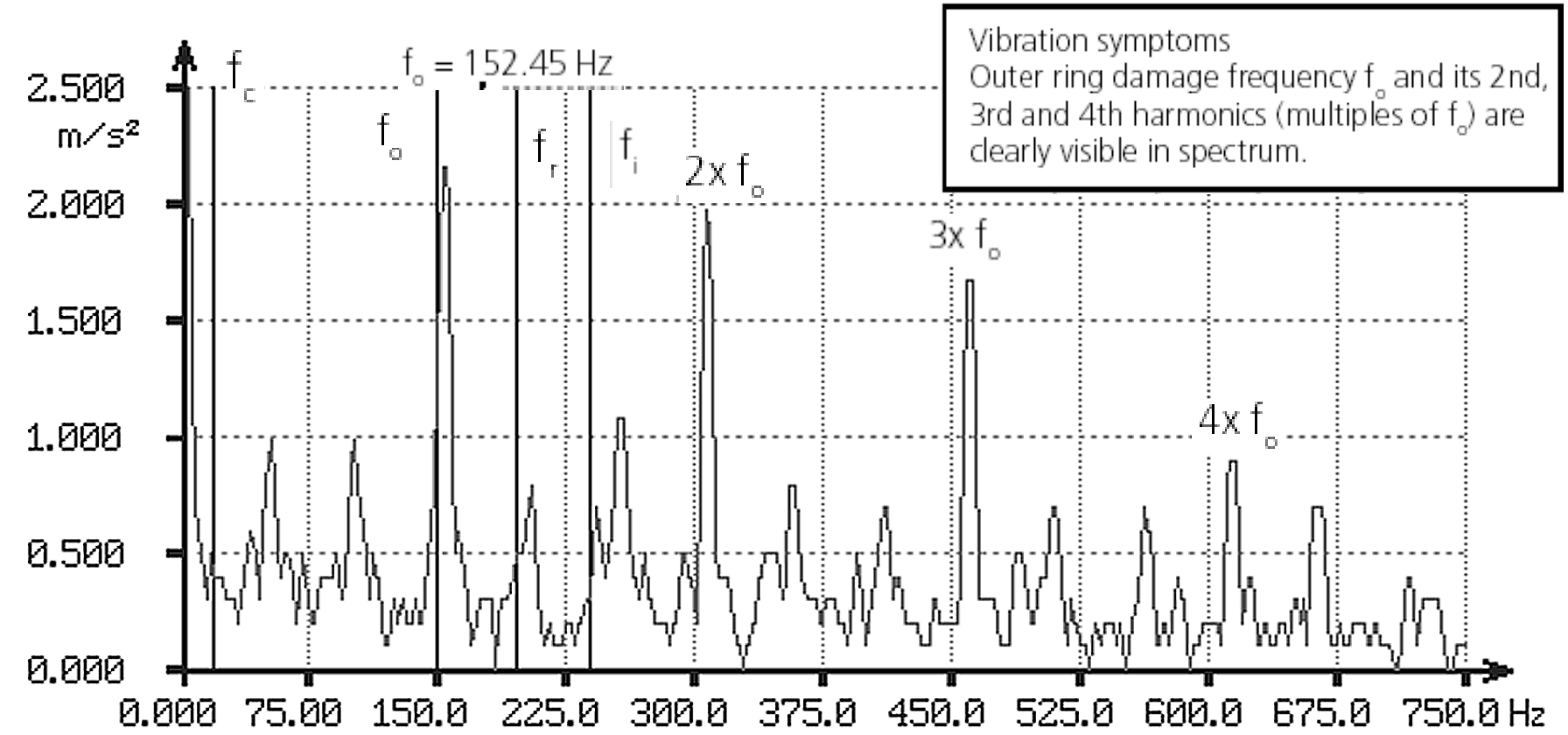


Aggregate
Vaccuum fan
P = 75 kW
n = 2985 rpm f_n = 49.75 Hz

Measurement location (ML)
Inboard fan bearing, radial horizontal

Anomalie nei cuscinetti a rotolamento

Caso pratico n°2



Measurement made with flat top window, filtered envelope, average of 5 readings

Caso pratico n°2

Origine meccanica

Sensibile danneggiamento sulla pista esterna del cuscinetto: quanto più chiaramente appaiono nello spettro le armoniche della frequenza di danno “fo”, tanto più gravemente la pista esterna è danneggiata.

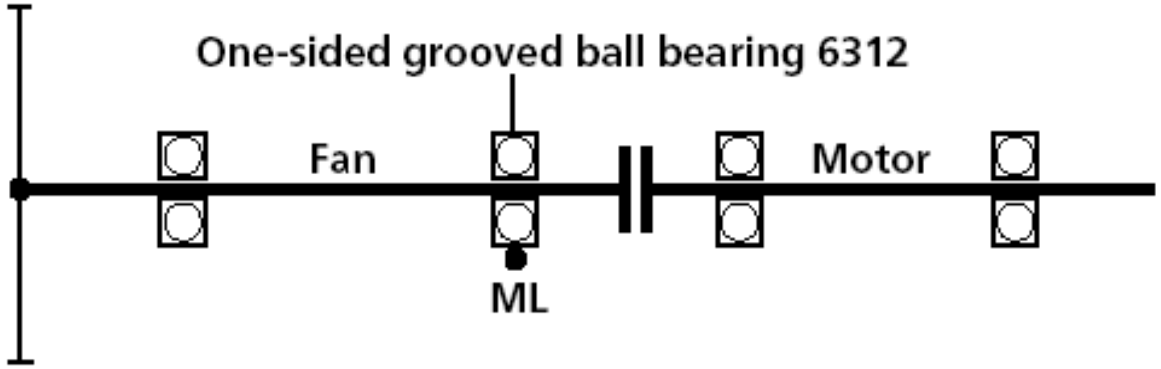
Correzione : Sostituzione del cuscinetto

Critical frequencies

cage	f_c 19.06 Hz
outer ring	f_o 152.45 Hz
rolling elements	f_r 201.07 Hz
inner ring	f_i 245.55 Hz

Anomalie nei cuscinetti a rotolamento

Caso pratico n°3

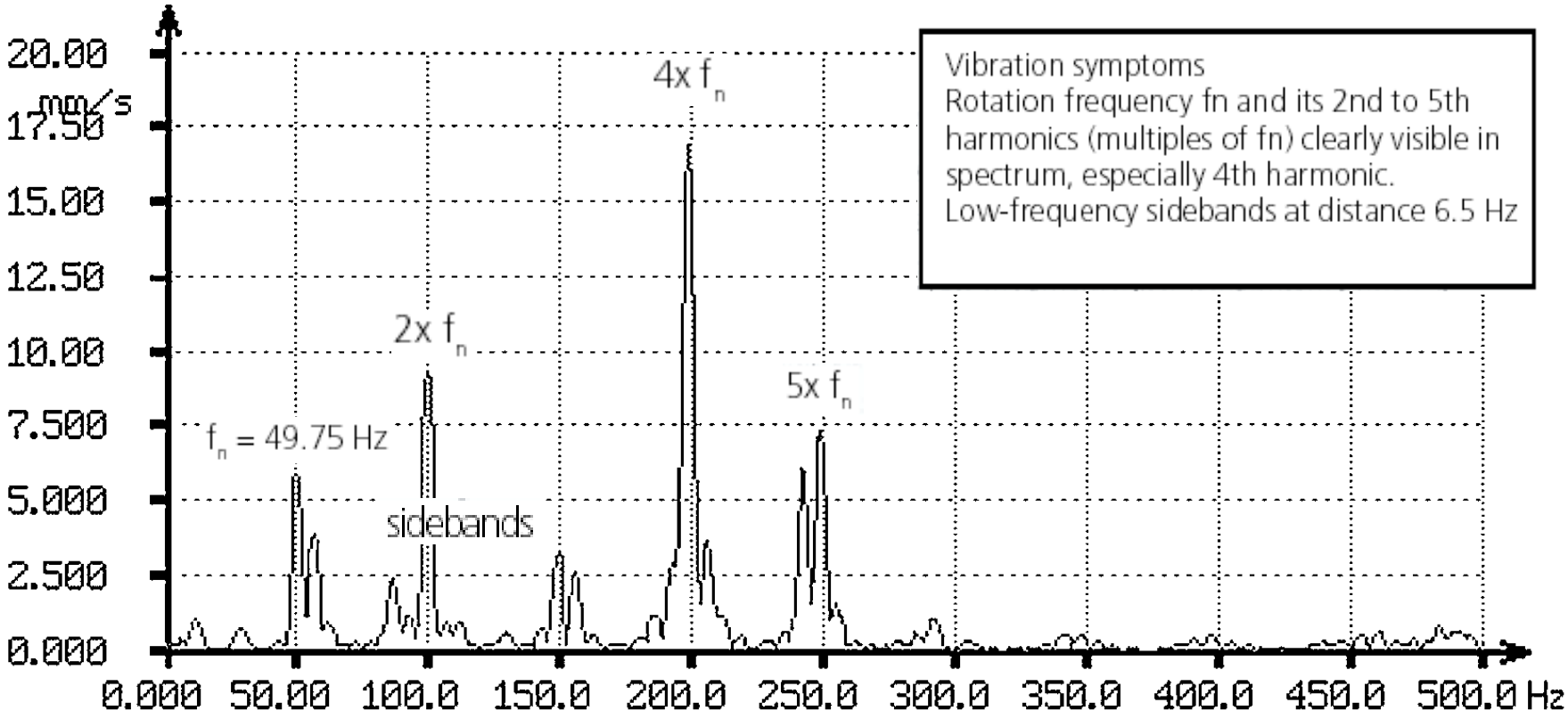


Aggregate
Vaccuum fan
P = 75 kW
n = 2985 rpm f_n = 49.75 Hz

Measurement location (ML)
Inboard fan bearing, radial horizontal

Anomalie nei cuscinetti a rotolamento

Caso pratico n°3



Measurement made with flat top window, without envelope

Anomalie nei cuscinetti a rotolamento

Caso pratico n°3

Origine meccanica

L'eccessivo gioco del cuscinetto dovuto al danneggiamento della pista esterna fa risultare allentato il cuscinetto lato giunto del ventilatore, con risultato di supporto instabile dell'albero del ventilatore ed armoniche di fn.

La 4° armonica di fn è elevata a causa della risonanza con la frequenza dei volventi fr.

Correzione

Sostituzione del cuscinetto e del supporto, se possibile.

Critical frequencies

cage	f_c 19.06 Hz
outer ring	f_o 152.45 Hz
rolling elements	f_r 201.07 Hz
inner ring	f_i 245.55 Hz

Altri Casi pratici

Abbiamo inoltre due esempi di problemi manifestatisi a qualche frequenza caratteristica di cuscinetti volventi. Si tratta, in entrambi i casi, di motori elettrici asincroni a due poli, con velocità vicine ai 3000 giri / minuto.

Primo caso

Pot 510 Kw
RPM 2984
L.V. SKF Nu 217
L.A. SKF Nu 217 + 6217

Nel 1° caso appare chiaramente la frequenza dei volventi con rilievo sia in verticale che in orizzontale lato accoppiamento, ed è rilevabile anche sul cuscinetto lato ventola, con valori molto ridotti anche a causa del posizionamento della sonda necessariamente non ottimale su tale lato. Infatti la ventola è quasi sempre a sbalzo all'esterno del cuscinetto e poi c'è un coperchio copri-ventola: non si sa dove posizionare la sonda che rimane comunque lontana dal cuscinetto.

In tale 1° caso la sostituzione dei tre cuscinetti ha risolto il problema.

Altri Casi pratici

Secondo caso

Pot. 700 Kw
RPM 2960 (di targa)
L.V. SKF 6319 C3
L.A. SKF 6319 C3

Tale motore, lato ventola, con tutti i problemi di posizionamento della sonda come nel primo caso, presentava in verticale un'accelerazione di 0,036 m/sec², in corrispondenza della CRF (frequenza di Gabbia) e chi operava ritenne di non preoccuparsene. In orizzontale, a tale frequenza, si leggeva un'intensità di 0,011 m/sec², quindi ancora più bassa. Bisogna dire chiaramente che il montaggio di due cuscinetti a sfere nei motori o nelle macchine in generale è determinato dalle dimensioni (in questo caso d=95 mm e D=200 mm): i corrispondenti cuscinetti a rulli tipo NU 319 sono fuori limite di giri per lubrificazione a grasso (2600 RPM) e abbastanza vicini al limite per lubrificazione ad olio (3200 RPM) e quindi non montabili.
Bisogna prestare molta attenzione alle sedi libere (su pista esterna non rotante) che permettono la dilatazione termica dell'albero.

Anomalie nei cuscinetti a rotolamento

Non è casuale che il difetto si manifesti a partire dalla gabbia: l'albero dilata, spinge all'esterno la pista interna, la quale, tramite le sfere spingerebbe altrettanto all'esterno la pista esterna con il proprio opportuno accoppiamento quasi "libero". Se però sporcizia, cattiva manutenzione ecc… bloccano assialmente la pista esterna, la prima componente che "soffre" è la gabbia, che risulta distorta dalle spinte e dai non conseguenti spostamenti assiali della pista esterna.

Fermo restando le difficoltà di lettura lato ventola, qualsiasi accenno di problemi alla gabbia deve comportare:

1) arresto della macchina

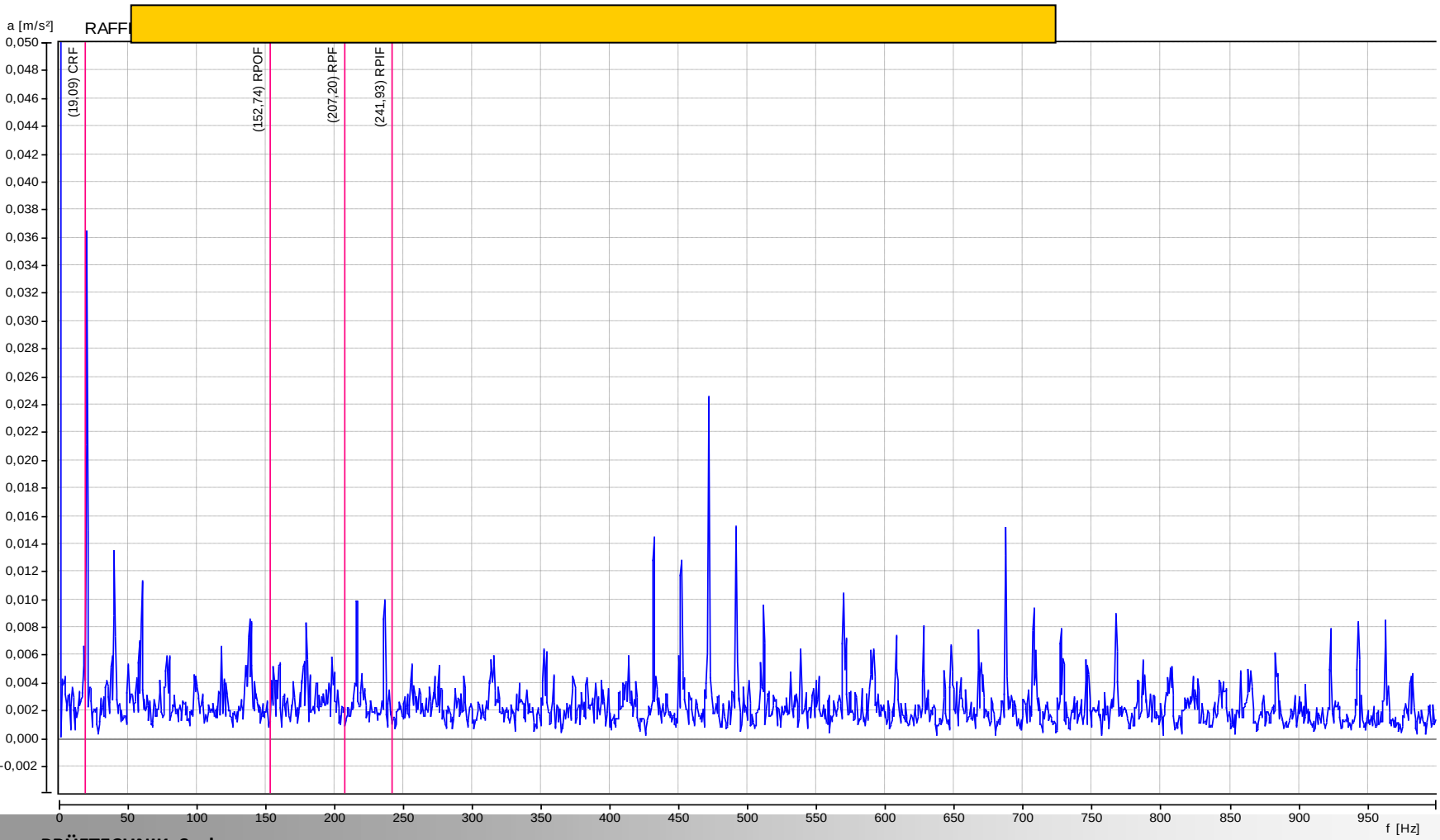
2) controllo geometrico preciso delle sedi cuscinetto

3) sostituzione cuscinetto

Anomalie nei cuscinetti a rotolamento

Altri Casi pratici

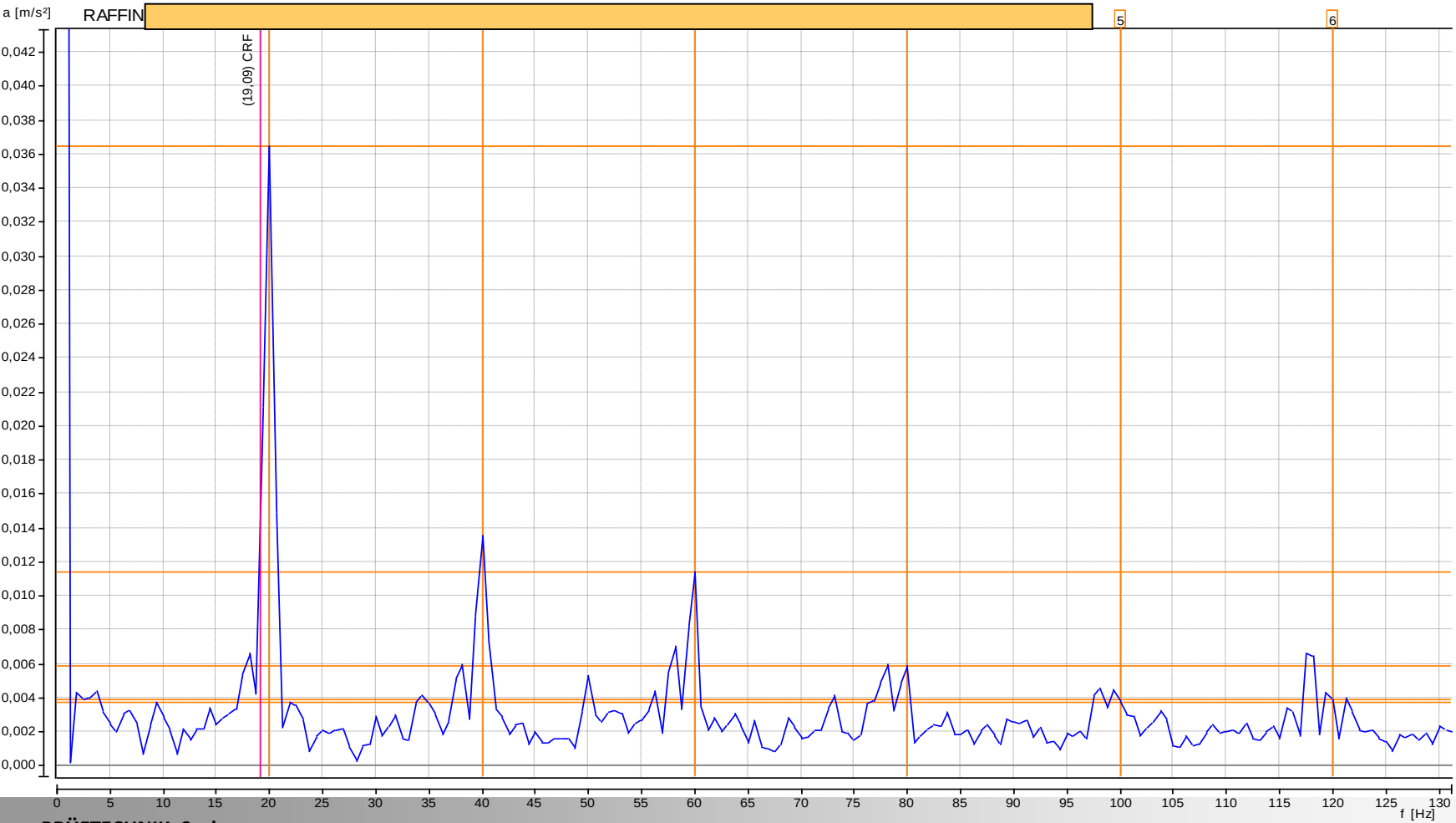
Secondo caso: GRAFICO 1 p.to VERTICALE



Anomalie nei cuscinetti a rotolamento

Altri Casi pratici

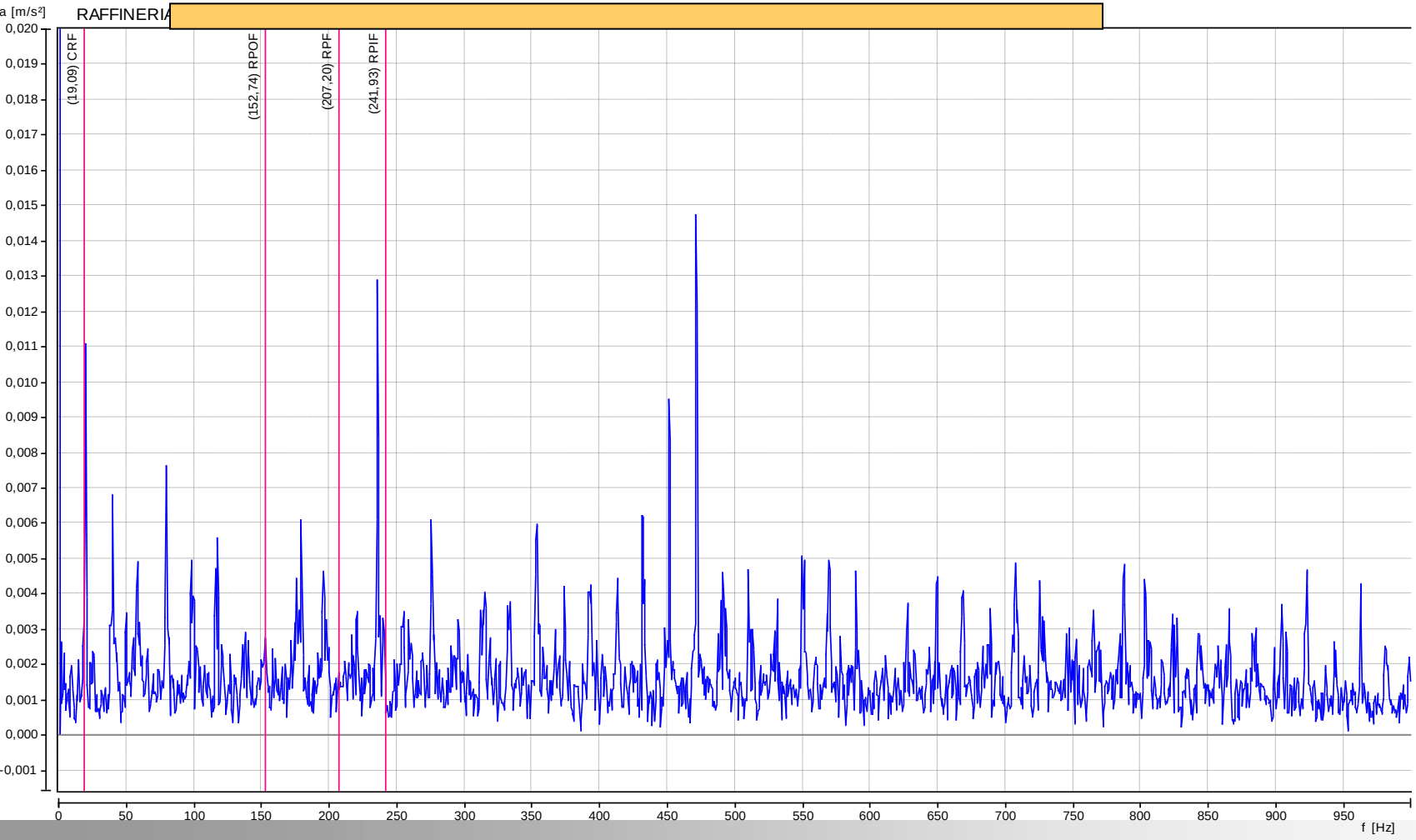
Secondo caso: GRAFICO 2 (ZOOM)



Anomalie nei cuscinetti a rotolamento

Altri Casi pratici

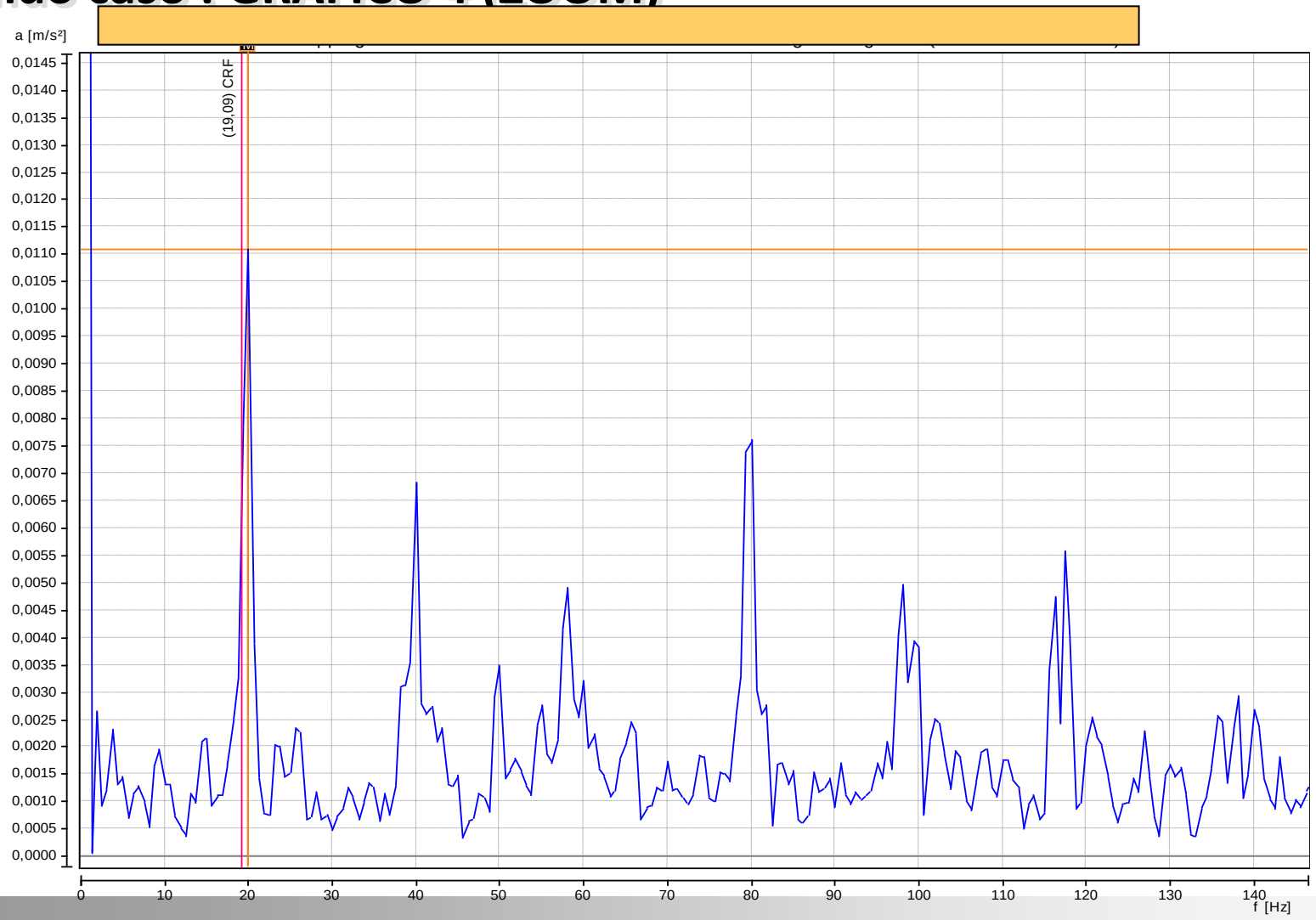
Secondo caso : GRAFICO 3 p.to ORIZZONTALE



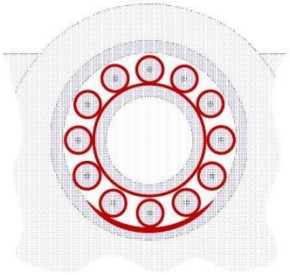
Anomalie nei cuscinetti a rotolamento

Altri Casi pratici

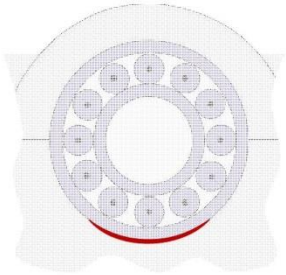
Secondo caso : GRAFICO 4 (ZOOM)



Wear

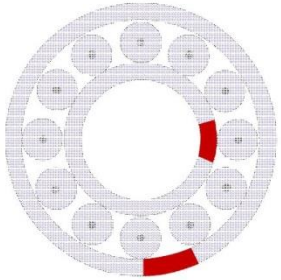


Race wear
Increased bearing play

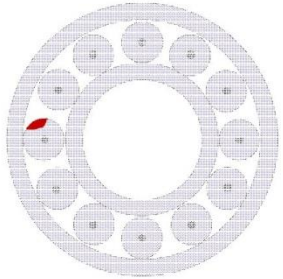


Looseness on outer race seat

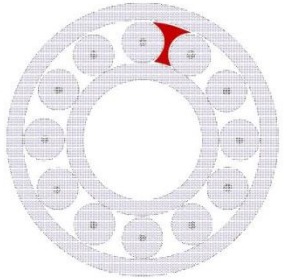
Race damage



Outer race
Inner race

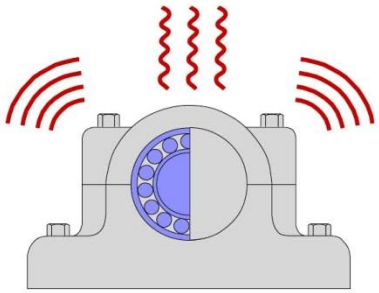


Rolling element

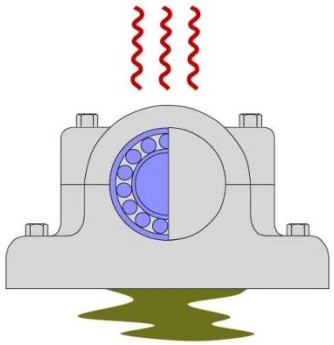


Cage

Lubrication problems

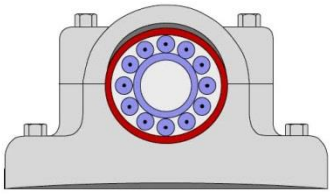


Insufficient lubrication

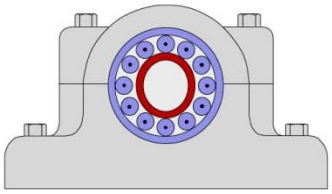


Overgreasing

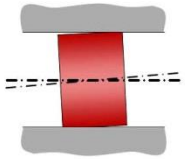
Incorrect installation



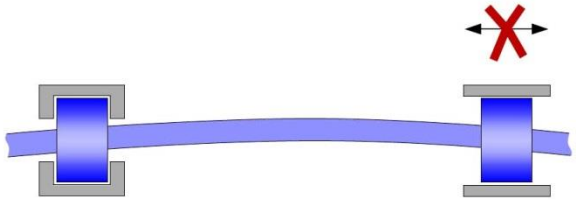
Outer race deformed
or concave contact



Inner race deformed



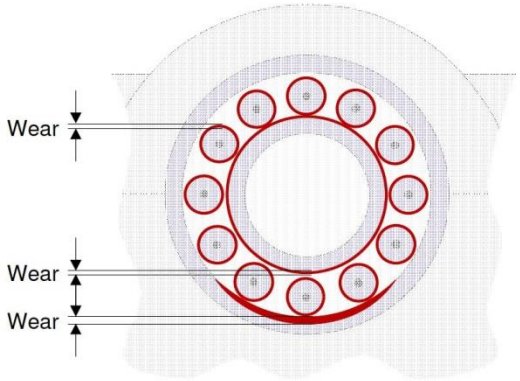
Skewed installation



Axial forces on floating bearing

1. Wear:

Increased running noise level



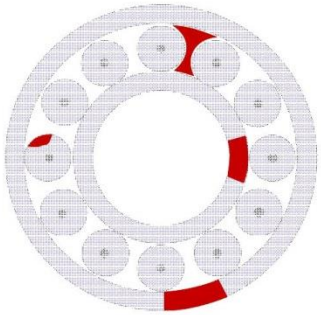
Causes

- Service life exceeded
- Bearing overload
- Incorrect assembly, manufact. flaw
- Insufficient lubrication

2. Race damage:

Shock pulse

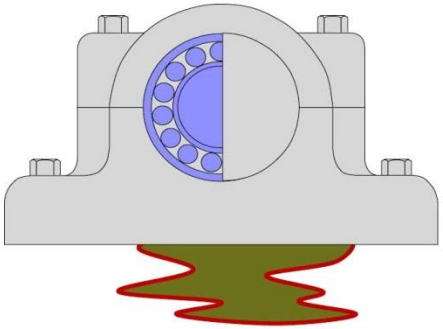
Damage frequencies in envelope



- Service life exceeded
- Bearing overload
- Bearing underrating
- Insufficient lubrication

3. Lubricant contamination:

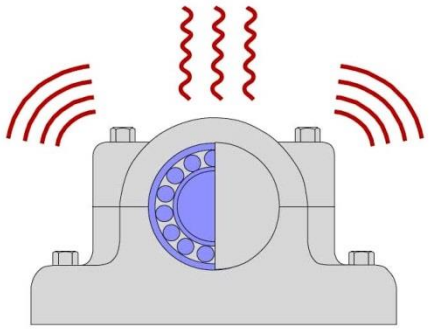
Strong fluctuations of the running noise level



- Race damage
- Defective sealing
- Contaminated lubricant

4. Insufficient lubrication:

Increased running noise, temperature rise later on

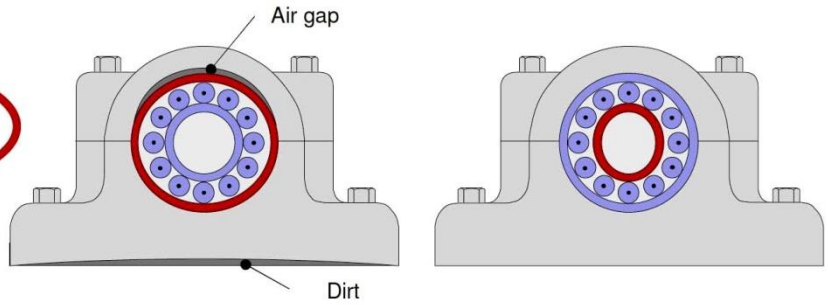


Causes

- Insufficient lubrication
- Underrating

5. Bearing rings out of round, deformed:

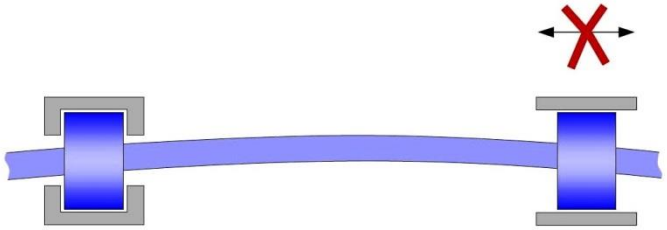
Damage frequencies appear in envelope



- Incorrect installation
- Manufacturing error in shaft or bearing housing

6. Bearing forces on floating bearing:

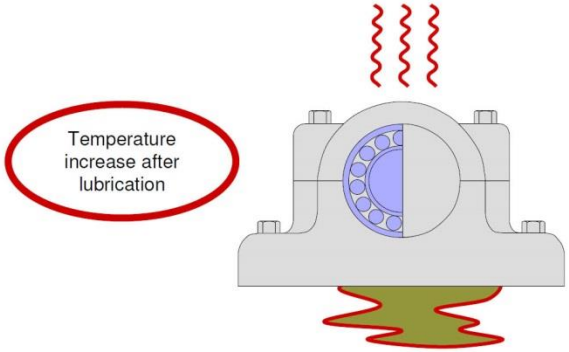
High frequency vibrations, primarily in the axial direction



- Incorrect installation
- Incorrect housing calculation (push fit)
- Manufacturing error in bearing housing

Roller bearing damage – damage types /3

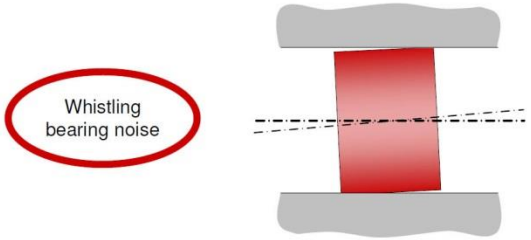
7. Overgreasing:



Causes

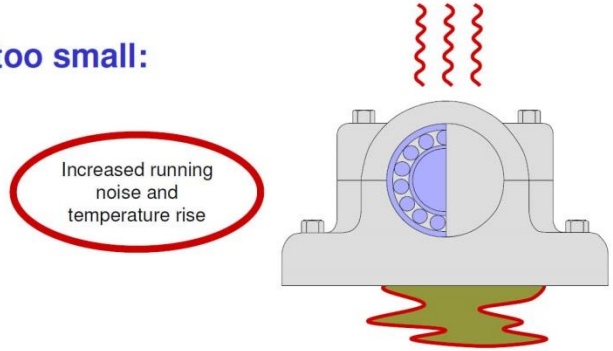
- Maintenance error (quantity, interval)
- Grease regulator defective, grease outlet clogged

8. Skewed installation:



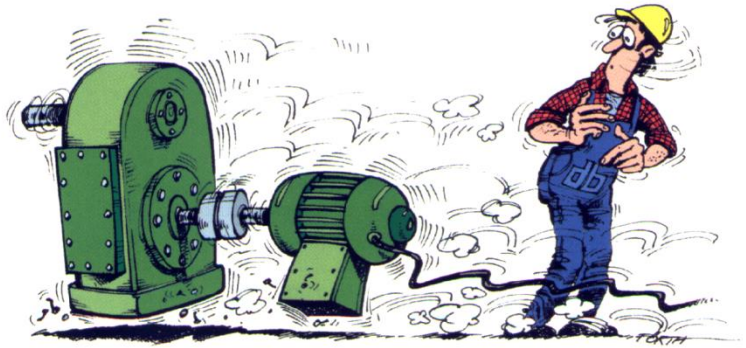
- Incorrect installation

9. Bearing clearance too small:



- Incorrect installation of tapered adapter sleeves
- Inner race bearing seat too large
- Hot runner due to insufficient lubrication

Cuscinetti a strisciamento



Cuscinetti a strisciamento

È ricorrente, nelle macchine che dobbiamo analizzare , la presenza di Cuscinetti a Strisciamento, oltre che, naturalmente, di quelli a rotolamento.

Mentre i vari aspetti di diagnosi vibrazionale dei cuscinetti a rotolamento sono già stati affrontati, dedicheremo ora un capitolo apposito ai “Cuscinetti a Strisciamento” approfondendo un loro pratico dimensionamento ed una altrettanto pratica verifica di idoneità al funzionamento.

Seguirà una Analisi Vibrazionale degli stessi con individuazione dei fenomeni di disturbo al corretto funzionamento ed indagine sulle loro cause.

Cuscinetti a strisciamento

- I cuscinetti a rotolamento, comunemente lubrificati a grasso e, ai limiti superiori delle loro velocità ammissibili, ad olio, oltre certe velocità, che sono chiaramente indicate sui cataloghi dei costruttori, centrifugano il lubrificante ed escono così dalla condizione di funzionamento “tranquillo” o “possibile”.

  E’ necessario allora ricorrere ai “cuscinetti a strisciamento”, comunemente anche chiamati “bronzine”.

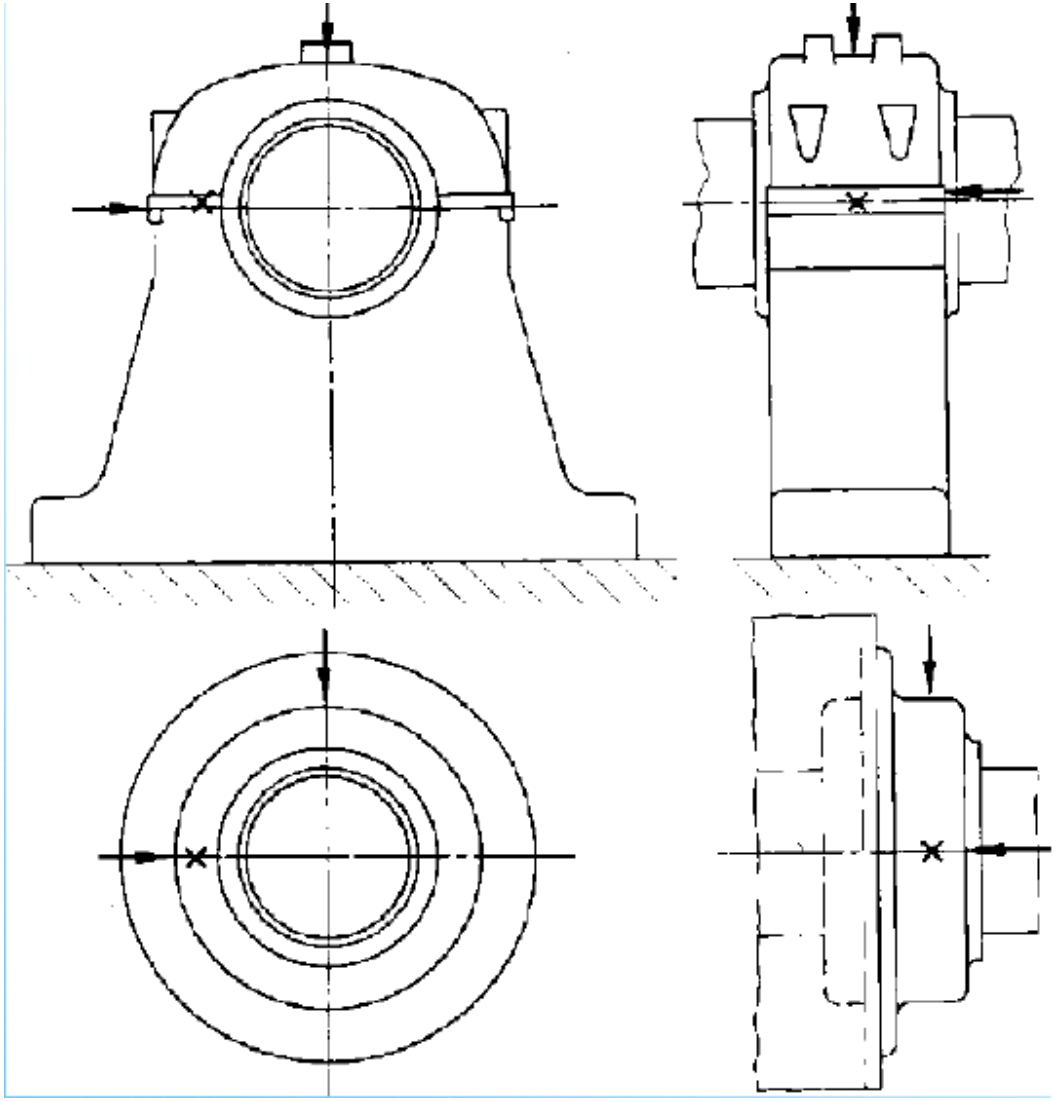
  I cuscinetti a strisciamento sono costituiti da un supporto in cui è alloggiato un “guscio” a superficie interna cilindrica, in bronzo o in “metallo bianco”, quindi in materiale “tenero”, entro il quale ruota un “perno”, cioè una porzione di albero, in materiale più duro (acciaio..).

  Cuscinetti Idrodinamici: l’olio è pescato da 1 o 2 anelli di diametro opportuno che, appoggiati sull’albero, ruotano e trascinano l’olio nel cuscino prelevandolo da un serbatoio sottostante.

  Cuscinetti Idrostatici: la pressione e la circolazione dell’olio sono assicurate da una pompa e da apposita tubazione.

  Parleremo solo dei cuscinetti IDRODINAMICI.

Cuscinetti a strisciamento



Verifica rapida delle condizioni di funzionamento

Utilizziamo il “Numero di Sommerfeld” So

$$So = 10 *(p * \psi^2) / (\eta * \omega)$$

Dove : p = pressione specifica sul cuscinetto [N / cm ^ 2] = carico in [N] / L*D

L = lunghezza assiale del cuscinetto [cm]

D = diametro del cuscinetto [cm]

ψ = gioco diametrale in $_0$ / $_{00}$ = 1000 * (D – d) / D

d = diametro perno

η = viscosità dinamica a 70 °C [cP = 10^-3 * N * s / m^2] = visc. cinem. [cSt] * 0,9

ω = velocità angolare [s^-1] = 2* π * n / 60

Inoltre:

n = N° giri / minuto

Gr = gioco radiale = (D-d) / 2

Cuscinetti a strisciamento

Altre grandezze caratteristiche sono:

il rapporto "L/D" (B/D in figura), che può essere maggiore, minore o uguale a 1;

l'eccentricità "e" che è la distanza radiale fra il centro O del cuscinetto ed il centro O' del perno;

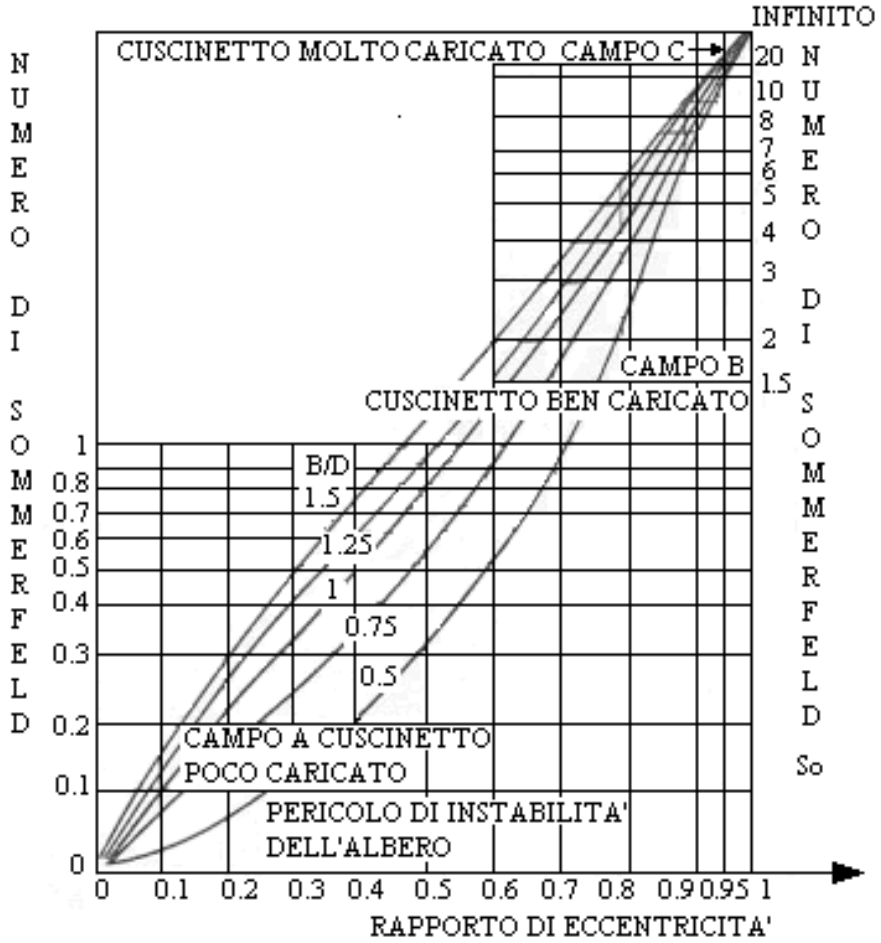
"hmin" che è il minimo spessore del film d'olio;

l'eccentricità relativa "ε" (o "rapporto di eccentricità") che è pari a:
e / Gr = (Gr - hmin) / Gr = 1 – (hmin / Gr)
essa è nulla quando cuscinetto e perno sono coassiali mentre vale 1 quando perno e cuscinetto si toccano;

Calcolato So ed il rapporto L/D (B/D in figura), dal grafico allegato si ricava ε.

Si ha un buon funzionamento con ε medio, al netto delle vibrazioni
= (0,5) 0,6 ÷ 0,8

Cuscinetti a strisciamento



Cuscinetti a strisciamento

Gli oli sono commercialmente distribuiti con la sigla numerica (32, 58, 100, ecc.) corrispondente alla Viscosità Cinematica in Centistokes

[cSt] a 40°C.

Per passare alla Viscosità Dinamica in cP a 70°C occorre:

1) moltiplicare tale valore indicato per 0,9 (= densità media dell'olio)

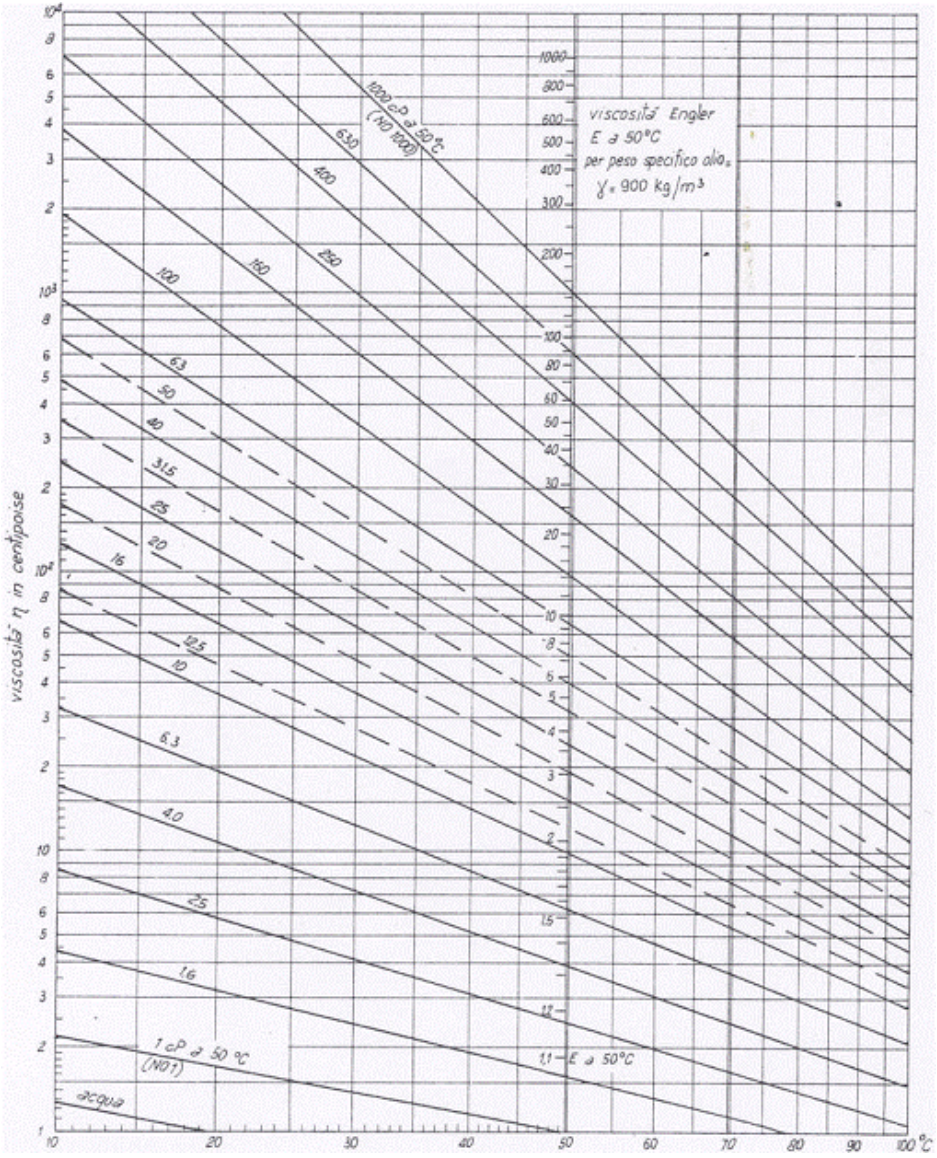
2) passare da 40°C a 70°C con il diagramma allegato nella slide seguente.

Ogni linea inclinata, tratteggiata o continua, rappresenta un tipo di olio.

Si entra dal basso lungo la verticale corrispondente a 40°C e si trova l'incrocio con l'orizzontale corrispondente alla viscosità dinamica appena calcolata.

Si va sulla linea corrispondente di olio che passa per quel punto fino alla verticale dei 70°C e da quel punto di incrocio si va in orizzontale a sinistra fino a leggere sull'asse Y la viscosità dinamica in cP da introdurre nell'equazione.

Cuscinetti a strisciamento



Cuscinetti a strisciamento

Se risulta dal calcolo di verifica un valore di ε al di fuori dei valori indicati quali idonei, cioè 0,6 ÷ 0,8 , occorre agire modificando i valori delle variabili contenute nell'equazione di So sulle quali possiamo intervenire.

So = 10 *(p * ψ^2) / (η * ω)

Salvo casi eccezionali, p ed ω non sono modificabili, quindi ci restano solo ψ ed η.

ψ, che compare al quadrato, può essere aumentato con lavorazioni meccaniche (raschiettatura) e diminuito con rimetallizzazioni a nuovo, mentre **η** può essere modificato cambiando tipo di olio.

Tenere ben presente , per gli effetti sul valore di So, che ψ^2 è al numeratore, che η è invece al denominatore e, infine, che So ed ε sono, fra loro, concordemente monotòni, cioè se aumenta il valore dell'uno aumenta anche quello dell'altro.

Anomalie Cuscinetti a strisciamento

Definizione

I cuscinetti a strisciamento manifestano anomalie quando la loro lubrificazione risulta non corretta, a causa di olio non adatto o di carico insufficiente o eccessivo e di usura, oltre il tollerabile, delle loro dimensioni radiali.

Manifestazioni in campo

Ci sono 2 frequenze di malfunzionamento estremamente gravi per le loro conseguenze:

-Frequenza di OIL WHIRL (Vortice d'Olio) = 0,38 ÷ 0,48 * (1*X)

- Frequenza di OIL WHIP (Frusta di Olio) = 1° Velocità Critica Flessionale del Rotore

Quest'ultima frequenza è praticamente della stessa natura della precedente, ma si manifesta quando il rotore ha già superato la 1° velocità critica flessionale ed è prossimo al doppio di quest'ultima.

Approfondimenti fisici e normativi

Sono molto importanti :

- **Temperatura**
- **Tipo e Viscosità dell'olio**
- **Usura**
- **Geometria del cuscinetto**

Cuscinetti a strisciamento eccessivamente usurati possono amplificare eventuali vibrazioni dovute a squilibrio o disallineamento.

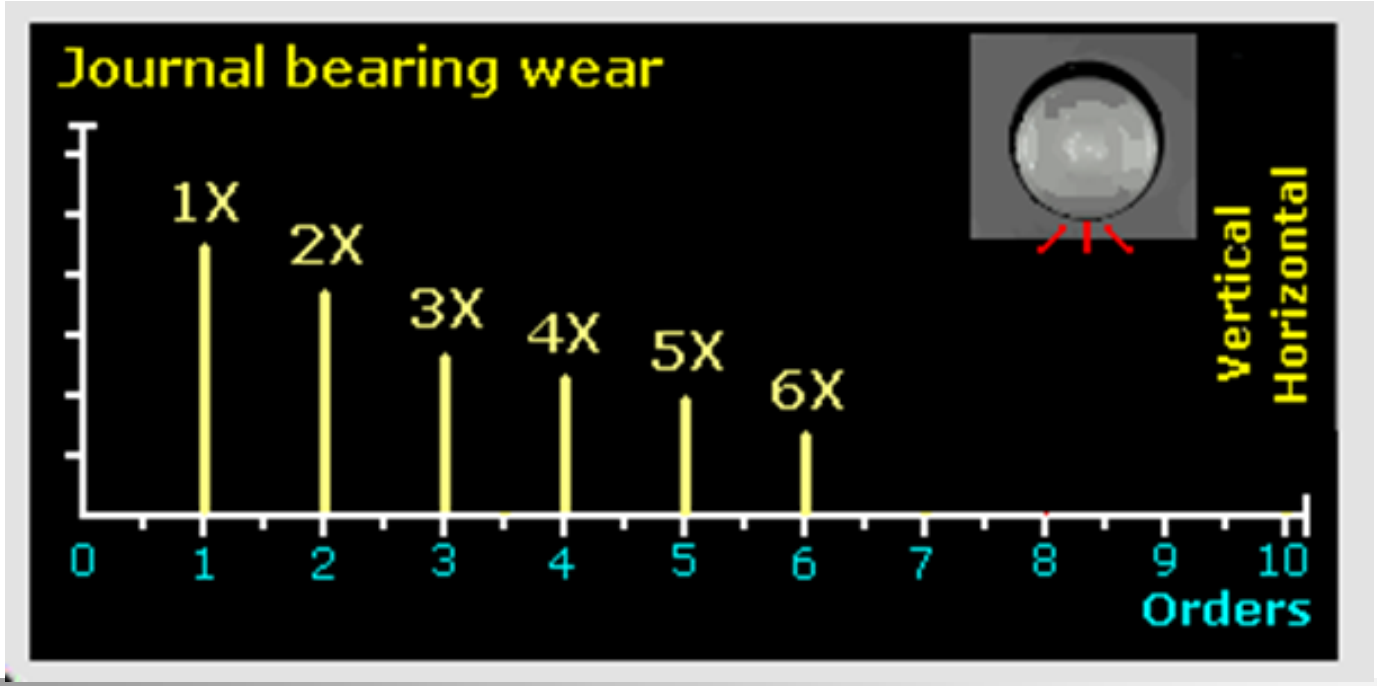
Rimedi e soluzioni

I rimedi consistono nella verifica ed eventuale sostituzione dell'olio con uno di adatta Viscosità, nel ripristino, con rimetallizzazioni o rifacimenti, delle caratteristiche geometriche del cuscinetto o nella Sostituzione del cuscinetto con altro (a Lobi, a Settori, a Pattini Orientabili) dotato di maggiore capacità di stabilizzazione dell'albero.

Un rimedio molto particolare per le macchine elettriche, oggetto di calcolo specifico e non semplice, consiste nel disassare in senso verticale verso l'alto la posizione dei cuscinetti creando così una stabilizzazione dovuta a carico artificiale magnetico in verso contrario alla forza peso per il rotore.

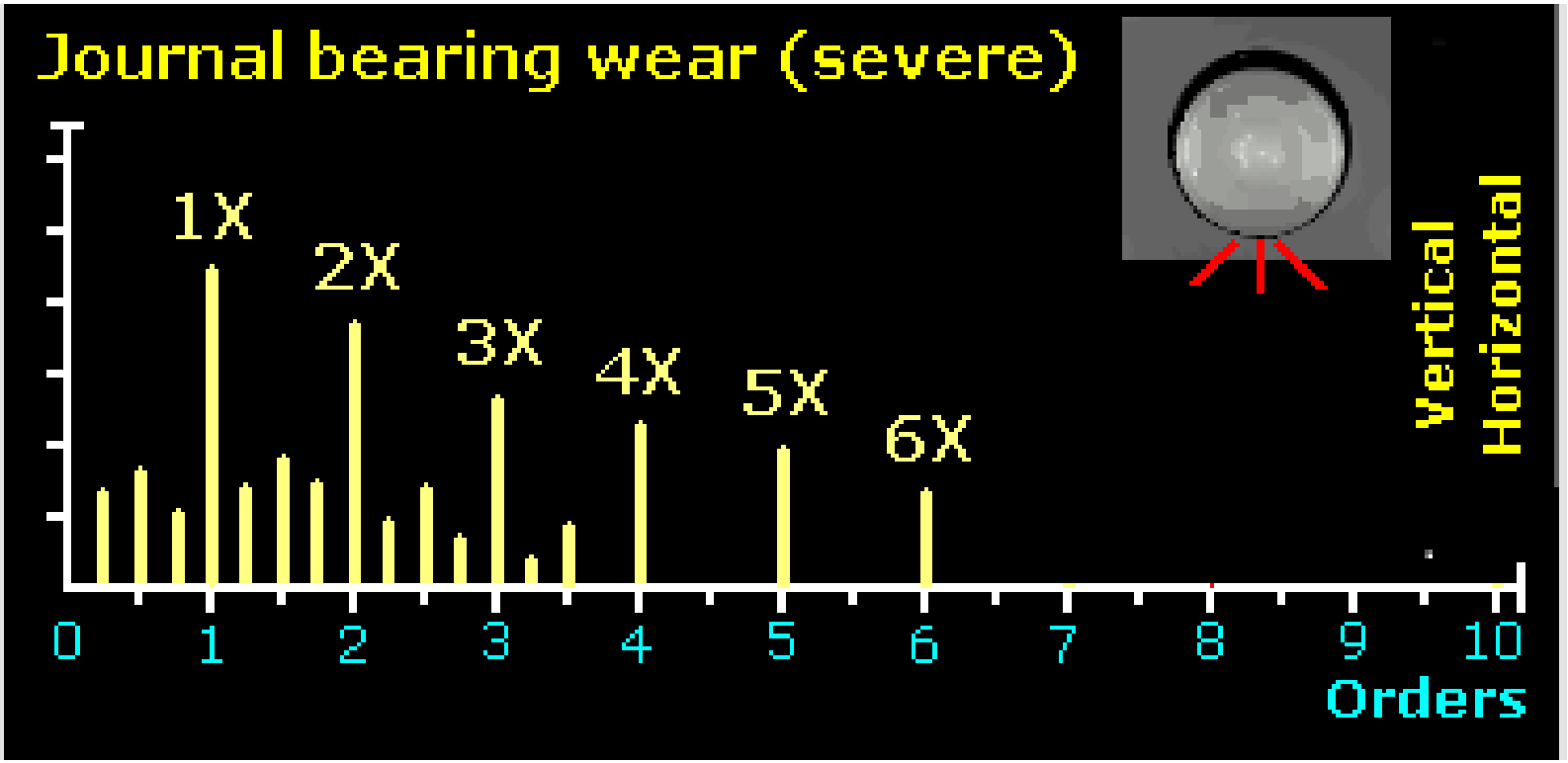
Anomalie cuscinetti a strisciamento

Quando ci sono problemi di gioco nei cuscini a strisciamento, lo spettro mostrerà caratteristiche simili all'allentamento rotazionale. Vi saranno armoniche della frequenza di rotazione di ampiezza elevata. Nella maggior parte dei casi, la direzione verticale avrà livelli di vibrazione più elevati rispetto a quella orizzontale.

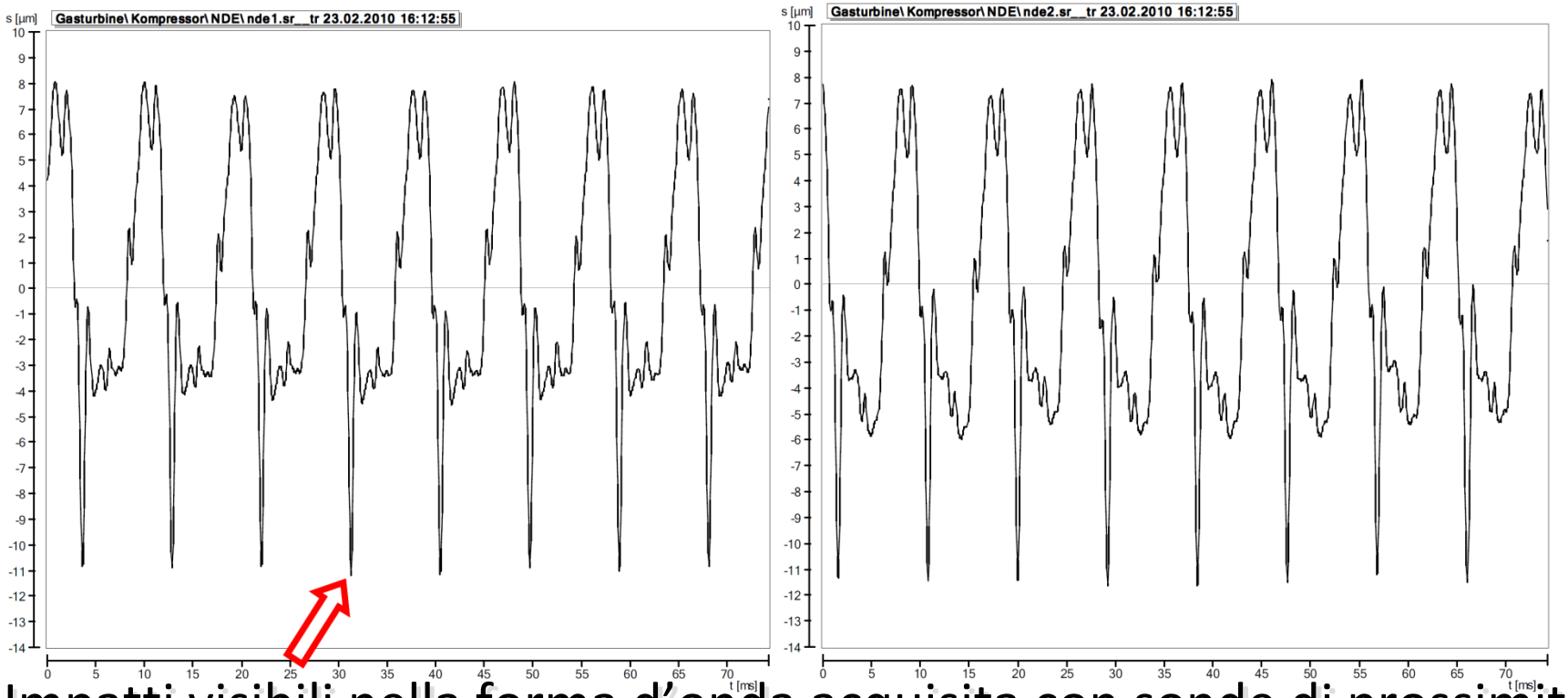


Anomalie Cuscinetti a strisciamento

In caso di usura e gioco particolarmente accentuati compaiono anche le subarmoniche pari a 1/2X e 1/3X

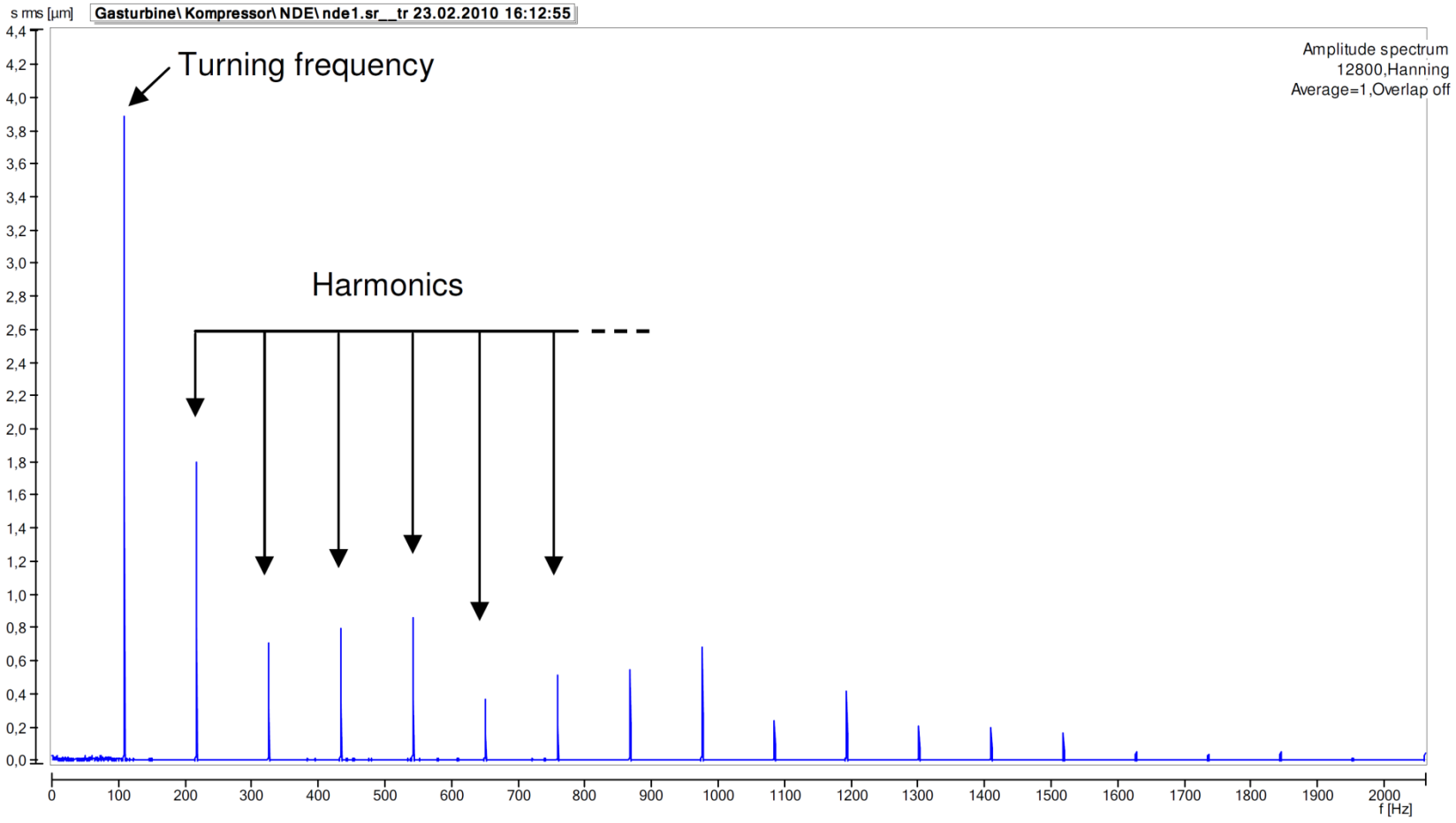


Anomalie cuscinetti a strisciamento



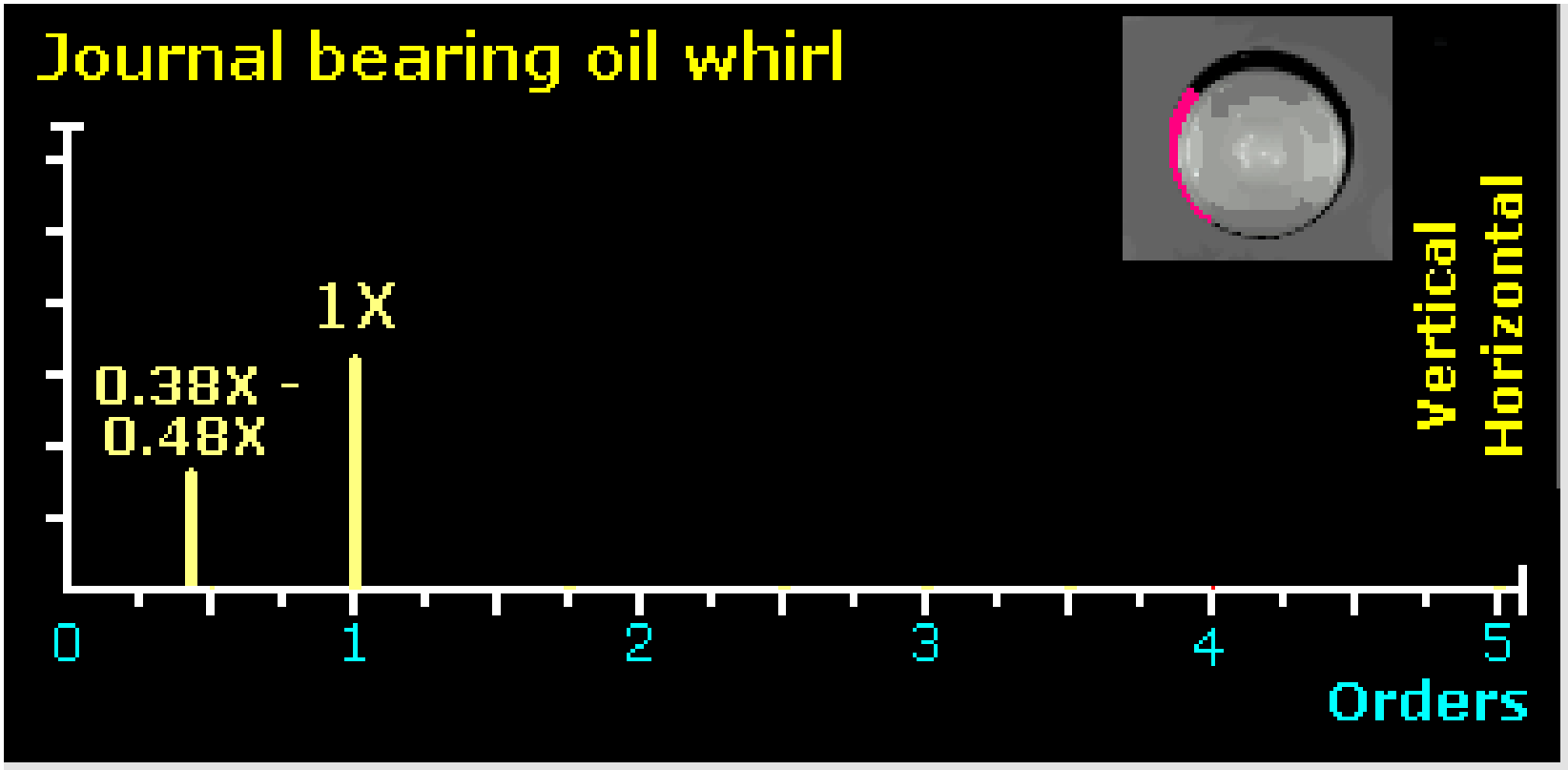
Impatti visibili nella forma d'onda acquisita con sonde di prossimità installate su un compressore centrifugo NUOVO PIGNONE con cuscinetti a strisciamento

Anomalie Cuscinetti a strisciamento



Anomalie Cuscinetti a strisciamento

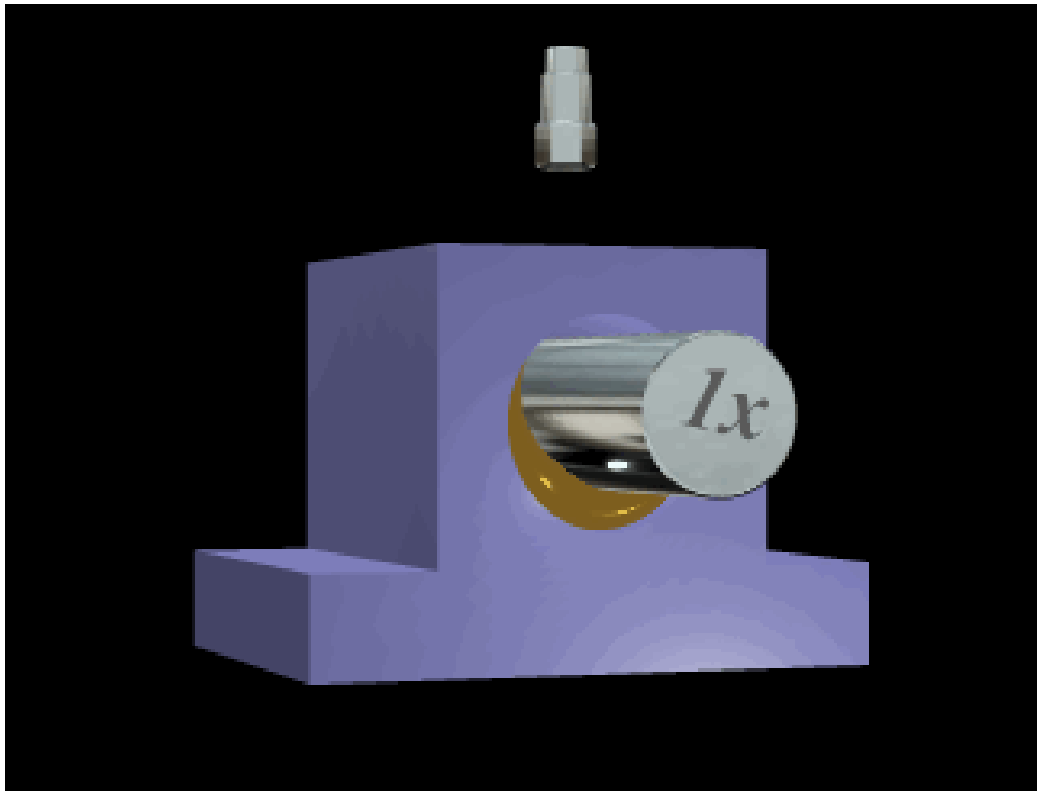
Oil whirl è una condizione di forte vibrazione che si manifesta ad una frequenza pari a 0,38÷0,48X.



Anomalie Cuscinetti a strisciamento

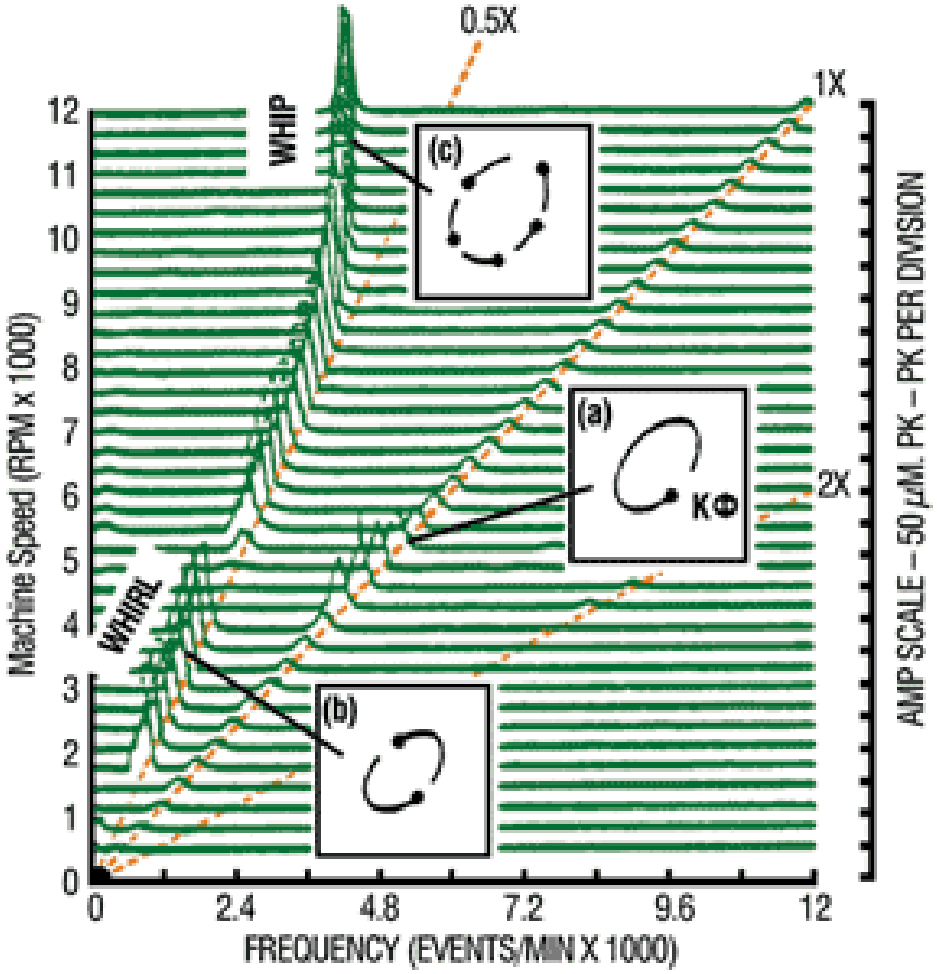
Oil whirl

L'immagine mostra chiaramente cosa succede in un fenomeno d'instabilità di un cuscinetto a strisciamento.
Vediamo l'albero nella sua rotazione che si arrampica lungo tutto il contorno del cuscinetto, rompendo il velo di lubrificazione.
Questo fenomeno genera usure irreversibili anche con fusione del metallo antifrizione.
La frequenza di 0,38x – 0,48x corrisponde alla velocità media dell'olio, la quale è 0 (zero) per le molecole che aderiscono al cuscinetto e poco meno di 1x per quelle che aderiscono all'albero.



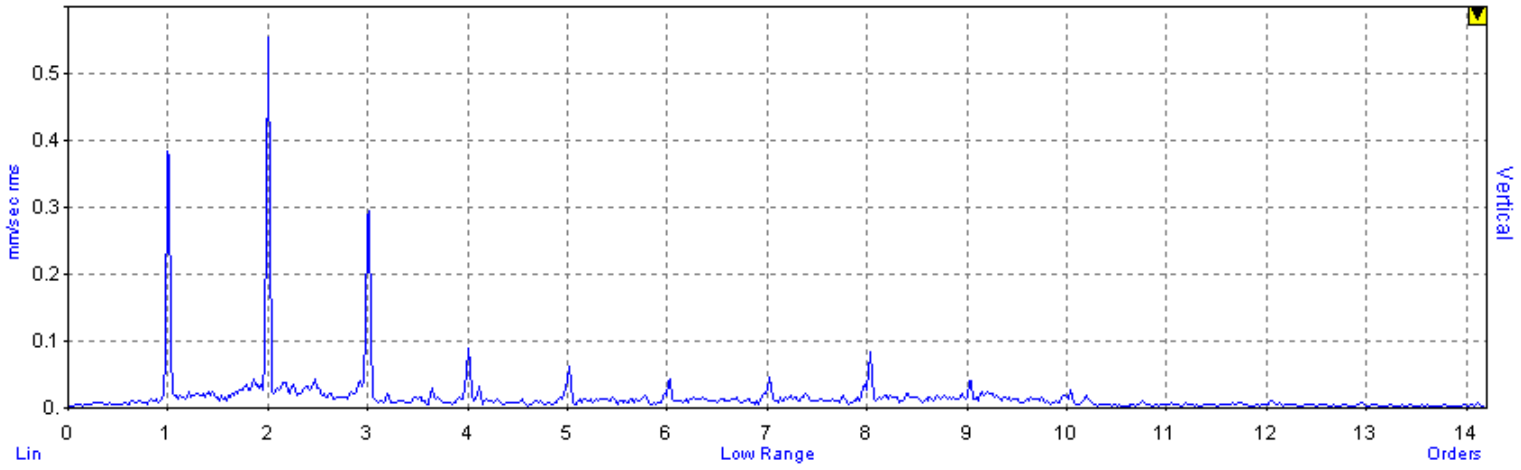
Anomalie cuscinetti a strisciamento

Quando il rotore raggiunge il doppio della velocità critica, la frequenza del vortice d'olio risulta prossima alla velocità critica del rotore e può causare eccessive vibrazioni che il film d'olio non sarà più in grado di sopportare. La frequenza del vortice si stabilizzerà alla velocità critica del rotore e il picco corrispondente sullo spettro non oltrepasserà la velocità critica anche se la velocità del rotore verrà incrementata a valori sempre più elevati. Questo tipo di instabilità può portare a rotture catastrofiche.

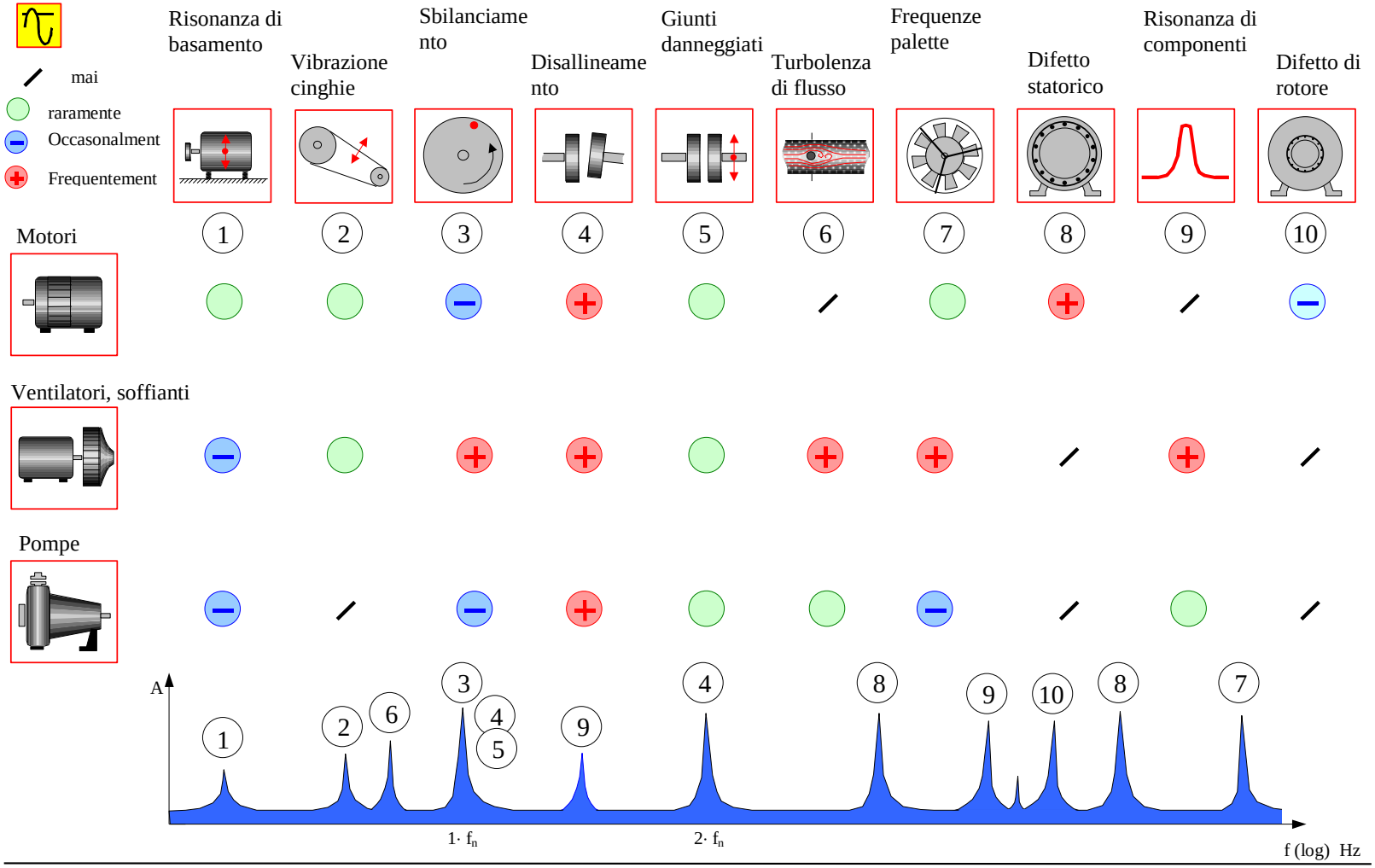


Cuscinetto lato motore di ventilatore centrifugo

Speed = 1185 CPM
Thomas coupling
800 HP motor, Buffalo 1780h-12
Wheel diameter 94.25",
Fan has babbit bearings,
10 fan blades



Tipologie di macchine



© 1997-1998 PRÜFTECHNIK AG

GRAZIE

del tempo e della attenzione che ci avete dedicato e arrivederci al prossimo corso !

www.pruftechnik.com