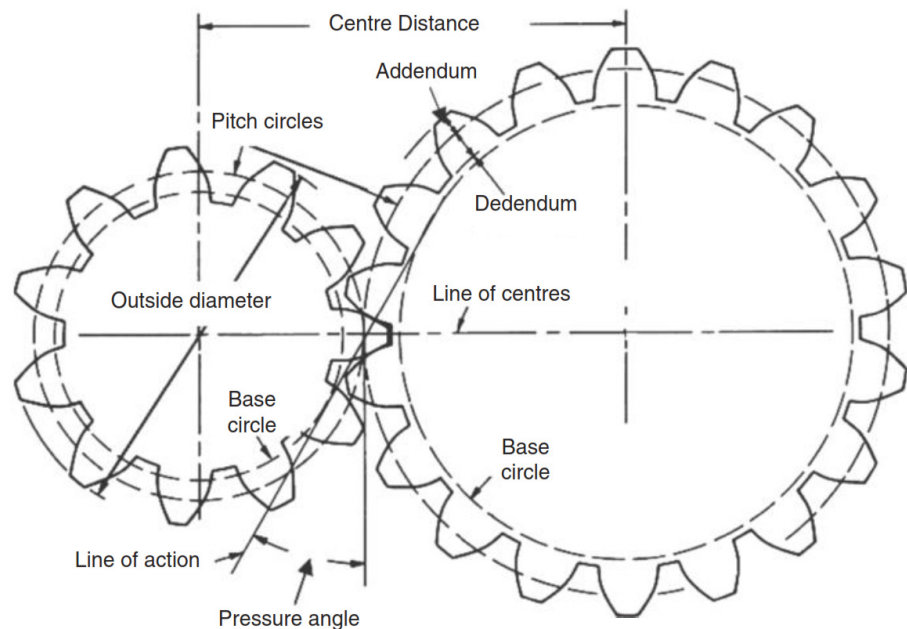


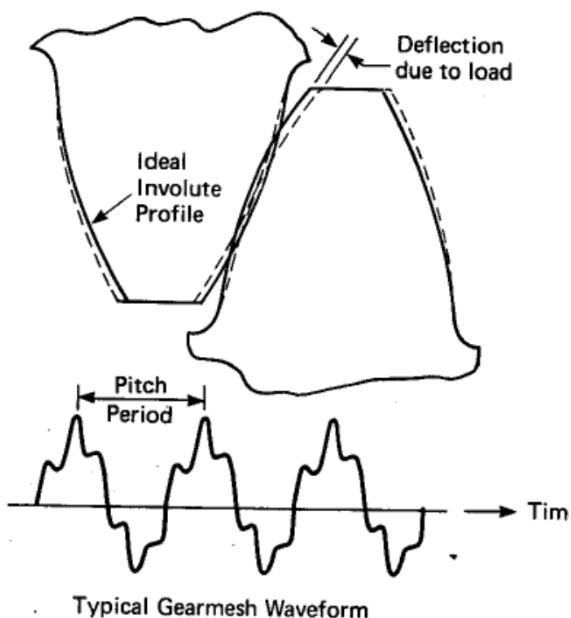
Diagnostica delle macchine rotanti

Gianluca D'Elia

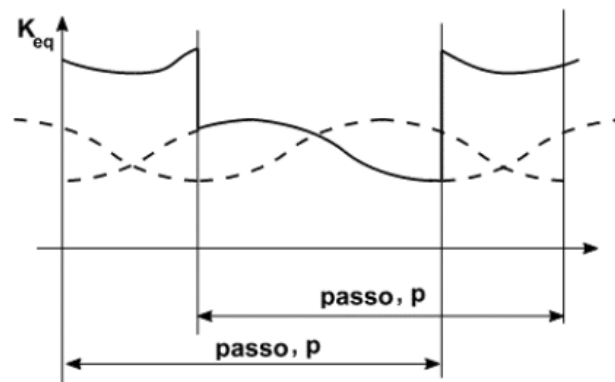
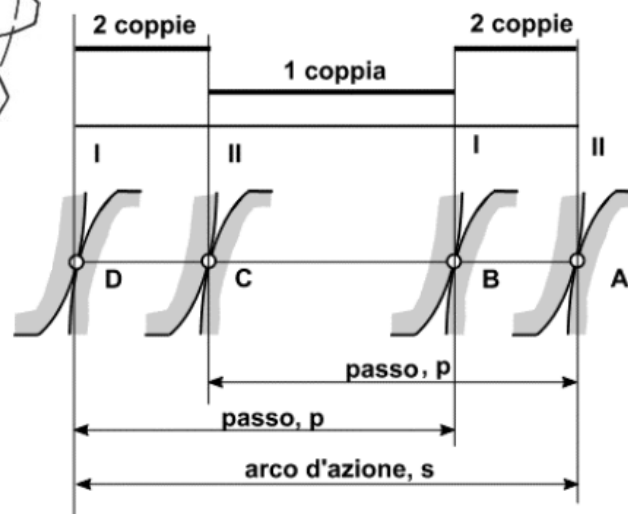
gianluca.delia@unife.it



In practice, the situation is not ideal, as the teeth deform under load, introducing a transmission error (TE), even when the tooth profiles are perfect.



Poiché la deformazione è funzione della sollecitazione, è ovvio che, ai fini del monitoraggio, è necessario eseguire le misure sempre nelle stesse condizioni di carico!



- ☐ In particolare, la rigidezza di ingranamento dipende dal punto di contatto lungo l'evolvente.
- ☐ Nel caso ci siano più coppie di denti in presa va composta in “parallelo”.
- ☐ La rigidezza di ingranamento varia con periodicità corrispondente al passo.
- ☐ La frequenza fondamentale dell'onda “rigidità di ingranamento” è la **frequenza di ingranamento**.
- ☐ Conseguenze:
 - La flessione dei denti varia durante l'ingranamento.
 - Il rapporto di trasmissione non è costante (**errore di trasmissione**).
 - Le forze di ingranamento sono variabili.

Errore di Trasmissione

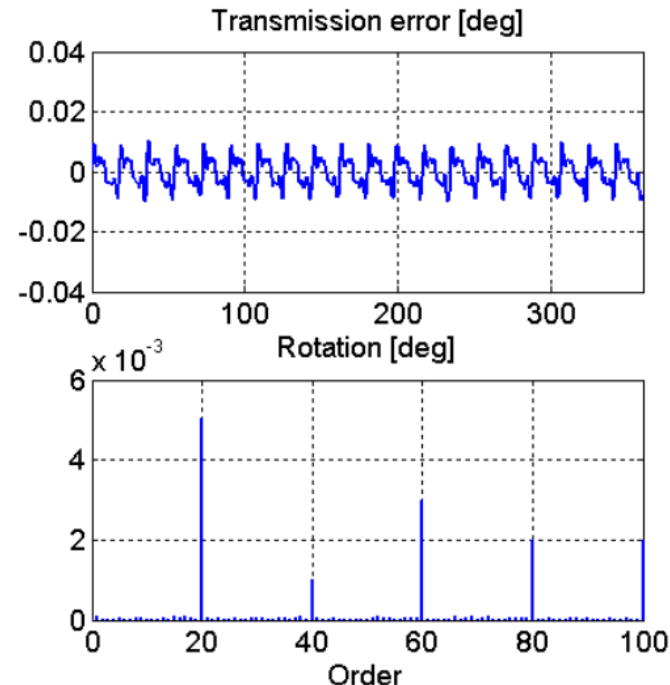
E' data dalla frequenza di rotazione per il numero di denti:

$$f_g = z_1 f_1 = z_2 f_2$$

z_1, z_2 numero di denti delle ruote
 f_1, f_2 frequenza di rotazione delle ruote

- ❑ E' la differenza tra la posizione effettiva della ruota condotta e quella che essa avrebbe se l'ingranaggio fosse perfettamente rigido.
- ❑ L'errore di trasmissione ha come armonica fondamentale quella di ingranamento e, in generale, contiene anche le armoniche superiori.
- ❑ A causa dell'errore di trasmissione, le forze trasmesse tra i denti non sono costanti ma variano con una frequenza pari a quella dell'errore di trasmissione.

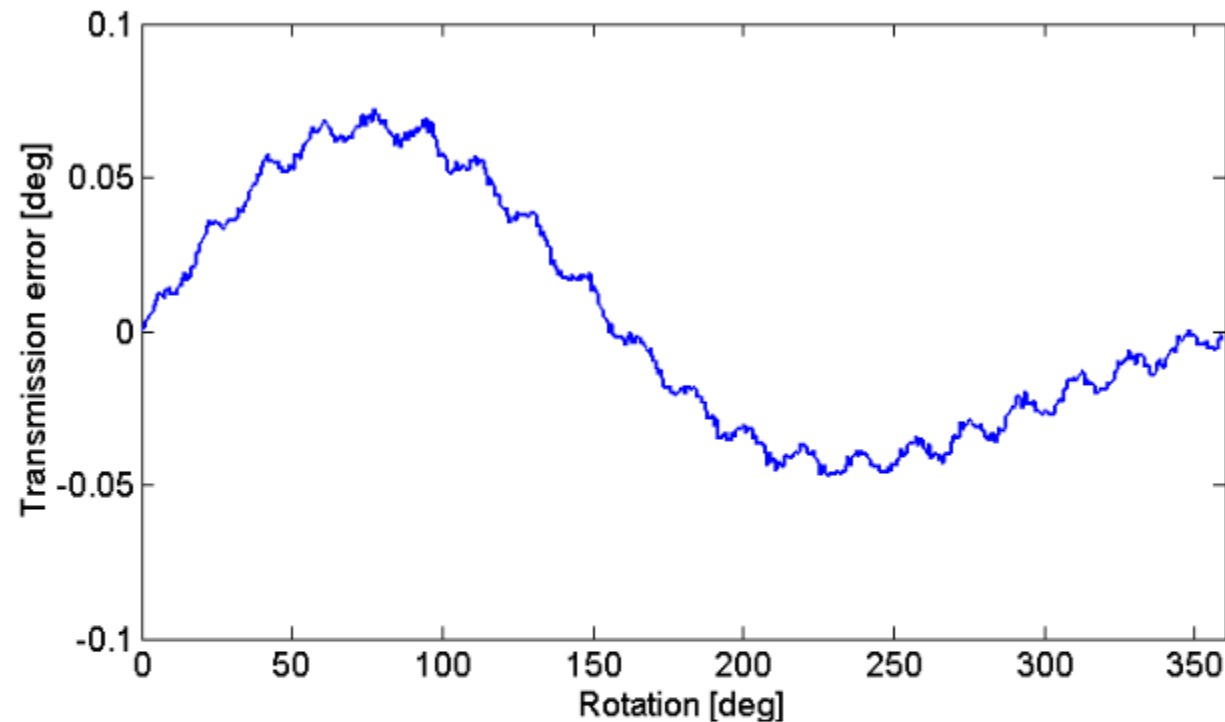
- ❑ Le forze di ingranamento eccitano le vibrazioni del carter.
- ❑ Il segnale vibratorio misurato sul carter sarà caratterizzato dalla frequenza di ingranamento e dalle sue armoniche.



- ❑ Per velocità di rotazione costante il segnale può essere modellato come (f_r = frequenza di rotazione):

$$x_0(t) = \sum_m X_m \cos(2\pi m Z f_r t + \Phi_m)$$

- ❑ La figura mostra un ipotetico andamento dell'errore di trasmissione per una ruota esente da difetti.
- ❑ La ruota ha $z=20$ denti.
- ❑ Si notano oscillazioni aventi la periodicità dell'ingranamento.



■ Oltre alla cedevolezza dei denti, altre cause di errore di trasmissione sono:

- errori di profilo (errori di lavorazione, usura, ...)
- eccentricità
- imperfetta circolarità
- cricche
- spalling
- rotture
- altri difetti, ...

- La figura mostra un ipotetico andamento dell'errore di trasmissione per una ruota affetta da eccentricità.
- La ruota ha $z=20$ denti.
- Si notano oscillazioni aventi la periodicità dell'ingranamento sovrapposte ad una oscillazione a bassa frequenza (causata dall'eccentricità).

□ Segnale vibratorio (velocità) misurato sulla carcassa di un riduttore in direzione RADIALE (*rdec62*).

- Pignone $Z1 = 28$
- Ruota $Z2 = 55$
- $n_1 = 1000$ rpm
- $f_1 = n_1/60 = 16.67$ Hz
- $f_g = f_1 * z_1 = 466.67$ Hz

Armoniche
ingranamento
[Hz]

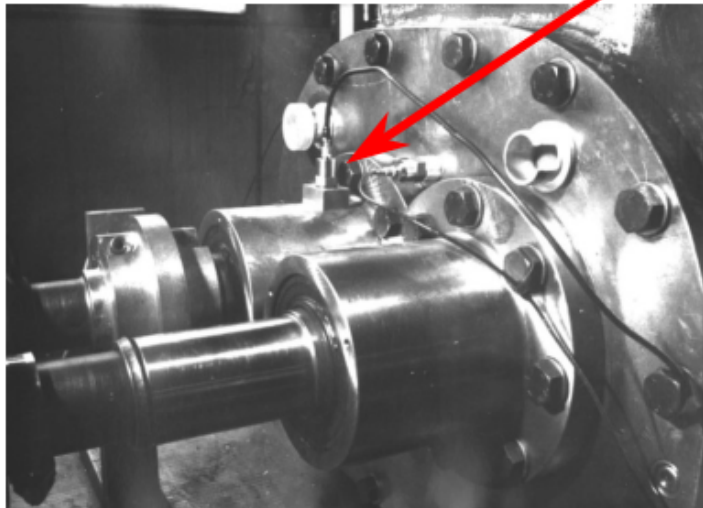
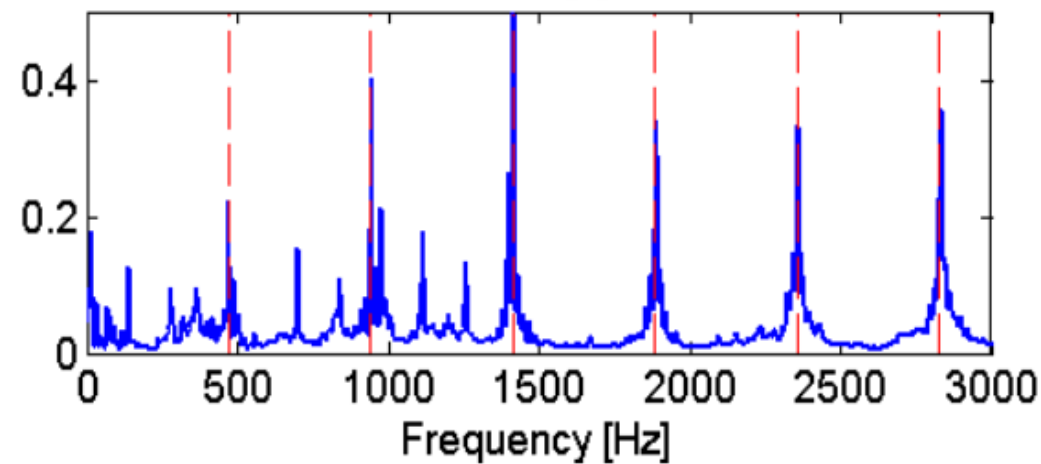
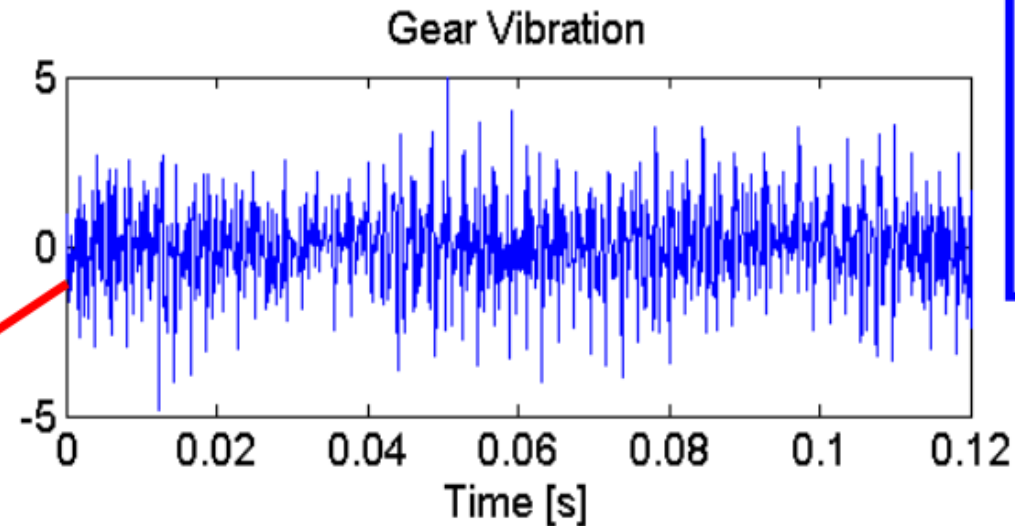
1x) 466.67

2x) 933.33

3x) 1400.00

4x) 1866.67

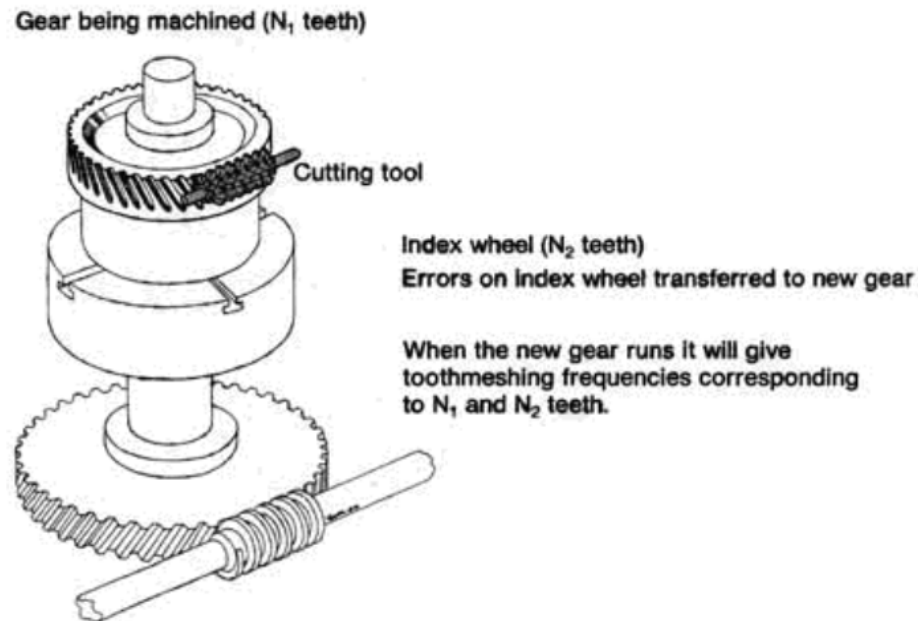
...



Even though the vibration spectra produced by gearboxes often appear quite complicated, they can usually be broken down into a combination of the following effects:

1. **Harmonics of the toothmeshing frequency:** representing those deviations from the ideal tooth profile which are the same for each toothmesh
2. **Ghost components:** which appear like toothmeshing components but corresponding to a different number of teeth to those actually cut
3. **Sidebands:** due to modulation of the otherwise uniform toothmeshing signal, and either representing slow changes or sudden variations due to local faults.

Ghost components



- Si tratta di linee spettrali dovute a difetti periodici introdotti nella ruota dal processo di taglio della dentatura
- Le frequenze generate corrispondono ad un numero di denti diverso da quello della ruota in esame: normalmente si trova che corrispondono al numero di denti della ruota solidale con il mandrino portapezzo della macchina utensile

Per le componenti fantasma si ha quanto segue:

1. poichè corrispondono ad un numero intero di denti (quello della ruota portapezzo), esse appariranno come armoniche della frequenza di rotazione della ruota in esame
2. essendo dovute ad errori geometrici, non sono molto sensibili alle variazioni di carico, contrariamente a quanto accade per le frequenze di ingranamento
3. tendono a scomparire con il procedere dell'usura

Difetto	Descrizione	Cause
Usura	Asporto di materiale alla superficie del dente dovuto a fenomeni di attrito.	Lubrificazione inadeguata.
Fatica superficiale (pitting)	Asporto di materiale alla superficie del dente dovuto a fenomeni di fatica.	Presenza di elevati carichi dinamici.
Spalling	Asporto di scaglie di materiale alla superficie del dente.	Sviluppo del pitting. Brusca transizione tra il cuore di materiale tenace e lo strato superficiale fragile indurito e/o temprato. Difetti metallurgici localizzati.
Crack	Frattura del dente, tipicamente al piede dovuta alla propagazione di cricche di fatica.	Non corretto processo di lavorazione. Fenomeni di fatica. Usualmente porta alla rottura del dente.
Rottura	Rottura dell'intero dente.	Fenomeni di fatica, sovraccarichi.

Malfunzionamenti che portano all'arresto della trasmissione

Malfunzionamenti che non portano all'arresto della macchina

Malfunzionamento	Descrizione	Cause
Eccentricità	Assi geometrici della ruota e dell'albero non coincidenti. Imperfetta circolarità della ruota.	Errori di costruzione o di montaggio.
Perdite di contatto tra ruota-cuscinetto-albero	Eccessivo gioco tra ruota e albero o tra cuscinetto e albero.	Errori di costruzione.
Disallineamento	Assi delle ruote non paralleli o non complanari.	Errori di costruzione o di montaggio.
Gioco eccessivo		Errori di progettazione, di costruzione o di montaggio.
Machining signes	Rottura dell'intero dente.	Metodo di generazione e costruzione.

Un classico segnale sinusoidale a parametri costanti è definito come:

$$x(t) = A_c \cos(2\pi f_c t + \phi_c)$$

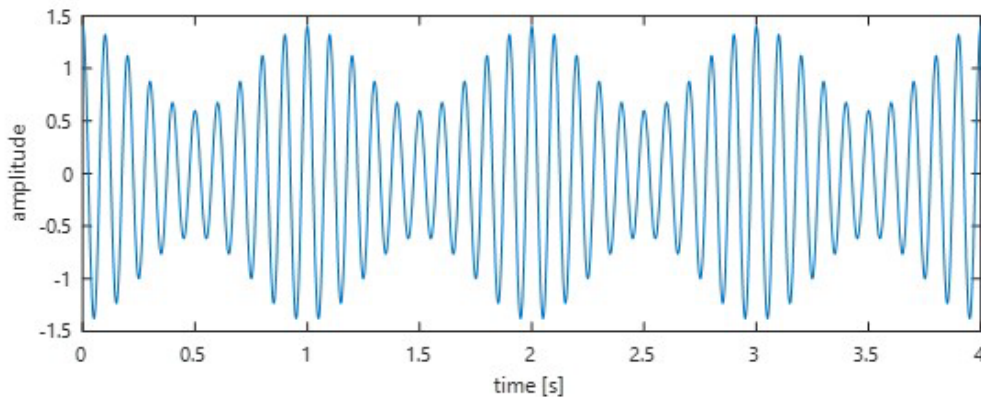
Consideriamo un semplice segnale modulato in ampiezza:

$$x(t) = [A_c + A_m \cos(2\pi f_m t)] \cos(2\pi f_c t)$$

Modulazione d'ampiezza Segnale modulato (Portante)

$$\begin{aligned} x(t) &= A_c \cos(2\pi f_c t) + A_m \cos(2\pi f_m t) \cos(2\pi f_c t) \\ &= A_c \cos(2\pi f_c t) + \frac{A_m}{2} \cos(2\pi(f_c - f_m)t) + \frac{A_m}{2} \cos(2\pi(f_c + f_m)t) \end{aligned}$$

Si ottengono tre componenti, una alla frequenza della portante ed altre due a frequenze $(f_c - f_m)$ e $(f_c + f_m)$. Tali componenti vengono definite bande laterali



Un segnale sinusoidale con parametri modulati è definito come:

$$x(t) = A(t) \cos(2\pi f(t)t + \phi(t))$$

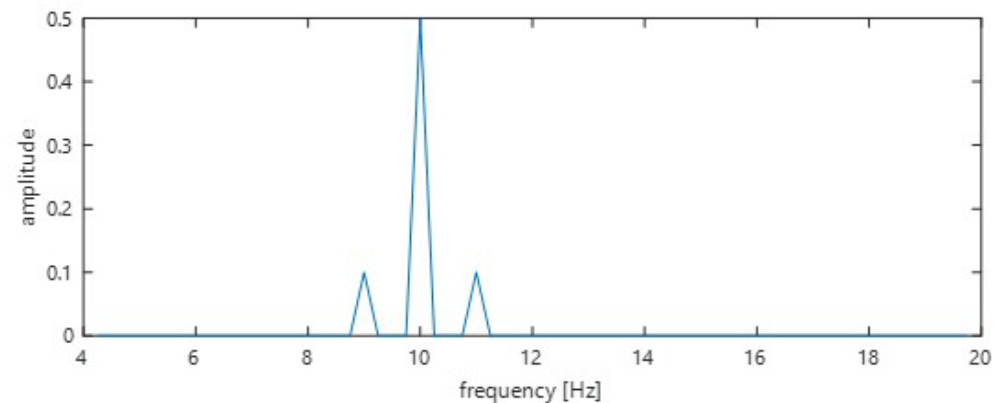
Modulazione d'ampiezza

Modulazione di frequenza

Modulazione di fase

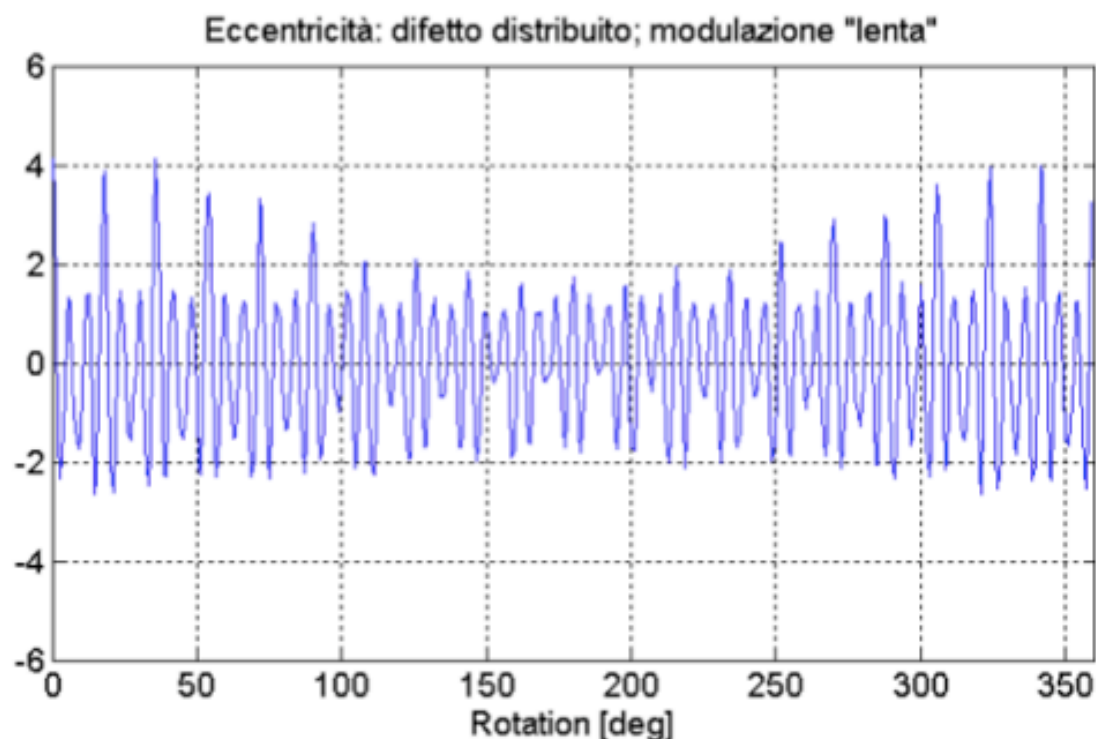
Considerando che

$$\cos(\theta)\cos(\phi) = \frac{\cos(\theta - \phi) + \cos(\theta + \phi)}{2}$$



- ❑ I difetti degli ingranaggi sono associati a fenomeni di **modulazione**.
- ❑ Il segnale di vibrazione risulta pertanto modulato in ampiezza e/o frequenza, a seconda del tipo di danno o malfunzionamento.
- ❑ Si può distinguere tra **difetti distribuiti** (modulazione “lenta”) e **difetti concentrati** (modulazione “locale”).

- ❑ Pensiamo ad esempio ad un difetto di eccentricità.
- ❑ L'eccentricità dà luogo ad una modulazione nell'intensità della forza di ingranamento (e quindi delle vibrazioni dell'ingranaggio).
- ❑ Si tratta di un difetto “distribuito” che induce una modulazione “lenta”.
- ❑ La **frequenza modulata** è quella di ingranamento (con le sue armoniche).
- ❑ La **frequenza modulante** è quella di una delle due ruote (o di entrambe).



- ❑ I seguenti difetti producono nel segnale vibratorio effetti simili:

- Eccentricità
- Imperfetta circolarità
- Flessione degli alberi

- ❑ Si tratta in particolare di **modulazione di ampiezza** alla frequenza di rotazione.

- ❑ Nel dominio di frequenza lo spettro di vibrazione presenta picchi alla frequenza di ingranamento ed alle sue armoniche, accompagnati da alcune (poche) **bande laterali**.

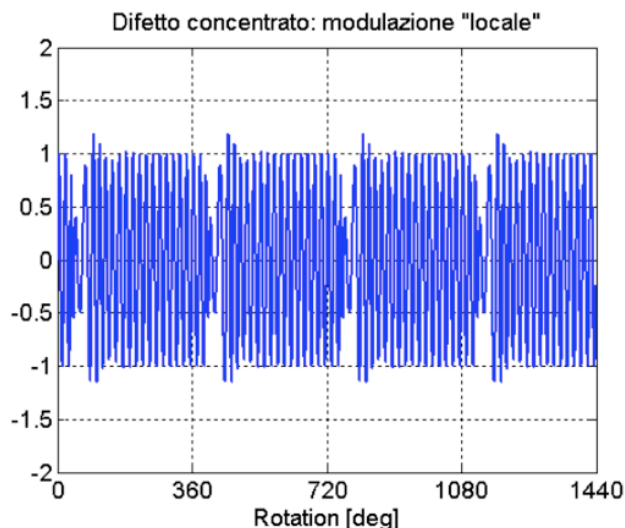
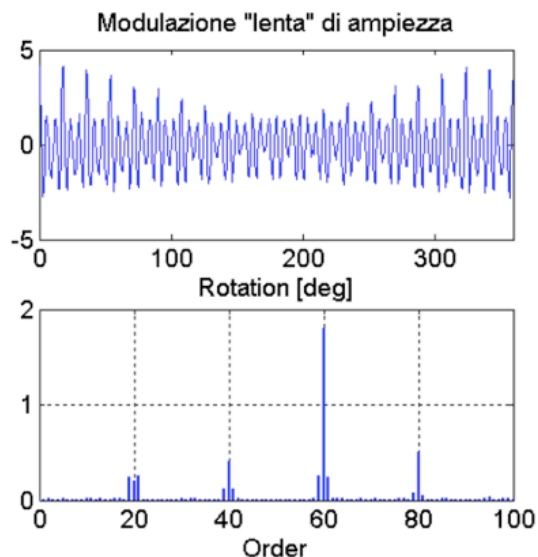
- ❑ La **spaziatura tra le bande laterali** è pari alla frequenza di rotazione della ruota difettosa.

- ❑ L'effetto di modulazione può essere generato anche da difetti concentrati nella ruota come, ad esempio, denti prominenti, denti criccati, denti rotti, ...

- ❑ In tali casi si hanno rallentamenti od accelerazioni repentine, o addirittura urti, a cui corrispondono brusche variazioni sia nell'ampiezza della forza di ingranamento, che nella velocità di rotazione.

- ❑ Ciò si traduce in una **modulazione "locale"** di ampiezza e frequenza (fase) del segnale di vibrazione.

ESEMPIO - Frequenza di ingranamento, armoniche e bande laterali (Z=20)



- ❑ Si possono avere anche fenomeni di modulazione "lenta" della frequenza (**modulazione di fase**).

- ❑ Pensiamo ad esempio al caso di errori nel passo di dentatura distribuiti lungo tutta la primitiva della ruota.
- ❑ Si hanno rallentamenti e accelerazioni a cui corrispondono fenomeni di modulazione.
- ❑ La **frequenza modulante** è quella di rotazione della ruota difettosa.

- ❑ Nel dominio di frequenza lo spettro di vibrazione presenta picchi alla frequenza di ingranamento ed alle sue armoniche, accompagnati da alcune (poche) **bande laterali**.

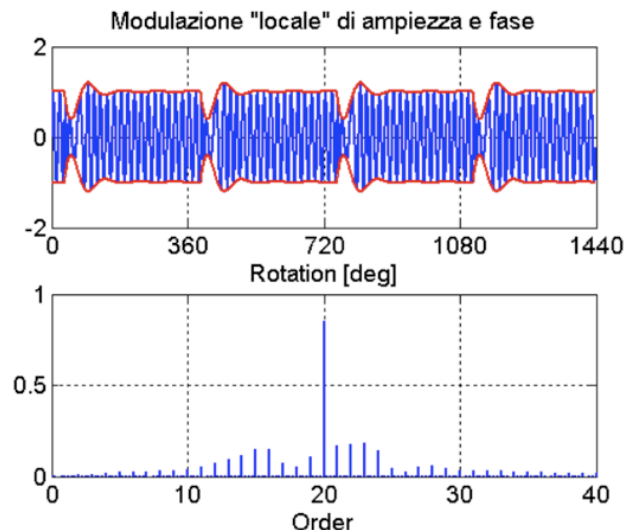
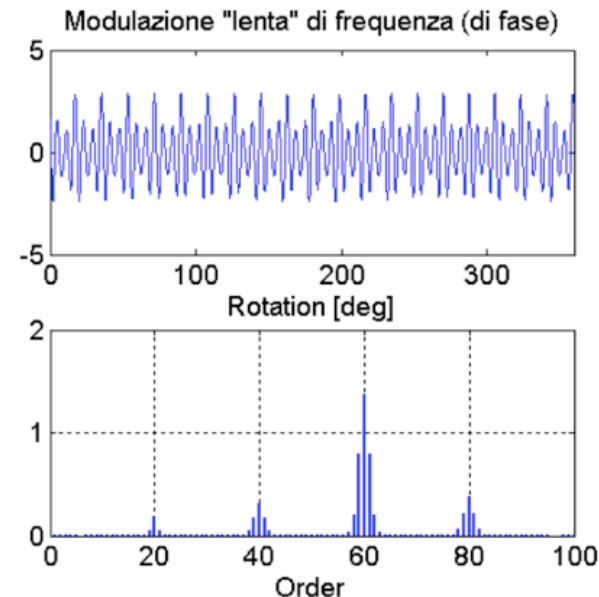
- ❑ La **spaziatura tra le bande laterali** è pari alla frequenza di rotazione della ruota difettosa.

- ❑ Ciò si traduce in una **modulazione "locale"** di ampiezza e frequenza (fase) del segnale di vibrazione.

- ❑ La **frequenza modulata** è quella di ingranamento (con le sue armoniche).
- ❑ La **frequenza modulante** è quella di rotazione della ruota difettosa.

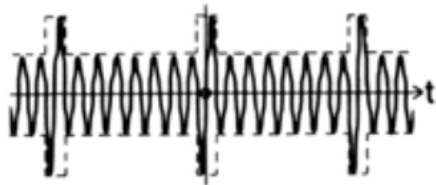
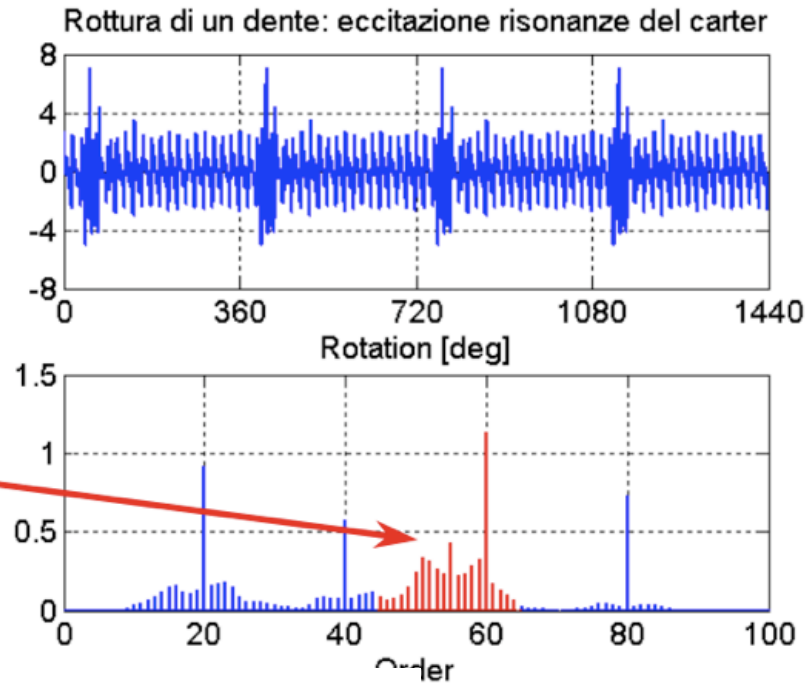
- ❑ Nel dominio di frequenza il fenomeno si presenta in una ampia serie di **bande laterali** con distribuzione asimmetrica.

- ❑ La **spaziatura tra le bande laterali** è pari alla frequenza di rotazione della ruota difettosa.

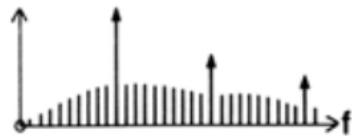


- ❑ Un difetto concentrato come la rottura di un dente causa una perdita di continuità nel contatto ed una brusca variazione della forza trasmessa.

- ❑ Una sorta di eccitazione impulsiva è applicata alle ruote ed al carter.
- ❑ L'impulso può eccitare le risonanze del carter (frequenza naturali).
- ❑ Nel dominio di frequenza la vibrazione è caratterizzata da una famiglia di bande piuttosto ampia nell'intorno della **risonanza del carter**.

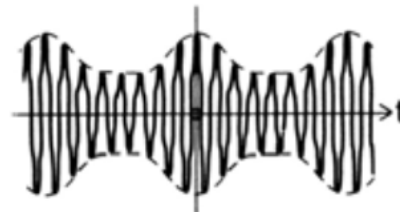


Local fault

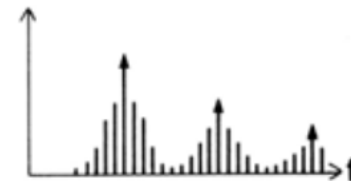


Flat sideband spectrum
(low level)

Localised Fault
(eg cracked or spalled tooth)
widely distributed sidebands



Distributed fault



Higher level sidebands
narrowly grouped

Distributed Fault
(eg runout, distortion)
sidebands grouped around
toothmesh harmonics

- ❑ Il segnale di vibrazione risulta modulato in ampiezza e/o fase, a seconda del tipo di danno o malfunzionamento.
- ❑ In generale, ciascuna armonica di ingranamento risulta modulata.
- ❑ Per velocità di rotazione costante il segnale può essere modellato come:

$$x(t) = \sum_m X_m [1 + a_m(t)] \cos(2\pi m Z f_r t + \Phi_m + b_m(t))$$

X_m = ampiezza dell'm-esima armonica

f_r = frequenza di rotazione

Φ_m = fase dell'm-esima armonica

Z = numero di denti

$a_m(t)$ funzione modulazione di ampiezza dell'm-esima armonica

$b_m(t)$ funzione modulazione di fase dell'm-esima armonica

- Le funzioni modulazione di ampiezza e modulazione di fase sono a loro volta periodiche con la rotazione della ruota difettosa:

$$x(t) = \sum_m X_m [1 + a_m(t)] \cos(2\pi m Z f_r t + \Phi_m + b_m(t))$$

$$a_m(t) = \sum_k A_{m_k} \cos(2\pi k f_r t + \alpha_{m_k})$$

$$b_m(t) = \sum_k B_{m_k} \cos(2\pi k f_r t + \beta_{m_k})$$

Modello di segnale
dell'ingranaggio "sano"

$$x_0(t) = \sum_m X_m \cos(2\pi m Z f_r t + \Phi_m)$$

Modello di segnale
dell'ingranaggio "difettoso"

$$x(t) = \sum_m X_m [1 + a_m(t)] \cos(2\pi m Z f_r t + \Phi_m + b_m(t))$$

- ❑ Solo dopo aver operato una media sincrona, sono validi i modelli formulati:

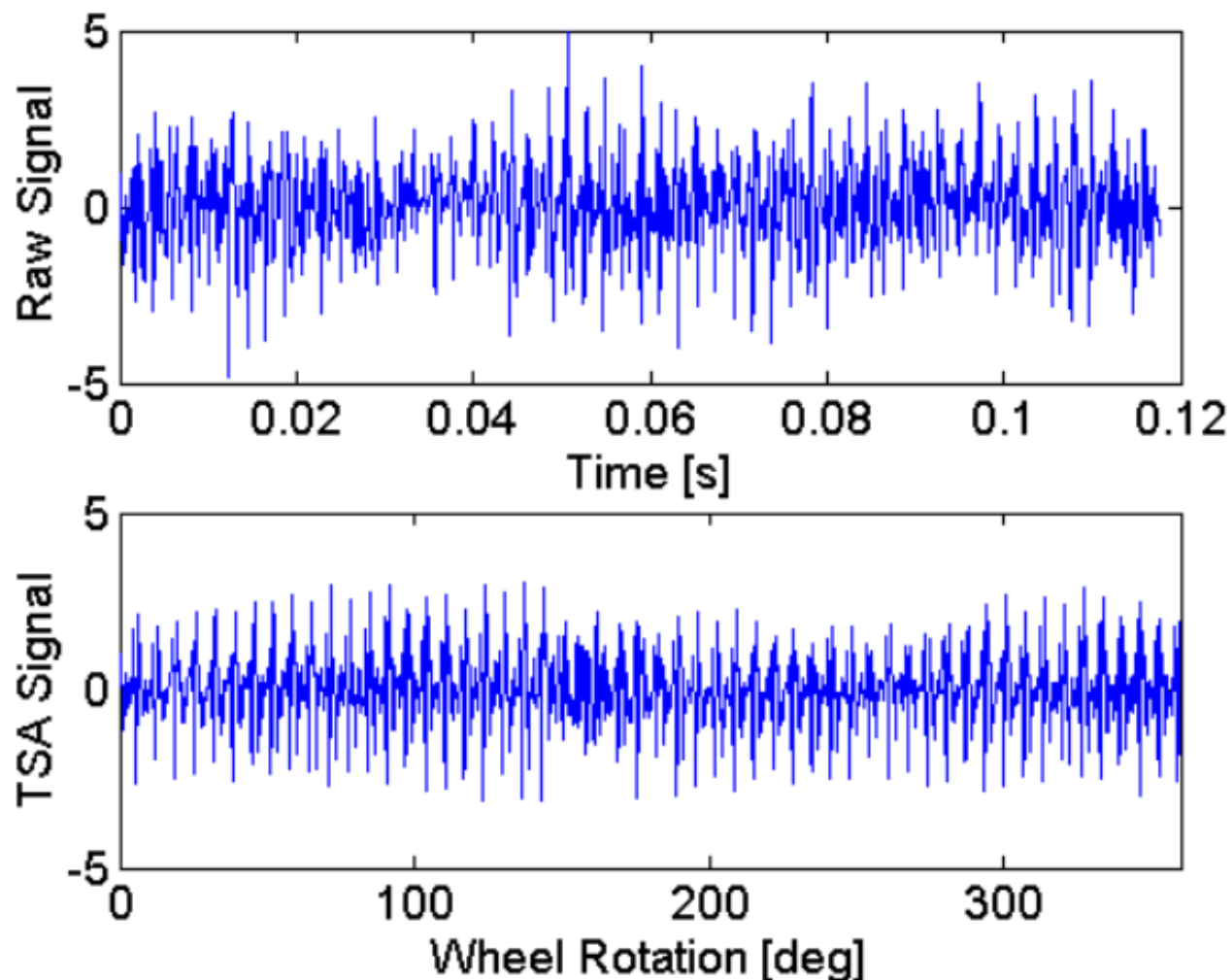
□ Dati ingranaggio:

- Pignone $Z_1 = 28$
- Ruota $Z_2 = 55$
- $n_1 = 1000$ rpm
- $f_g = f_1 * z_1 = (n_1/60) * z_1 = 466.67$ Hz

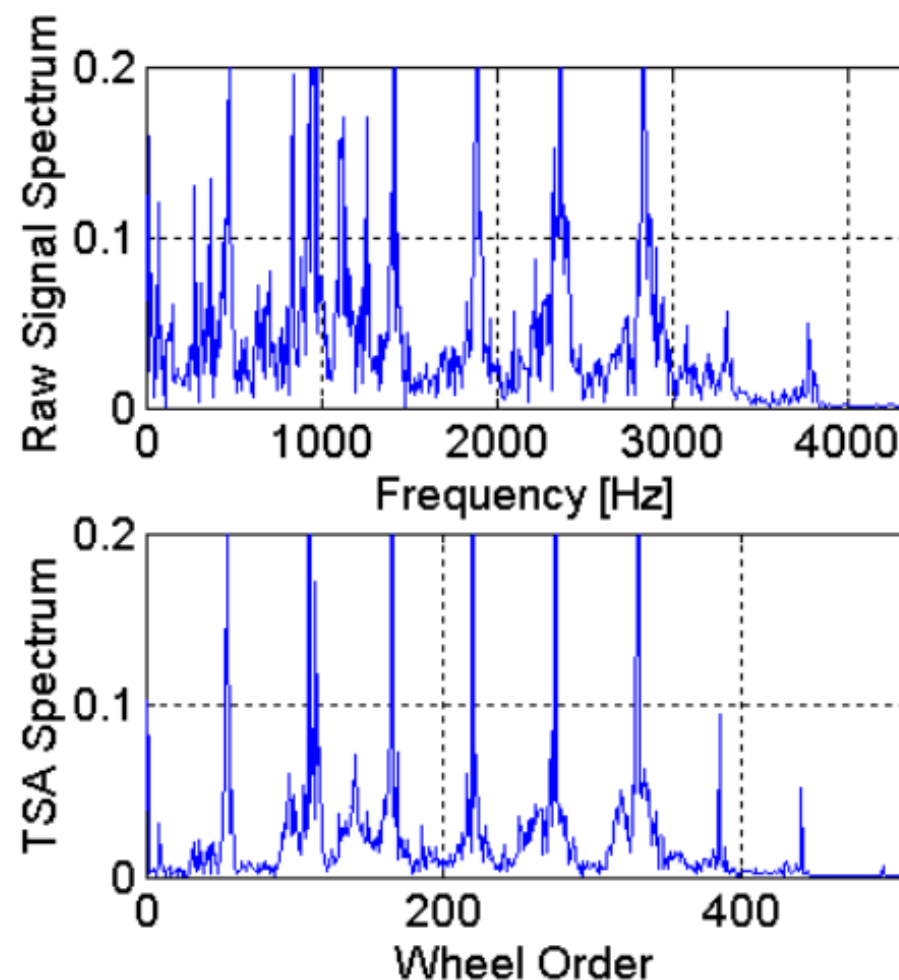
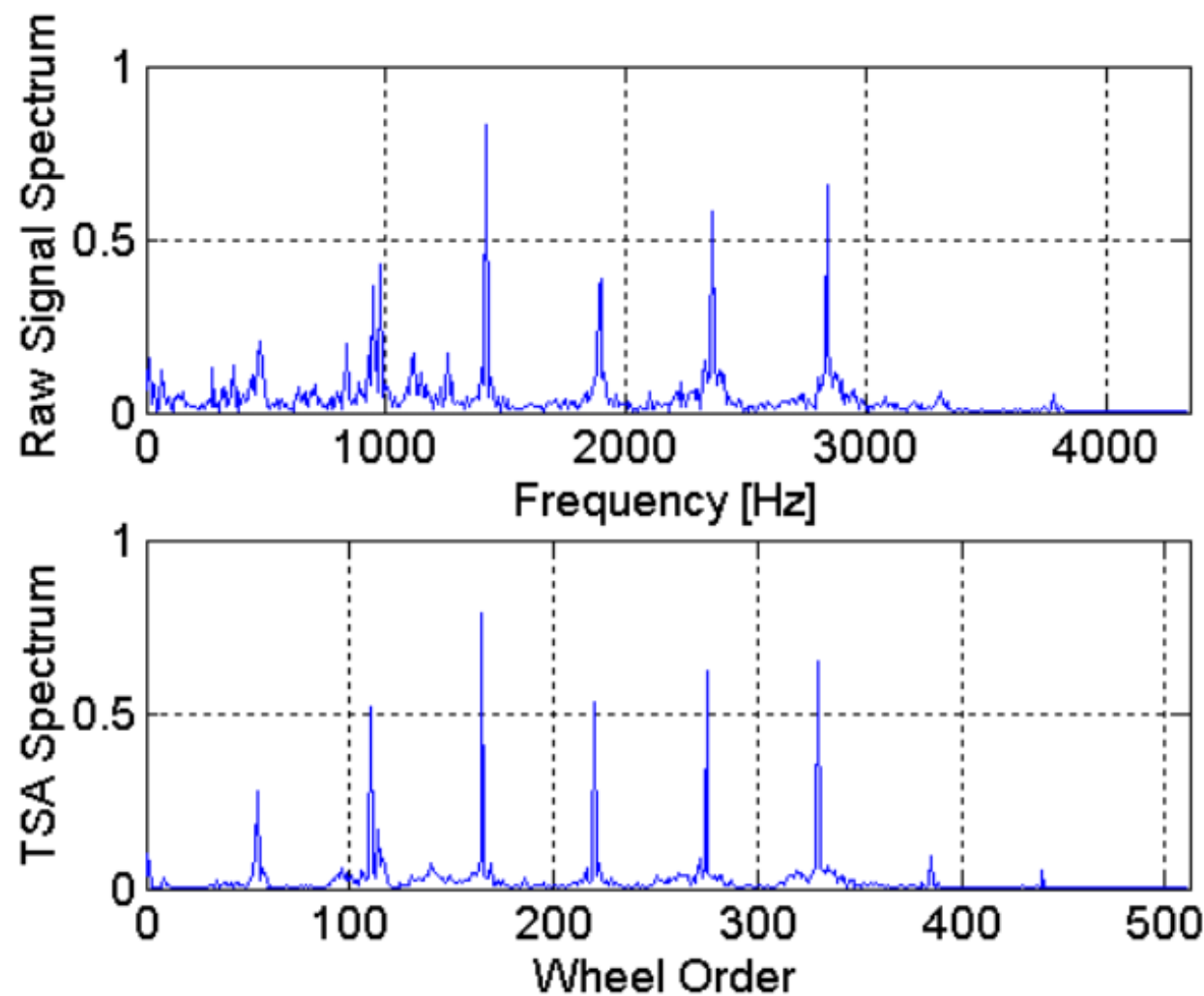
□ Segnale vibratorio (velocità) misurato sulla carcassa di un riduttore in direzione radiale (*rdec62*).

□ Il segnale di vibrazione in direzione radiale (*rdec62*) è stato mediato sincronamente con la Ruota 2 (segnale *r62_i*).

□ La media sincrona elimina il rumore e il contributo di tutte le componenti non sincrone con la ruota.



- Nello spettro le armoniche di ingranamento risultano più nitide (si è eliminato l'effetto di variazione della velocità).



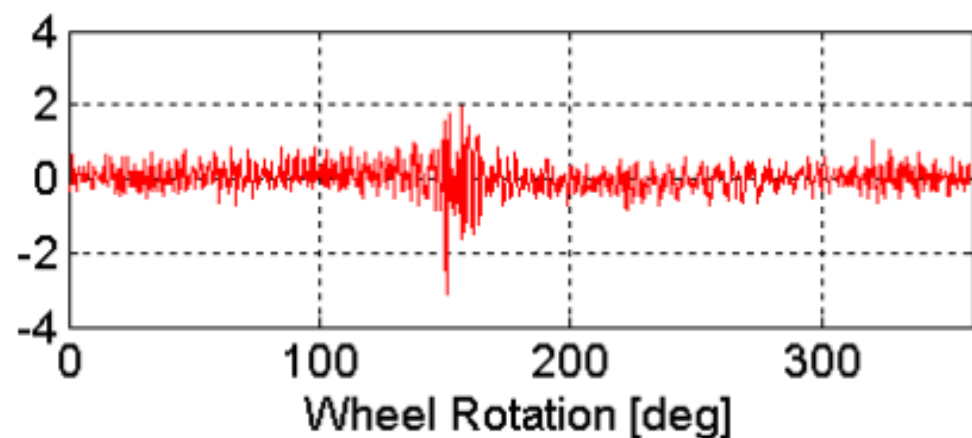
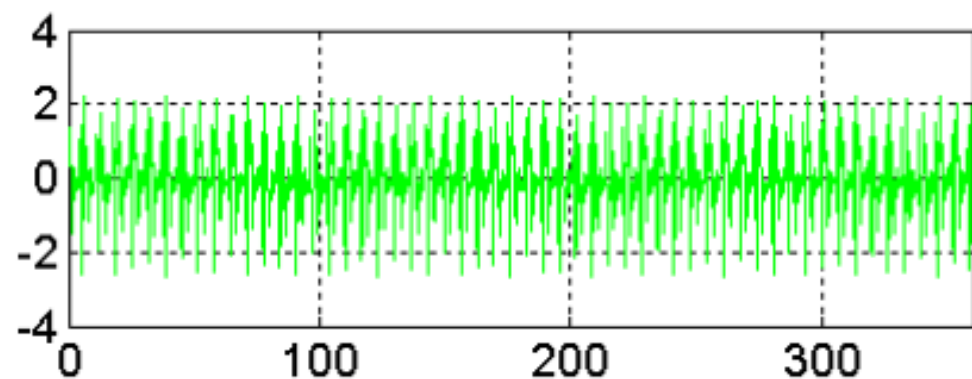
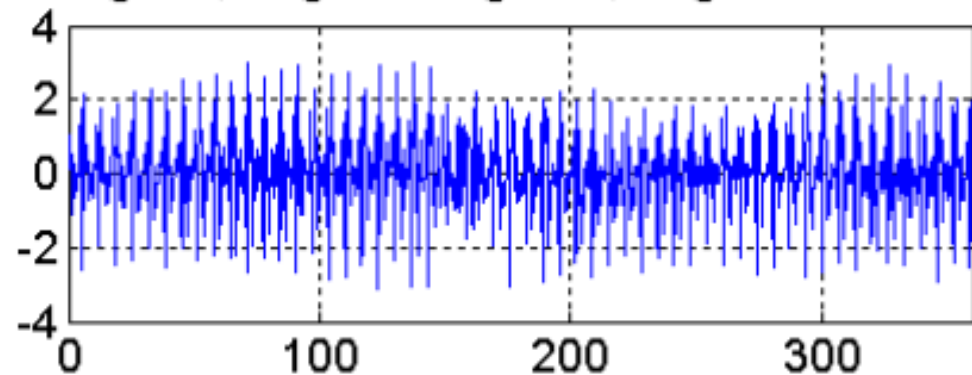
❑ Detto “**Regolare**” il segnale dell’ingranaggio privo di difetti, il segnale residuo rappresenta lo scostamento dal segnale “regolare” dovuto agli effetti di modulazione.

❑ Si definisce pertanto **Segnale Residuo** la differenza:

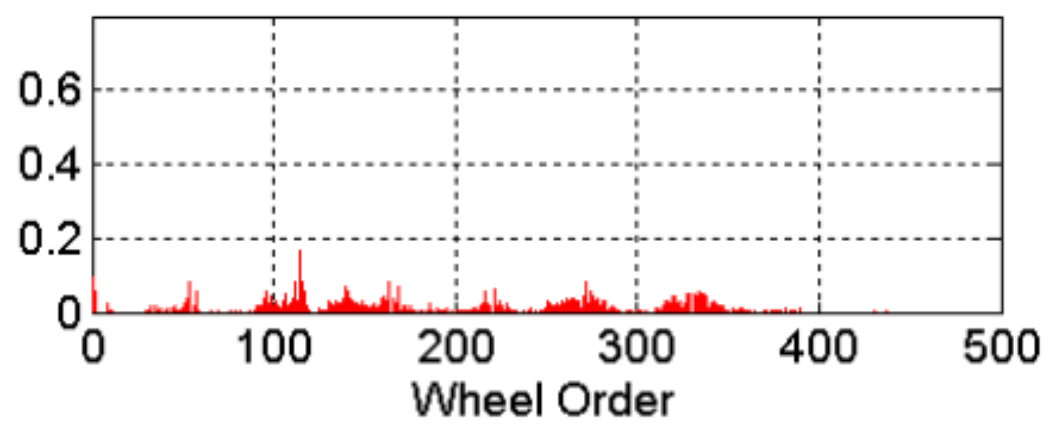
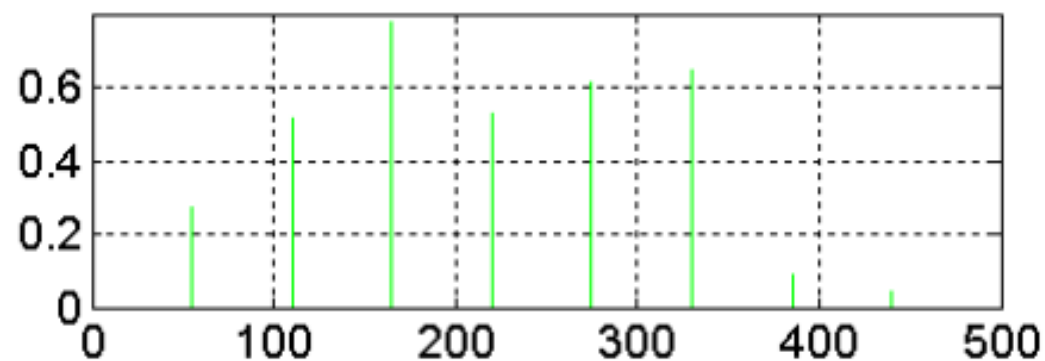
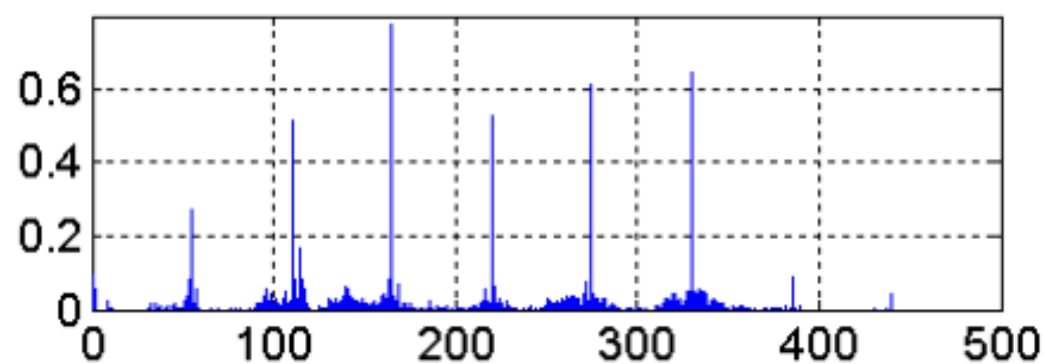
$$x_R(t) = x(t) - x_0(t)$$

- ❑ Per calcolare il segnale residuo occorre:
- Effettuare una media sincrona del segnale di vibrazione;
 - Calcolarne lo spettro;
 - Eliminare dallo spettro della media sincrona la frequenza di ingranamento e le sue armoniche;
 - Ritornare nel dominio di partenza operando una trasformata inversa.
- ❑ Il segnale residuo ben si presta per il monitoraggio dello stato di salute poiché, per sua definizione, è molto sensibile alla presenza dei difetti (più della media sincrona).

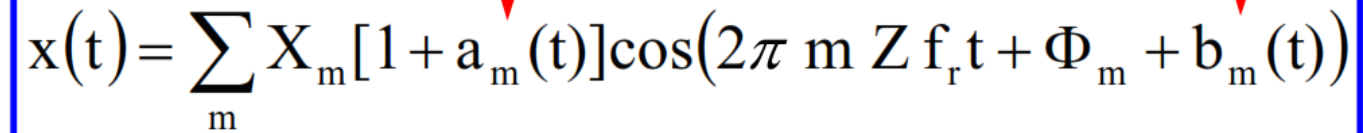
Segnale, Segnale Regolare, Segnale Residuo



Segnale, Segnale Regolare, Segnale Residuo



- ❑ IDEA: se un difetto è associato ad un fenomeno di modulazione del segnale, allora andiamo a cercare le funzioni modulanti (di ampiezza e fase).


$$x(t) = \sum_m X_m [1 + a_m(t)] \cos(2\pi m Z f_r t + \Phi_m + b_m(t))$$

- Si filtra attorno ad un'armonica dell'ingranamento

$$x_n(t) = X_n [1 + a_n(t)] \cos[2\pi n f_m t + \phi_n + b_n(t)]$$

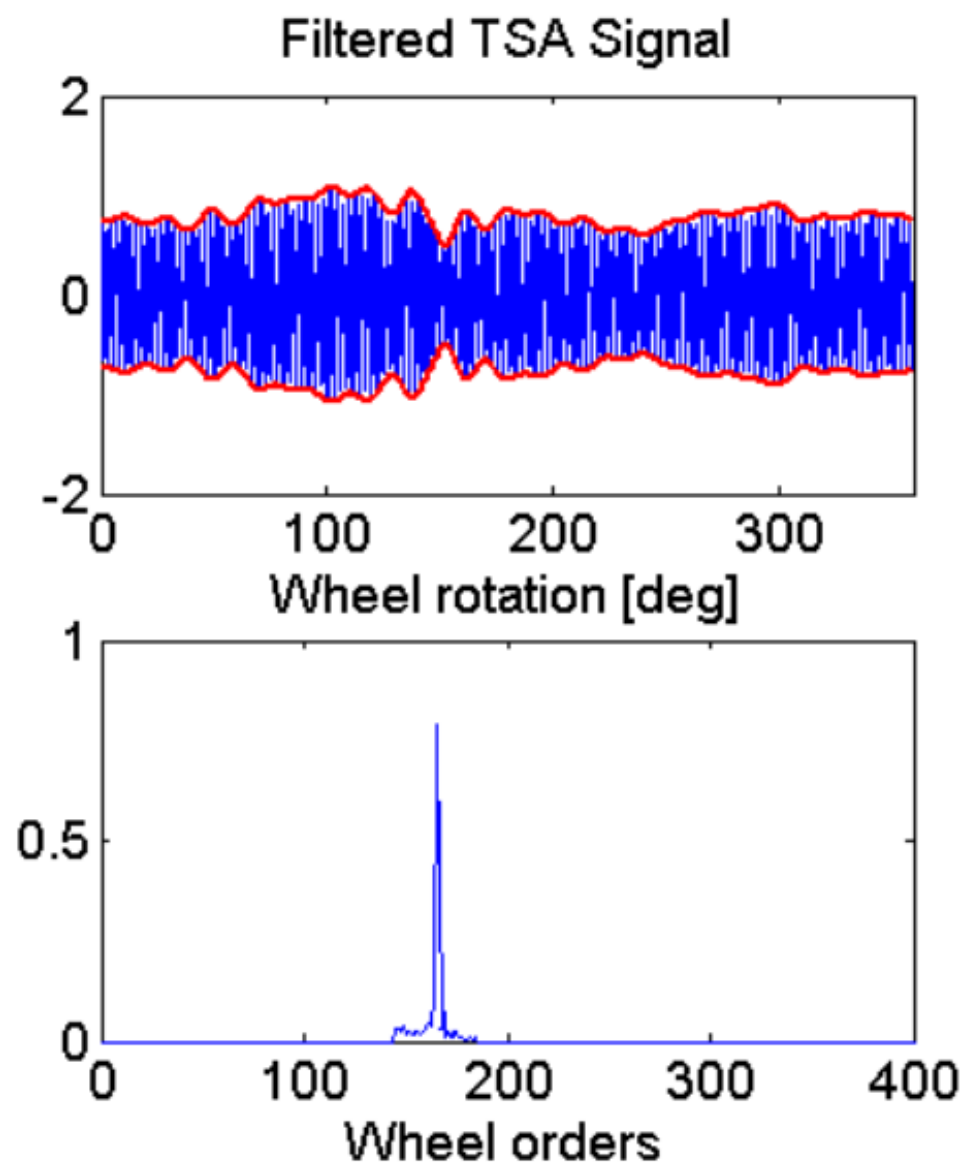
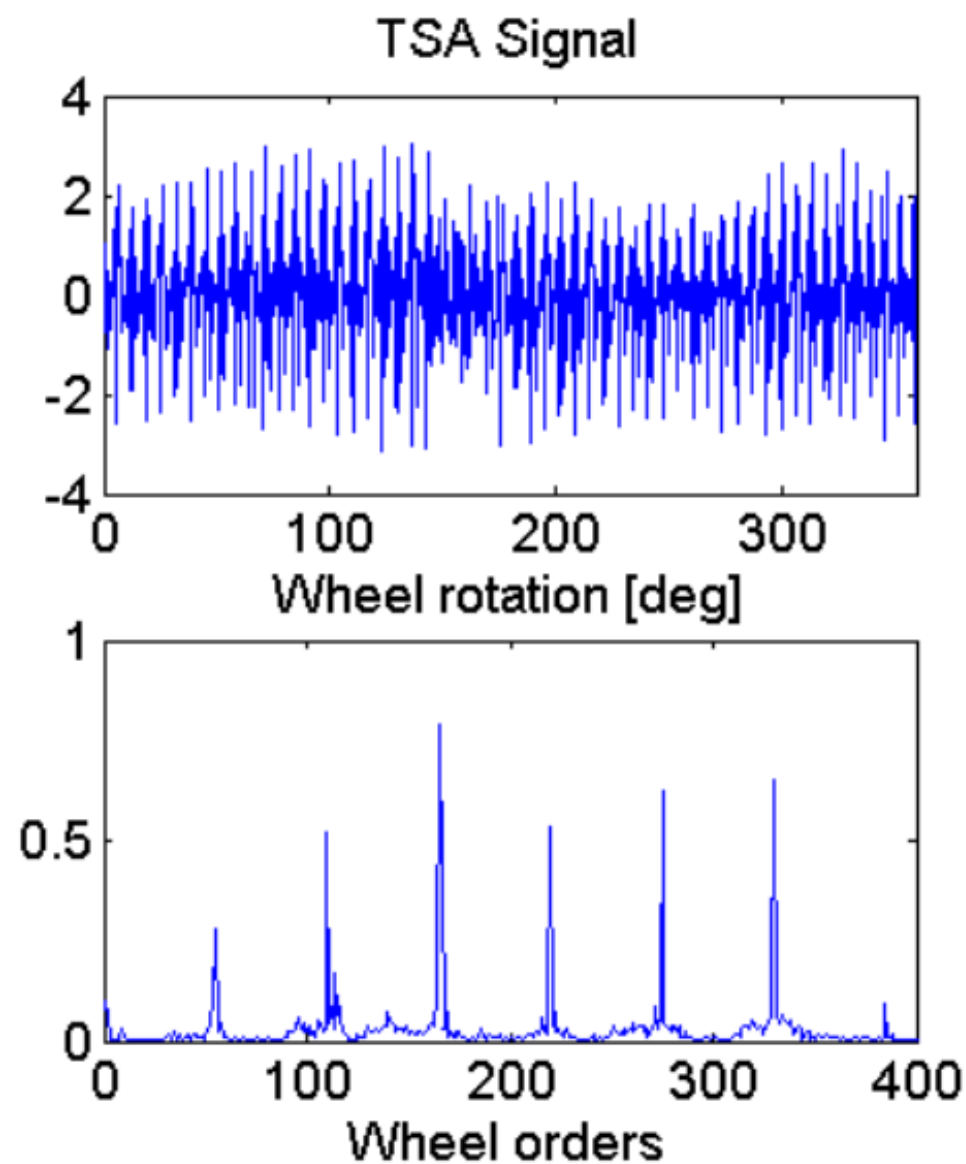
- Si calcola il segnale analitico del segnale filtrato

$$x_a(t) = X_n [1 + a_n(t)] e^{j[2\pi n f_m t + \phi_n + b_n(t)]}$$

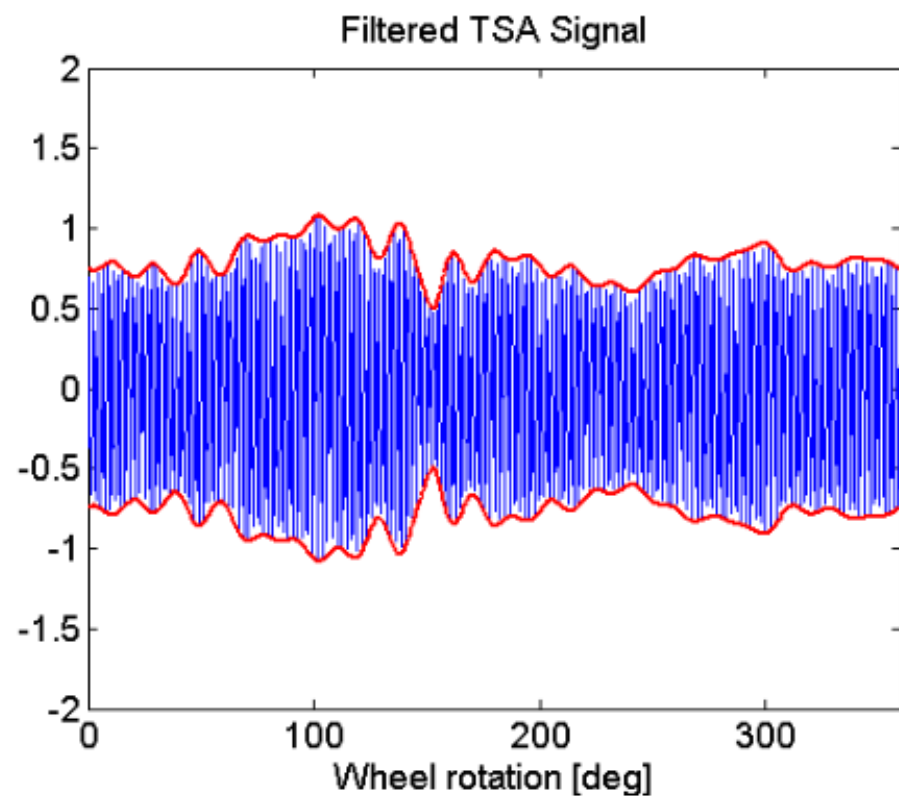
$$a_n(t) = \frac{|x_a(t)|}{X_n} - 1 \quad b_n(t) = \angle(x_a(t)) - (2\pi n f_m t + \phi_n)$$

☐ Si lavora sulla media
sincrona del segnale.

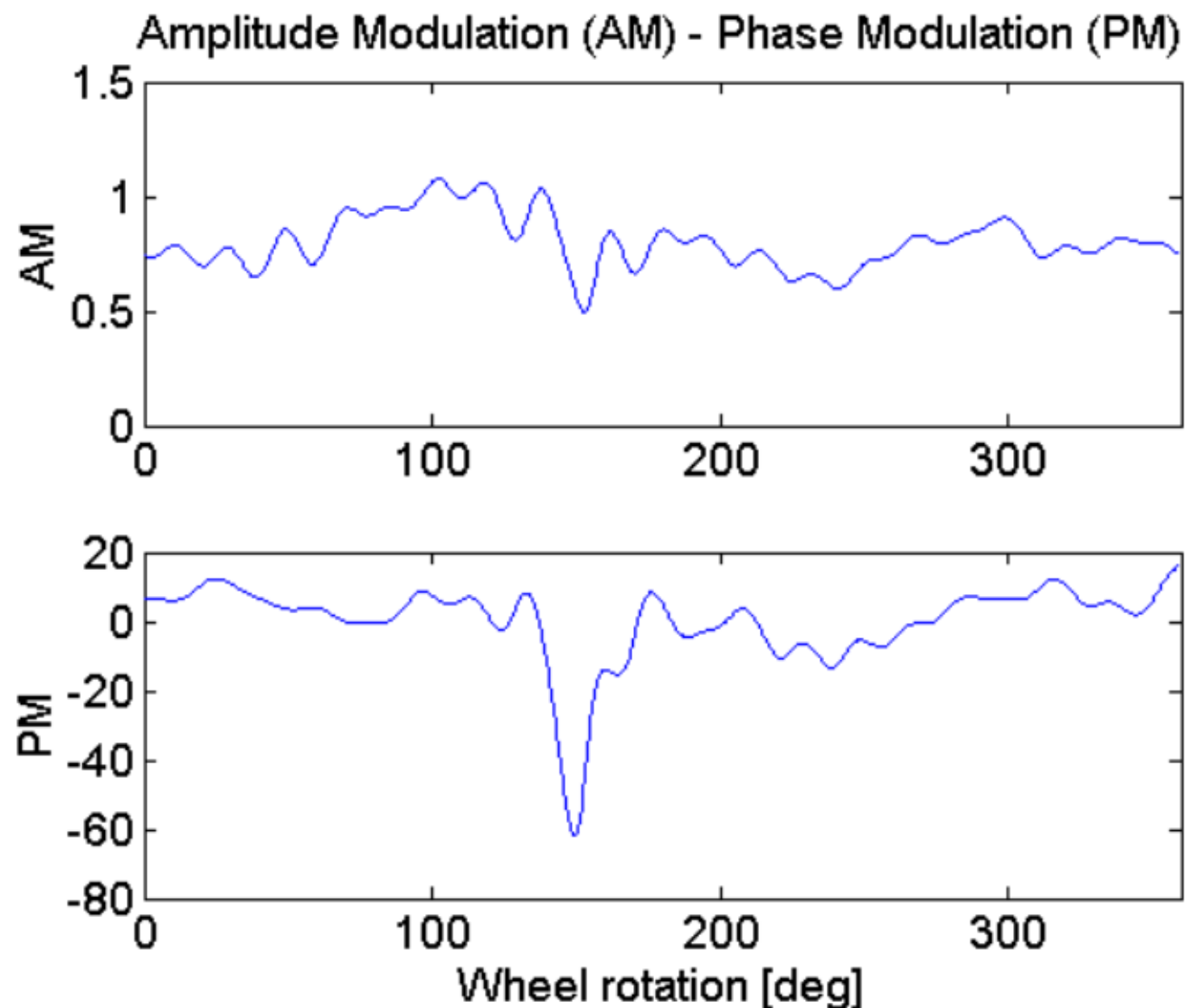
☐ Si filtra il segnale con filtro passa-banda
attorno ad una armonica di ingranamento.

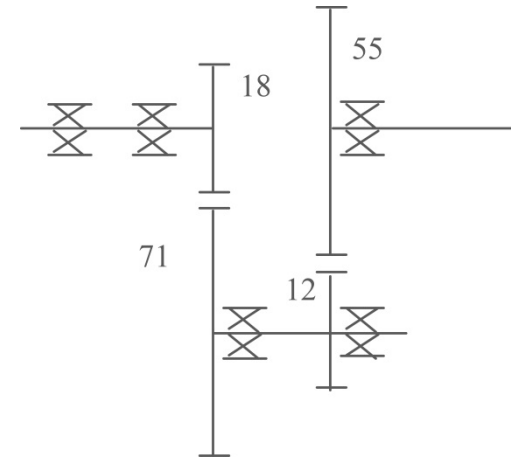
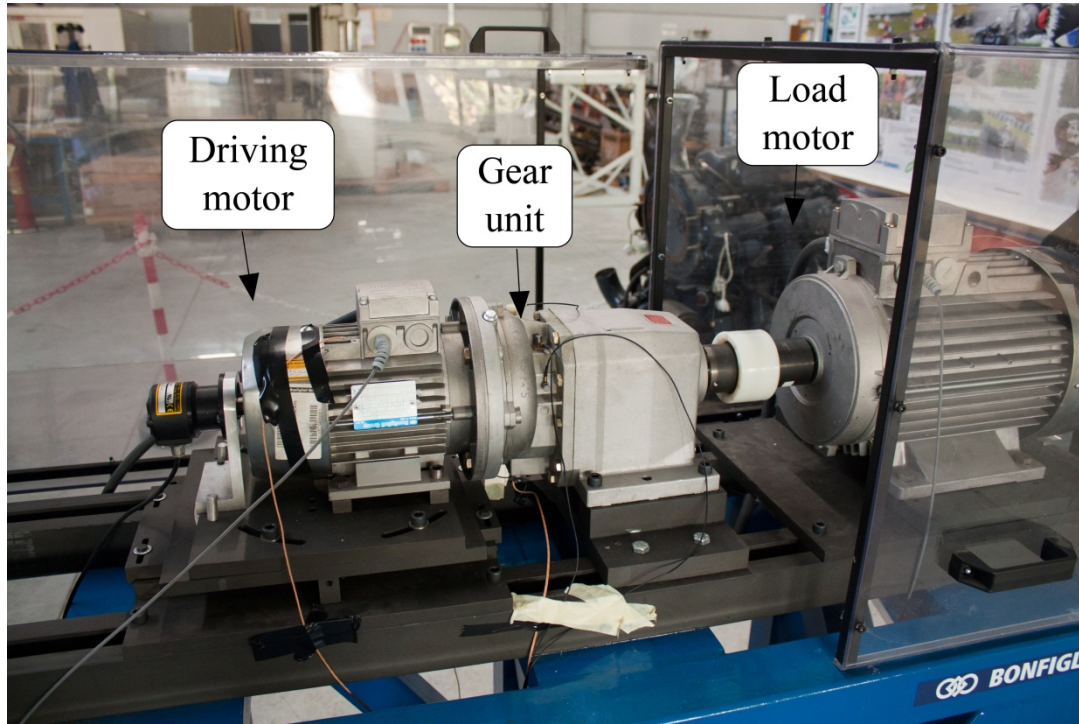


□ Si estraggono dal segnale filtrato le funzioni modulazione di ampiezza e fase.

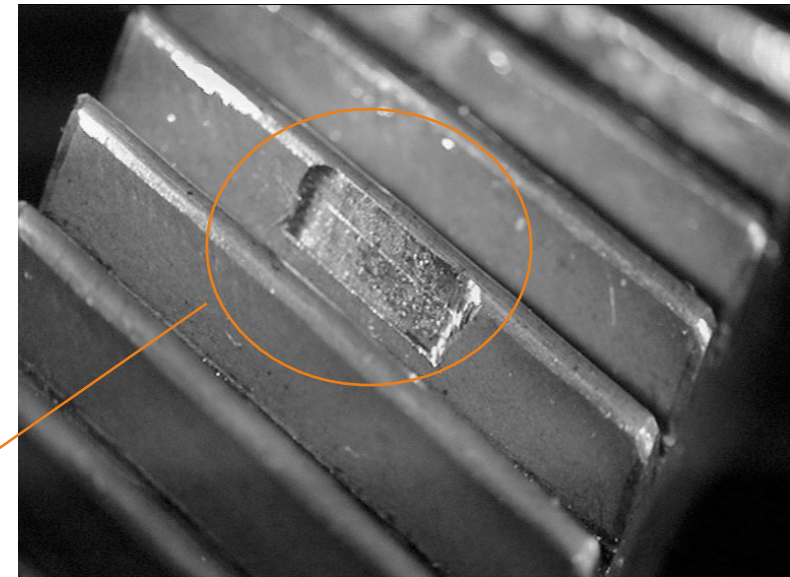


□ Modulazione di ampiezza e fase locali: probabile cricca in un dente.





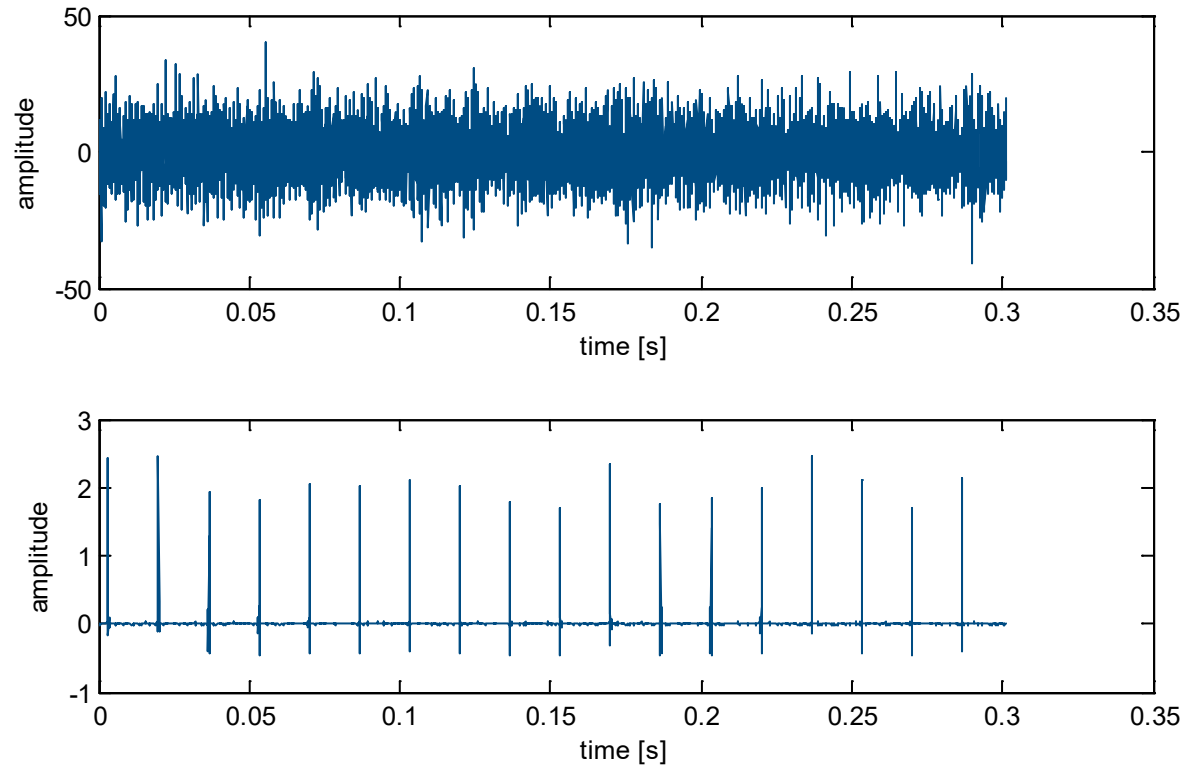
	Driving motor	Loading motor
Nominal power [kW]	1.5	9.2
Nominal torque [Nm]	5.1	61
Nominal speed [rpm]	2800	1440
Number of poles per phase winding	2	4



2 mm along the tooth profile, *0.6 mm* depth, *7.8 mm* across the tooth face

$$f_s = 25600 [Hz] \quad L = 1544192 \text{ punti}$$

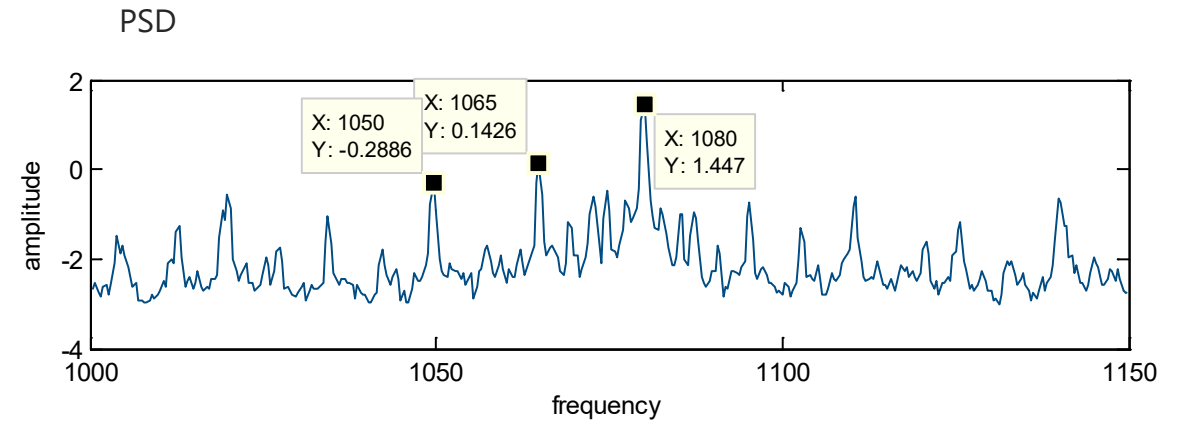
$$T = 60.32 [s]$$



$$f_r = 60 [Hz] \quad M = 50 Nm$$

$$f_{ingFirstStage} = 1080 [Hz]$$

$$f_{ingSecondStage} = 182.54 Hz$$

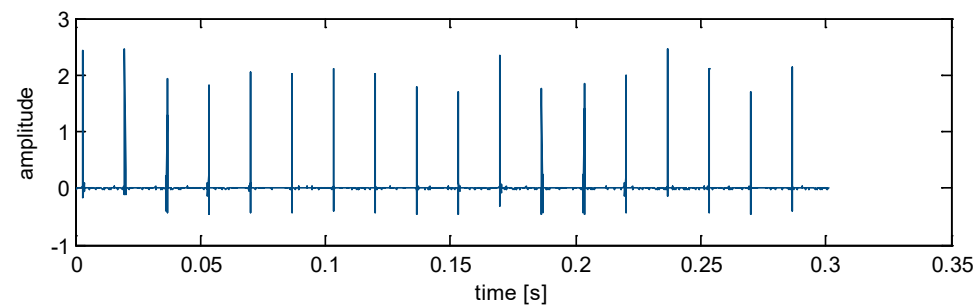


$$f_{r1} = 60 [Hz]$$

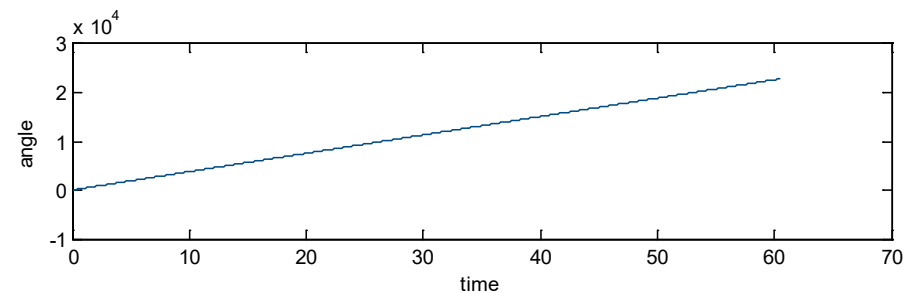
$$f_{r2} = 15.21 [Hz]$$

$$f_{r3} = 3.32 [Hz]$$

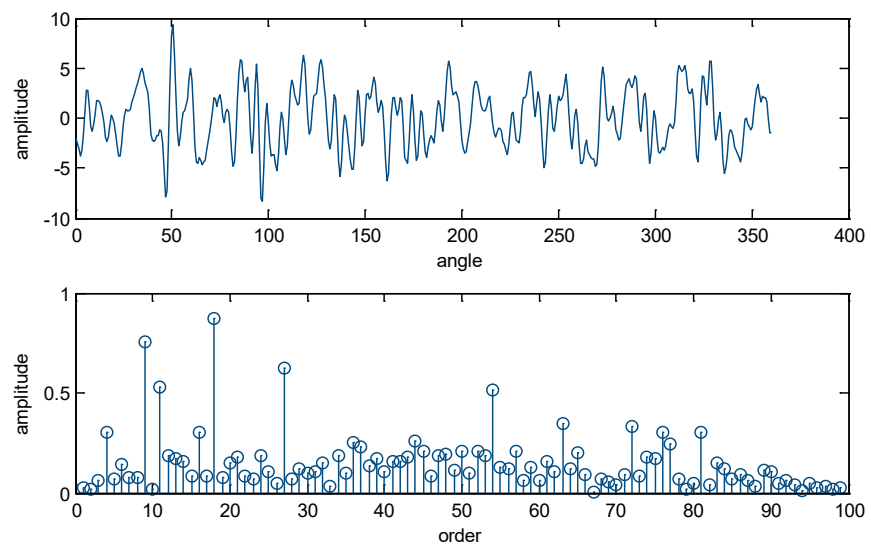
Segnale tachometrico sull'albero di ingresso



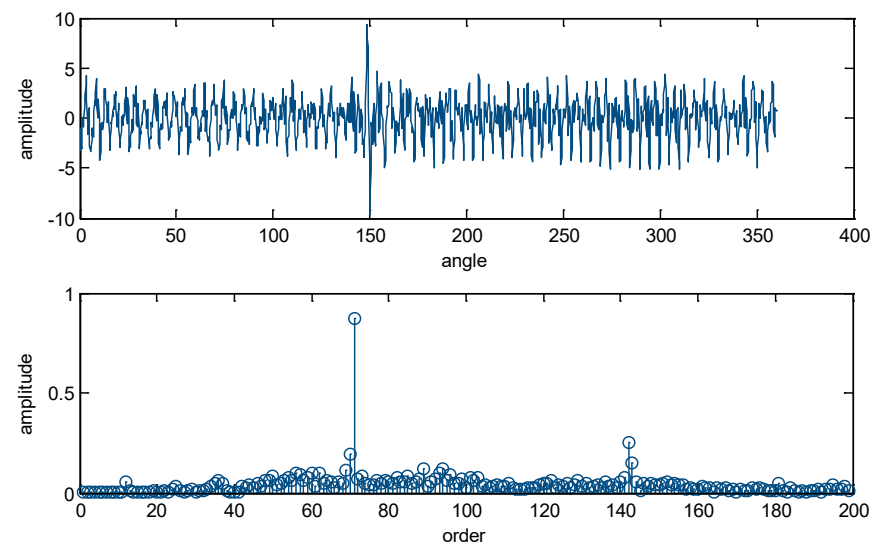
Relazione tempo-angolo



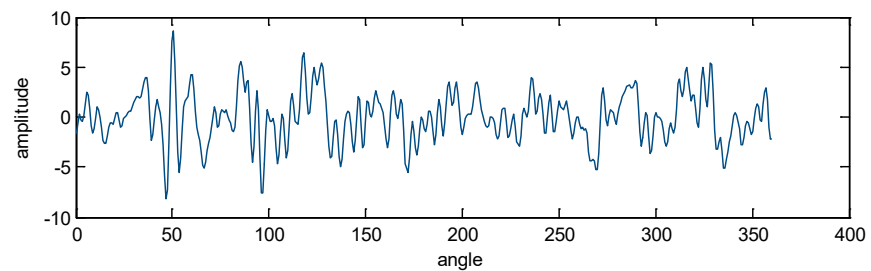
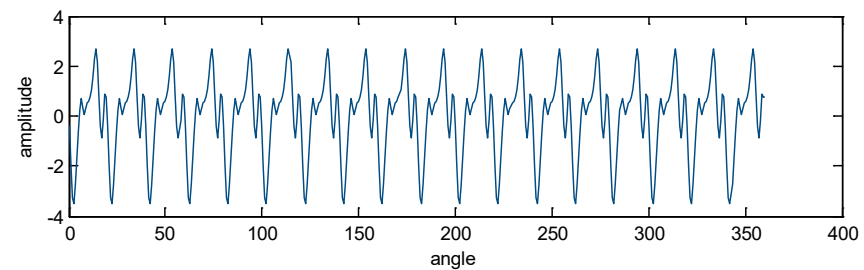
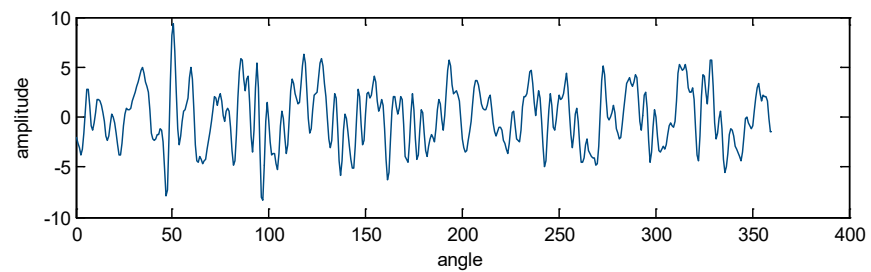
Media sincrona pignone (18 denti) – 3618 medie



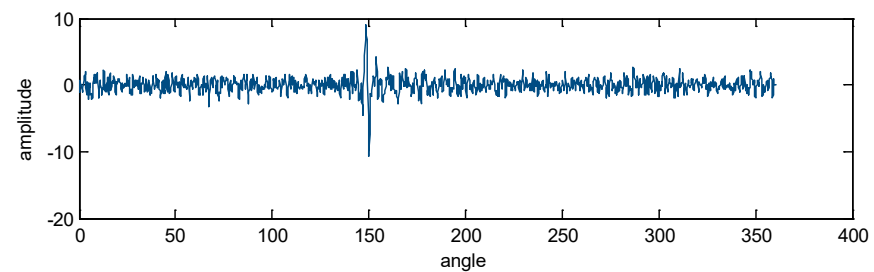
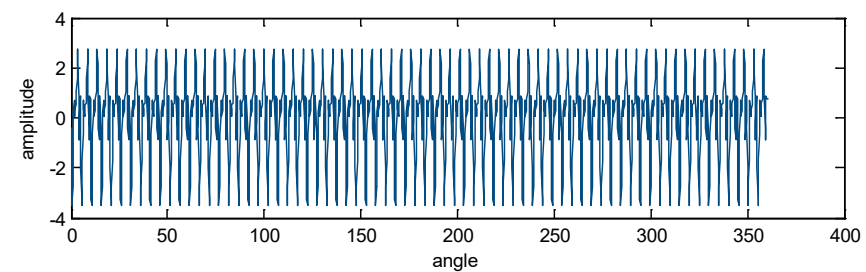
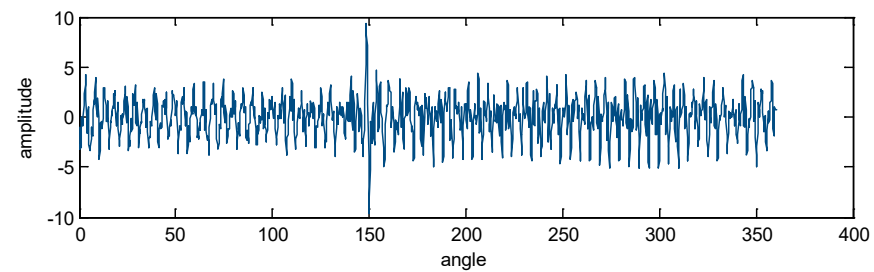
Media sincrona ruota (71 denti) – 917 medie

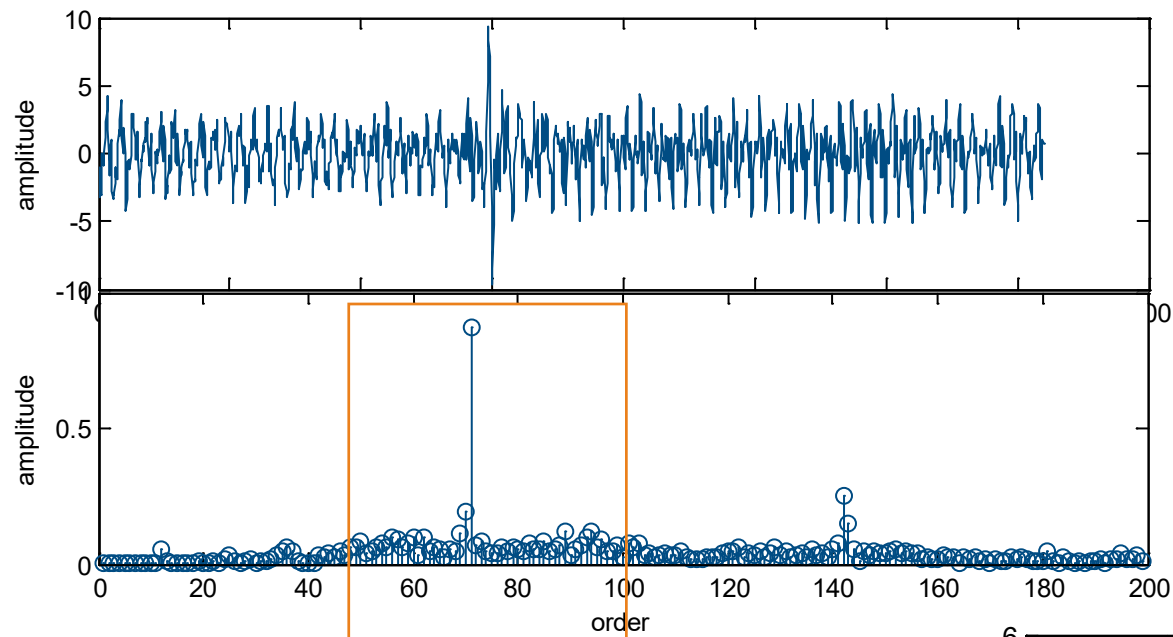


Segnale residuo pignone

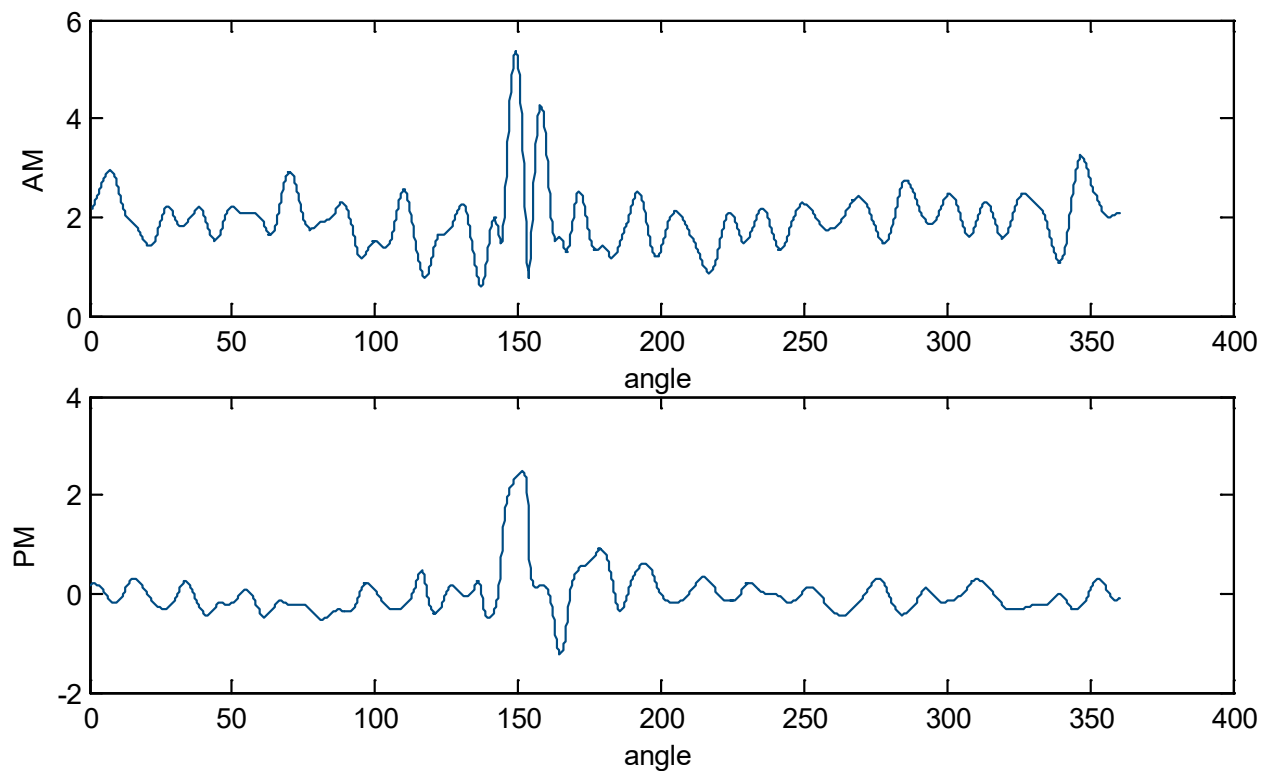


Segnale residuo ruota



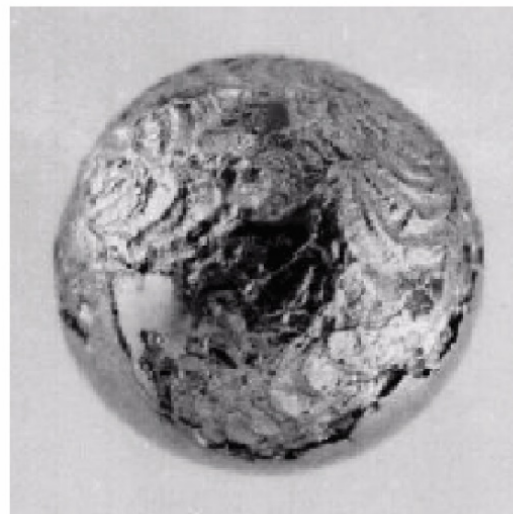


Demodulazione di ampiezza e fase



- ❑ Il contatto tra elementi rotolanti e piste è caratterizzato da elevata pressione superficiale.
- ❑ Gli elementi rotolanti sono soggetti a fenomeni di fatica superficiale.
- ❑ La maggior parte dei malfunzionamenti si manifesta in un danno superficiale nelle piste o negli elementi rotolanti.
- ❑ Il danno superficiale più comune è il ***pitting***.
- ❑ Rumore, vibrazioni, surriscaldamento, sono le più comuni conseguenze.

Pitting - asporto di materiale in superficie che dà luogo a scalfitture sulle piste o sugli elementi volventi.

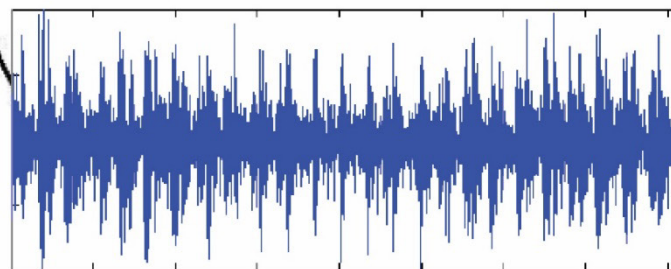
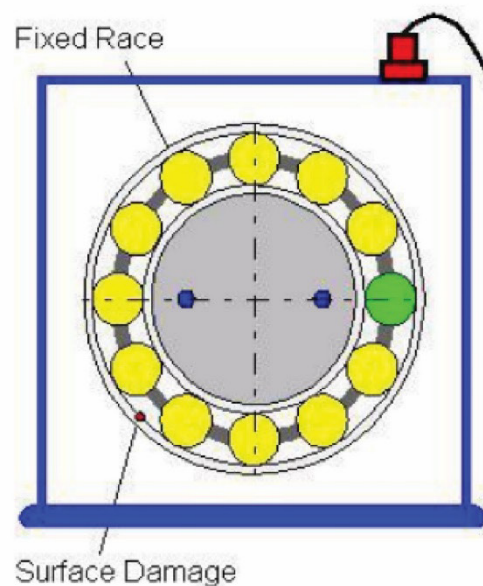
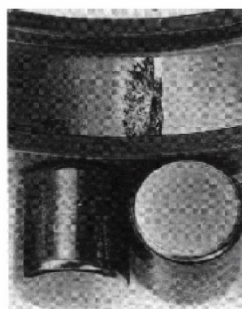


Cause dei difetti nei cuscinetti a rotolamento

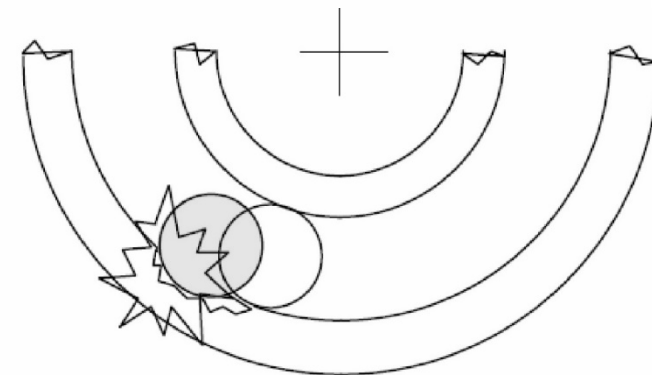
Sovraccarichi (disallineamento, picchi di carico, montaggio scorretto).	Velocità superiore ai limiti.
Difetti creati prima o durante il montaggio (cattiva manipolazione al magazzino)	Passaggio di correnti elettriche.
Contaminazione (tenute inefficienti).	Vibrazioni.
Difetti nel materiale.	Scarsa lubrificazione.
Difetti di produzione.	Ambiente operativo "severo".

Altri difetti:

- giochi tra anello interno ed albero o anello esterno e foro (dovuti a usura o inefficacia del serraggio);
- perdita di lubrificazione;
- eccessivo carico assiale in cuscinetti radiali.



- ❑ Ogni volta che un elemento volvente incontra un danno superficiale (cratere) avviene un impatto.



- ❑ Gli impatti originano **treni di forze impulsive** che sono sorgenti di vibrazione e, di conseguenza, fonti di rumore.

❑ Ogni danno localizzato è caratterizzato da una frequenza, detta ***frequenza caratteristica***, che è proporzionale alla velocità di rotazione del cuscinetto.

❑ La frequenza caratteristica è la frequenza degli impatti dell'elemento volvente con il danno e dipende da:

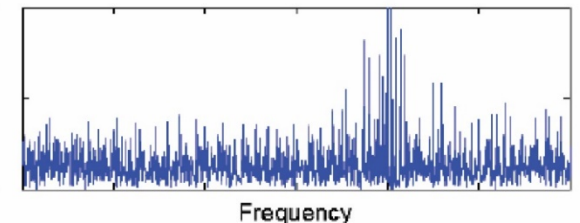
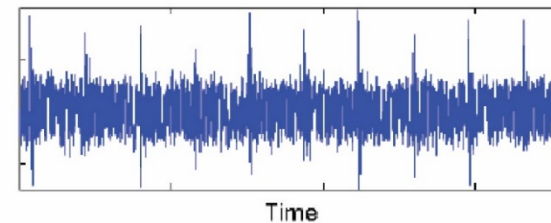
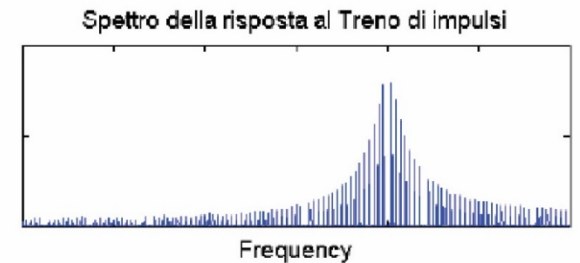
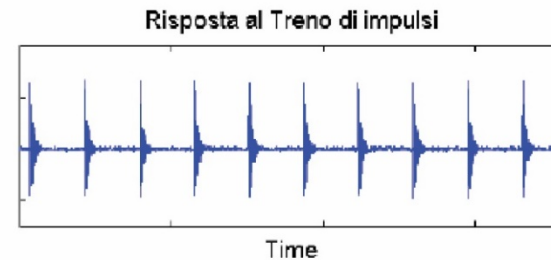
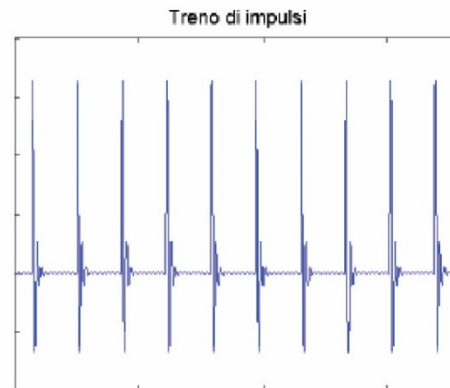
- caratteristiche geometriche del cuscinetto
- numero di elementi rotolanti
- localizzazione del danno (sull'anello esterno, interno, ...)

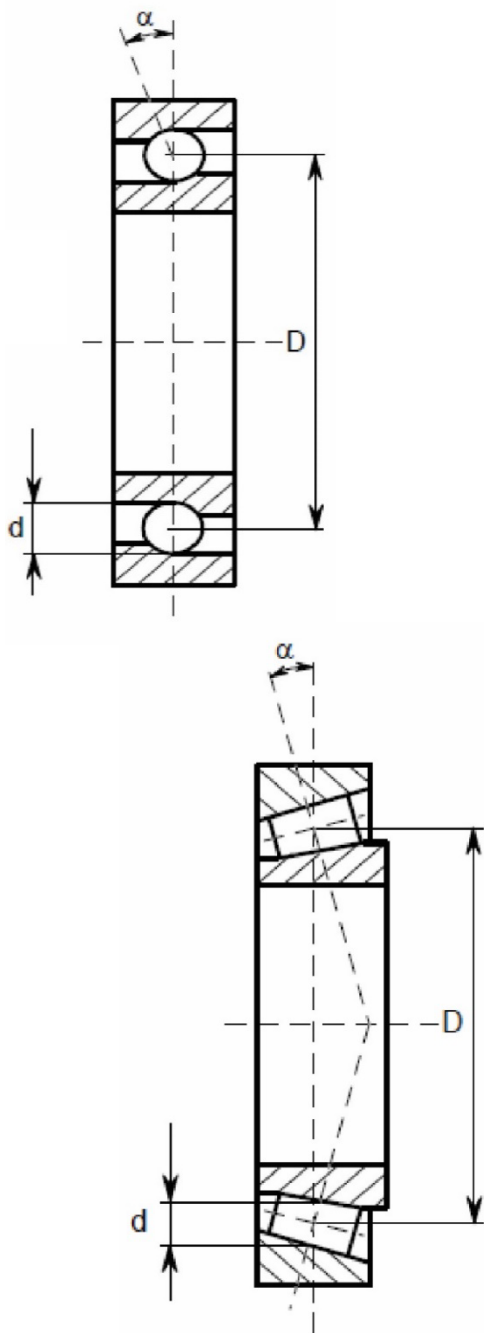
❑ La risposta della struttura all'eccitazione impulsiva ha un contenuto in frequenza legato a:

- frequenza degli impatti;
- risonanze della struttura (alte frequenze: oltre 8-10 kHz).

❑ Alle basse frequenze, le frequenze degli impatti sono spesso mascherate da altri effetti.

❑ L'analisi delle vibrazioni per il monitoraggio e la diagnostica è pertanto solitamente eseguita alle alte frequenze.





	Anello esterno fisso ($n_e = 0$)	Anello interno fisso ($n_i = 0$)	Anelli esterno ed interno rotanti
Difetto sull'anello interno	$f_i = \frac{zn_i}{120} (1 + \lambda \cos \beta)$	$f_i = \frac{zn_e}{120} (1 + \lambda \cos \beta)$	$f_i = \frac{z n_e - n_i }{120} (1 + \lambda \cos \beta)$
Difetto sull'anello esterno	$f_e = \frac{zn_i}{120} (1 - \lambda \cos \beta)$	$f_e = \frac{zn_e}{120} (1 - \lambda \cos \beta)$	$f_e = \frac{z n_e - n_i }{120} (1 - \lambda \cos \beta)$
Difetto sui corpi volventi	$f_v = \frac{n_i}{120} \frac{1 - (\lambda \cos \beta)^2}{\lambda}$	$f_v = \frac{n_e}{120} \frac{1 - (\lambda \cos \beta)^2}{\lambda}$	$f_v = \frac{ n_e - n_i }{120} \frac{1 - (\lambda \cos \beta)^2}{\lambda}$
Difetto sulla gabbia	$f_p = \frac{n_i}{120} (1 - \lambda \cos \beta)$	$f_p = \frac{n_e}{120} (1 + \lambda \cos \beta)$	$f_p = \frac{n_e + n_i}{120} + \frac{n_e - n_i}{120} \lambda \cos \beta$

Si può osservare che ad ogni giro:

- Circa il 40% dei corpi volventi passa sopra un difetto dell'anello esterno
- Circa il 60% dei corpi volventi passa sopra un difetto dell'anello interno
- La frequenza della gabbia è pari a circa il 40% della frequenza di rotazione se l'anello esterno è fisso, mentre vale circa il 60% della frequenza di rotazione se l'anello esterno è mobile.



Group > Knowledge Centre > Engineering tools

Knowledge Centre



SKF Frequency Calculator

Media Library

SKF Mobile Apps

Engineering tools

Webinars >

E-learning >

Technical articles and books >

Rich media >

Conferences >

Forum and Blog

Subscriptions

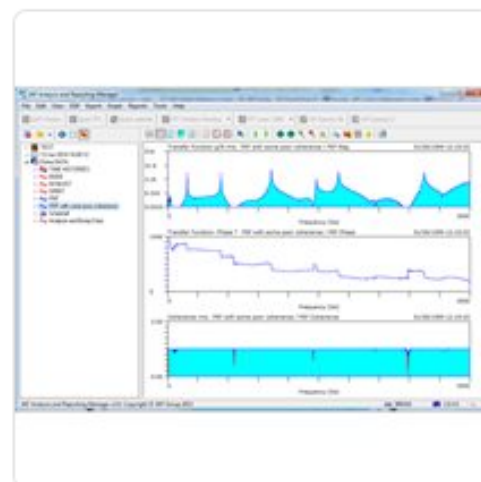
Promotion Codes

Facts

Language: English

Format: Web application

Product platform: Bearing, units and housings

[Open tool](#)

Contact us

for more information



Find SKF news

Select category ▼

Select news topic ▼

Select industry ▼

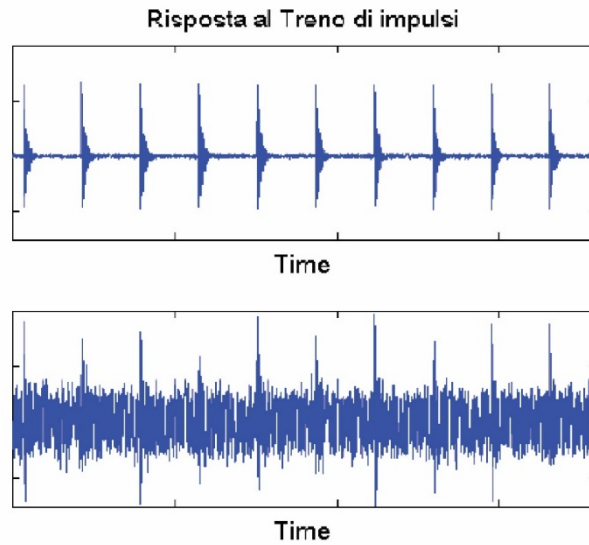
[Reset](#)[Show results](#)

SKF Frequency Calculator

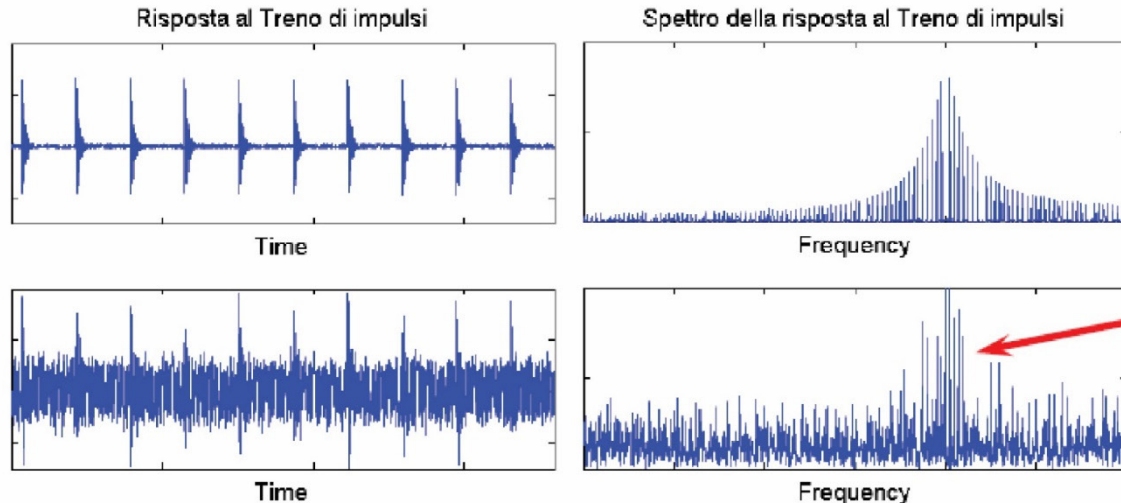
Vibration analysis of rotating machinery is common practice in predictive maintenance programmes. It shows whether components are in healthy shape or suspect to anomalies. Once vibration measurements are taken, the vibration frequency spectra is interpreted.

Typical frequencies of rotating machinery components are included in the programme to support frequency spectrum analysis.

- ☐ Un cuscinetto sano è sorgente di vibrazioni molto basse.
- ☐ Si può parlare di cuscinetto “silenzioso”.
- ☐ Nel caso di cuscinetto danneggiato ha luogo un “treno di forze impulsive” caratterizzato da una certa frequenza caratteristica (e dalle sue armoniche).
- ☐ L’analisi in frequenza del segnale vibratorio dovrebbe essere un buono strumento per identificare il danno.
- ☐ Sfortunatamente le vibrazioni causate dal danno possono essere oscurate da altre sorgenti di vibrazione.
- ☐ Queste generalmente hanno un elevato contenuto alle basse frequenze impedendo la diagnosi del difetto.



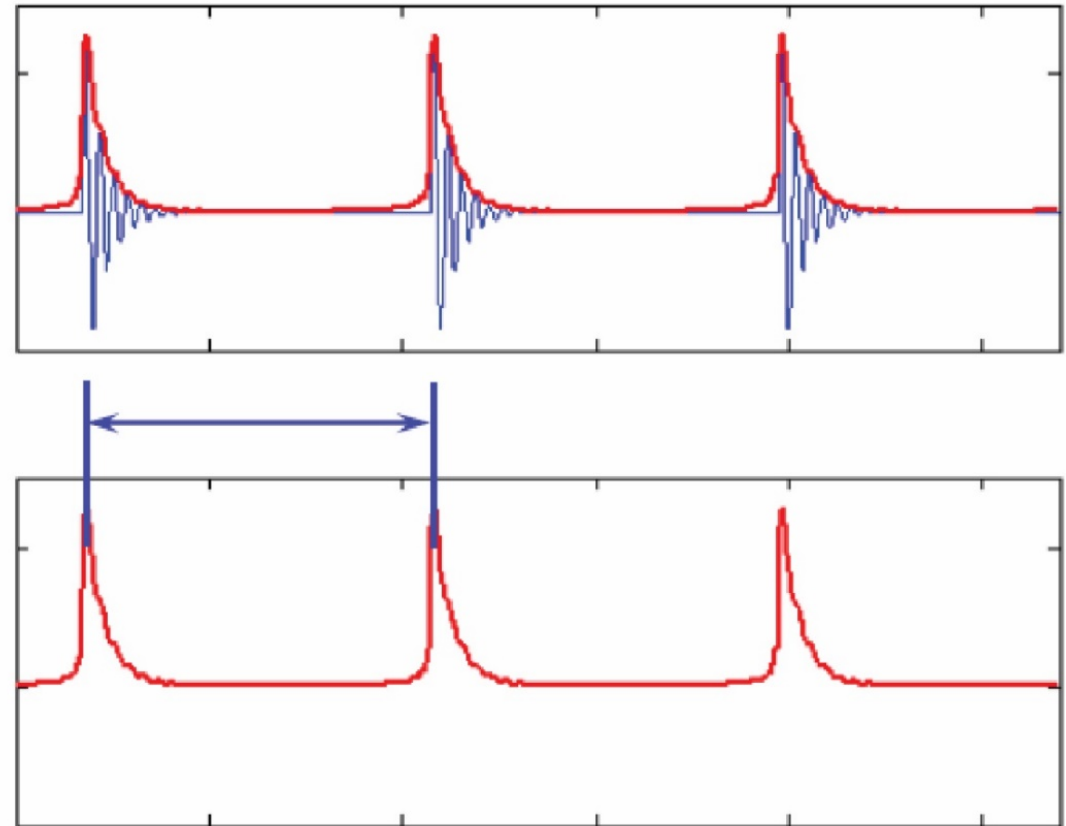
- ☐ Gli impatti di breve durata sono in grado di eccitare le risonanze strutturali del carter che hanno generalmente frequenze alte (qualche kHz).
- ☐ Alle alte frequenze il rumore e gli effetti delle altre sorgenti di vibrazione sono molto bassi.
- ☐ Il segnale vibratorio si presenta come un treno di picchi seguiti da oscillazioni alle frequenze naturali della struttura (che si smorzano rapidamente).



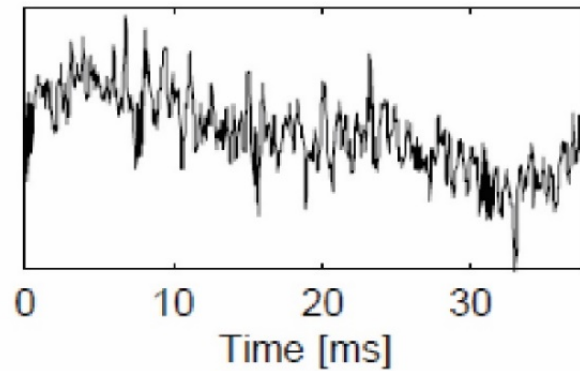
*Il danno superficiale
viene identificato
analizzando la
vibrazione del carter
nella zona di
risonanza della
struttura*

- ❑ Un treno di picchi seguiti da oscillazioni alle frequenze naturali della struttura (che si smorzano rapidamente).
- ❑ Nell'intorno di una risonanza f_n il segnale si presenta come un treno di onde sinusoidali smorzate:
- ❑ La periodicità del treno (inverso della frequenza caratteristica del difetto) può essere trovata con l'ausilio di tecniche di demodulazione (*involuppo*).

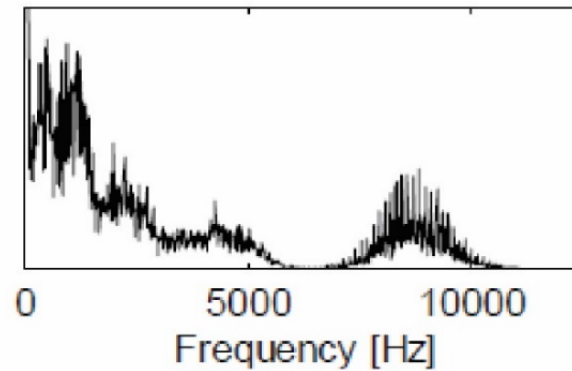
$$x(t) = e^{-\zeta t} X \cos(2\pi f_n t + \Phi)$$



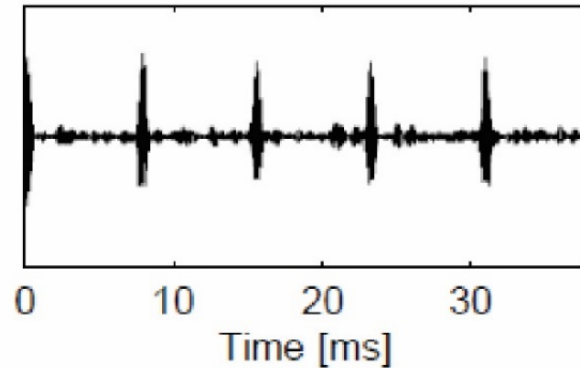
Unfiltered time signal



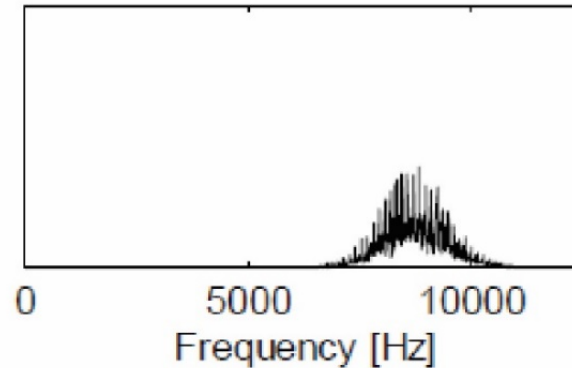
Spectrum of the Unfiltered time signal



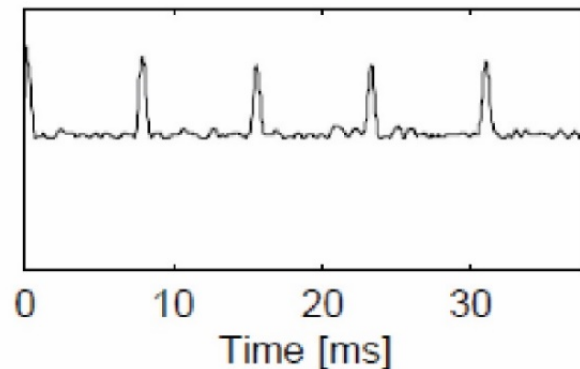
Filtered time signal



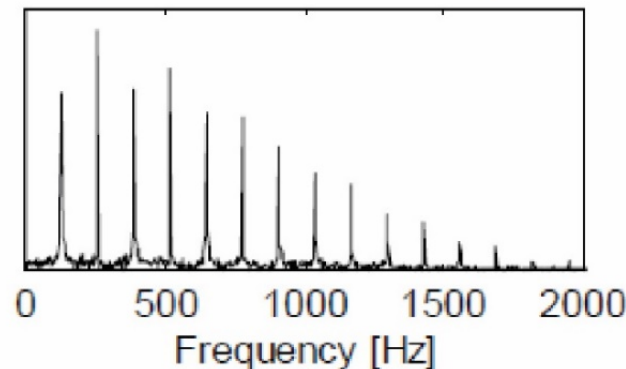
Spectrum of the Filtered time signal



Envelope



Spectrum of the Envelope



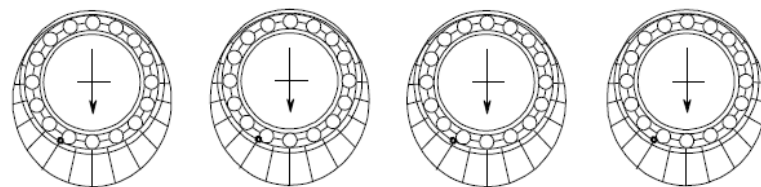
□ Il metodo classico per la demodulazione di ampiezza consiste in:

- Filtrare in passa-banda il segnale attorno ad una frequenza di risonanza
- Involuppare il segnale filtrato
- Lo spettro dell'involuppo rivela le frequenze caratteristiche del difetto.

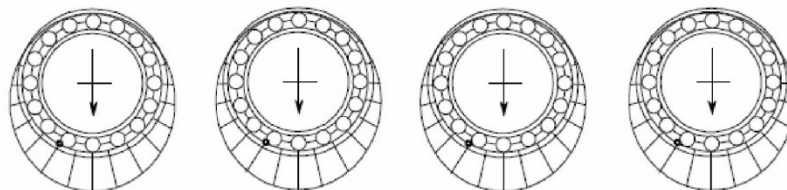
- ❑ L'intensità dell'impulso generato dall'attraversamento del danno superficiale è proporzionale al carico agente sull'elemento rotolante al momento del passaggio sul difetto stesso.
- ❑ In caso di cuscinetti radiali, ciò significa che l'intensità potrebbe essere modulata, così come la vibrazione che ne risulta.

- ❑ Si consideri prima un cuscinetto radiale con anello esterno fisso, anello interno rotante e carico fisso (e costante)

- Se il danno è sull'anello fisso, il carico sull'elemento rotolante che lo attraversa è sempre lo stesso, per cui **non si ha alcun effetto di modulazione del carico.**



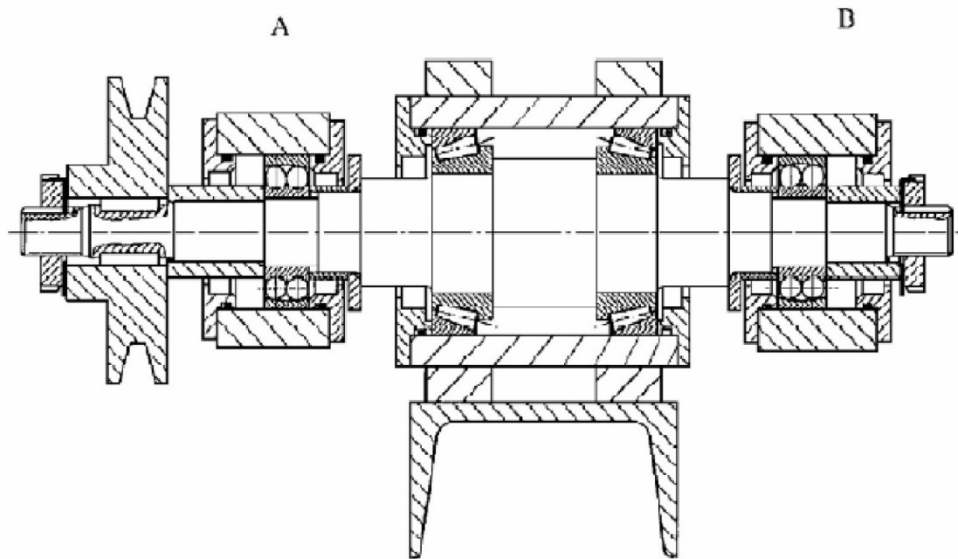
- ❑ Se il danno è sull'anello rotante o su un elemento rotolante, il carico agente al momento del passaggio sul danno dipende dalla posizione radiale, perciò varia periodicamente e **l'intensità dell'impulso è modulata.**



- ❑ Si consideri ora un cuscinetto radiale con anello esterno fisso, anello interno rotante e carico variabile. Il carico può variare a causa di una forza centrifuga rotante, può essere un carico esterno variabile periodicamente, ecc... In tal caso, l'intensità dell'impulso è modulata, anche in caso di danno sull'anello fisso.
- ❑ Quando l'intensità dell'impulso è modulata da una certa frequenza f_m , due o più bande laterali appaiono nello spettro di vibrazione del carter, attorno alle frequenze caratteristiche ed alla distanza $\pm f_m$, $\pm 2f_m$, e così via.

- ☐ Segnali di vibrazione sono stati misurati sul banco prova per cuscinetti volventi mostrato in figura.
- ☐ Un carico radiale di 500 N è applicato ad entrambi i cuscinetti A e B.
- ☐ Il cuscinetto testato è indicato con **B**.

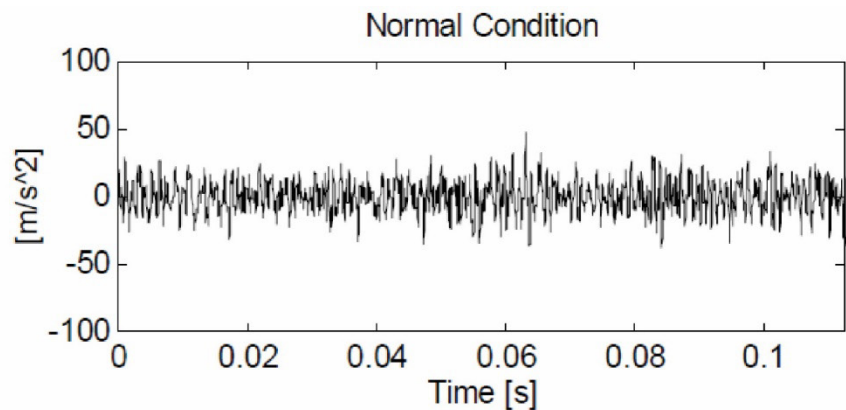
Schematic of rolling bearing shaft



- ☐ Alcuni cuscinetti con differenti tipi di difetto sono stati via via testati e i segnali di vibrazione sono stati rilevati con un accelerometro montato in direzione radiale vicino al supporto del cuscinetto **B**.
- ☐ I difetti sono stati creati artificialmente mediante una penna elettrica.

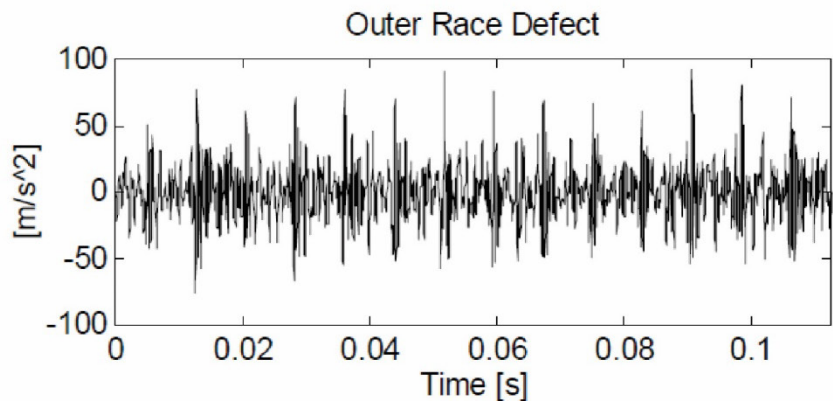
- ☐ I cuscinetti impiegati sono orientabili a sfere FAG 1204.
- ☐ Alla frequenza di rotazione dell'albero di 26.67 Hz (circa 1600 rpm), le frequenze caratteristiche dei difetti sono:
 - Outer race defect frequency: 129.8 Hz (1 / 7.70 ms)
 - Inner race defect frequency: 190.2 Hz (1 / 5.26 ms)
 - Rolling element defect frequency: 133.7 Hz (1 / 7.48 ms)
 - Cage rotational frequency: 10.8 Hz (1 / 92.60 ms)

- Cuscinetto in condizioni **normali**: tre periodi di rotazione.



- Cuscinetto con difetto sull'anello **esterno**: tre periodi di rotazione.

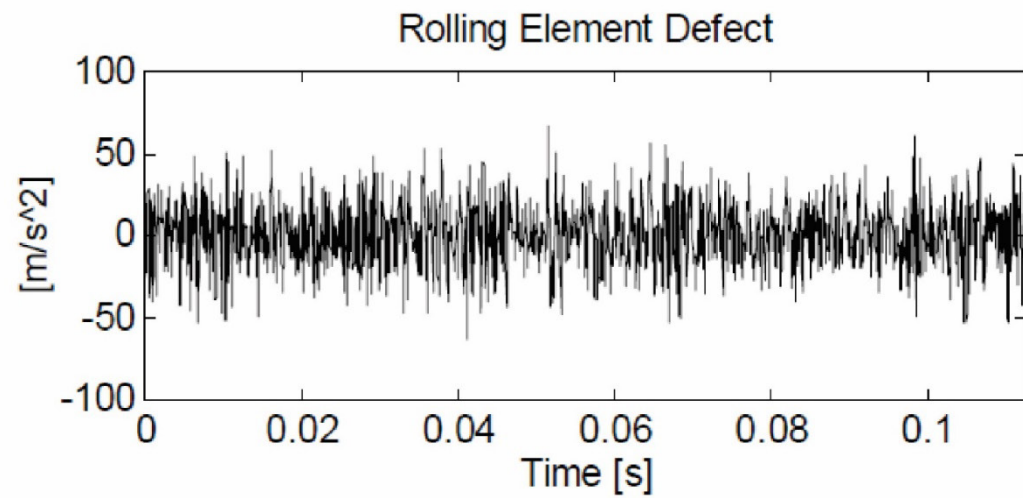
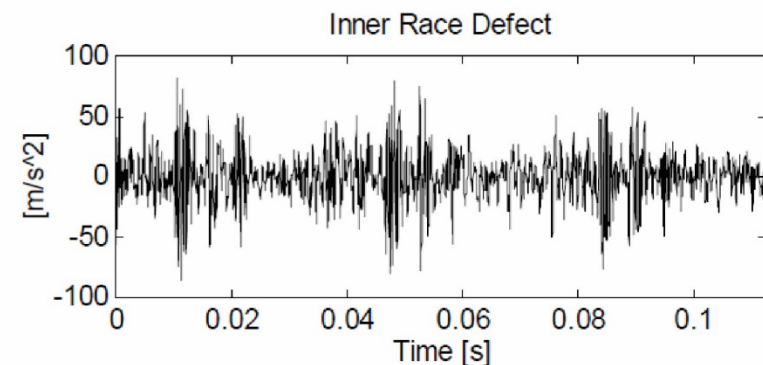
- Outer race defect frequency (1 / 7.70 ms)



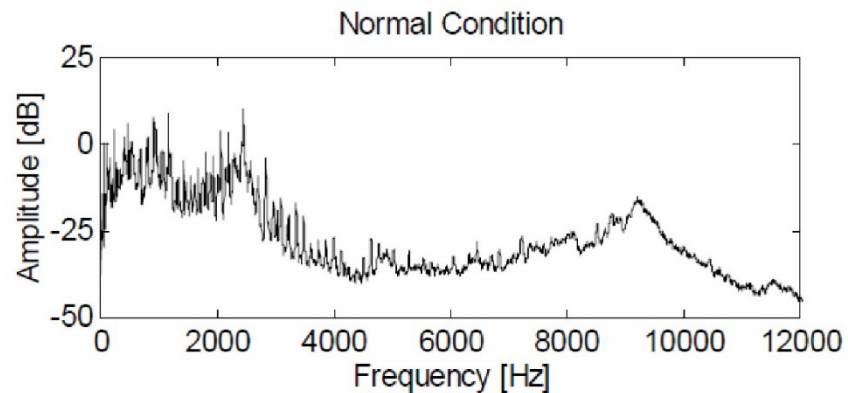
- Cuscinetto con difetto su una **sfera**: tre periodi di rotazione.
- Rolling element defect frequency (1 / 7.48 ms)

- Cuscinetto con difetto sull'anello **interno**: tre periodi di rotazione.

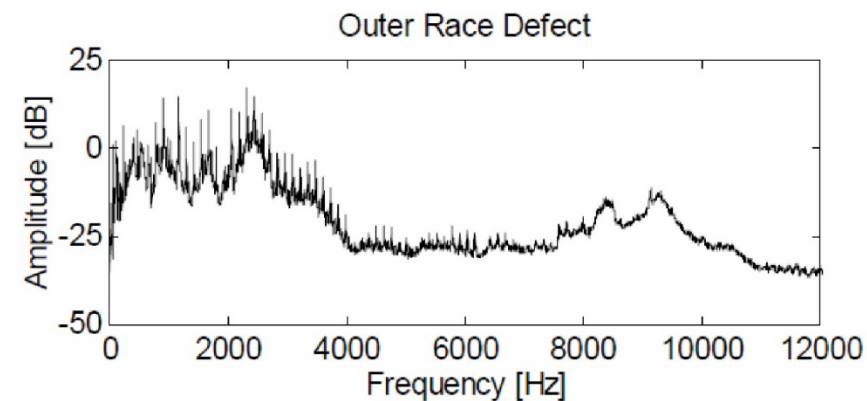
- Inner race defect frequency (1 / 5.26 ms)



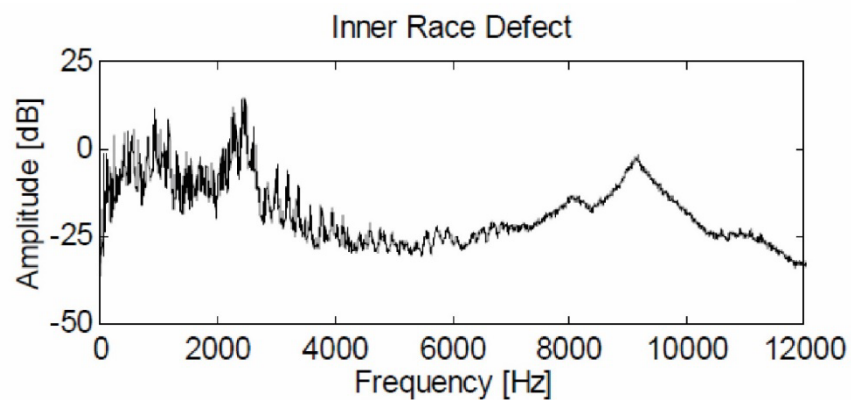
☐ Cuscinetto in condizioni **normali**.



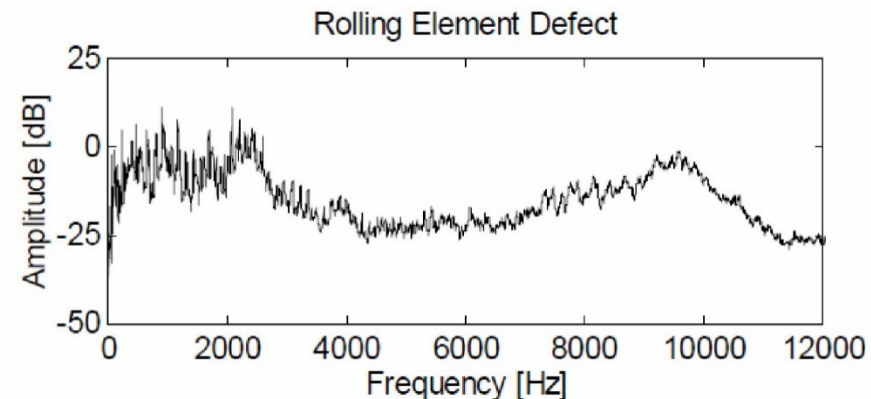
☐ Cuscinetto con difetto sull'anello **esterno**.



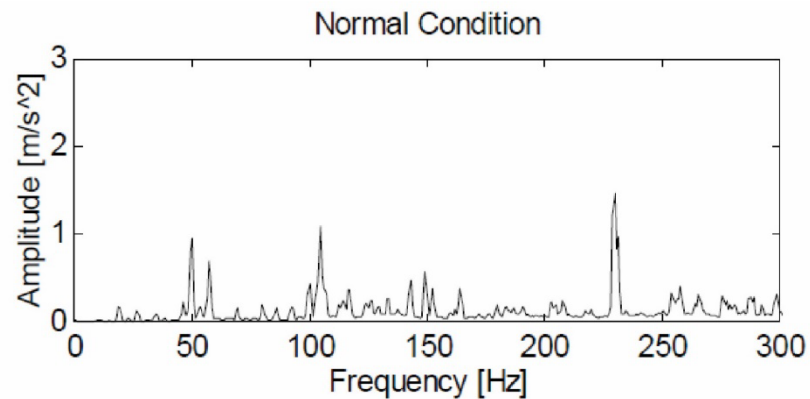
☐ Cuscinetto con difetto sull'anello **interno**.



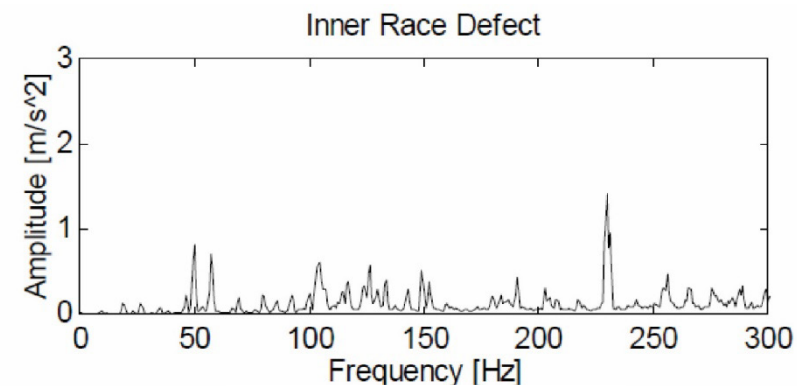
☐ Cuscinetto con difetto su una **sfera**.



- ☐ Cuscinetto in condizioni **normali**.



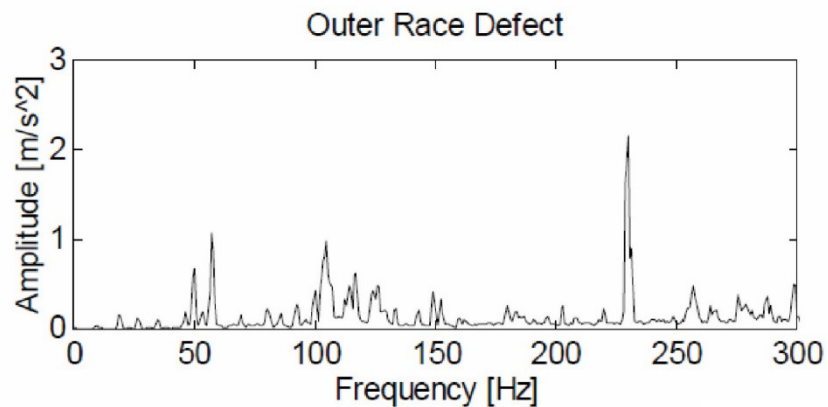
- ☐ Cuscinetto con difetto sull'anello **interno**.



- Inner race defect frequency 190.2 Hz

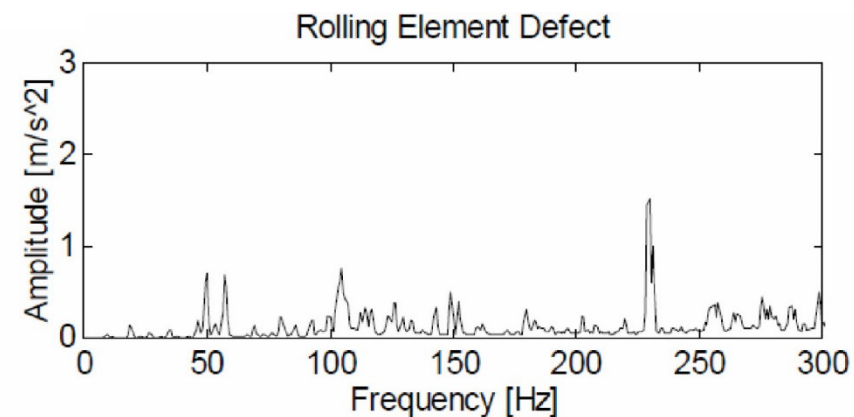
- ☐ Cuscinetto con difetto sull'anello **esterno**.

- Outer race defect frequency 129.8 Hz



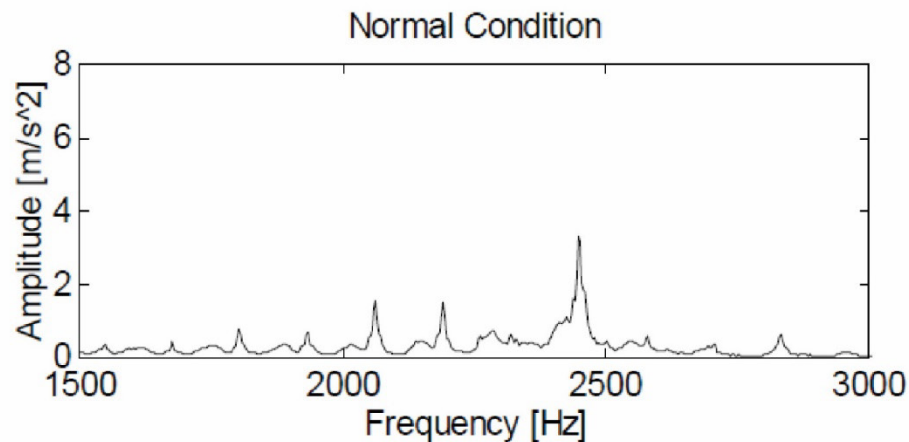
- ☐ Cuscinetto con difetto su una **sfera**.

- Rolling element defect frequency 133.7 Hz



Spettro alle basse frequenze

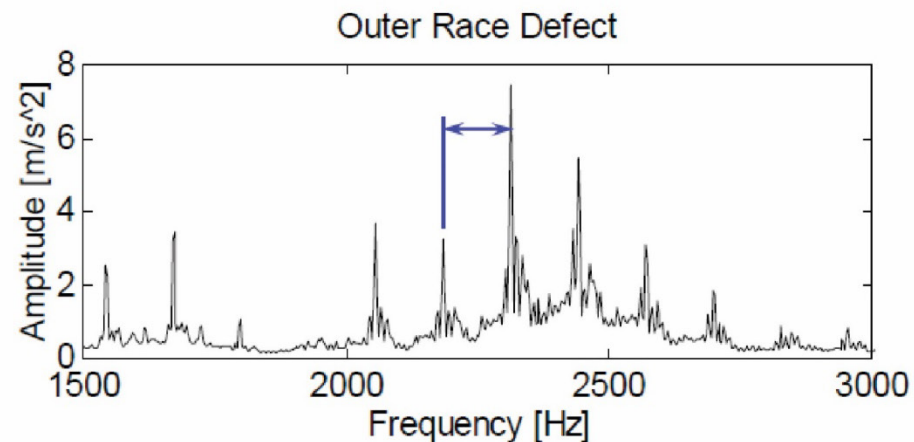
□ Cuscinetto in condizioni **normali**.



Spettro attorno alla risonanza a 2.4kHz

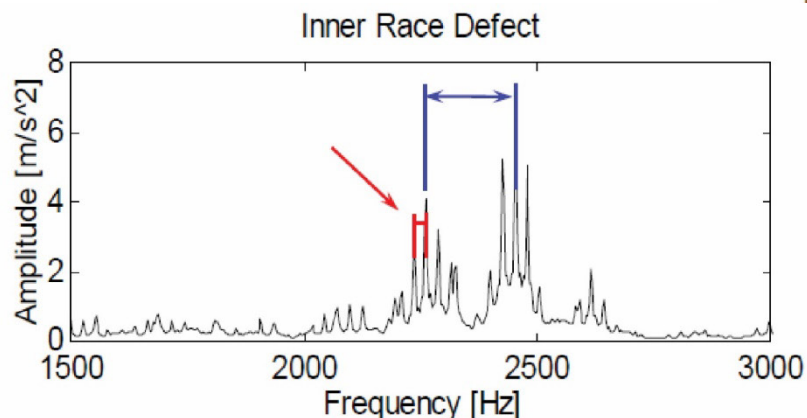
□ Cuscinetto con difetto sull'anello **esterno**.

- Outer race defect frequency 129.8 Hz



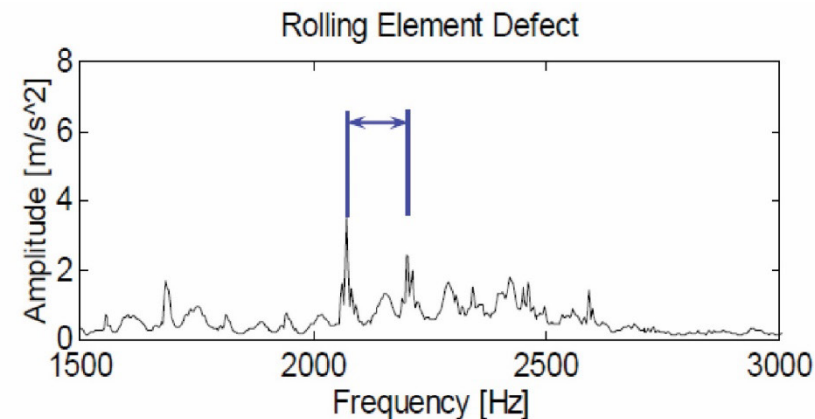
□ Cuscinetto con difetto sull'anello **interno**.

- Inner race defect frequency 190.2 Hz

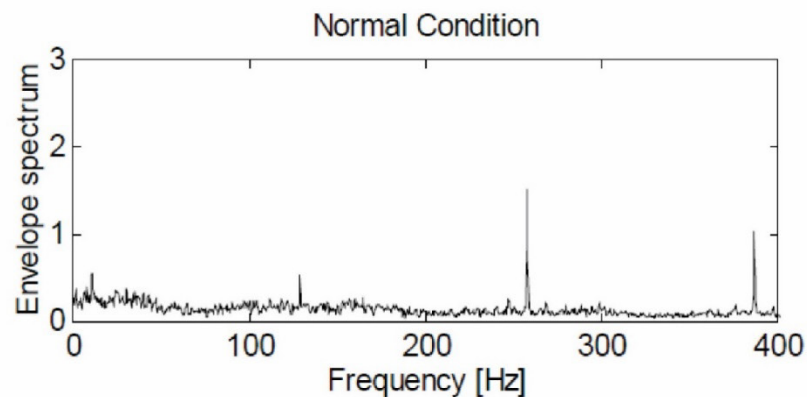


□ Cuscinetto con difetto su una **sfera**.

- Rolling element defect frequency 133.7 Hz

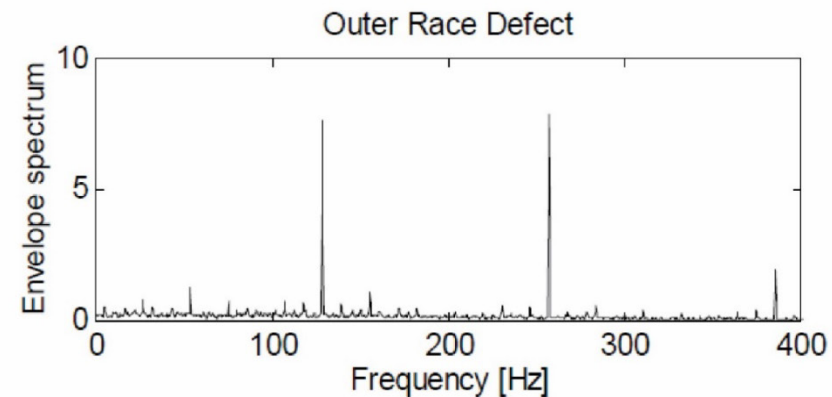


□ Cuscinetto in condizioni **normali**.



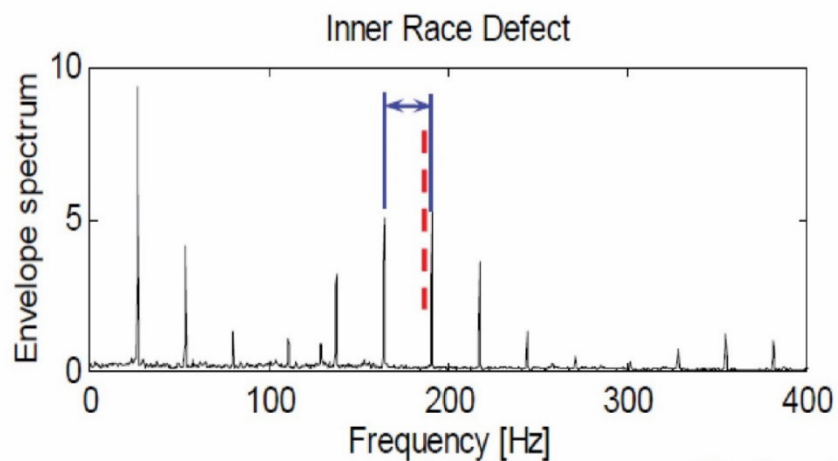
□ Cuscinetto con difetto sull'anello **esterno**.

▪ Outer race defect frequency 129.8 Hz



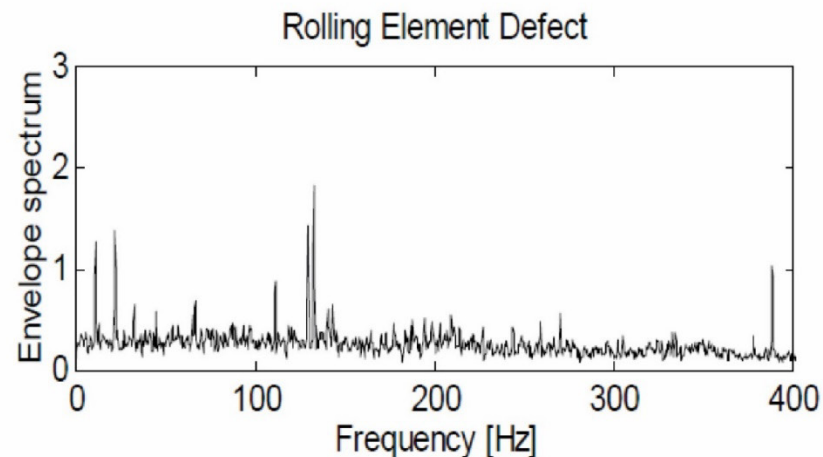
□ Cuscinetto con difetto sull'anello **interno**.

▪ Inner race defect frequency 190.2 Hz

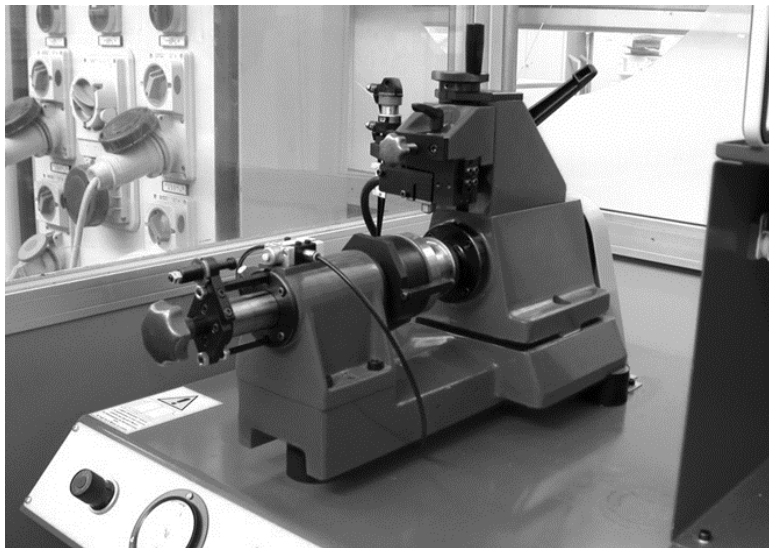


□ Cuscinetto con difetto su una **sfera**.

▪ Rolling element defect frequency 133.7 Hz



Spettro dell'involuppo



Tipo A: Cuscinetto di riferimento

Tipi B e C: Cuscinetti di scarsa qualità
reperiti sul mercato

Parametri cuscinetti:

$$z = 8$$

$$\lambda = \frac{d}{D} = 0.2395522$$

$$\beta = 10 [deg]$$

$$f_{re} = 0 [Hz]$$

$$f_{ri} = 29.9650 [Hz]$$

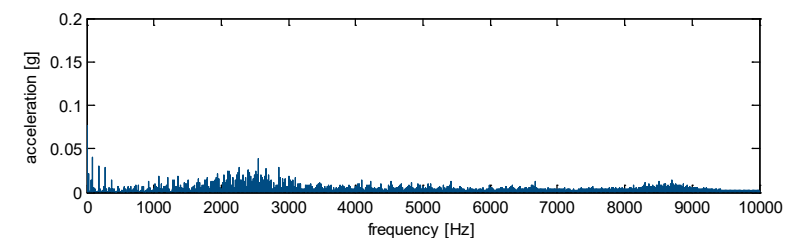
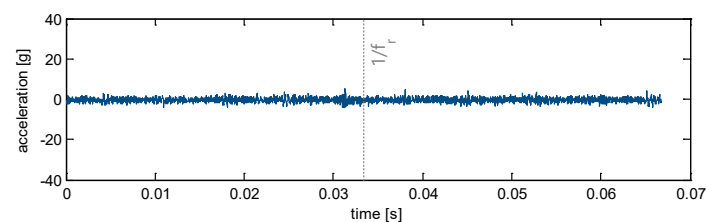
$$f_i = 147.9 [Hz]$$

$$f_e = 91.9 [Hz]$$

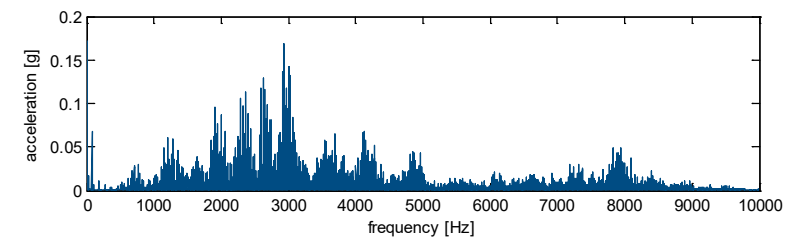
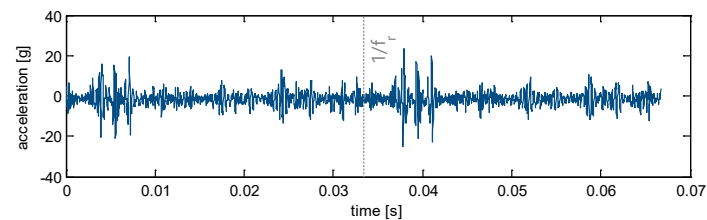
$$f_v = 119.4 [Hz]$$

$$f_p = 11.4 [Hz]$$

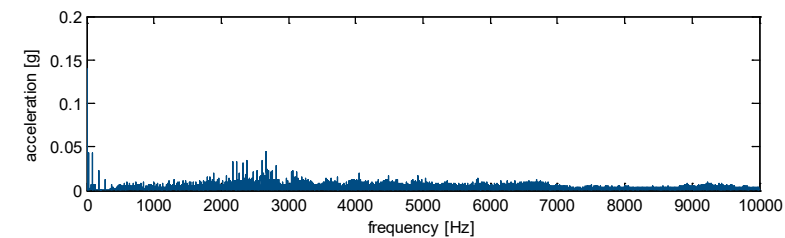
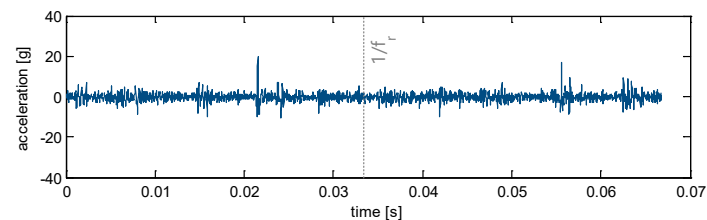
A



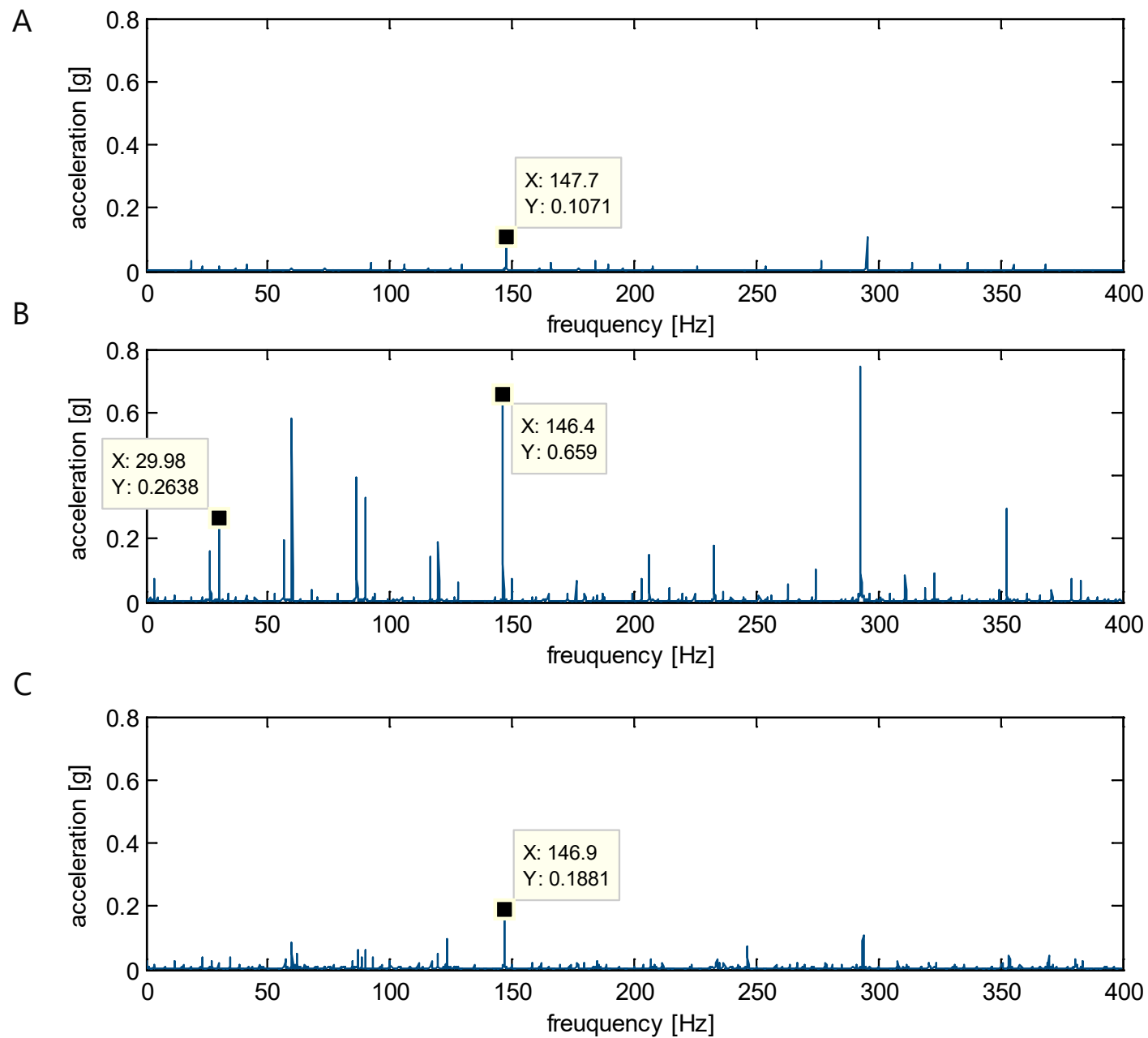
B



C



Envelope
spectrum



$$z = 8$$

$$\lambda = \frac{d}{D} = 0.2395522$$

$$\beta = 10 [deg]$$

$$f_{re} = 0 [Hz]$$

$$f_{ri} = 29.9650 [Hz]$$

$$f_i = 147.9 [Hz]$$

$$f_e = 91.9 [Hz]$$

$$f_v = 119.4 [Hz]$$

$$f_p = 11.4 [Hz]$$