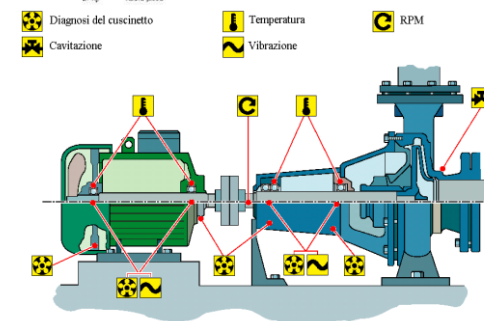
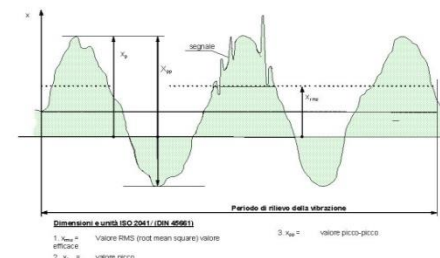
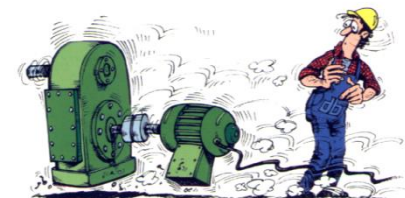


VIB 4: ANALISI VIBRAZIONALE MACCHINE ELETTRICHE, RIDUTTORI, POMPE E VENTILATORI CENTRIFUGHI



- DATI DA CONOSCERE 3 - 8
- TIPOLOGIE DI MACCHINE 9
- MACCHINE ELETTRICHE ROTANTI 10 - 104
- TABELLA PER LA DIAGNOSI VIBRAZIONALE
DEI MOTORI ELETTRICI ASINCRONI 106 - 108
- RIDUTTORI / MOLTIPLICATORI AD
INGRANAGGI 109 - 158
- TURBOPOMPE E VENTILATORI
CENTRIFUGHI 159 - 218
- MACCHINE ALTERNATIVE (CENNI) 219 - 222
- APPENDICE: CLASSIFICAZIONE DEL LIVELLO
DI VIBRAZIONE DI UNA MACCHINA 223 - 229
- TABELLA RIEPILOGATIVA DELLE CAUSE
DI VIBRAZIONE 230 - 233
- GRAZIE 234



- Numero di giri delle macchine componenti l'impianto.
- Tipo e caratteristiche del motore installato
- Sigla precisa e nome del fabbricante di tutti i cuscinetti montati.
- Tipi e viscosità dei lubrificanti utilizzati.
- In caso di circolazione di fluidi, portata e prevalenza pompe acqua, pompe olio, ventilatori, scambio termico e condizioni di funzionamento degli scambiatori.
- Tipi di giunti, loro età ed eventuali guasti od interventi effettuati.
- Tipi, numero e tensione delle cinghie.
- Numero di giri, numero di denti, tipo di dentatura, angolo di elica, angoli di pressione di ogni ingranaggio.

- Numero di pale o di vani di ventilatori e pompe.
- Tipo di compressori.
- Temperatura di esercizio delle macchine.
- Limiti accettabili di livelli di vibrazione raccomandati dai costruttori delle macchine.
- Tolleranza di allineamento e a quale temperatura.
- Serraggio dinamometrico bulloni di fondazione.
- Livello di rumorosità tollerabile dalle macchine.
- Livello massimo di incurvamento di cilindri (cartiere).

Reparto
Tipo Macchina (motore, pompa, ventilatore, riduttore)
Costruttore
P/N
S/N
Identificativo di stabilimento
Numero di giri fisso RPM
Basamento rigido Basamento ammortizzato
Tipo di giunto a denti elastico a cinghia altro(indicare)
Diametro giunto
Tipo di puleggia Diametro puleggia
Numero di cinghie sviluppo tipo:trapezoidalepoliV sincronizzata
Cuscinetti lato giunto (numero, costruttore, sigla ISO e tipo di lubrificazione)

Cuscinetti lato opposto giunto (numero, costruttore, sigla ISO e tipo di lubrificazione)

Pompe/ventilatori: numero di pale
Pompe/ventilatori: numero di vani
Pompe/ventilatori: installazione cantilever installazione a due supporti
Riduttori: schema di sequenza ingranamenti dall'albero veloce (l°) al lento con indicato
per ogni albero i cuscinetti ed il tipo di ingranaggio di ingresso e uscita

Limiti di vibrazione forniti dal costruttore

Causa dei più recenti arresti

Tipi di guasto più frequenti

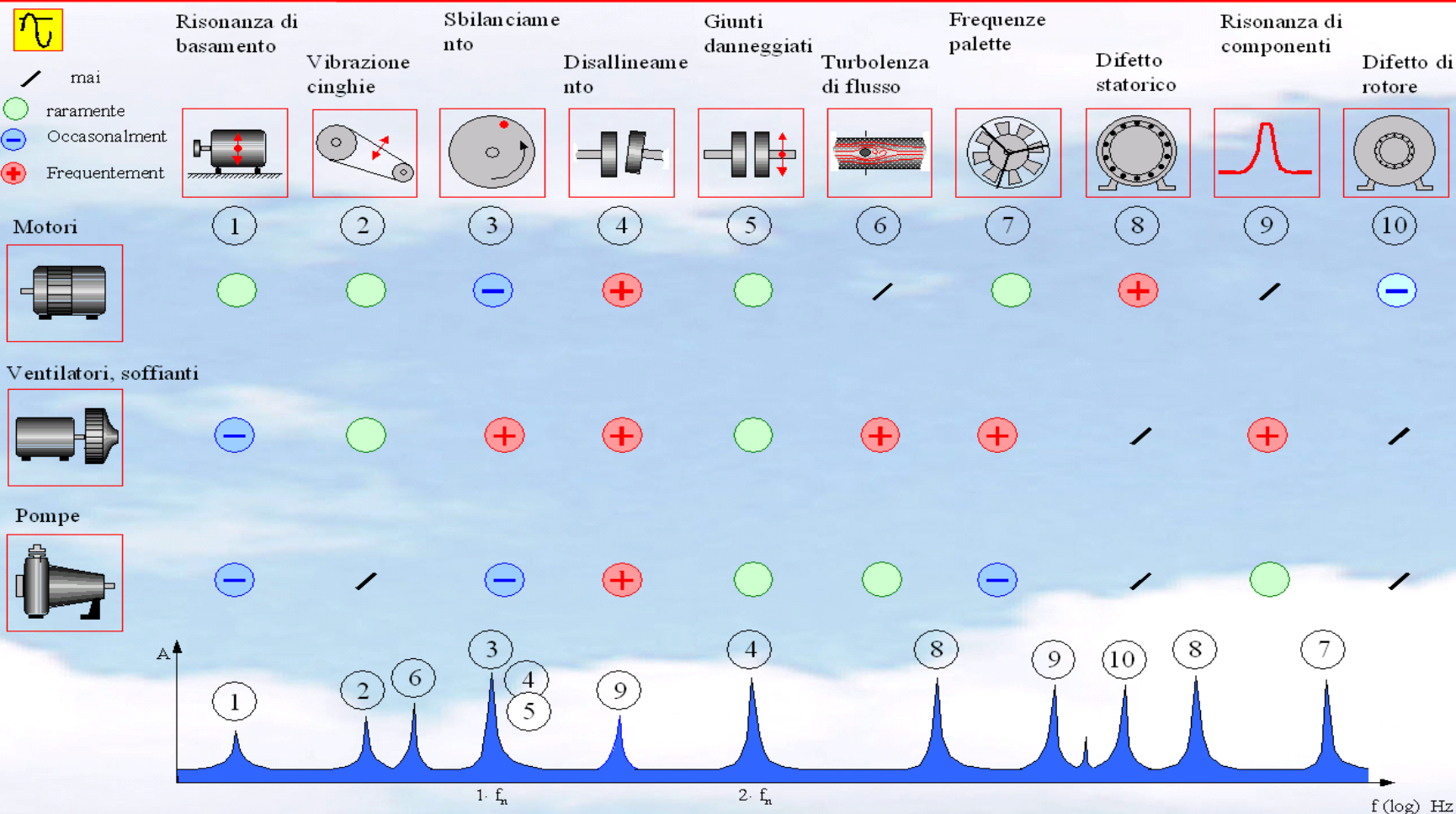
- 1) Si possiede una “scheda macchina” con anche le indicazioni di vibrazione normale e tollerabile da parte del costruttore?
- 2) Dove si trova il valore di vibrazione più alto sulla macchina, ed in quale direzione si verifica?
- 3) La vibrazione è presente sulle altre macchine collegate (esempio pompa-motore) e nelle tubazioni di collegamento (esempio per una pompa, aspirazione e mandata) oppure i valori più alti sono sulla sede del cuscinetto?
- 4) La vibrazione cambia in seguito a variazioni del processo o dopo la lubrificazione dei cuscinetti?
- 5) Il trend nel tempo mostra una leggera crescita o una crescita esponenziale?
- 6) Qual è lo stato della macchina in merito a rumorosità e altri parametri rispetto a macchine gemelle?
- 7) E' importante conoscere o misurare il numero di giri della macchina.

Prima diagnosi

- 1) La macchina è nuova? o comunque ha subito interventi di recente? in questo caso verificare se c'è qualcosa che potrebbe essere stato assemblato male e che concorda con le misure acquisite.**
- 2) Quali sono le frequenze dominanti nello spettro? e che valori hanno? Sono frequenze dell'ingranamento, multipli interi del numero di giri dell'albero (frequenze sincrone) oppure multipli non interi?**
- 3) In caso di cuscinetti a rotolamento o in caso di riduttori , come si presenta lo spettro acquisito con la funzione envelope?**
- 4) Qual è la velocità del deterioramento della macchina e quindi entro quanto tempo sarà necessario ripararla? E' meglio considerare anche il valore del macchinario, il tempo di fermo macchina ed i costi di manutenzione.**

- 5) Normalmente la vibrazione è massima nel punto di massimo danneggiamento, tranne che in caso di risonanze.**
- 6) Generalmente la vibrazione è la risposta della macchina ad un difetto. Perciò l'unico modo per evitarla è di eliminare la causa di questo difetto. (concetto base della manutenzione pro-attiva)**
- 7) E' sempre necessario raccogliere molti " sintomi " prima di diagnosticare un difetto. Gli strumenti disponibili sono le varie tecniche o setup di misura studiate per evidenziare maggiormente specifici guasti o componenti (esempio funzione envelope per cuscinetti).**
- 8) Può essere molto utile un'ispezione visiva accurata che preveda la misura di altri parametri, quali la temperatura o il rumore della macchina ecc...**
- 9) La vibrazione è un fenomeno fisico e quindi come tale può essere definita con mezzi fisici.**

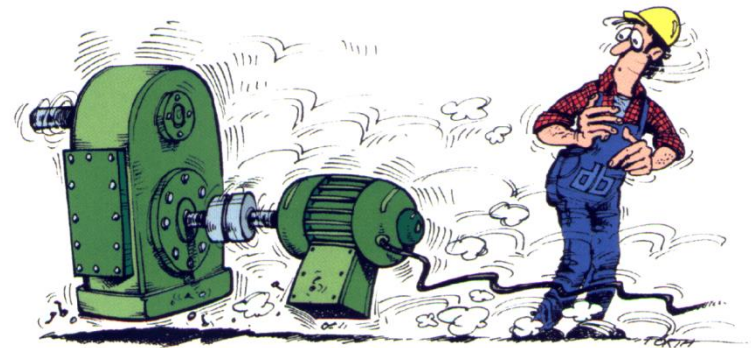
Tipologie di macchine



© 1997-1998 PRÜFTECHNIK AG

Lo spettro indicato è di tipo didattico in quanto, con riferimenti numerici su ogni picco, rimanda ad una casistica di difetti elencata nella riga superiore.

Diagnosi dei guasti sui motori elettrici

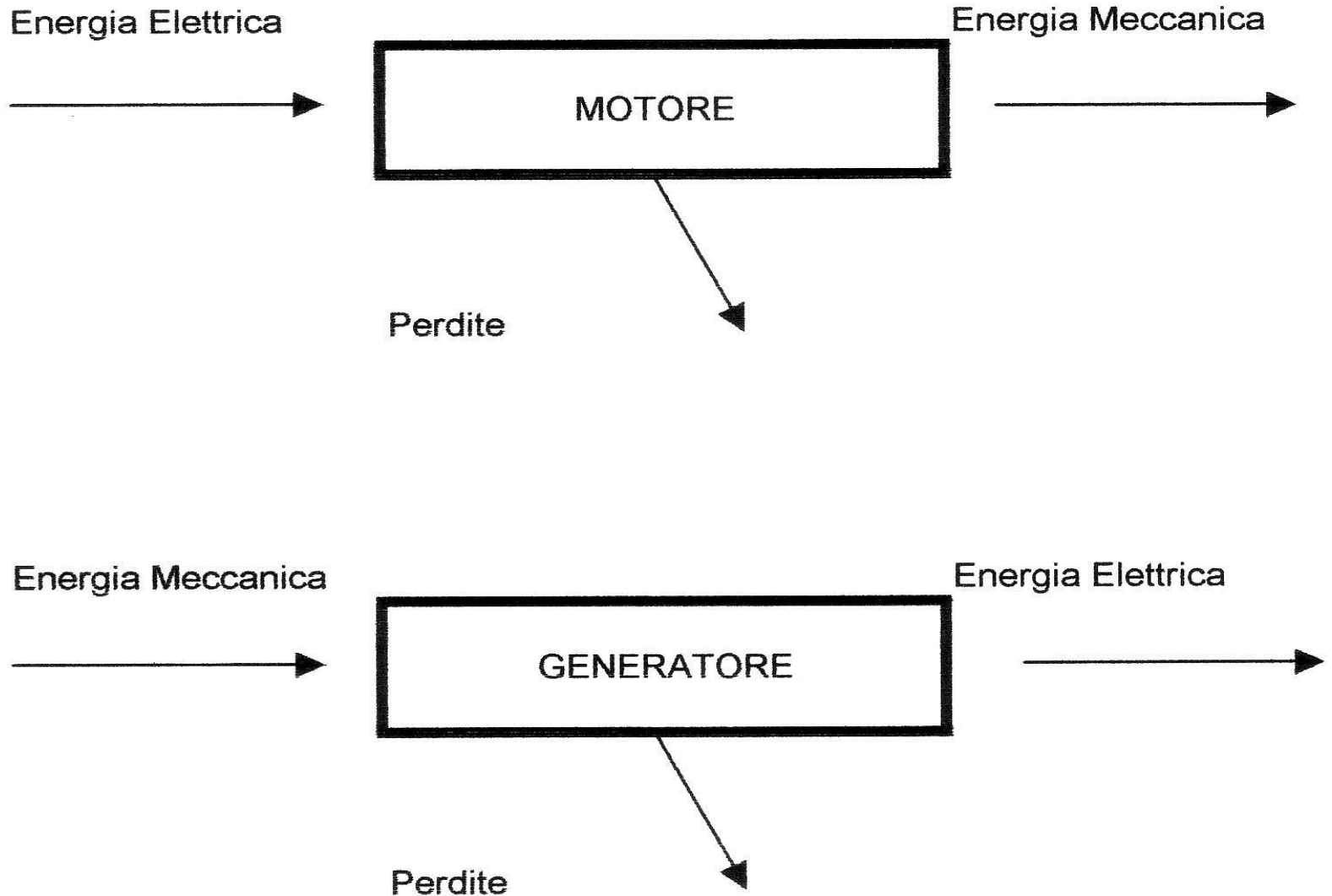


Macchine Elettriche Rotanti

brevi cenni sul loro funzionamento

(parte facoltativa fino alla slide 34)

Macchine elettriche: trasformatori di energia



Consideriamo le caratteristiche più salienti di:

MOTORE A CORRENTE CONTINUA

MOTORE ASINCRONO

MOTORE SINCRONO

Motore a Corrente Continua - entrano " quantità " elettriche come :

Tensione continua
Corrente continua
Potenza elettrica continua

escono " quantità " meccaniche come :

Coppia
Potenza meccanica
Velocità angolare

Funzionamento schematico .

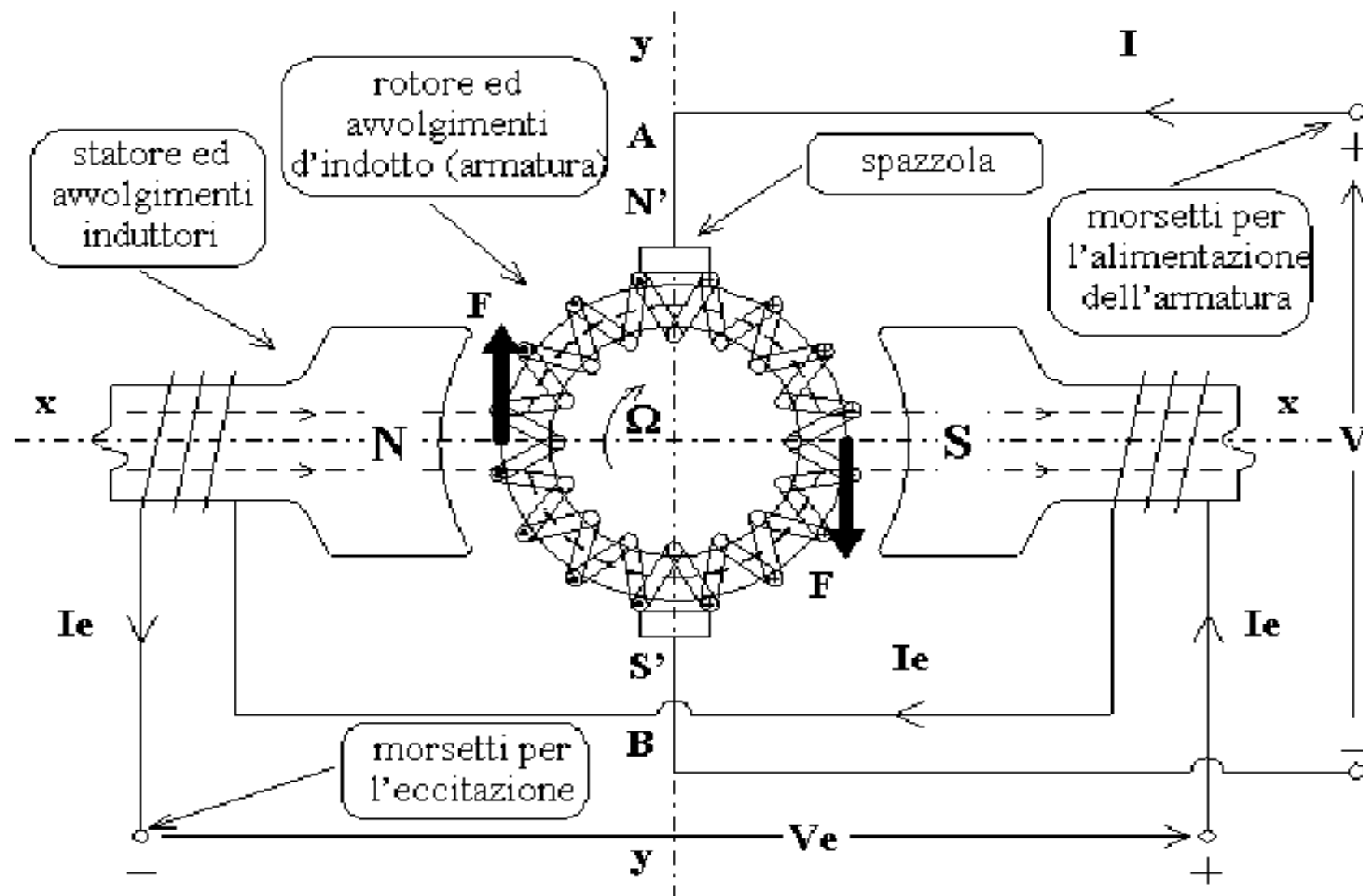
- 1) Nel campo magnetico statorico, costituito da coppie di poli N e S contrapposte e generate da Magneti permanenti o da Elettromagneti, i conduttori del rotore, disposti lungo le generatrici del cilindro rotorico, percorsi da una corrente I ed aventi lunghezza L , sono sottoposti ad una forza magnetoelettrica che li fa muovere in direzione perpendicolare alla corrente I ed alla direzione del vettore Induzione B del campo :

$$F = B.L.I$$

Poiché B , nello spazio fra ferro di statore e ferro di rotore, è pressochè radiale, le forze che agiscono sui conduttori hanno una direzione tangenziale rispetto al rotore e lo pongono in rotazione .

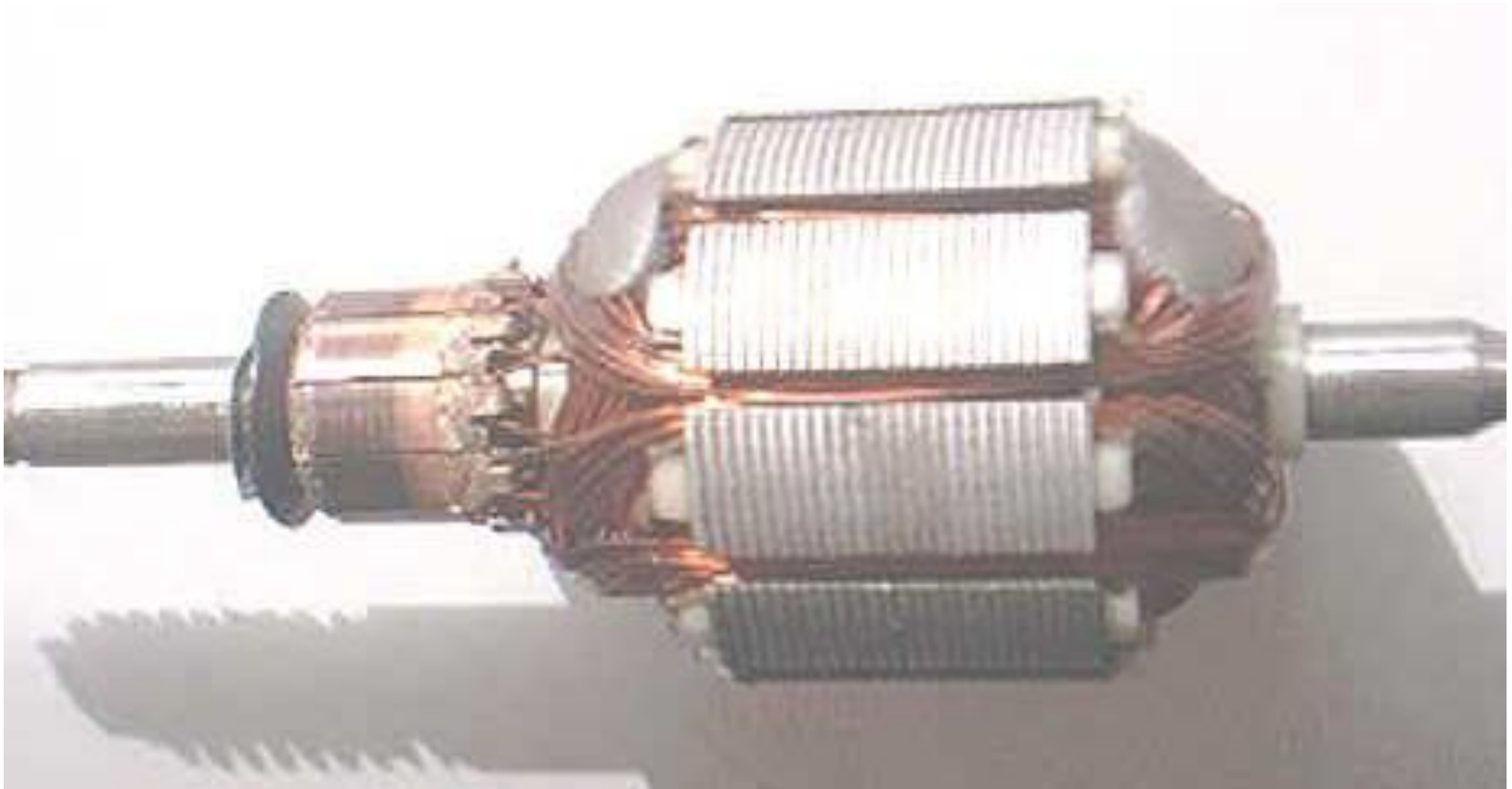
Motore a corrente continua

Schema di motore a corrente continua.



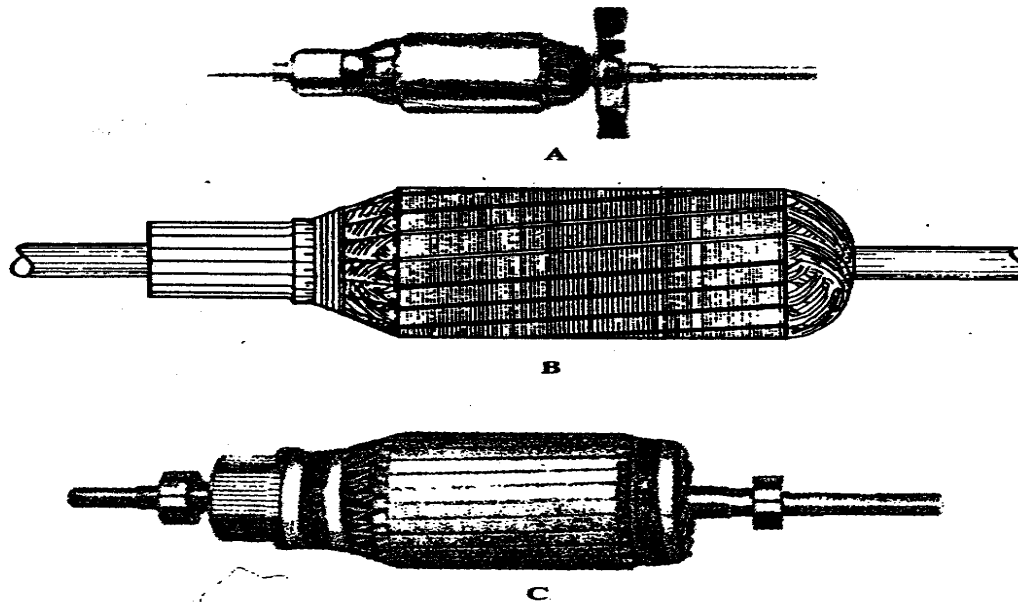
Macchina a Corrente Continua

di bassa tensione, con aggiunta di masse correttive di bilanciatura in stucco epossidico.

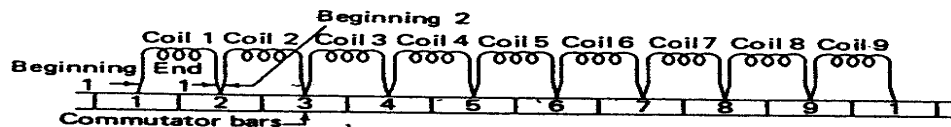


Rotore di Macchina a Corrente Continua

CHAPTER 5 Direct-current Armature Winding



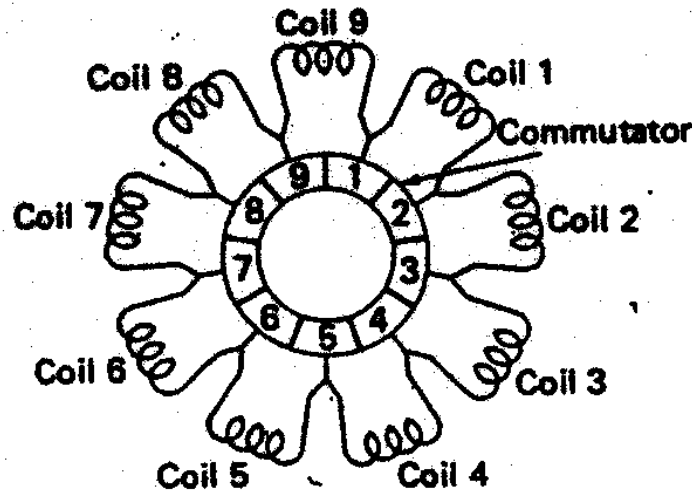
✕ Fig. 5-1. Different types of dc armatures.



✕ Fig. 5-2a. A schematic diagram of a simple loop winding that consists of nine coils and nine commutator bars. The end lead of each coil and the beginning lead of the next coil are placed in the same commutator bar. The end lead of the last coil is placed in the same bar as the beginning lead of the first coil.

Esempi di
rotore di
motore o
generatore a
C.C. (D.C.).
Schema di
avvolgimento di
rotore C.C. con
9 bobine
collegate a 9
lamelle di
collettore.

Rotore di Macchina a Corrente Continua



✕ Fig. 5-2b. A circular schematic diagram showing all the coils of a nine-coil armature connected to the commutator bars.

Come fig. 5-2a, ma sviluppato in senso circolare.

Collettore di rotore di macchina a corrente continua

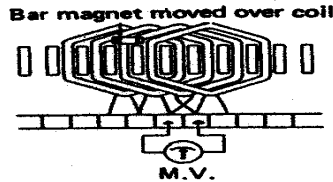


Fig. 5-90. A method of testing for reversed coils by running a bar magnet over each coil and noting the meter needle. When the reversed coil is reached, the needle will reverse.

Fig. 5-91. Test for a reversed coil by using a compass. The armature is turned slowly until the reversed coil is alongside the compass. The needle will reverse at this point.

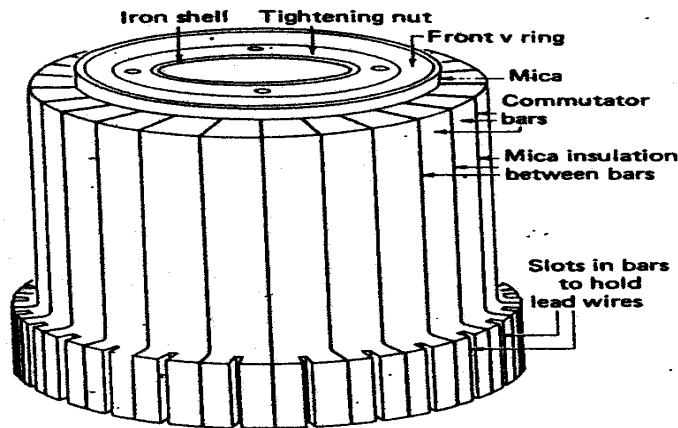
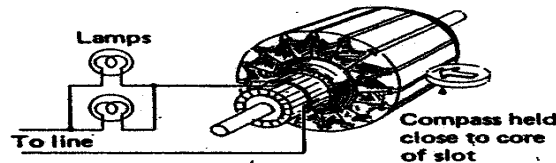


Fig. 5-92. A typical commutator.

Fig. 5-93. A commutator bar before it is mounted.

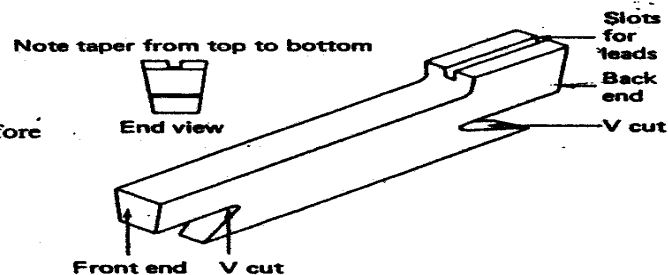


Fig. 5-90

Fig. 5-91

Tests per individuare le inversioni nel collegamento delle bobine rotoriche al collettore.

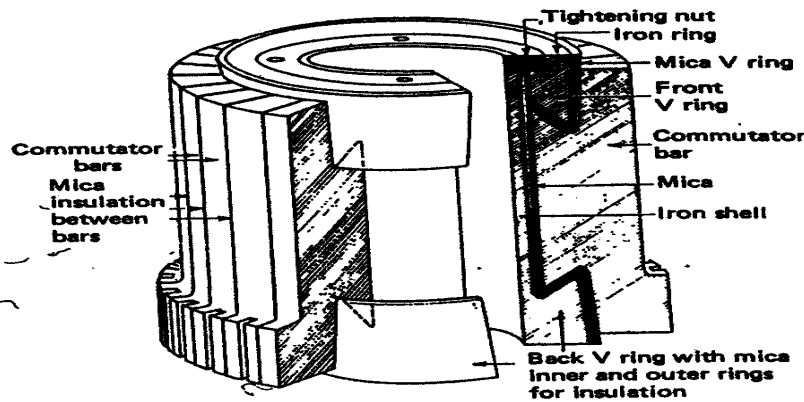
Fig. 5-92

Fig. 5-93

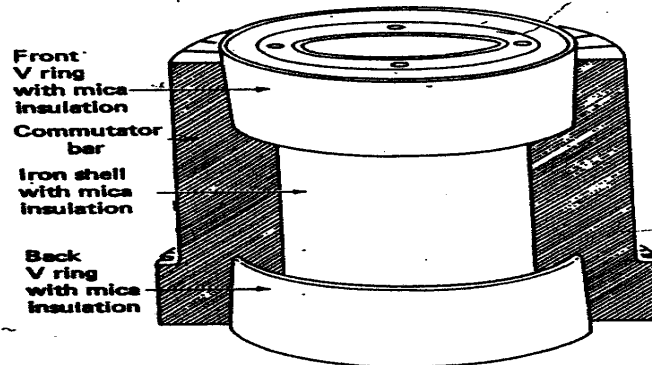
Collettori per rotor in C.C. (D.C.).

282

DIRECT-CURRENT ARMATURE WINDING



✕ Fig. 5-94. A commutator with a portion removed to show section and assembly.



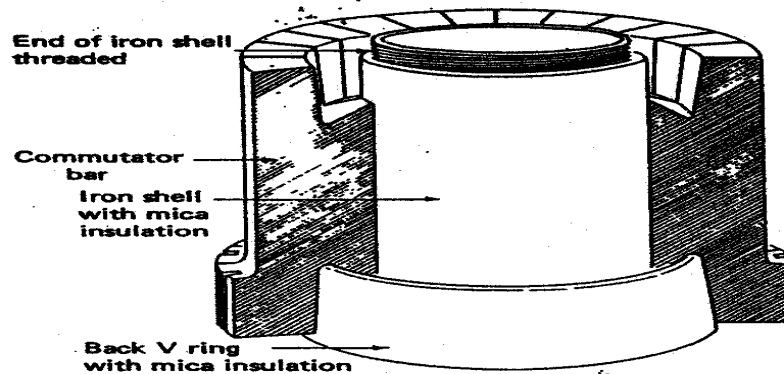
✕ Fig. 5-95. A commutator with half the bars removed and the front and back V ring in place.

Fig. 5-94

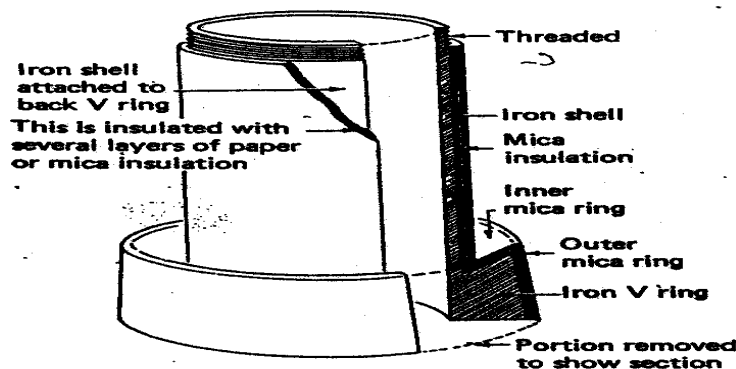
Fig. 5-95

Struttura di supporto ed isolamento contro massa di un collettore per rotore C.C. (D.C.).

Collettore di rotore di macchina a corrente continua



✕ Fig. 5-96. A commutator with the front V ring and half the bars removed.



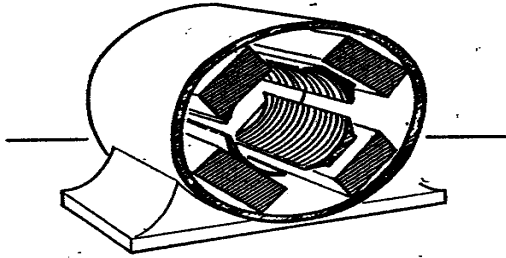
✕ Fig. 5-97. A back V ring with shell attached to iron core.

Fig. 5-96

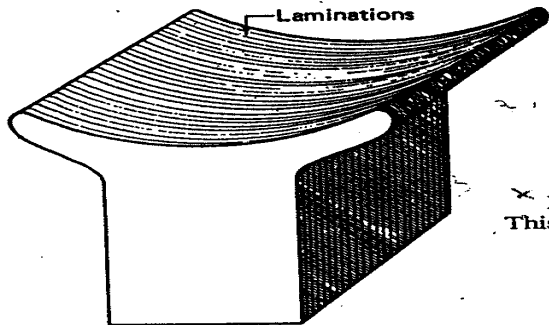
Fig. 5-97

Struttura di supporto ed isolamento contro massa di un collettore per rotore C.C. (D.C.).

Espansioni polari di macchina a corrente continua



✕ Fig. 6-4. A complete field assembly and frame of a dc motor.



✕ Fig. 6-5. A laminated field core.
This may be bolted to the frame.



✕ Fig. 6-6. An end plate of a dc motor showing brush rigging. (General Electric Co.)

Fig. 6-4

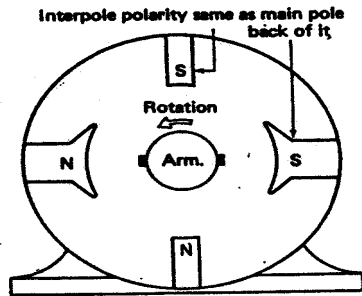
Fig. 6-5

Struttura con
espansioni polari
lamine e bobine di
campo.

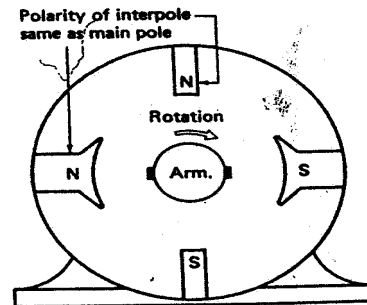
Fig. 6-6

Scudo con arco
portaspazzole.

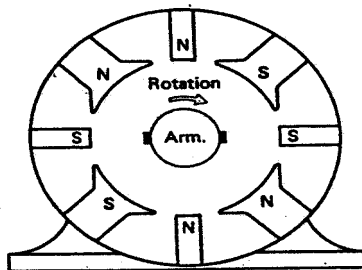
Espansioni polari di macchina a corrente continua



✓ Fig. 6-37. The polarity of the interpole for counterclockwise (c.c.w.) rotation of a two-pole motor.



✓ Fig. 6-38. The proper interpole polarity for clockwise (c.w.) rotation of a two-pole motor.



✓ Fig. 6-39. The polarity of the interpole for clockwise (c.w.) rotation of a four-pole motor.

Fig. 6-37

Fig. 6-38

Fig. 6-39

Sequenza delle polarità fra poli P e poli A nei motori, per stabilire il senso di rotazione.

Motore Asincrono (generalmente trifase) - entrano "quantità " elettriche come :

Tensione alternata	50 o 60 Hz
Corrente alternata	50 o 60 Hz
Potenza elettrica	

escono " quantità " meccaniche come :

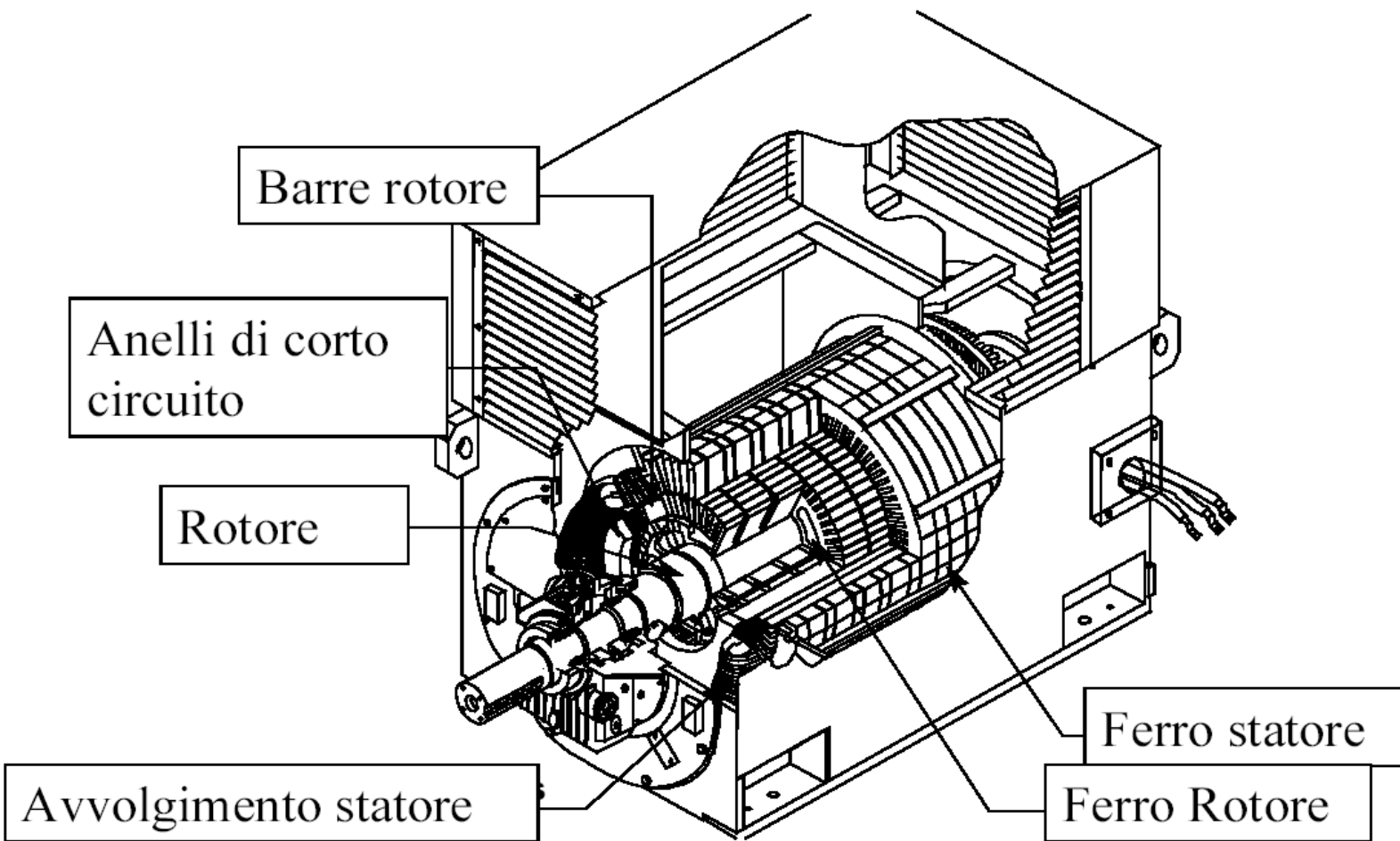
Coppia
Potenza meccanica
Velocità angolare
Velocità di scorrimento

Funzionamento schematico .

- 1) Lo statore produce un campo elettromagnetico rotante che induce correnti nelle spire del rotore .
- 2) Le correnti di spira del rotore generano un campo magnetico che si oppone al moto relativo fra campo statorico rotante e spire di rotore, dando origine ad una Coppia che costringe il rotore ad inseguire il campo rotante.
- 3) L'inseguimento non può mai completarsi, perché in tale caso si azzererebbe la coppia .
La velocità angolare del rotore è quindi inferiore a quella del campo rotante e la differenza fra esse si chiama : Velocità (frequenza) di scorrimento - V_{slip} o f_{slip} .

Motore ad induzione

Esempio
di motore
C.A.
(A.C.)
asincrono
con
rotore a
"gabbia di
scoiattolo"
.

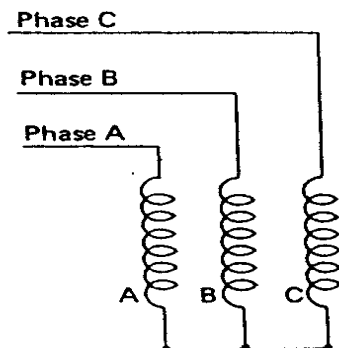


Motore
Trifase





E' visibile lo statore avvolto di un motore trifase, le cui lunghezza e larghezza suggeriscono del tipo ASINCRONO e di elevata potenza, con le testate delle matasse probabilmente realizzate con piattina isolata: sono visibili le legature di testata e dei tratti obliqui oltre alle biette di chiusura cave.



× Fig. 3-5. The coils of a three-phase motor connected to produce three windings, or phases.

Fig. 3-6a. A four-pole, 36-slot stator. Each tooth equals 20° . This is a concentric-wound coil group showing the 90° and the 120° locations. The 120° slot is where the first coil of the next phase group with the same polarity is placed.

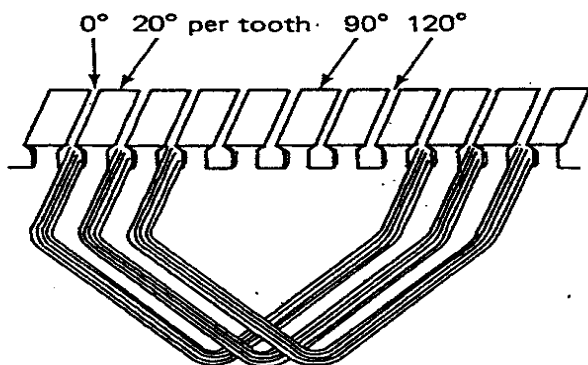
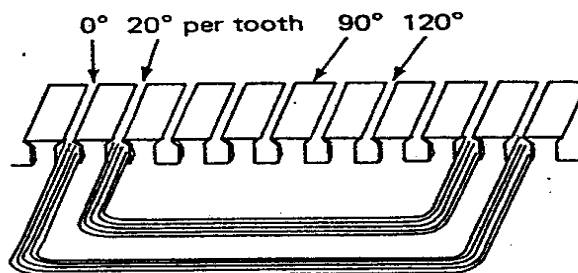
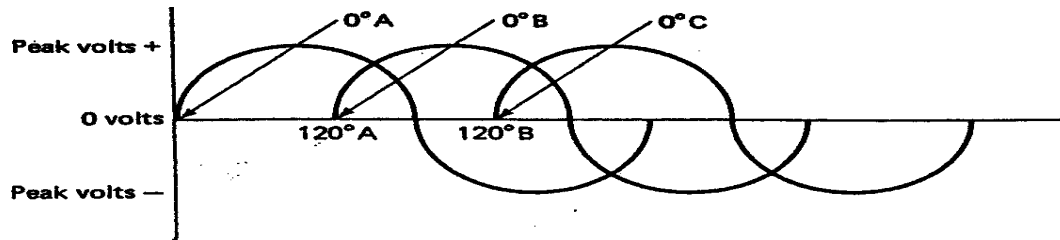


Fig. 3-6b. A lap-wound coil group showing the 90° and the 120° location. The 120° slot is where the first coil of the next phase group with the same polarity is placed.

Fig. 3-5
Schema elettrico
con collegamento
interno a stella.

Fig. 3-6a
Avvolgimento con
matasse a spire
concentriche.
Fig. 3-6b
Avvolgimento con
matasse a spire
embricate.



✗ Fig. 3-9. A simplified three-phase sine wave showing where each phase starts.

Fig. 3-9
Sinusoidi di tensione
rappresentative delle
3 fasi e del loro
sfasamento di 120° .

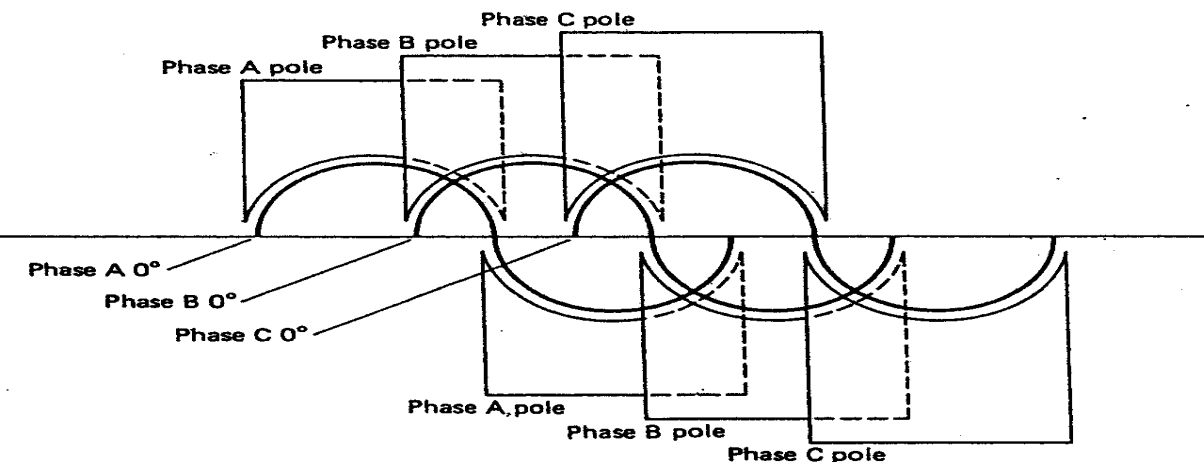


Fig. 3-10
Esemplificativo di
come i poli di uno
statore trifase
generano le sinusoidi
trifasi.

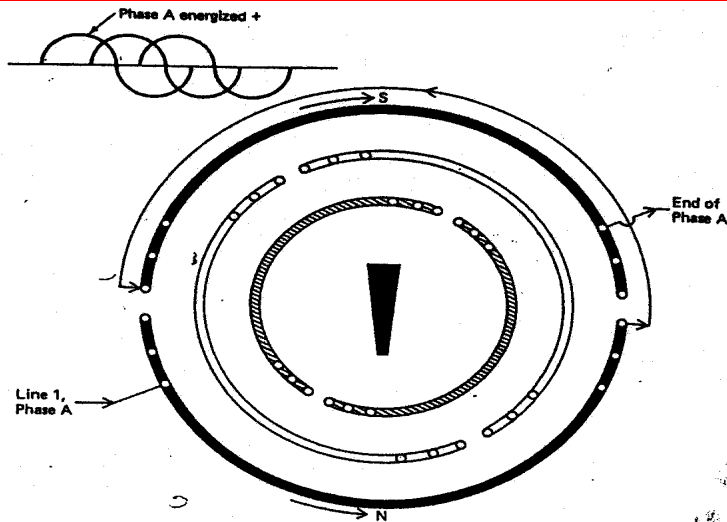


Fig. 3-11a. The A phase is energized as shown on sine wave, setting up a polarity in the stator that attracts the bar magnet.

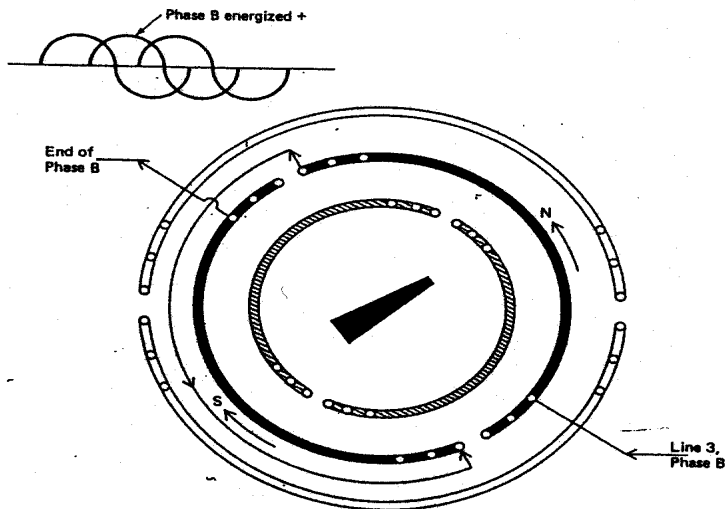


Fig. 3-11b. The B phase is energized, attracting the magnet as shown.

Fig. 11a

Alimentando in CC solo la fase A, si genera la polarità nello statore che attrae l'ago magnetico.

Fig. 11b

Alimentando in CC solo la fase B, si genera la polarità nello statore che attrae l'ago magnetico.

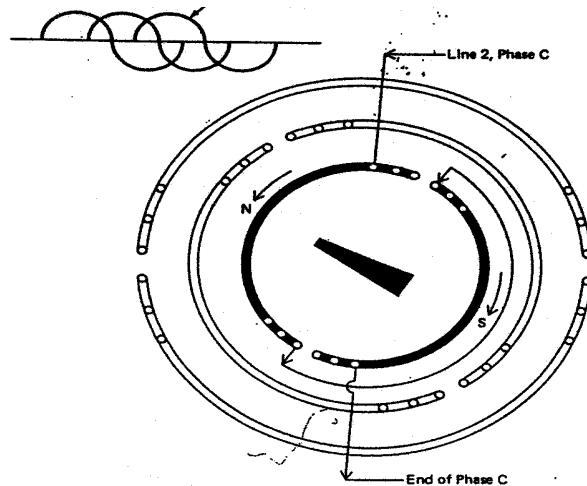


Fig. 3-11c. The C Phase is energized, attracting the magnet in this position.

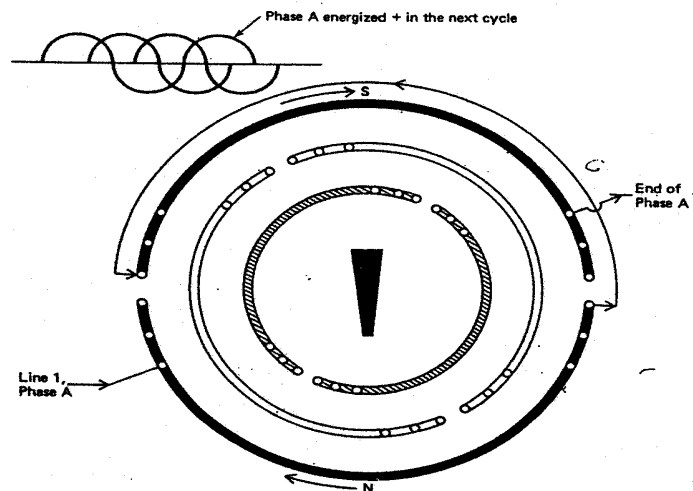


Fig. 3-11d. The A phase energized the same as in Fig. 3-11a to complete one revolution.

Fig. 11c

Alimentando in CC solo la fase C, si genera la polarità nello statore che attrae l'ago magnetico.

Fig. 11d

Alimentando in CC solo la fase A, si genera la polarità nello statore che attrae l'ago magnetico come in fig. 11a.

E' intuitivo capire come, al susseguirsi delle onde sinusoidali nelle varie fasi, distanziate di 120° , il campo magnetico che risulta è ROTANTE.

Motore sincrono (generalmente trifase) - entrano " quantità " elettriche come :

Tensione alternata	50 o 60 Hz
Corrente alternata	50 o 60 Hz
Potenza elettrica	

nello statore e:

Tensione continua	
Corrente continua	
Potenza elettrica continua	

nel rotore

escono " quantità " meccaniche come :

Coppia	
Potenza meccanica	
Velocità angolare	

Funzionamento schematico .

- 1) Nello statore, alimentato con corrente alternata, si produce un campo elettromagnetico rotante, come negli asincroni.
- 2) Nel rotore ci sono coppie di poli N e S contrapposte e generate da Magneti permanenti o da Elettromagneti alimentati con corrente continua: tali poli seguono fedelmente i poli del campo statorico rotante ad essi affacciati attraverso il traferro.
Non ci può essere scorrimento e se il rotore perde il passo si sgancia magneticamente dal campo rotante e rallenta fino a fermarsi .
- 3) Per l'avviamento di un motore sincrono è necessario un motore ausiliario in grado di trascinarlo, a vuoto, fino ad una velocità molto prossima a quella di sincronismo, oppure il rotore deve essere anche dotato di una " gabbia " tipo quella degli asincroni.

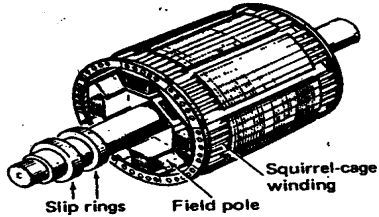


Fig. 9-19. A rotor of a synchronous motor.

Fig. 9-20. Synchronous-motor power connections.

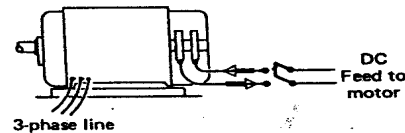


Fig. 9-19

Rotore sincrono a bobine polari più “gabbia di scoiattolo”.

Fig. 9-20

Collegamenti per un sincrono: trifase per statore e C.C. per eccitazione rotore.

Fig. 9-21

Schema di rotore sincrono con eccitatore.

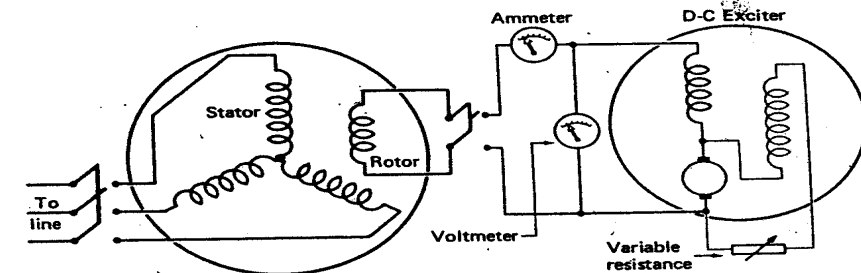


Fig. 9-21. A synchronous motor showing rotor supplied from a small exciter.

Fig. 9-22

Motore sincrono (schema) con eccitatrice Brushless + Ponte raddrizzatore.

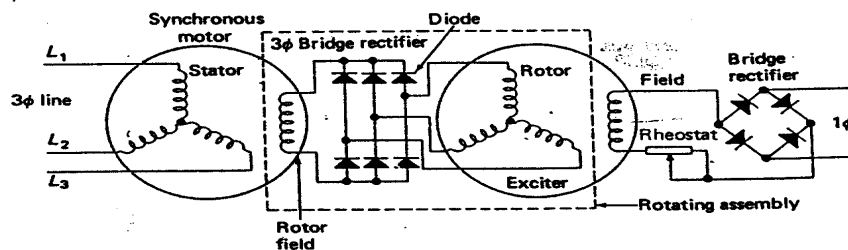


Fig. 9-22. Connections for a brushless synchronous motor.

Diagnosi dei guasti sui motori elettrici

I motori elettrici subiscono sbilanciamento, disallineamento, allentamento, risonanze, guasti ai cuscinetti ed altri guasti comuni

Ma, a causa della loro costruzione, esiste un certo numero di specifiche condizioni di guasto che adesso analizzeremo.



Un numero non adatto di cave di statore e di rotore può causare Vibrazioni anche intense con frequenze nell'ambito dell'audibile (rumore magnetico).

Detto “ q_1 ” il numero di cave per polo-fase dello statore,
[= N° di cave / (N° poli * N° fasi)], spesso la frequenza di tale vibrazione è:

$$F = 6 * q_1 * f_{\text{linea}} \quad \text{per cui, con } f_{\text{linea}} = 50 \text{ Hz :}$$

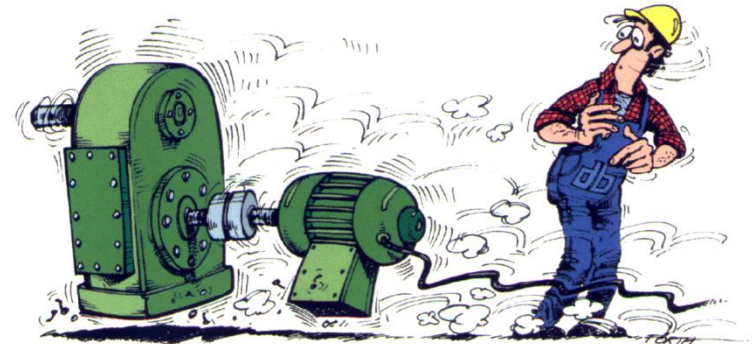
$$F = 300 * q_1 \text{ [Hz]}$$

Questo sarebbe comunque un problema di progetto sbagliato, evento molto improbabile se una fase di progettazione c'è stata, oppure un problema di “modifica” da parte di qualcuno non molto competente.

Numeri ottimali di cave statoriche e rotoriche per motori asincroni

<i>Numero di poli</i>	<i>Cave di statore</i>	<i>Cave di rotore</i>
2	18	25 – 26
	24	16 – 28 – 30 – 32
	36	24 – 30 – 42 – 46
4	24	18 – 30 – 34
	36	26 – 30 – 42 – 46
	48	30 – 40 – 58 – 62
6	36	26 – 28 – 46
	54	38 – 40 – 64 – 68 – 70
	72	52 – 56 – 58 – 92 – 94
8	48	34 – 36 – 38 – 60
	72	54 – 58 – 86 – 90 – 96

**Campo magnetico rotante generato
da un avvolgimento percorso da
corrente alternata trifase.**



Machina Asincrona

Campo Magnetico Rotante di Induttore

La macchina asincrona, utilizzata soprattutto come motore, è caratterizzata dalla formazione, nel suo statore, di un campo magnetico rotante.

Per creare tale campo magnetico rotante è necessario disporre di una alimentazione ed un avvolgimento entrambi bifase, o trifase, o polifase.

Le macchine monofase hanno un secondo avvolgimento, utilizzato solo per l'avviamento, oppure permanentemente alimentato, che utilizza lo sfasamento di 90° di un condensatore dando luogo, così, ad un sistema bifase.

Qui ci occuperemo solo della creazione di un campo magnetico rotante generato da un avvolgimento e da una alimentazione trifase, poiché la stragrande maggioranza dei motori asincroni utilizzati negli impianti industriali è del tipo trifase.

Machina Asincrona

Campo Magnetico Rotante di Induttore

Una bobina percorsa da corrente alternata genera un Campo Magnetico Alternato H di valore massimo : $\hat{H}$ e di frequenza " f " uguale a quella della corrente.

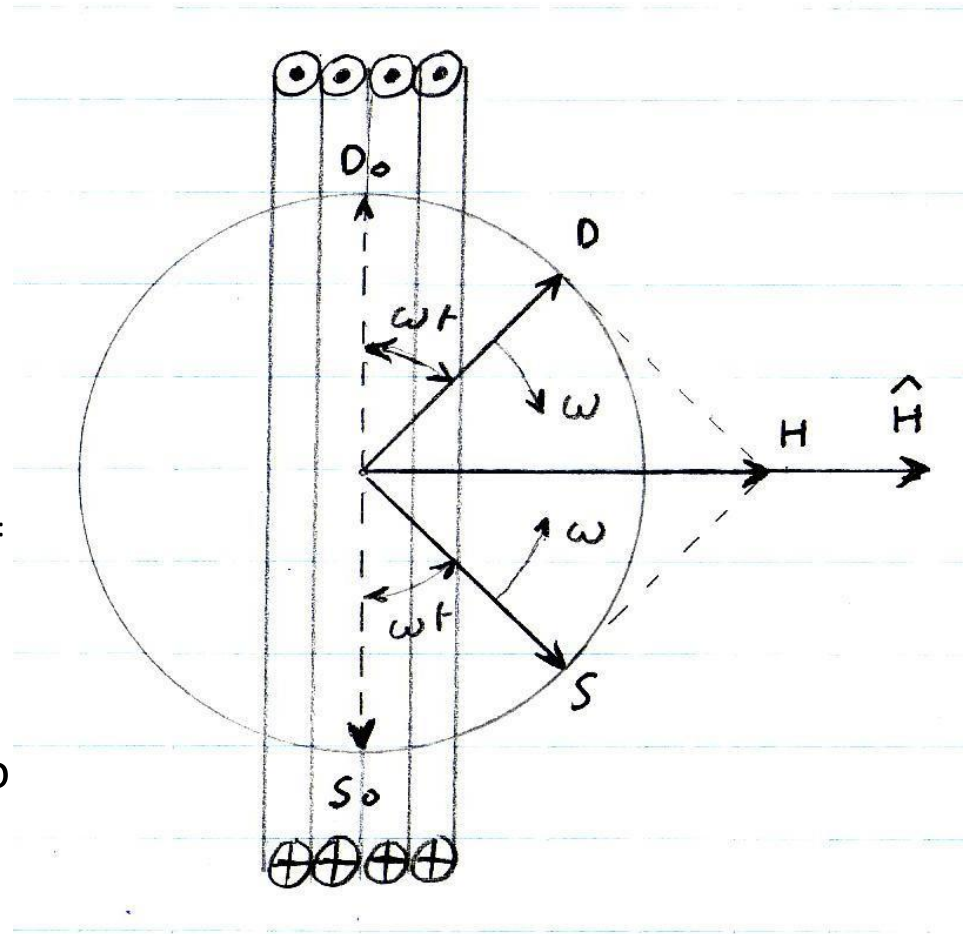
La retta di azione di H coincide con l'asse geometrico della bobina.

H è = alla somma delle proiezioni sull'asse di 2 vettori D ed S controrotanti, con velocità angolare = ω

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot f$$

$$D = S = H / 2$$

I due vettori rotanti si sovrappongono 2 volte ogni ciclo (giro).



Machina Asincrona

Campo Magnetico Rotante di Induttore

$$H = D * \sin(\omega * t) + S * \sin(\omega * t) = 2 * D * \sin(\omega * t)$$

Machina Asincrona

Campo Magnetico Rotante di Induttore

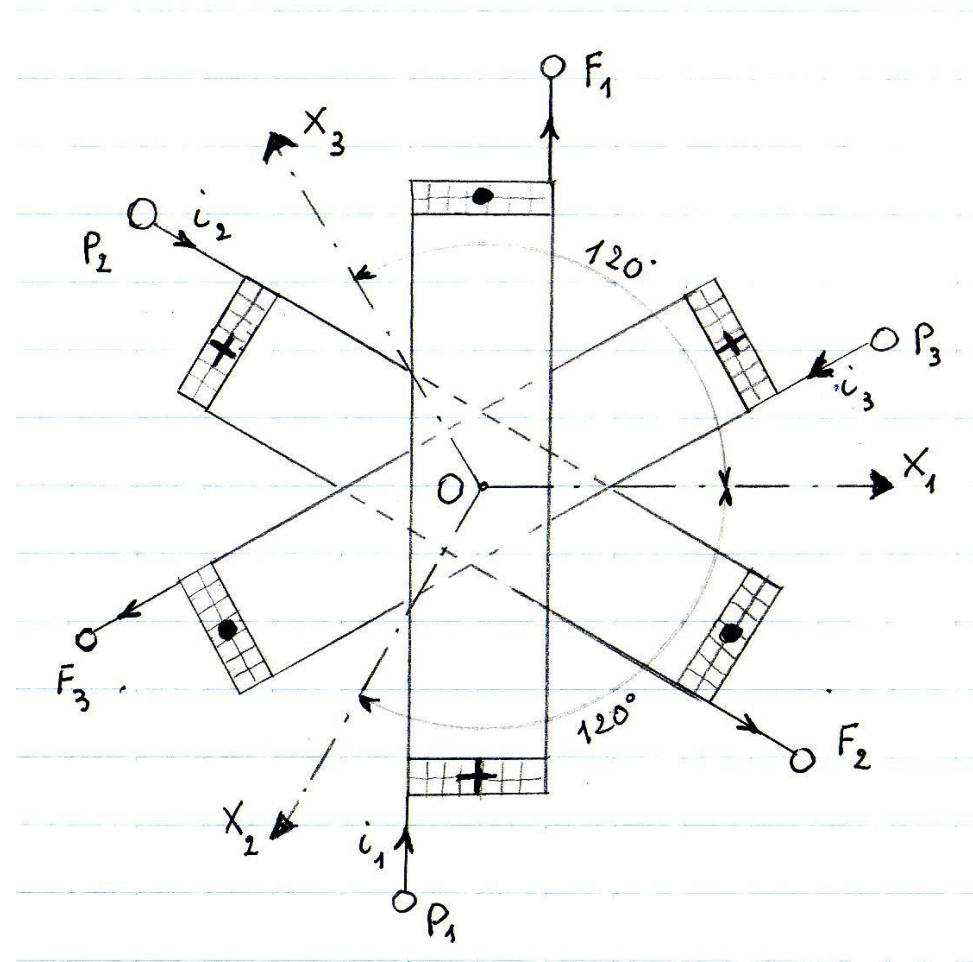
Ora le bobine sono 3 e ruotate di 120° l'una con l'altra.

Sono visibili i loro 3 assi x_1 , x_2 , x_3 .

In ognuna di queste bobine facciamo circolare una corrente alternata.

Le 3 correnti alternate hanno uguale intensità, uguale frequenza e sono sfasate fra di loro di 120° .

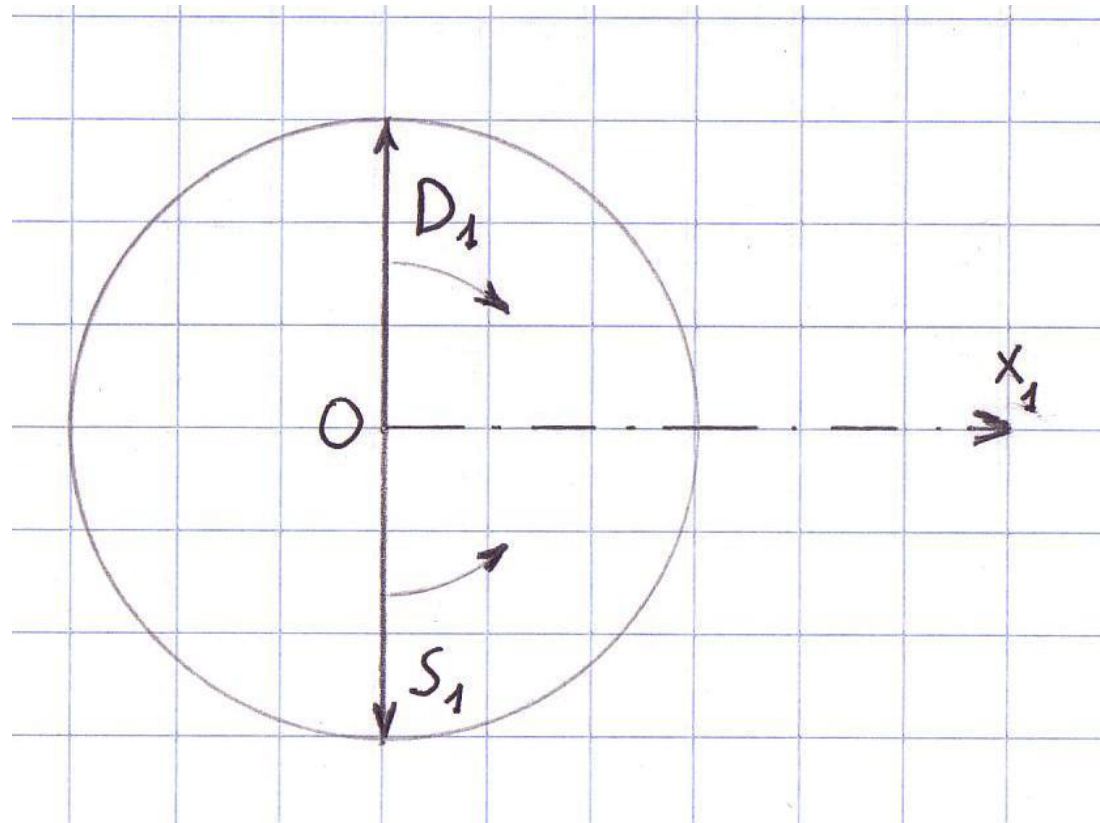
Le 3 bobine sono cioè collegate ad una linea trifase equilibrata.



Machina Asincrona

Campo Magnetico Rotante di Induttore

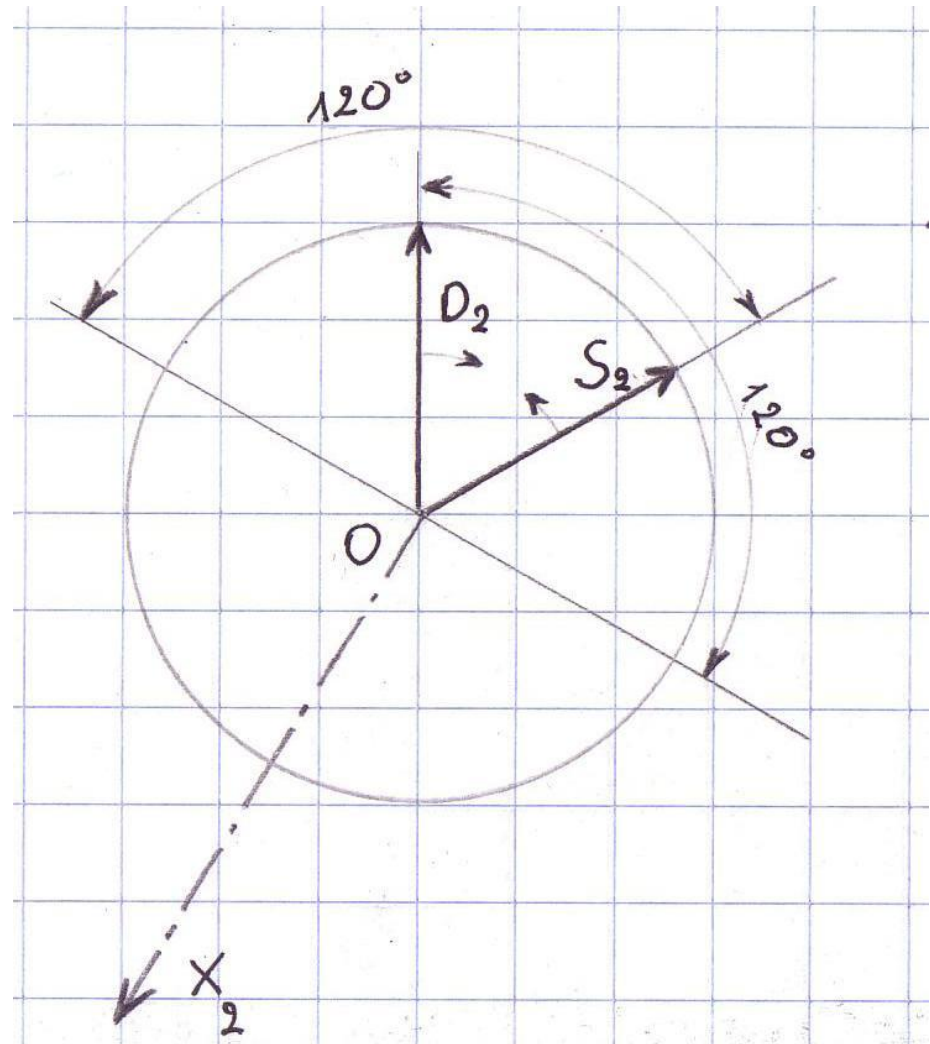
La prima fase genera 2 vettori controrotanti D_1 e S_1 .



Machina Asincrona

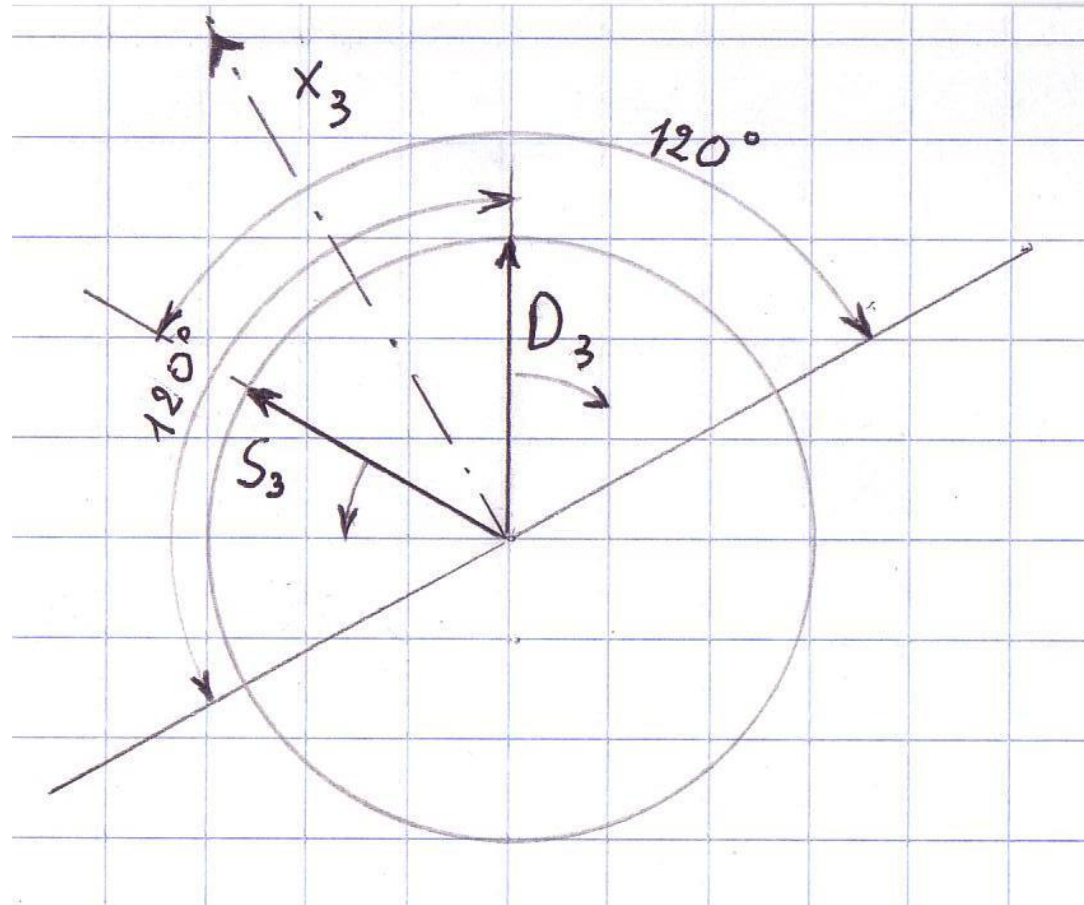
Campo Magnetico Rotante di Induttore

La seconda fase genera i
vettori controrotanti D_2 e S_2 .



Campo Magnetico Rotante di Induttore

La terza fase genera i
vettori controrotanti D_3 e S_3 .



Machina Asincrona

Campo Magnetico Rotante di Induttore

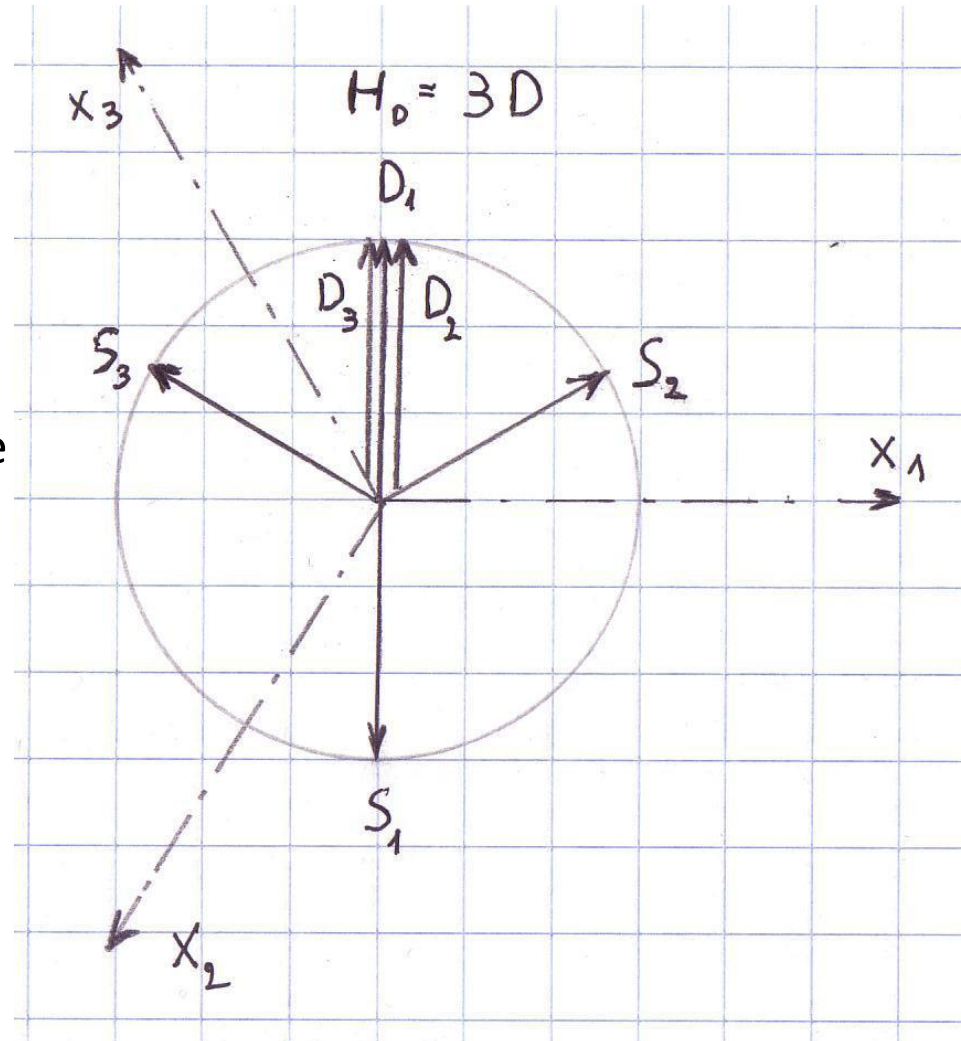
I 3 vettori D_1 , D_2 e D_3 si sovrappongono e formano un unico vettore rotante:

$$H_D = 3 \cdot D$$

I 3 vettori S_1 , S_2 ed S_3 sono a 120° fra di loro e la loro somma vettoriale è nulla.

Tutto ciò avviene grazie allo sfasamento di 120° tra loro delle 3 correnti ed alla collocazione geometrica a 120° delle 3 bobine.

L'intensità di H_D è $= (3/2) \cdot H$



Machina Asincrona

Campo Magnetico Rotante di Induttore

Quanto esposto spiega anche perché, in presenza di dissimmetrie di qualsiasi tipo nella geometria della struttura della macchina o nel caso di non uniformità degli avvolgimenti, **si generano vibrazioni meccaniche alla frequenza doppia della frequenza di alimentazione o, meglio, ad una frequenza pari al prodotto della frequenza di rotazione sincrona del campo magnetico rotante di induttore moltiplicata per il numero dei poli di avvolgimento. (100 o 120 Hz).**

Infatti se i 3 vettori S non sono uguali come modulo e/o non perfettamente a 120° tra loro, la loro somma vettoriale non è nulla e 2 volte ogni giro si somma con la somma vettoriale dei vettori D creando una variazione momentanea, un disturbo, in quest'ultima, cioè nel campo magnetico rotante, variazione che si traduce in una vibrazione meccanica (le tre bobine dell'esempio costituiscono di fatto un avvolgimento trifase a 2 poli).

Manifestazioni in campo

- Riscaldamenti anomali
- Vibrazioni eccessive
- Rumori di sfregamento
- Diminuzione della “coppia” e/o della velocità

Approfondimenti fisici e normativi

I motori elettrici possono essere raggruppati in 3 categorie:

- 1) Motori a Corrente continua
- 2) Motori a Corrente Alternata Sincroni
- 3) Motori a Corrente Alternata Asincroni

Tutte e tre le categorie possono risentire dei classici difetti di tutte le macchine rotanti tipo:

- a) Squilibrio
- b) Disallineamento
- c) Allentamento Meccanico
- d) Albero storto

Le macchine elettriche rotanti più diffuse nell'impiantistica industriale sono sicuramente i motori asincroni trifase.

Questo soprattutto dopo che l'elettronica di potenza ha raggiunto eccellenti gradi di qualità ed affidabilità, per cui gli azionamenti a giri variabili costituiti da inverters + motori asincroni stanno sempre più sostituendo gli ormai vecchi azionamenti a corrente continua, con grossa semplificazione delle operazioni di manutenzione e riduzione dei costi di impianto e di esercizio.

Per tale motivo la nostra trattazione sarà concentrata sui problemi dei motori asincroni trifase.

- **I difetti di Rotore**, quali Rottura o Allentamento di una barra o Eccentricità del Rotore si manifestano nello Spettro come

Modulazione:

A- della velocità del rotore modulata da f_{slip} o da $f_{slip} \cdot N^{\circ} \text{poli}$

B- di $2 \cdot f_{linea}$ (100 Hz) modulata da f_{slip} o da $f_{slip} \cdot N^{\circ} \text{poli}$

C- della frequenza del passo della barra modulata da $2 \cdot f_{linea}$ (100Hz)

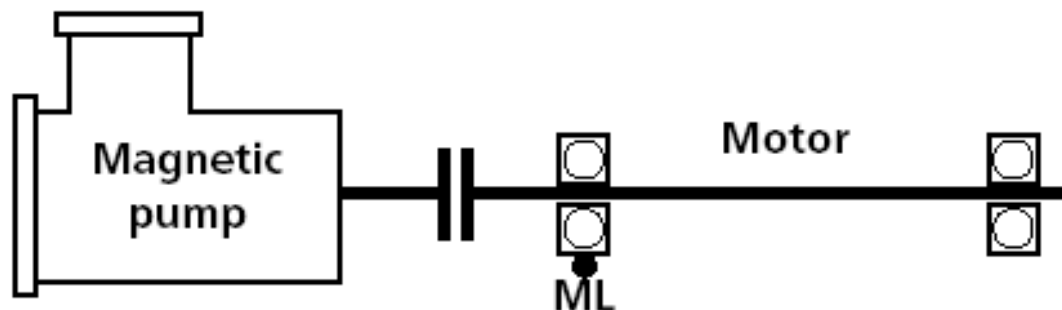
- **La frequenza « $f_{slip} \cdot N^{\circ} \text{poli}$ » chiamata anche PPF (Pole Pass Frequency) è l'equivalente nel rotore (= indotto) dei 100 o 120 Hz dell'induttore, perché la frequenza del campo rotante dell'indotto è pari alla frequenza di scorrimento f_{slip} , e quindi PPF è causata da una dissimmetria nel rotore.**

I difetti di statore si manifestano invece con $2 \cdot f_{linea}$ (100 Hz o 120 Hz) **senza nessuna modulazione.**

Rimedi e Soluzioni

Vale la pena di ricordare che il metodo infallibile per capire se una vibrazione ha origini elettromagnetiche consiste nell'interrompere di colpo l'alimentazione (se è possibile dal punto di vista impiantistico e da quello delle conseguenze per la macchina in funzionamento): se la vibrazione sparisce molto rapidamente è di origine elettromagnetica .

Caso pratico n°1



Aggregate

Drivemotor for
magnetic pump

$P = 37 \text{ kW}$

$n = 2975 \text{ rpm}$ $f_n = 49.6 \text{ Hz}$

Initial alignment condition

Offset vertical -0.10 mm

horizontal 0.13 mm

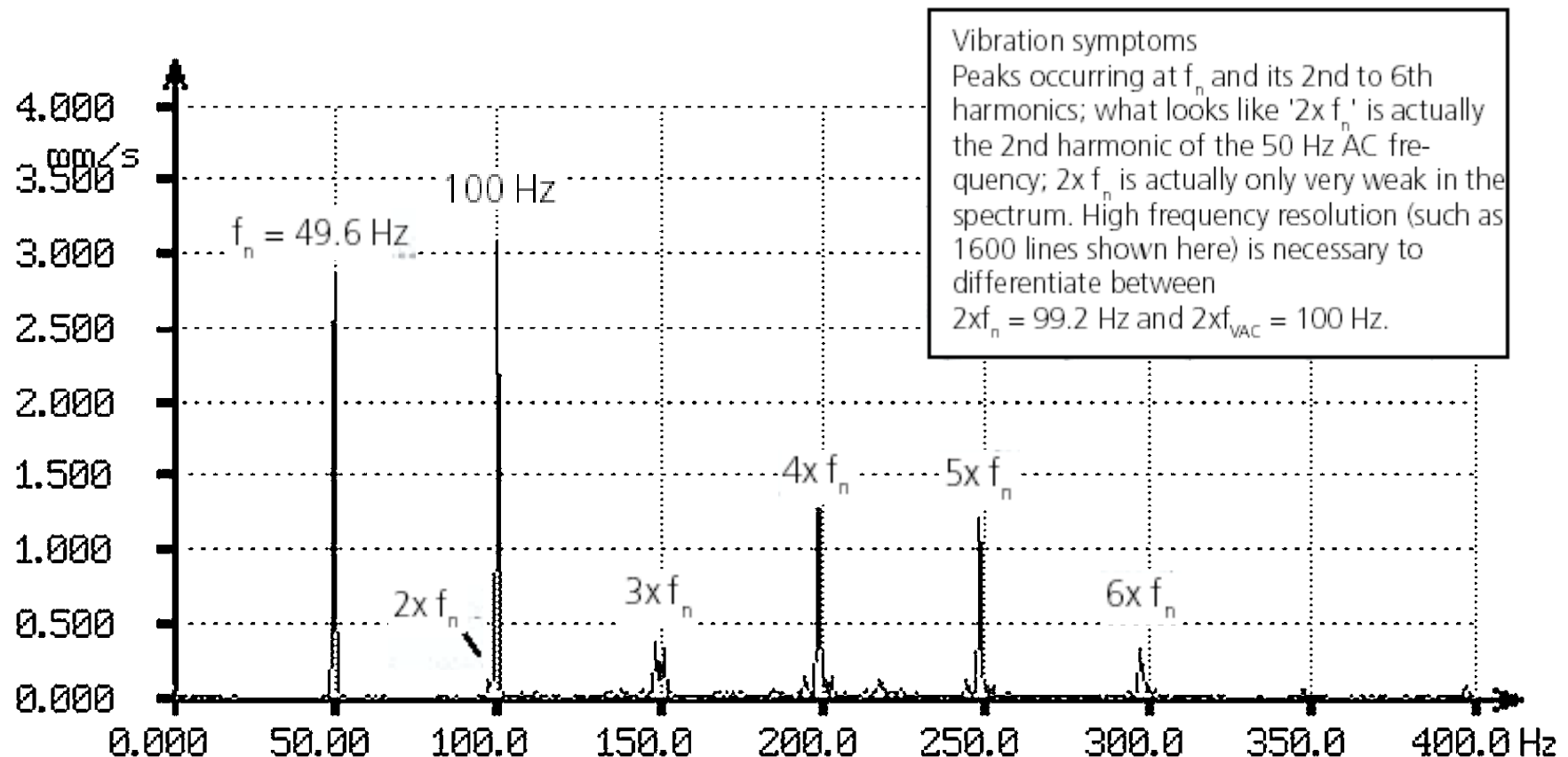
Angularity vertical -0.27 mm/100 mm

horizontal 0.09 mm/100 mm

Measurement location (ML)

Inboard motor bearing,
radial horizontal

Caso pratico n°1



Measurement made with Hanning window, without envelope

Caso pratico n°1

Origine Meccanica

Lo sbilanciamento del rotore determina una vibrazione troppo elevata alla frequenza di rotazione " f_n ".

Il picco a 100 Hz è il risultato della asimmetria di campo nel motore; ciò può essere causato da una asimmetria di campo elettrico, ma qui lo statore è stato distorto da una piastra di base deformata.

Dalla 3° alla 6° armonica di f_n risultano da un montaggio non sufficientemente robusto dell'insieme Motore-Pompa sulla piastra di base (posizionamento erraneo delle viti di montaggio, deformazione della piastra).

L'allineamento degli alberi si è deteriorato fino a fare sorgere un picco a " $2 * f_n$ " ancora modesto, e contemporaneamente il giunto a tasselli di gomma riesce ancora a smorzare la vibrazione risultante.

Correzione:

Nuovo e corretto montaggio dell'insieme sulla piastra di base, bilanciatura e allineamento.

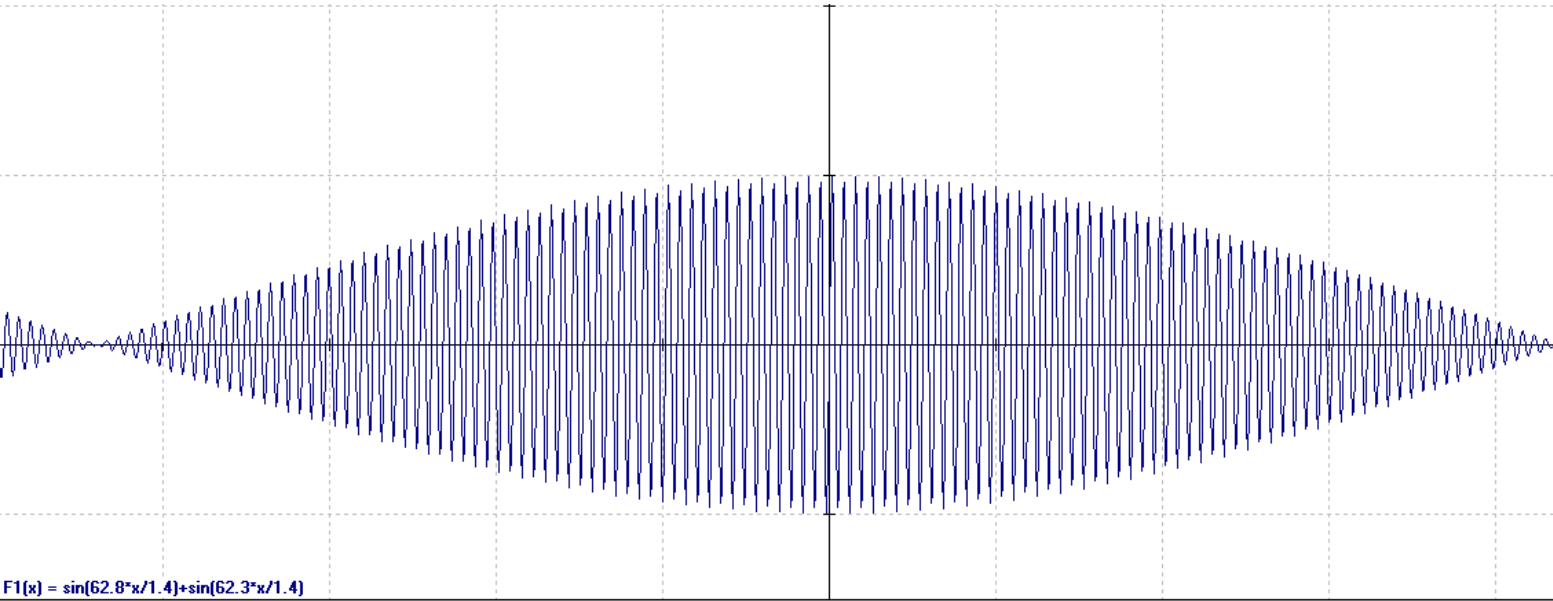
La forma d'onda potrebbe anche evidenziare un "BATTIMENTO" tra la $2 * f_n$ ed i 100 Hz

Anomalia nelle macchine elettriche

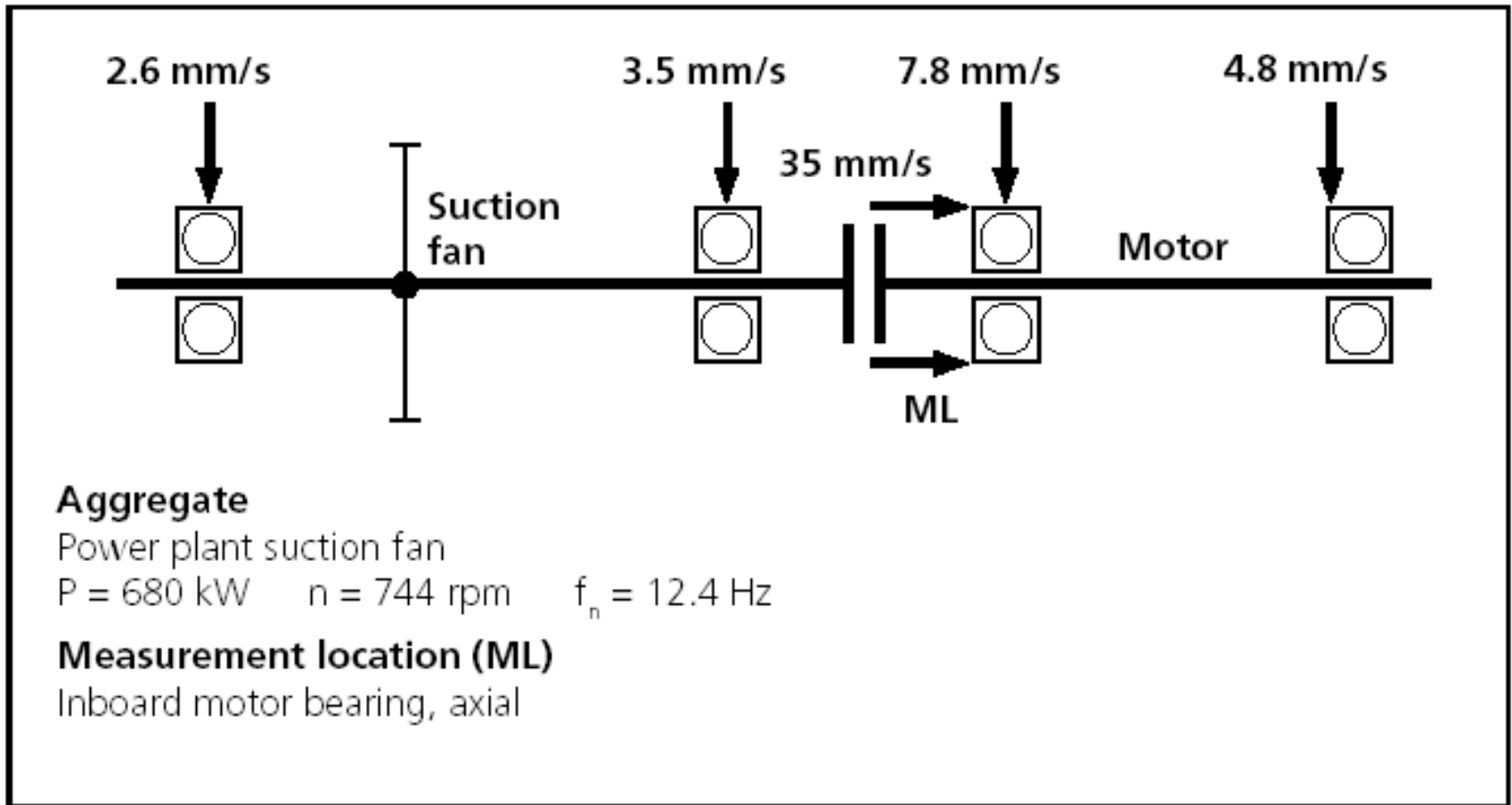
Battimento



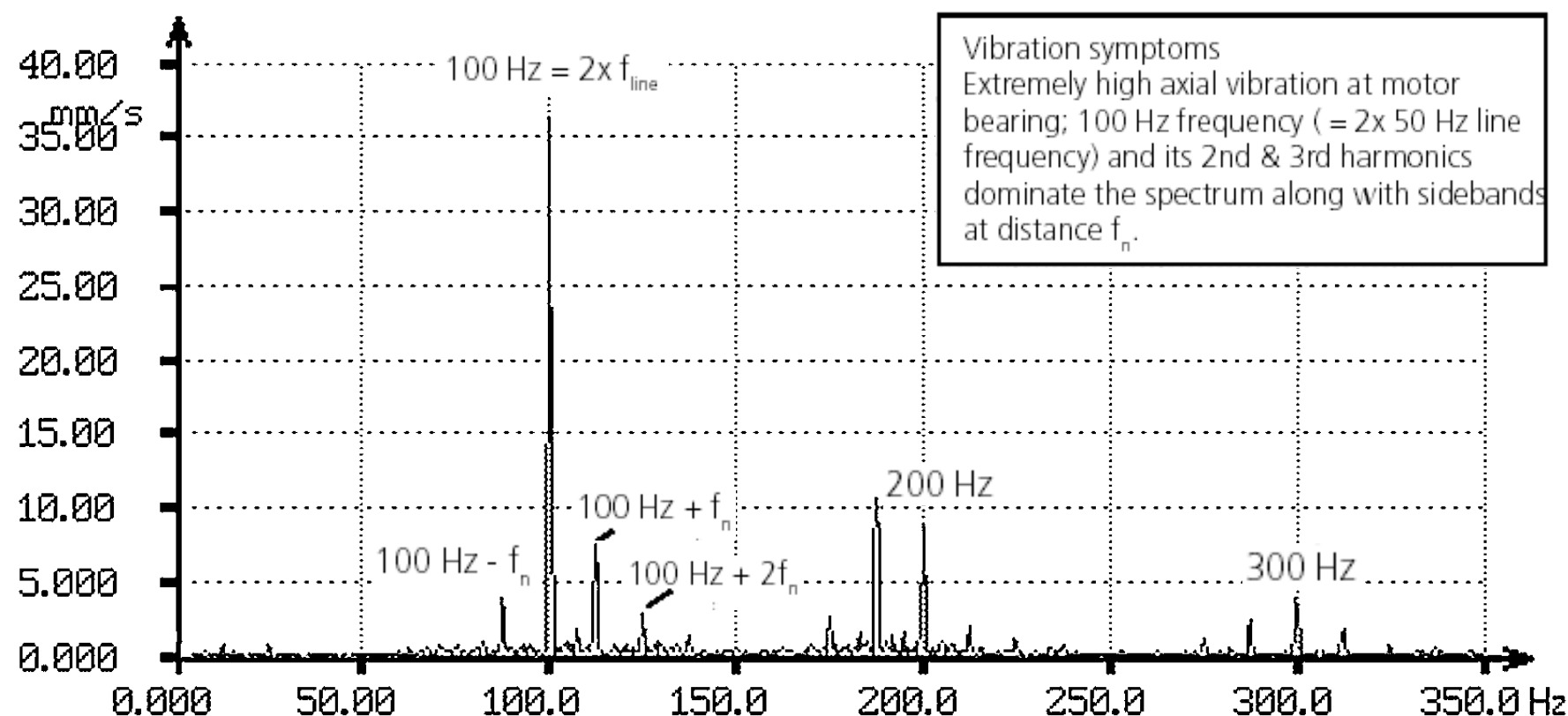
PRÜFTECHNIK



Caso pratico n°2



Caso pratico n°2



Measurement made with Hanning window, without envelope

Caso pratico n°2

Origine meccanica

Asimmetria assiale del campo del motore, ossia il rotore non è centrato assialmente nel mezzo del campo di statore: il campo di statore cerca di tirare indietro il rotore verso il centro, con conseguenti vibrazioni assiali.

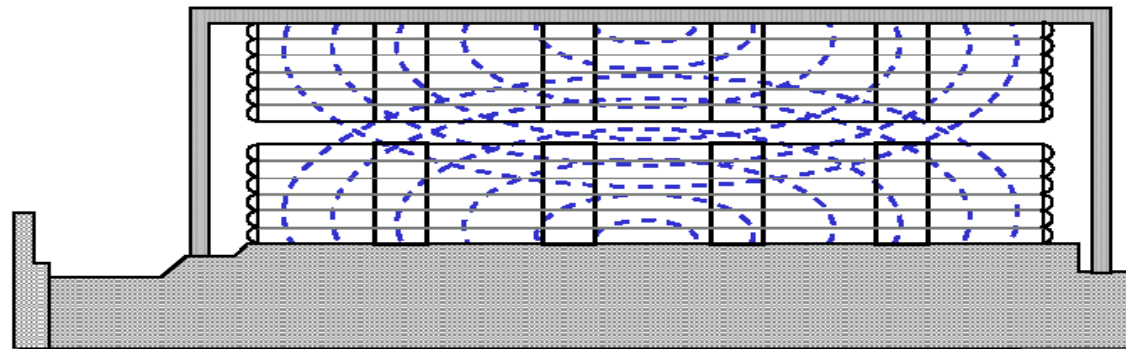
Correzione

Centratura assiale del rotore entro il campo di statore.

Ciò può accadere a causa ad esempio di distanziali, anelli di spallamento rovinati, mal ricostruiti, mal montati o addirittura dimenticati, provocando una spinta assiale che sollecita in maniera anomala i cuscinetti e genera vibrazioni assiali spesso a $1 \times \text{RPM}$ causando rapide usure degli spallamenti dei cuscinetti a strisciamento.

Una spinta assiale costante proviene invece da quei rotor che hanno le cave inclinate : in tali casi i costruttori predispongono appositi reggispinga

Centratura magnetica



N.B.: In questo caso si manifestano anche vibrazioni a 100Hz e suoi multipli modulate da bande laterali a distanza f_n (= $1x$ = frequenza fondamentale di rotazione).

Statore

L'asimmetria del campo magnetico dei motori elettrici può essere causata da difetti dello statore. I difetti più comuni sono:

- Avvolgimenti di statori aperti o in corto circuito

- Traferro diseguale

- Fasi sbilanciate

I difetti del campo magnetico dello statore si manifestano nello spettro delle vibrazioni sotto forma di picchi che si verificano, come già detto, ad una frequenza doppia rispetto a quella della rete di alimentazione, senza bande laterali, eventualmente con proprie armoniche.

Anomalie nelle macchine elettriche

Statore

Ventilatore di un acciaieraia

$P = 250 \text{ kW}$

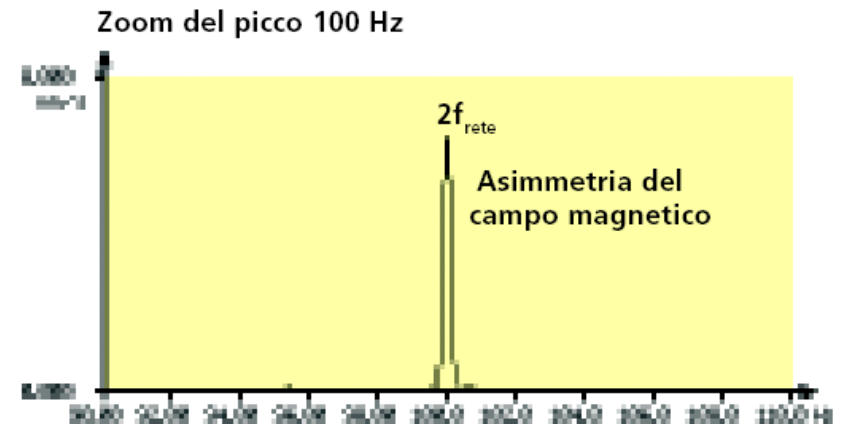
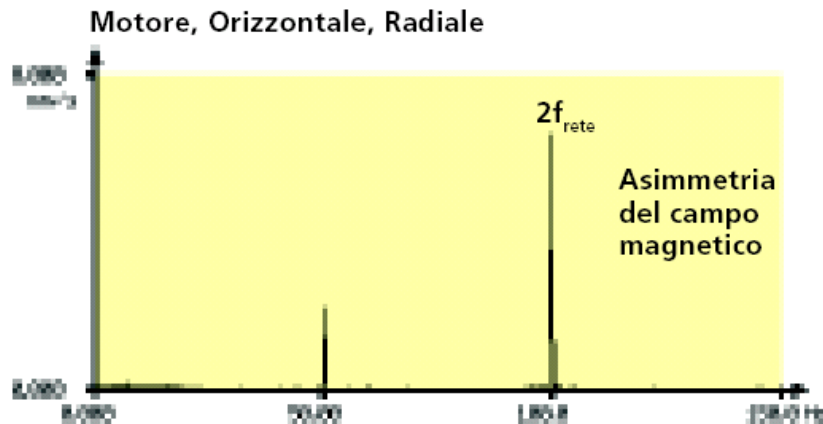
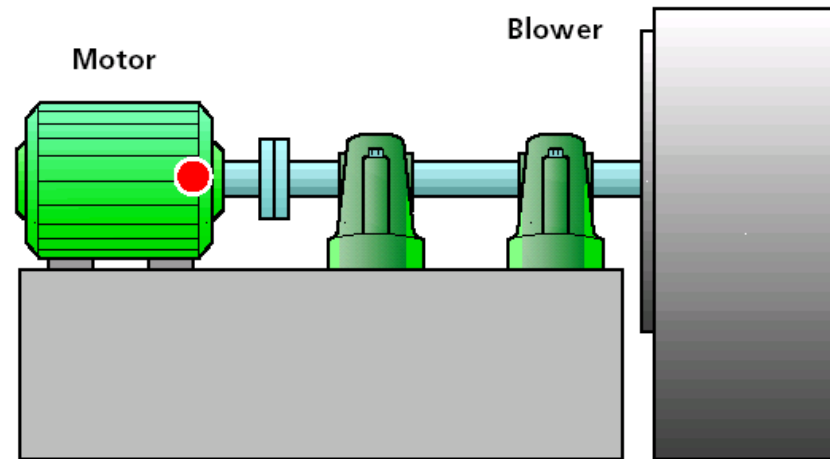
$n = 2999 \text{ giri al minuto}$ ($f_n = 50 \text{ Hz}$)

Valori di vibrazione

Motore, Radiale,
Orizzontale

4,8 mm/s

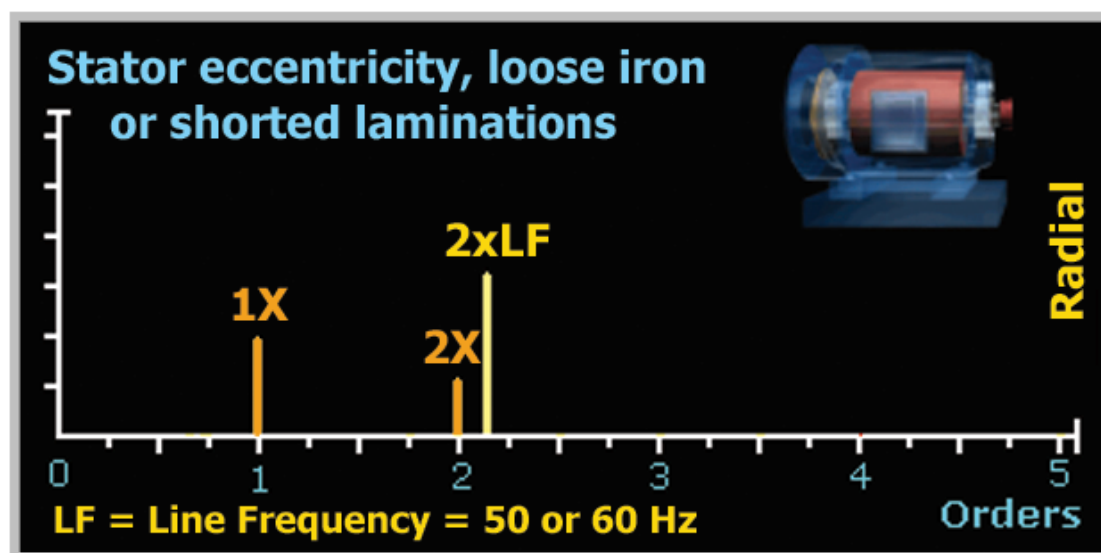
Causa: Bruciatura della bobina



I problemi allo statore genereranno un'elevata vibrazione al doppio della frequenza di rete (100 o 120 Hz)

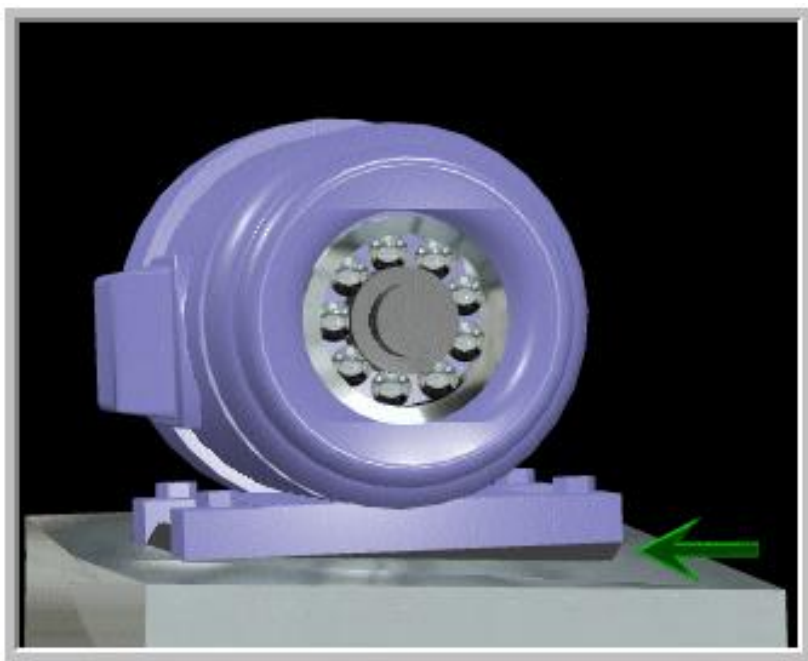
L'eccentricità dello statore genera un traferro non uniforme stazionario tra il rotore e lo statore, il quale produce una sorgente di vibrazione altamente direzionale.

Possibile “BATTIMENTO” tra $2 \cdot X$ e $2 \cdot LF$



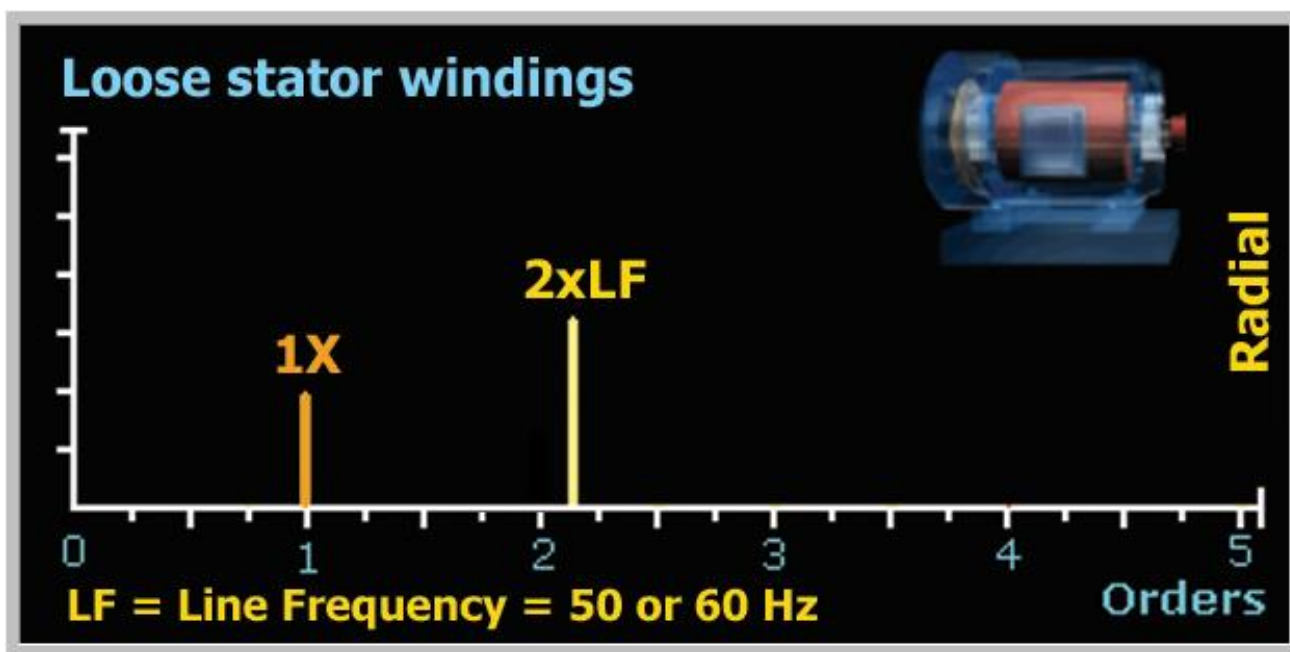
Piede zoppo e basi distorte possono produrre uno statore eccentrico.

Spessorando correttamente il piede (per rimuovere il piede zoppo), riducendo lo sforzo proveniente da condotti o tubazioni o riparando la fondazione, questo problema può essere risolto.

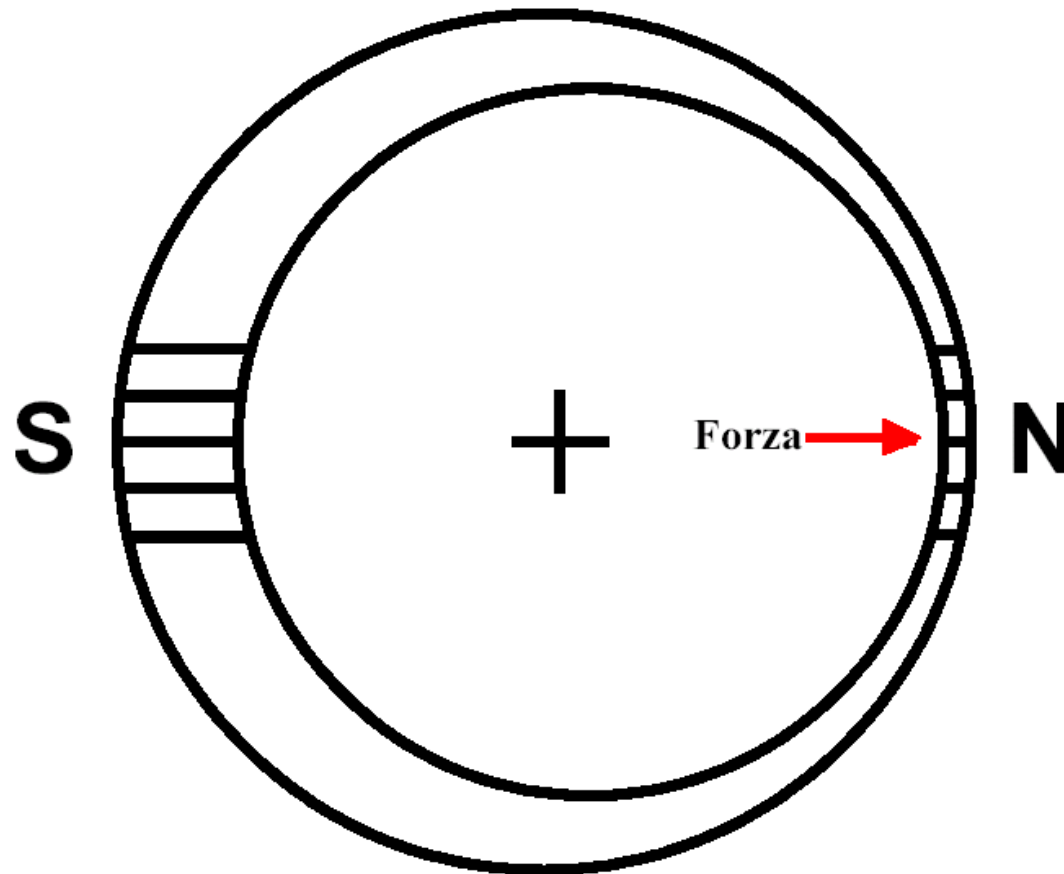


Se gli avvolgimenti elettrici dello statore del motore sono anche un poco allentati, il livello di vibrazione al doppio della frequenza di rete subirà un incremento. (**Bar bouncing**)

Questa condizione è altamente distruttiva perché abrade l'isolamento dell'avvolgimento, portando a spire accorciate, a cortocircuiti finali con la terra ed all'avaria dello statore.



Rotore eccentrico

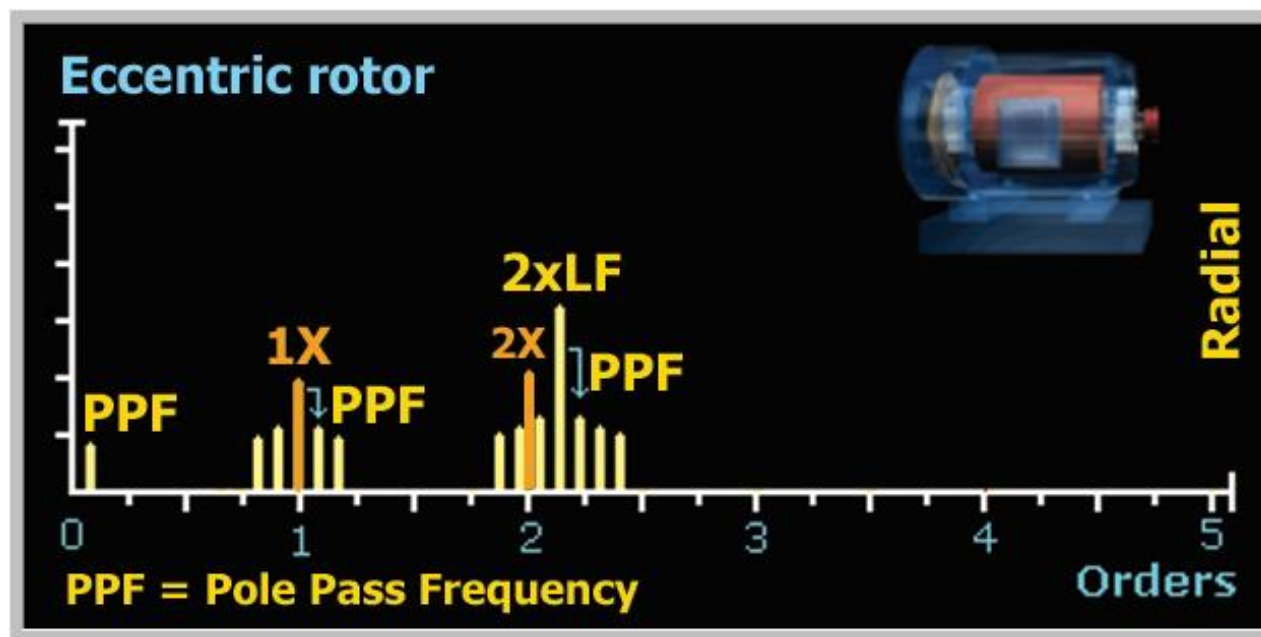


Frequenze = $1 * X$
modulata da "n° poli *
fslip" + $2 * Lf$ modulata
da "n° poli * fslip" .

I rotor eccentrici producono un traferro variabile rotante tra rotore e statore, il quale induce una sorgente di vibrazione pulsante.

Si osserverà la componente al doppio della frequenza di rete

- ▶ Saranno presenti delle bande laterali alla frequenza di passaggio dei poli attorno a $2 \times LF$ ed al picco a $1X$.
- ▶ Il problema può essere confermato con l'analisi delle correnti del motore.



E' opportuno puntualizzare che:

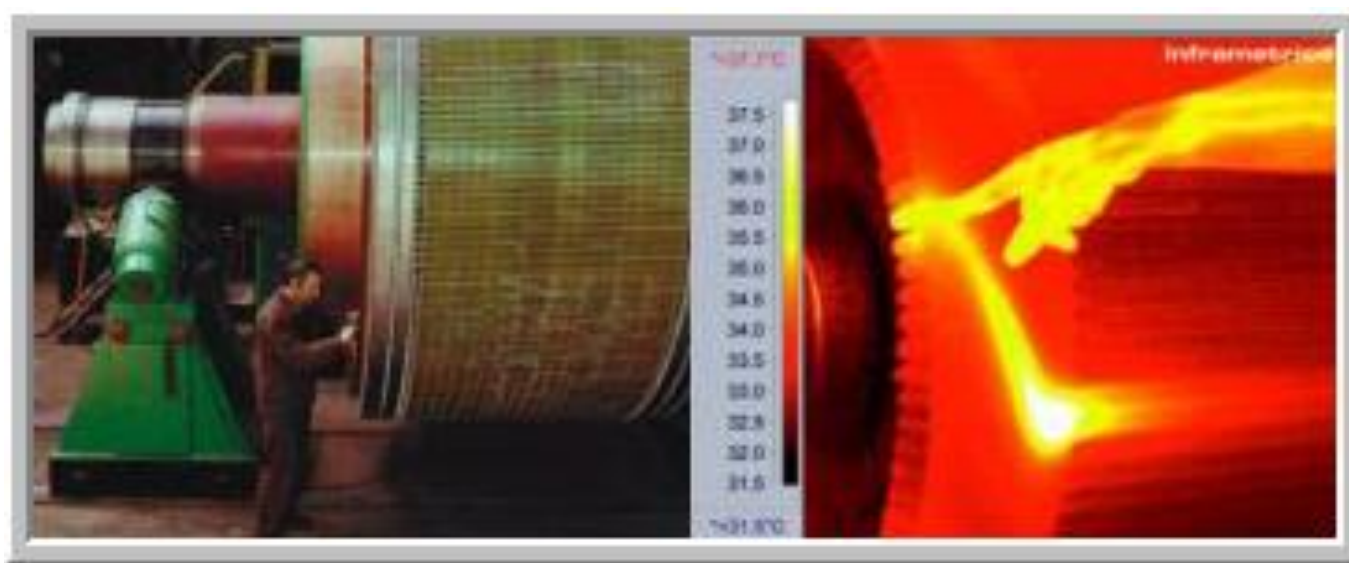
1) i motori a Corrente Continua, oltre ai guasti elettrici gravi (massa, corto circuito), per cui scattano le protezioni che arrestano la macchina, sono sensibili all'eccentricità del rotore, perché l'equilibratura effettuata ad un carico non è più valida ad un altro e soffrono molto se situazioni di Risonanza eccitano i sistemi di spinta a molla dei Portaspazzole con gravi problemi di commutazione (scintillio delle spazzole) e di durata del Collettore.

2) I motori Sincroni sono altrettanto sensibili alla eccentricità ed ai portaspazzole, quando esistono, mentre i difetti di statore, se permangono senza far scattare le protezioni, sono simili a quelli degli asincroni.

3) Per motori Asincroni, ricordiamo che si chiama fslip o fscorrimento, la frequenza di scorrimento pari alla differenza tra le velocità di rotazione del campo elettromagnetico e la velocità di rotazione. Anche i motori asincroni sono sensibili alla eccentricità eventuale del rotore sia per l'equilibratura, che risulta valida solo al carico a cui è stata effettuata, sia per vibrazioni di origine elettrica che esamineremo.

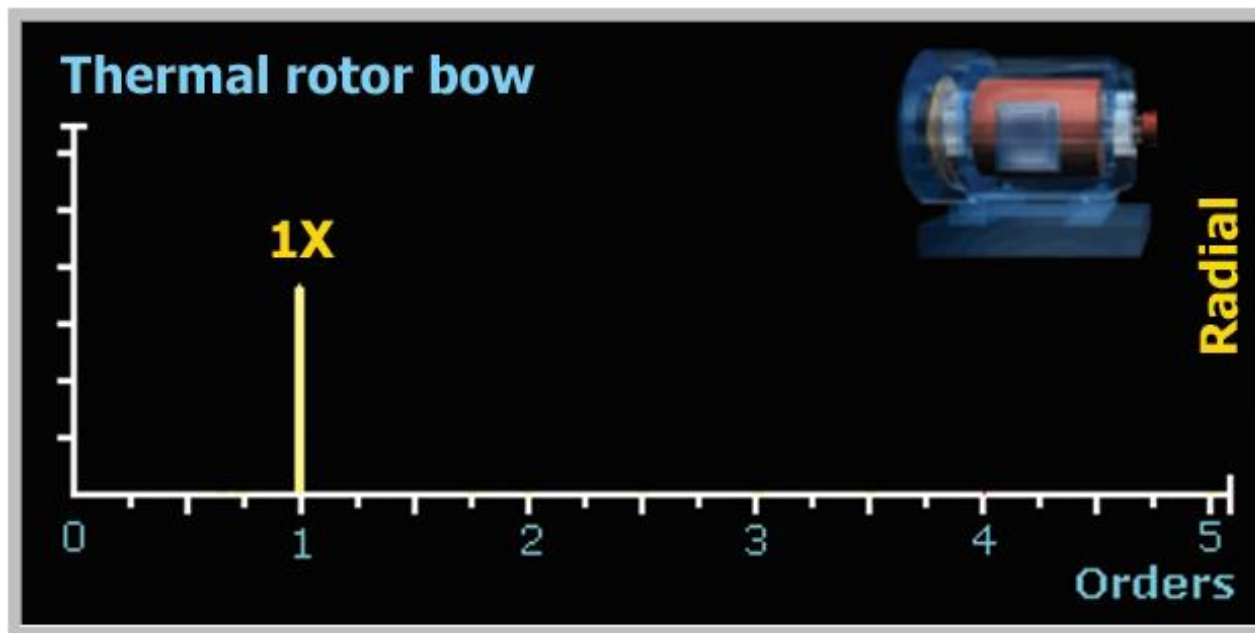
Barre rotoriche rotte, criccate o corrose costituiscono una modalità di guasto dei motori ad induzione abbastanza comune, specialmente nei motori che vengono frequentemente avviati ed arrestati sotto carico.

La corrente di spunto è molto più elevata di quella di regime ed introduce uno sforzo nelle barre rotoriche, causandone il riscaldamento.



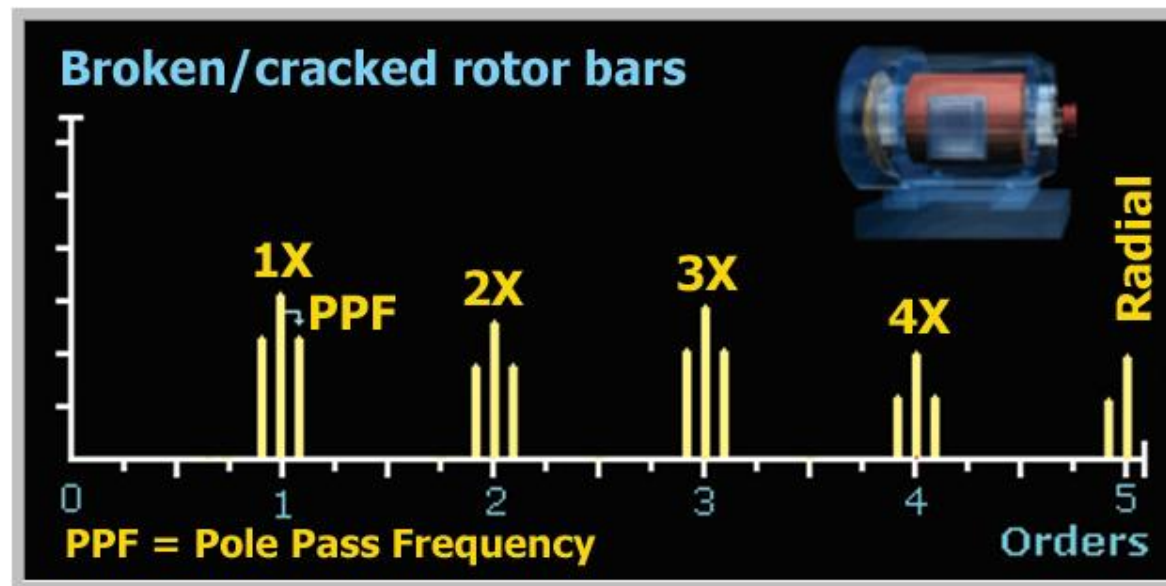
Un riscaldamento non uniforme del rotore, dovuto ad una distribuzione non equilibrata delle correnti nelle barre rotoriche, causa una distorsione, o “inarcamento”, dello stesso, il quale si manifesta come una condizione di squilibrio con tutti i suoi consueti sintomi.

Il problema può scomparire quando il motore si raffredda.



Le barre rotoriche criccate genereranno delle bande laterali alla frequenza di passaggio dei poli attorno alla 1X ed alle sue armoniche (2X, 3X...).

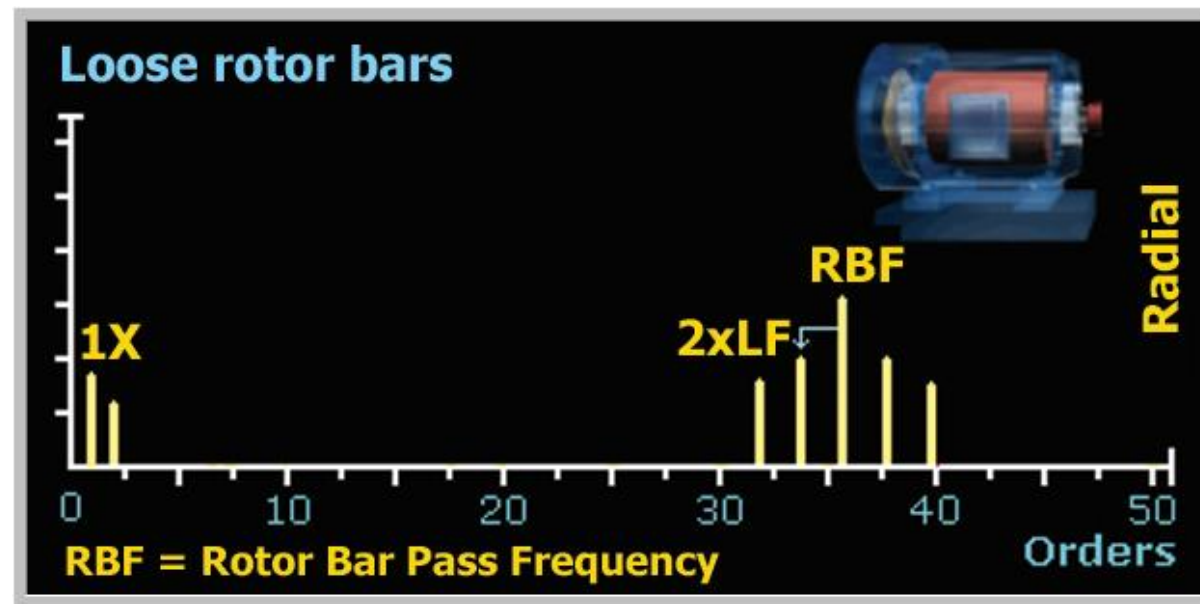
Spesso si potrà osservare uno spettro in gran parte occupato dalle armoniche della 1X, ciascuna con delle “**bordature**” o **bande laterali** alla frequenza di passaggio dei poli.



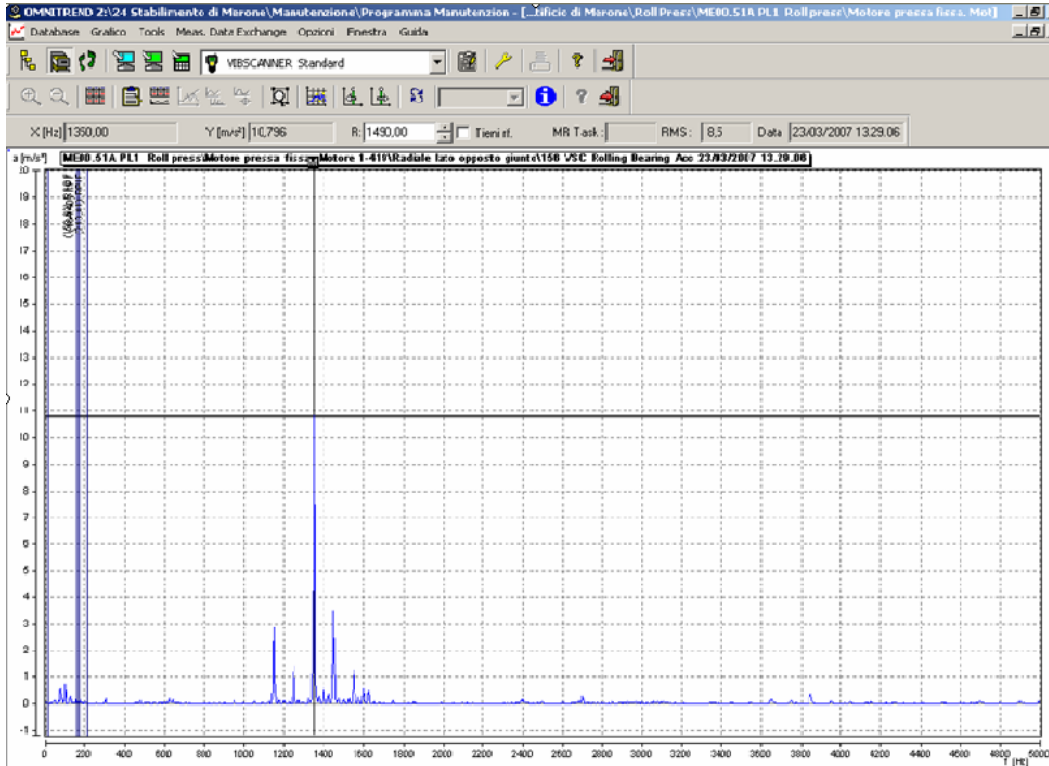
Frequenza di passaggio delle barre rotoriche

È normale osservare la RBF:

- ▶ In quanto ciascuna barra rotorica attraversa i lievi disturbi nel campo magnetico dovuti al percorso della corrente attraverso il rotore/statore.
- ▶ Un'elevata ampiezza della RBF indica un'ampio disturbo:
 - Barre rotoriche criccate o rotte
 - Giunzioni delle barre rotoriche difettose o allentate
- ▶ Ci possono essere $35 \div 96$ barre rotoriche



Rotore con Barre Allentate (54 barre- 4 poli)



**Frequenza centrale
(modulata): 1350 Hz.
Bande laterali a 100 Hz.
Motore asincrono trifase 4
poli, 54cave di rotore e ,
probabilmente, 48 di
statore**

Misurare la corrente in una singola fase.

Il segnale viene inviato all'acquisitore di dati.

- ▶ Se i livelli sono elevati, può essere necessario un trasformatore amperometrico di riduzione (CT).
- ▶ È necessaria una misura ad alta risoluzione, possibilmente centrata attorno alla frequenza di rete.

NOTA DI SICUREZZA: con I TA se il circuito PRIMARIO è inserito nella linea di misura, il SECONDARIO non deve **MAI** ESSERE INTERROTTO: ai suoi morsetti si indurrebbe una TENSIONE PERICOLOSA ANCHE DI CENTINAIA DI VOLT!!!!



Meglio che usare la vibrazione:

- ▶ Confrontare LF con le bande laterali per una più accurata indicazione sul numero delle barre rotoriche danneggiate
- ▶ La vibrazione è influenzata dallo squilibrio e da altre sorgenti

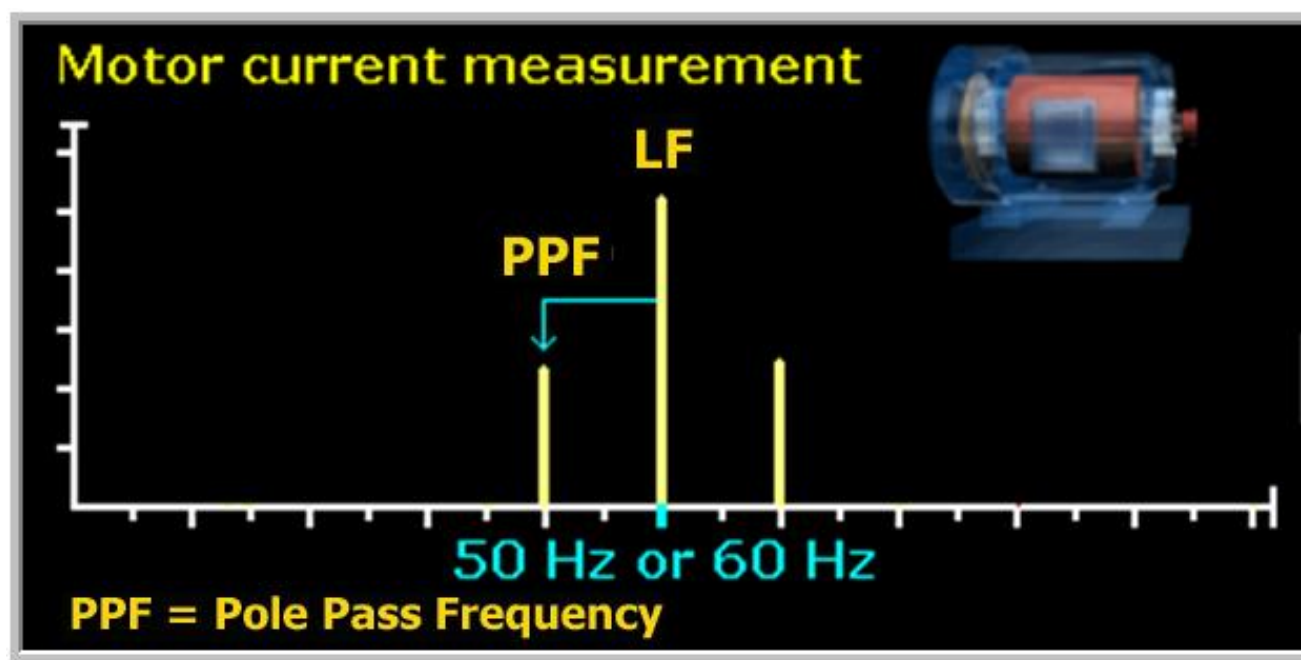
Difficoltà:

- ▶ Necessità di una misura ad alta risoluzione
- ▶ Può essere difficile determinare la frequenza di scorrimento quando non si è vicini alla macchina.



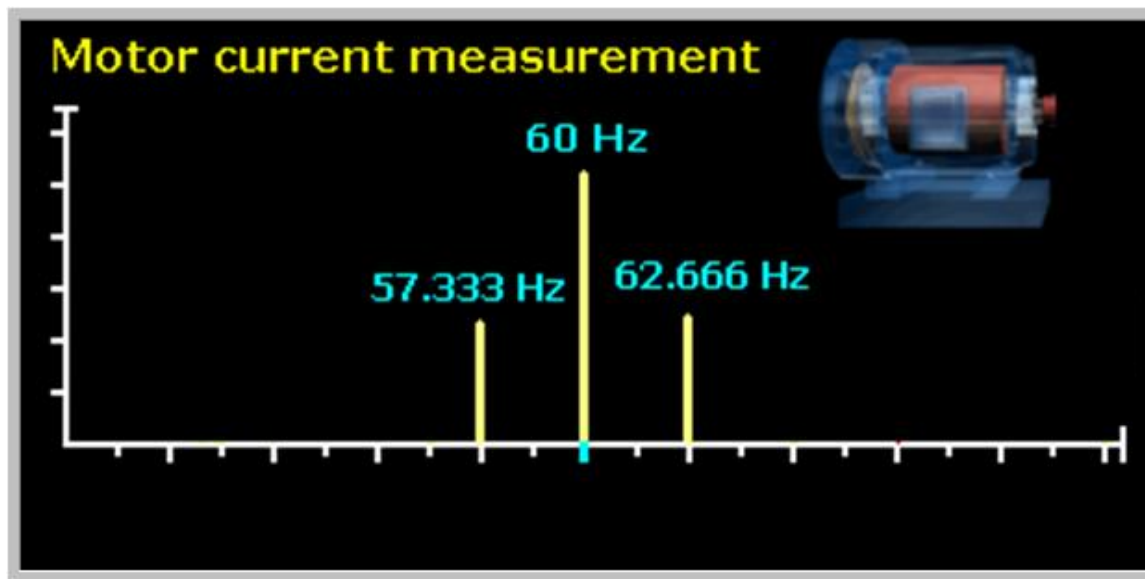
Misura ad alta risoluzione per distinguere le bande laterali alla frequenza di passaggio dei poli attorno a quella di rete (50 o 60 Hz)

- ▶ 1600 linee di risoluzione.
- ▶ Campo di frequenza: 0-70 Hz.
- ▶ Meglio uno zoom centrato.



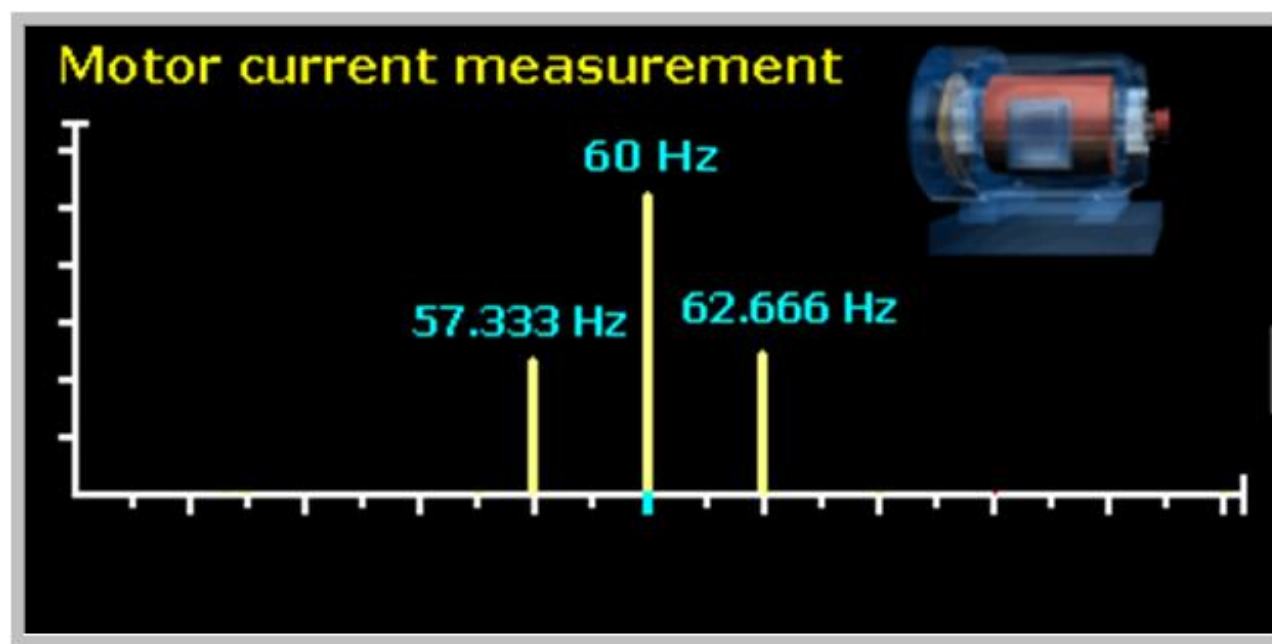
Esempio:

- ▶ Velocità di sincronismo = 1800 RPM (motore a 4 poli)
- ▶ Velocità reale = 1760 RPM
- ▶ Frequenza di scorrimento = 40 CPM (0.666 Hz)
- ▶ Frequenza di passaggio poli (PPF) = $4 \times 0.666 = 2.666$
- ▶ (Differente quando LF = 50 Hz)



Se le bande laterali sono da **55 a 60 dB** al di sotto del picco alla frequenza di rete, si assume che le barre rotoriche non abbiano problemi, ma se queste crescono fino a **40 dB** al di sotto del picco, questo indica un danno alle barre rotoriche.

È possibile calibrare un sistema come questo per mettere in relazione il numero reale di barre aperte col livello delle bande laterali, se il numero delle barre all'interno del rotore è noto.



Analisi delle correnti dei motori con il VIBXPERT II



TechNote #CM23: VIBXPERT II

Il VIBXPERT è in grado di processare segnali esterni in tensione o in corrente. Quindi, è possibile utilizzare sia pinze amperometriche con uscita in tensione, sia quelle con uscita in corrente.



LEM PR 620/630; PR 1520/1530
con uscita in tensione

Fluke i400s con uscita in corrente



Pinza amperometrica con uscita in tensione

VIB 5.433: Connection adapter for extra-low voltage



Pinza amperometrica con uscita in corrente

VIB 5.434: Connection adapter for extra-low current



<Setup Strumento> <Sensore> <Sensori disponibili>

- Nella schermata principale cliccare su <Setup Strumento>, quindi su <Sensore>/<Sensori disponibili>. Apparirà la lista dei sensori.
- Premere il tasto <MENU> e cliccare su <Nuovo>.
- Digitare un nome per la pinza amperometrica (es. “Pinza amperometrica LEM 600”).
- Premere il tasto <MENU> e quindi cliccare su <OK>. Apparirà il menu di setup del sensore dove si possono impostare i parametri della specifica pinza amperometrica.

Le impostazioni dipendono dalle specifiche della pinza amperometrica.

Impostazione del trasduttore

Sensor Setup - Premere MENU e selezionare

<Rinomina> per cambiare il nome al setup

Meas. quantity - Selezionare 'User'

Signal type - Scegliere in accordo con il tipo d'uscita della pinza (tensione o corrente).

Voltage range - Selezionare il range d'ingresso ($\pm 3V$ o $\pm 30V$, solo per l'uscita in tensione)

Userdefined quantity - Digitare: 'corrente'

Userdef. unit - Digitare: 'A' (Ampère)

Precision - Inserire le cifre decimali

Sensitivity - Inserire la sensibilità della pinza

Offset - Lasciare il valore mostrato in figura

Linear from/Linear to - Inserire i valori secondo le specifiche tecniche

Res. Frequency - Lasciare il valore mostrato in figura.

Setup Manager: Transducer 70%

Sensor Setup

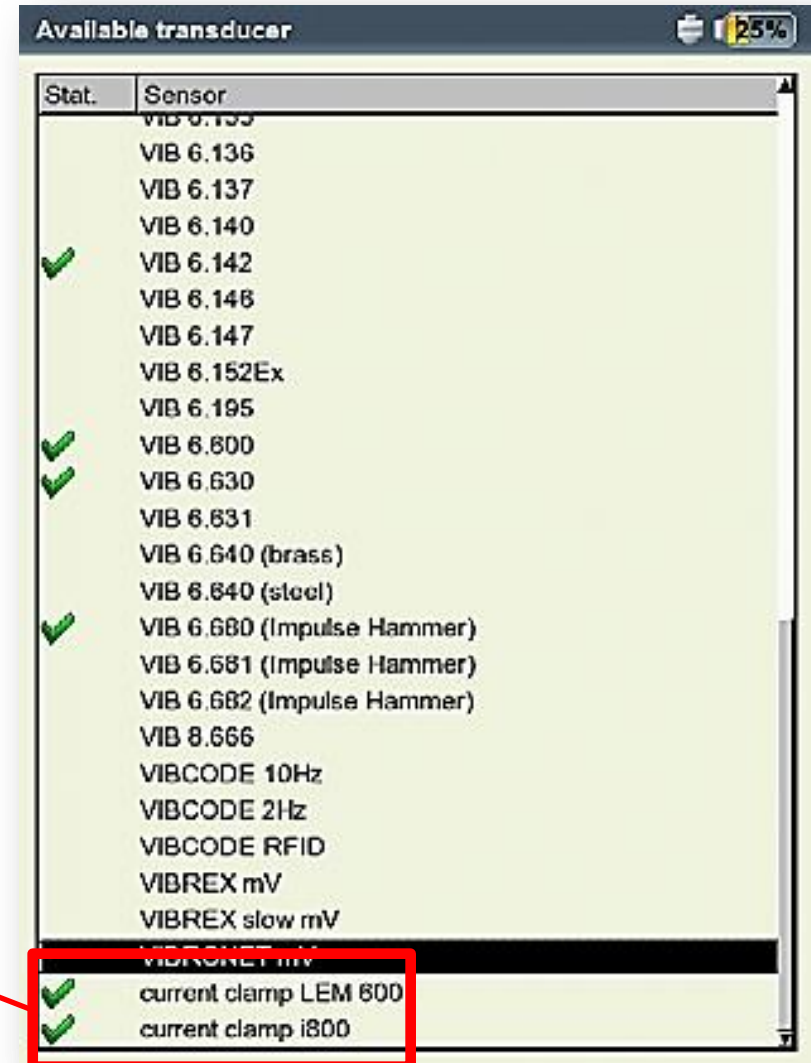
current clamp LEM 600

Meas. quantity	User
Signal type	Voltage
Voltage range	$\pm 30V$
Userdefined quantity	current
Userdefined unit	A
Precision	2
Sensitivity	1.000 mV/A
Offset	0.00 mV
Linear from	0.00 Hz
Linear to	10000.00 Hz
Res. frequency	0.00 Hz

Quando si utilizza una pinza con uscita in corrente selezionare 'corrente'

- Premere il tasto MENU e cliccare su <OK> per salvare il nuovo sensore
- Tornare indietro alla lista dei sensori, spuntare il sensore al fine di renderlo disponibile per le misurazioni.

Inserire il segno di spunta per il nuovo sensore per renderlo disponibile nei task di misura. ←





Valori globali

Forma d'onda

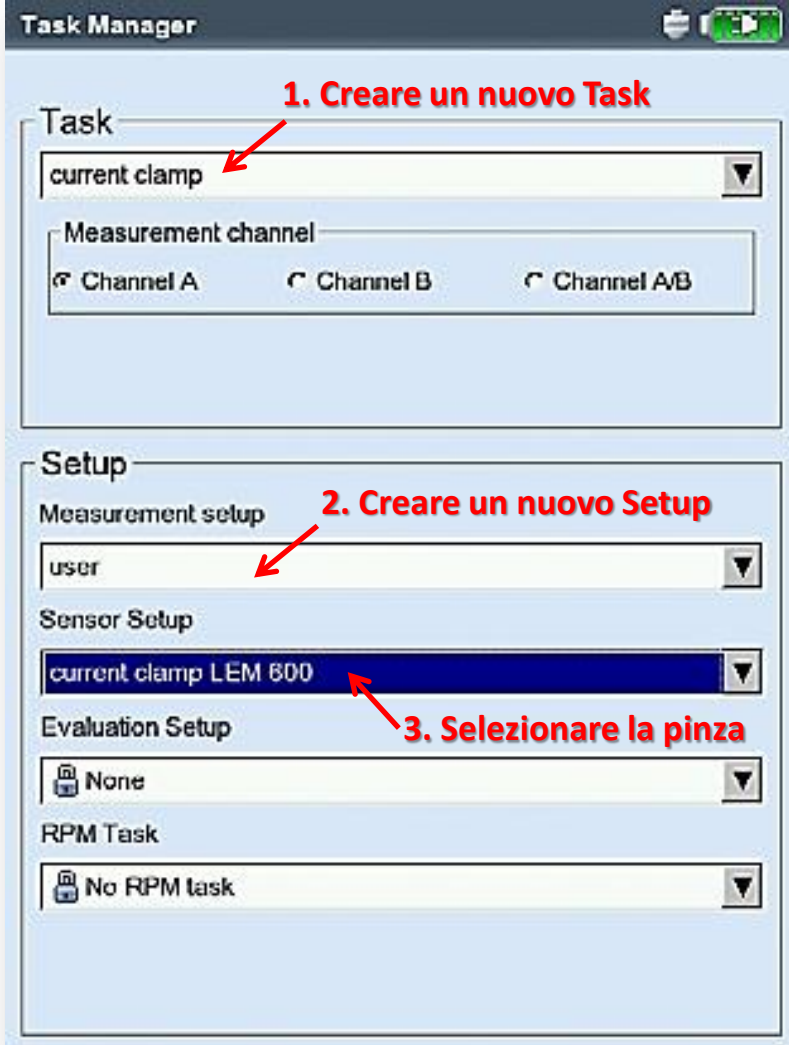
Spettro

Adesso è possibile effettuare le misurazioni in modalità Multimode con il VIBXPERT II e la pinza amperometrica. È possibile misurare scegliendo uno dei seguenti task:

- **Valori globali** - <User AC> nella scheda 'Overall values'
 - **Forma d'onda** della corrente
 - **Spettro** della corrente
- Entrambi <User AC> nella scheda 'Segnali'.

Nota: il sensore è disponibile solamente nei task 'User'.

- Nello schermo base cliccare su <Multimode>.
- Aprire la scheda 'Segnali' tab, e selezionare una delle icone User AC <Forma d'onda> o <Spettro>.
- Premere il tasto MENU e cliccare su <Task Manager>.
- Premere il tasto MENU e cliccare su <Nuovo> per creare un nuovo task. Digitare un nome per il nuovo task (es. 'current clamp').
- Ripetere la procedura con il 'Measurement setup' ed impostare i parametri di misura.
- Selezionare la pinza amperomentrica impostata in precedenza.
- Chiudere il Task Manager.
- Posizionare la pinza per la misurazione.
- Cliccare sull'icona della scheda 'Segnali' per iniziare la misurazione.



Task Manager

Task

current clamp

Measurement channel

Channel A Channel B Channel A/B

Setup

Measurement setup

user

Sensor Setup

current clamp LEM 600

Evaluation Setup

None

RPM Task

No RPM task

1. Creare un nuovo Task

2. Creare un nuovo Setup

3. Selezionare la pinza

$$\text{Separation frequency} \geq 2 \cdot \text{Risoluzione} \cdot WF$$

$$\text{Separation frequency} \geq 2 \cdot \frac{F_{max}}{LOR} \cdot WF$$

$$LOR \geq 2 \cdot \frac{F_{max}}{\text{Separating frequency}} \cdot WF$$

$$WF = 1.5 \text{ (Hanning window)}$$

Esempio:

Speed = 2985 RPM

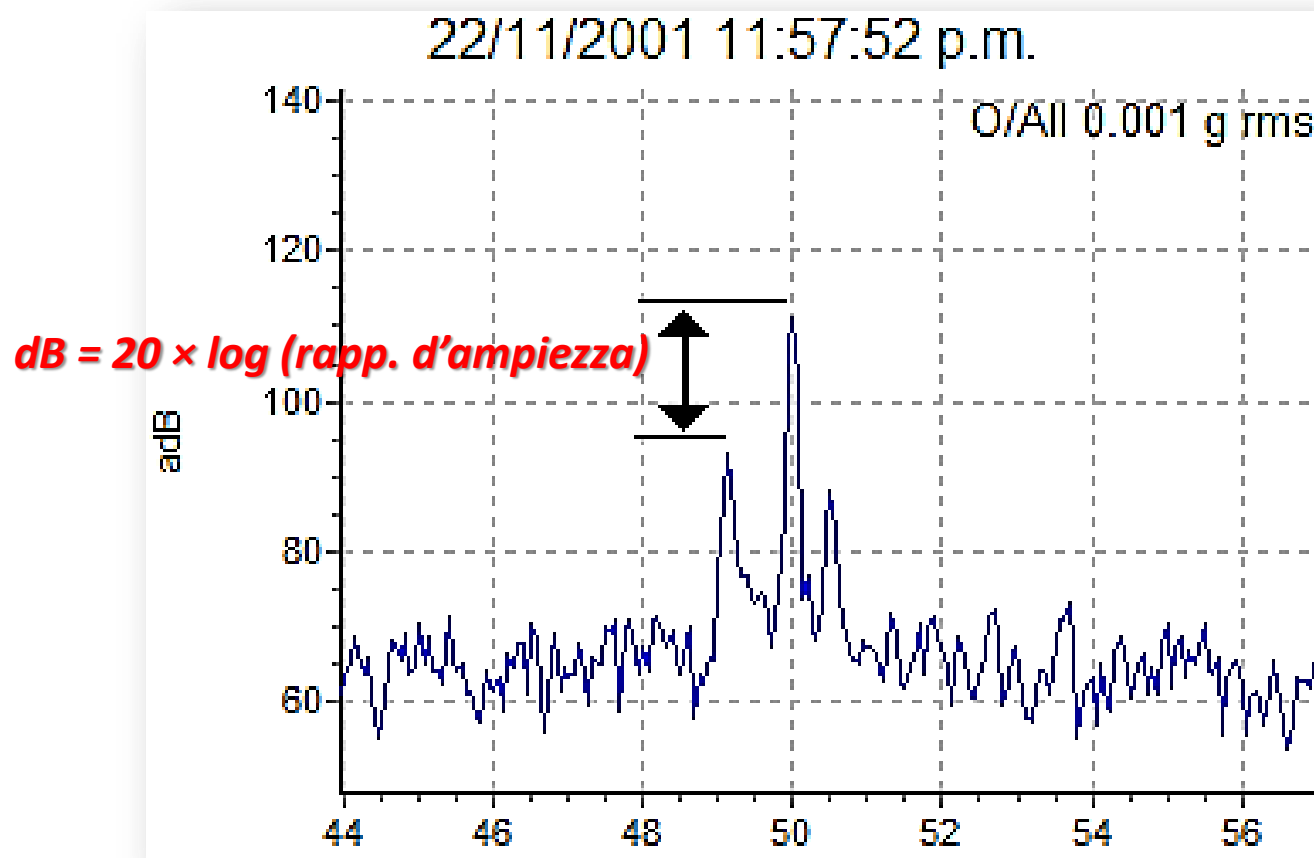
Fs = 3000 RPM

PPF = (3000 – 2985) · 2 = 30 RPM = 0.5 Hz

- **$F_{max} = 200 \text{ Hz}$**

$$LOR \geq 2 \cdot \frac{200}{0.5} \cdot 1.5 = 1200$$

- **$LOR_{min} = 1600$**
- **Numero di medie: 1-2**
- **Scala Log e dB dovrebbero essere utilizzati per il confronto delle ampiezze.**



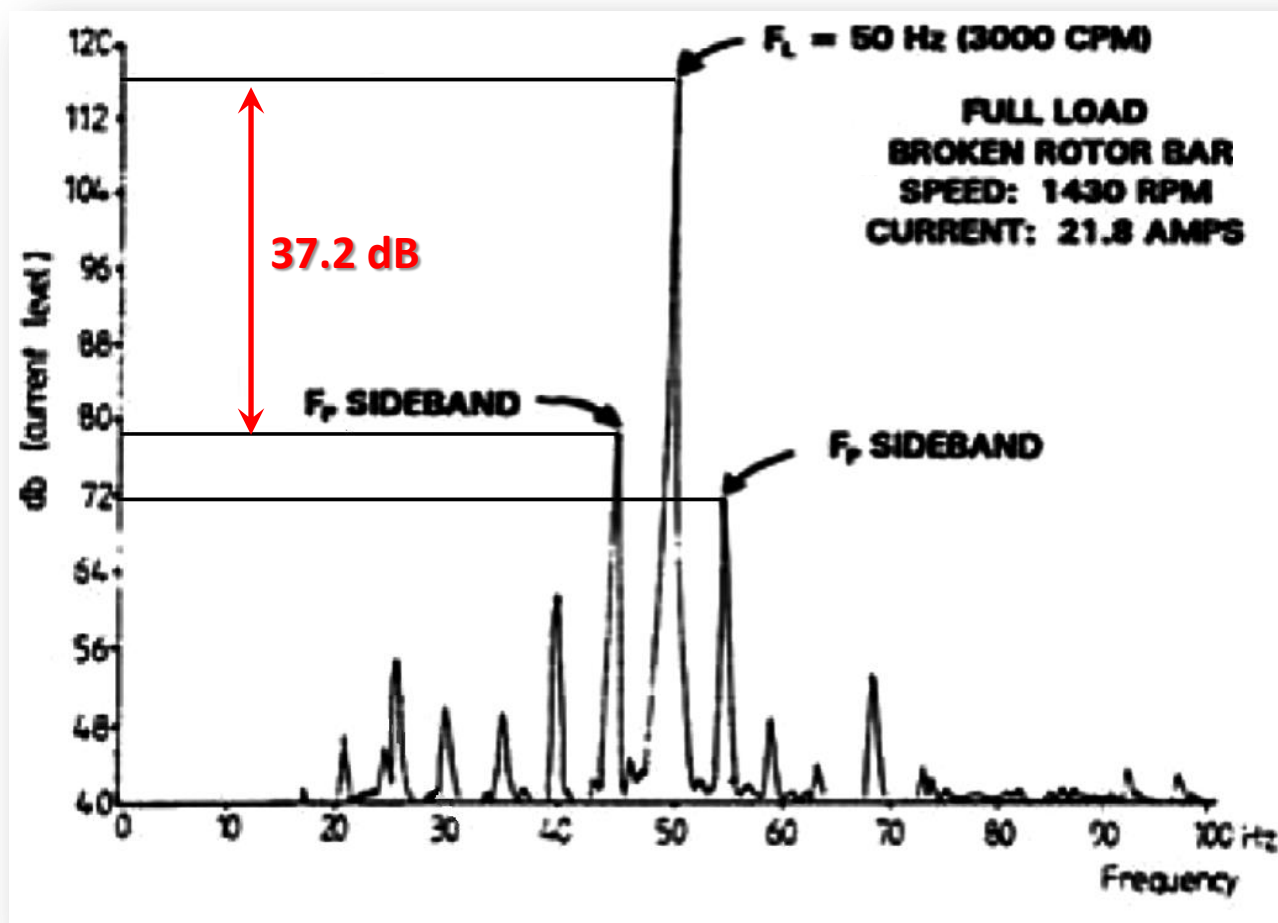
+6 dB = due volte ($\log 2 = 0.3$)

+12 dB = 4 volte

+20 dB = 10 volte

+40 dB = 100 volte

Caso pratico 1



$$\text{PPF} = (1500 - 1430) / 60 \cdot 4 \text{ Hz} = 4,67 \text{ Hz}$$

-dB	Rotor Condition Assessment	Recommended Action
>60	Excellent	None
54 – 60	Good	None
48 – 54	Moderate	Trend Condition
42 – 48	High Resistant Connection or Cracked Bars	Increase Test Frequency and Trend
36 – 42	Broken Rotor Bars Will Show in Vibration	Confirm with Vibration, Plan Repair / Replace
30 – 36	Multiple Cracked/Broken Bars, Poss Slip Ring Problems	Repair/Replace ASAP
<30	Severe Rotor Faults	Repair/Replace Immediately

È possibile calibrare la misura in modo da correlare il livello delle bande laterali alla PPF con il numero di barre che presentano un'anomalia. Il numero di barre danneggiate è dato da:

$$n = \frac{2 \cdot R}{10^{\frac{dB_m}{20}} + p}$$

Thomson e Rankin, 1987

n = numero di barre danneggiate

R = numero di barre rotoriche

dBm = media delle differenze d'ampiezza in dB tra le due bande laterali alla PPF e il picco alla LF

p = numero di coppie polari

Esempio:

$$R = 60$$

$$\Delta \text{db banda sup.} = 43 \text{ dB}$$

$$\Delta \text{db banda inf.} = 44 \text{ dB}$$

$$p = 2$$

$$\text{dBm} = (43 + 44)/2 = 43.5 \text{ dB}$$

$$n = \frac{2 \cdot 60}{10^{\frac{43.5}{20}} + 2} = 0.79 \cong 1$$

Caso pratico 1

Caso pratico 1:

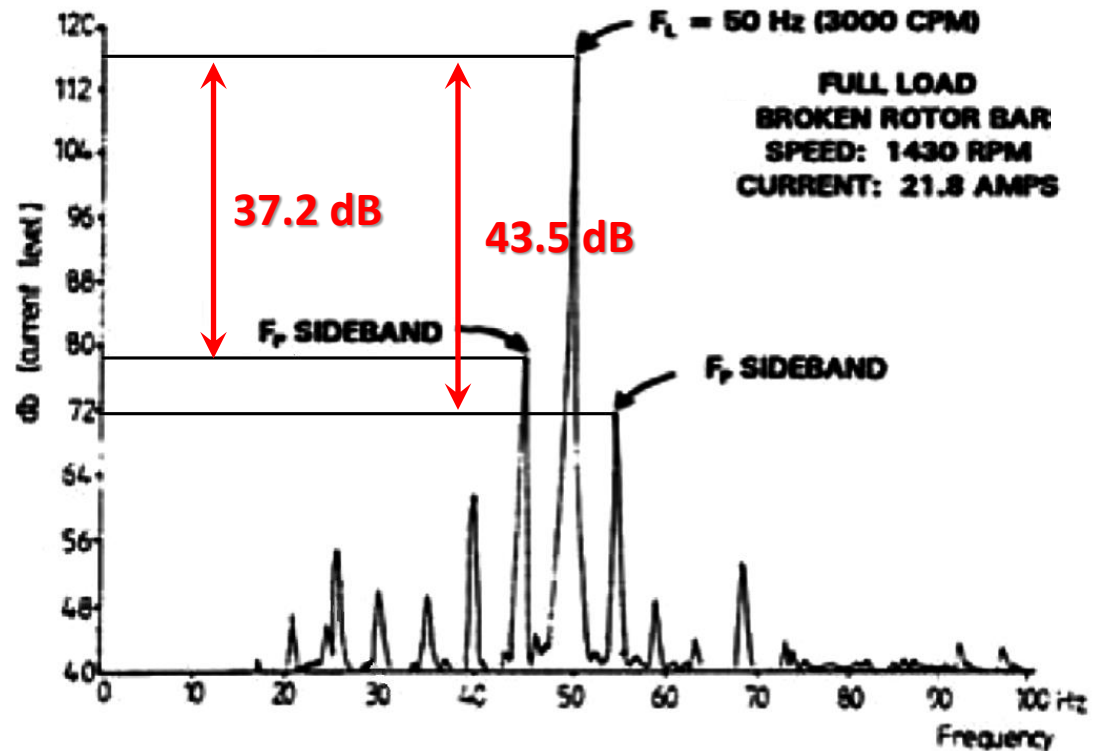
R = 51

Δdb banda sup. = 43.5 dB

Δdb banda inf. = 37.2 dB

p = 2

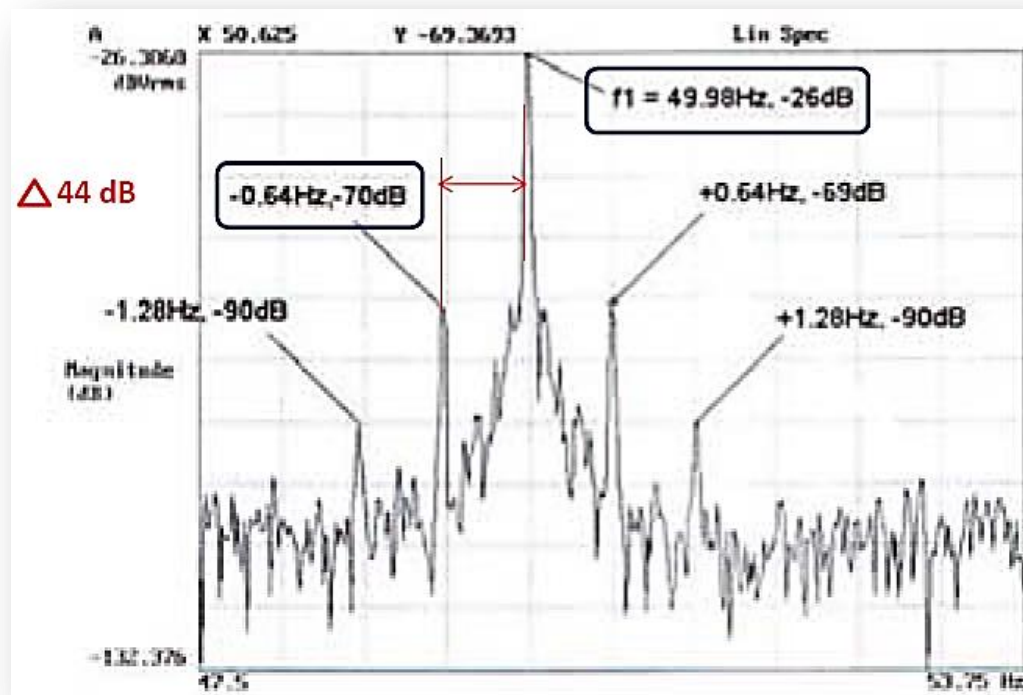
$dBm = (37.2 + 43.5)/2 = 40.35$ dB



$$n = \frac{2 \cdot 51}{10^{\frac{40.35}{20}} + 2} = 0.96 \cong 1$$

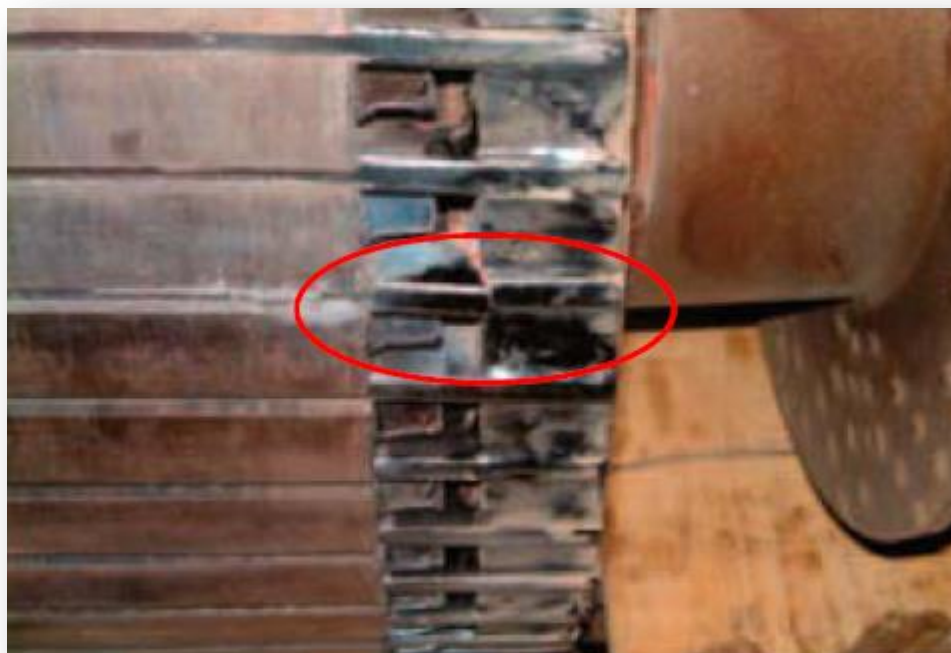
Caso pratico 2:

- Motore alimentato a 50 Hz
- Coppie polari: 1
- Velocità di rotazione: 2980 RPM.
- Barre rotoriche: 60
- Assorbimento 104 A, su 120 A a pieno carico (87%)
- Frequenza di scorrimento: 20 CPM, 0.33 Hz
- Frequenza di passaggio dei poli: 40 CPM, 0.66 Hz
- La banda laterale sinistra mostra sullo spettro FFT una differenza in ampiezza di 44dB



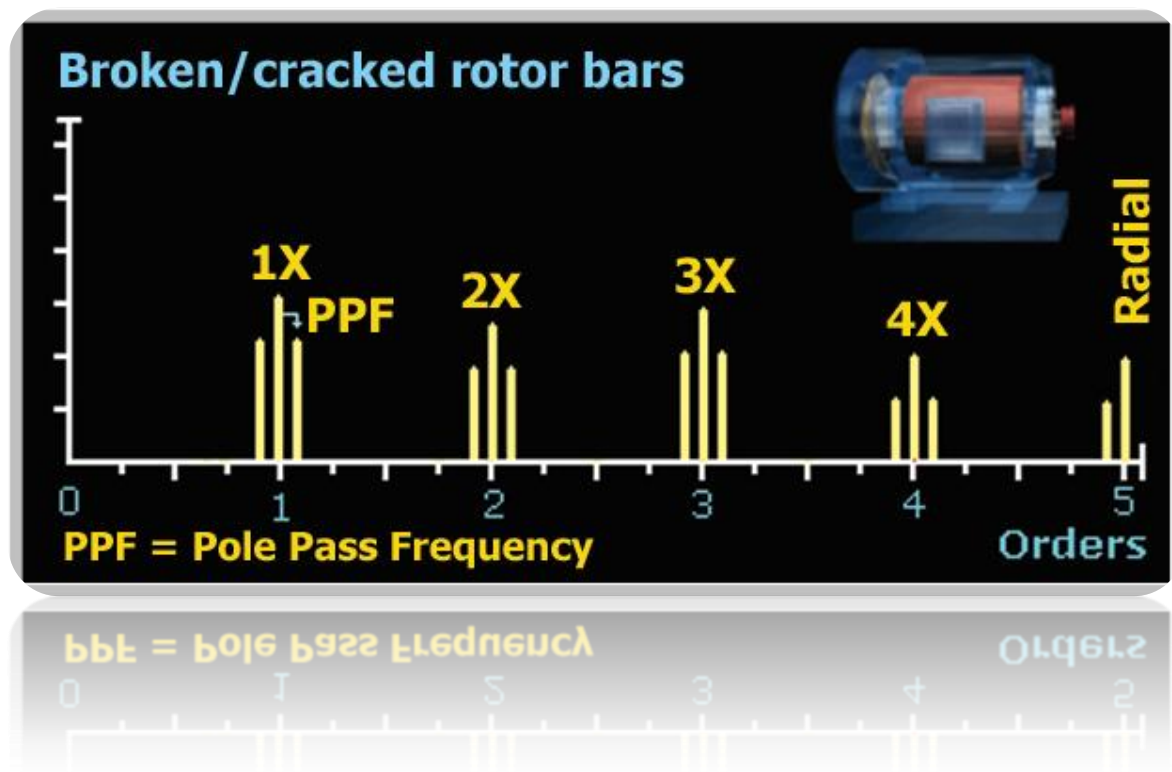
42 – 48	High Resistant Connection or Cracked Bars	Increase Test Frequency and Trend
---------	---	-----------------------------------

$$n = \frac{2 \cdot 60}{\frac{44}{10^{20} + 1}} = 0.75 \cong 1$$



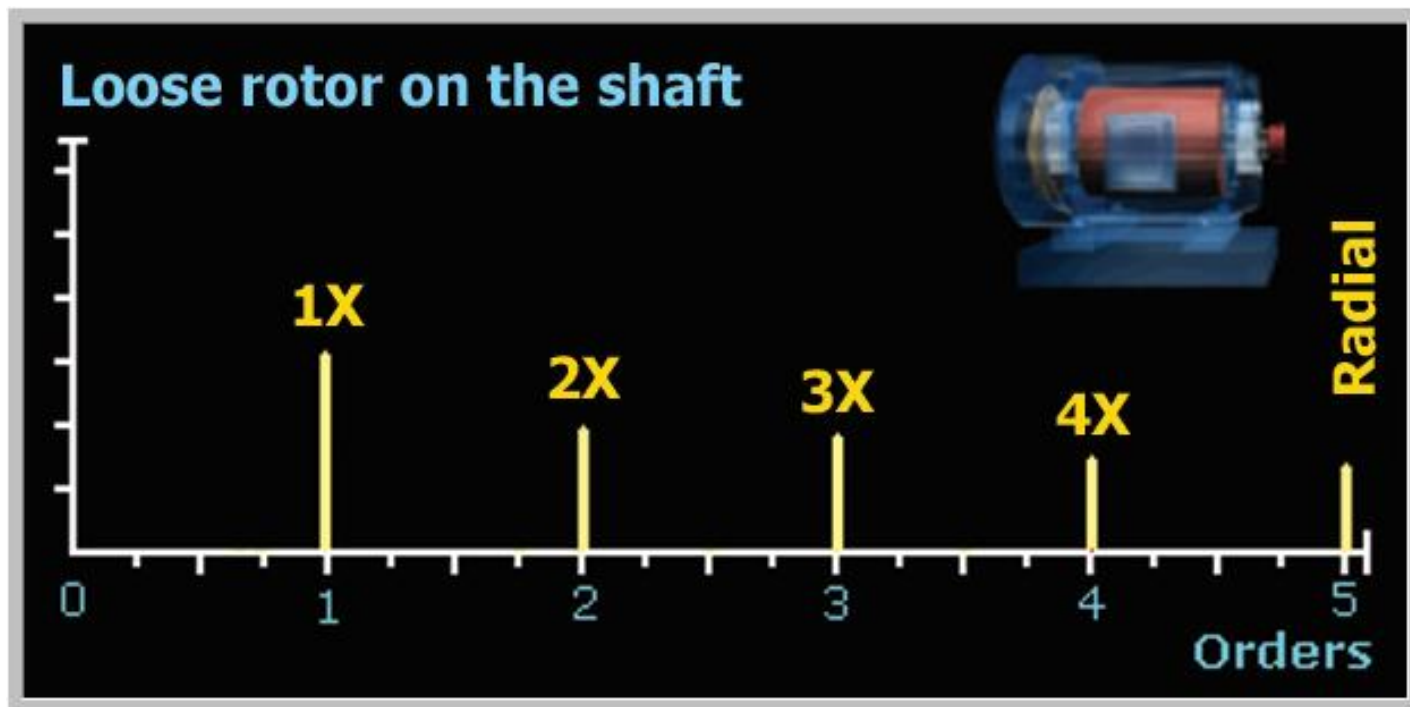
1 barra rotorica danneggiata

Le barre rotoriche criccate genereranno delle bande laterali alla frequenza di passaggio dei poli attorno alla 1X ed alle sue armoniche (2X, 3X, ...).
Spesso si potrà osservare uno spettro dominato dalle armoniche della 1X, ciascuna con bande laterali alla frequenza di passaggio dei poli.



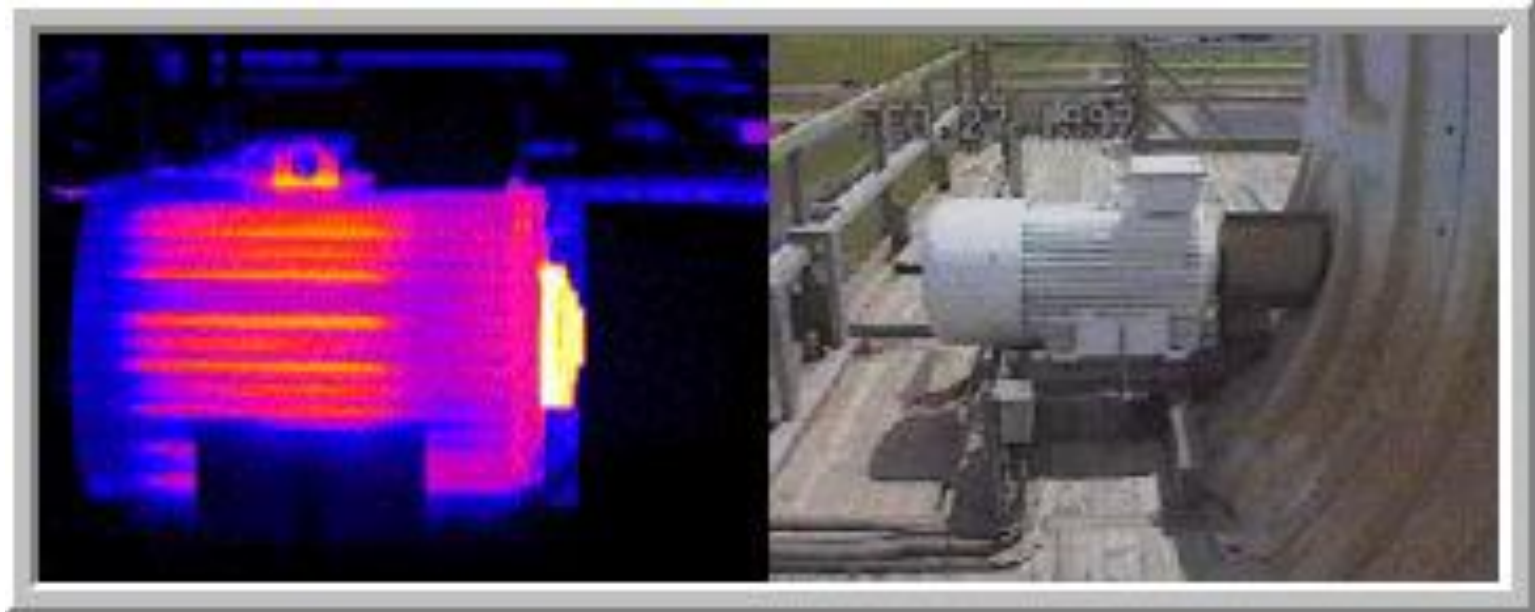
Talvolta il rotore può ruotare sull'albero, di solito in maniera intermittente in dipendenza dalla temperatura, e questo causa una severa vibrazione alla 1X ed armoniche.

Brusche variazioni di carico o della tensione di rete possono favorire questa condizione.



Il rotore e lo statore di motori in AC sono costituiti da sottili lamiere, isolate l'una rispetto all'altra.

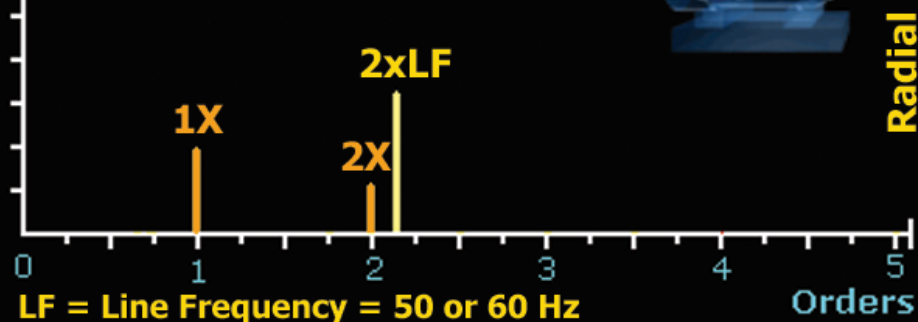
Se le lamiere risultano cortocircuitate, si verificheranno un riscaldamento localizzato e una conseguente deformazione termica.



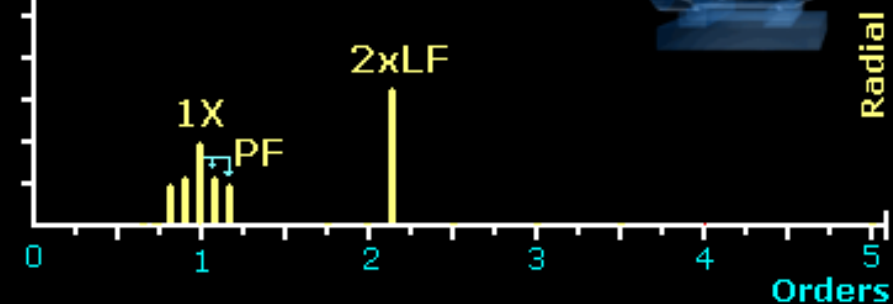
Le lamiere cortocircuitate, inoltre, possono causare livelli di vibrazione più elevati al doppio della frequenza di rete.

La deformazione può causare un incremento del livello di vibrazione alla 1X e spesso si sono osservate bande laterali alla frequenza di passaggio dei poli.

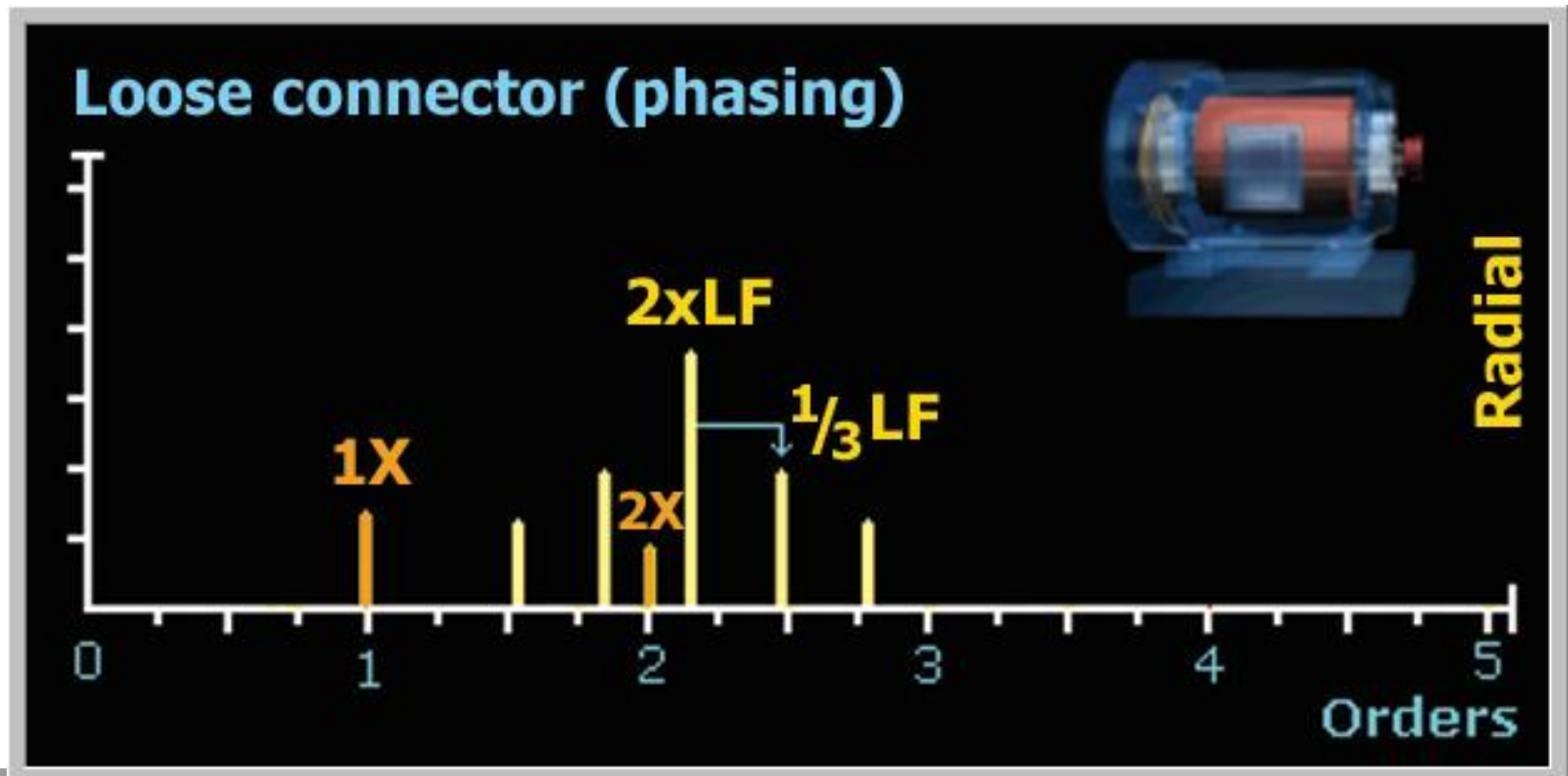
Stator eccentricity, loose iron or shorted laminations



Shorted laminations

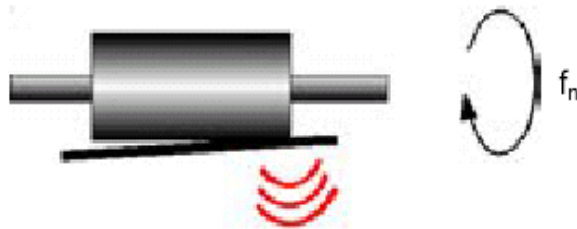


I problemi di fasatura dovuti a connessioni allentate possono causare un'eccessiva vibrazione al doppio della frequenza di rete, con bande laterali ad un terzo della frequenza di rete (16,67 o 20 Hz).

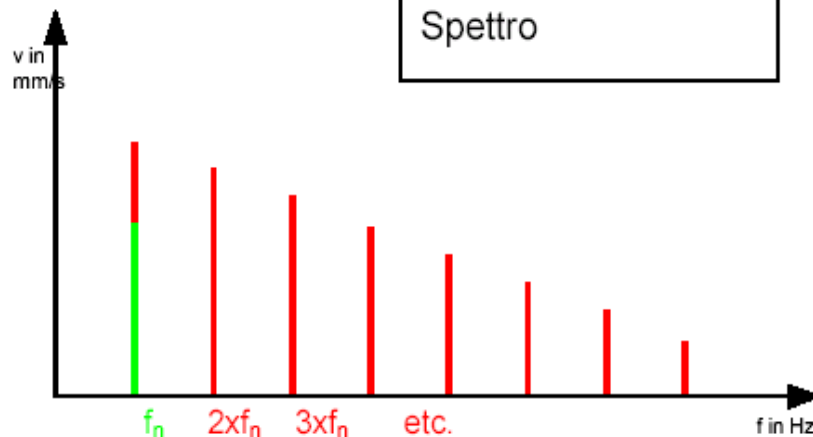


Anomalia nelle macchine elettriche: Sfregamento

k) Sfregamento del rotore



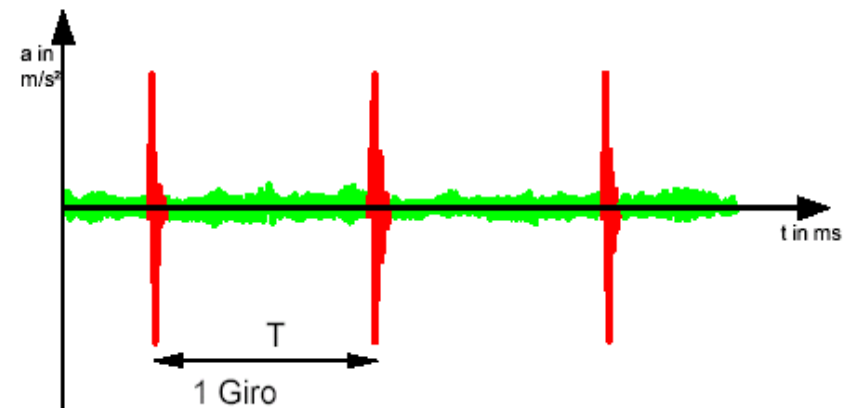
Spettro



Molte armoniche della f_n fino ad ordini di 10...20 volte

- Freq. fondamentale. $f_n = \frac{\text{Rpm}}{60}$

Forma d'onda



1 impulso d'urto per giro
nel dominio del segnale di accelerazione

- Lunghezza periodo $T = \frac{1}{f_n}$

La coppia del motore alimentato da grandezze non sinusoidali non è costante in quanto al valore medio utile della coppia si associano coppie oscillanti.

Le coppie oscillanti sono in prima approssimazione indipendenti dal carico nel caso di alimentazione da inverter a corrente impressa o a tensione impressa e a saturazione costante.

La loro frequenza è sestupla della fondamentale. (INVERTER A 6 STEP)

Le coppie oscillanti originano oscillazioni di velocità la cui entità dipende, nei sistemi con accoppiamento rigido, dal momento di inerzia totale del sistema e dalla frequenza di alimentazione.

Tanto minore è questa frequenza, tanto maggiori sono le oscillazioni di velocità.

Una regolarità accettabile di rotazione si verifica, con inverter a tensione e a corrente impressa, a partire da $3 \div 5$ Hz.

Qualche miglioramento nella regolarità di rotazione si ottiene:

- ▶ **Negli azionamenti con basse coppie di spunto (pompe, ventilatori,...), aumentando la frequenza di avviamento a saturazione ridotta.**
- ▶ **Ricorrendo alla modulazione di impulso (PWM) per le basse velocità**
- ▶ **Scegliendo motori ad elevato numero di poli alimentati con frequenza aumentata (es. 87 Hz).**
- ▶ **Per le potenze maggiori: impiegando inverter a 12 impulsi.**
- ▶ **Ottimizzando l'accoppiamento meccanico (rapporto di trasmissione, masse volaniche aggiuntive, ecc.)**

Gli inverter a modulazione di impulso garantiscono una buona regolarità di rotazione fino a velocità “0”, se progettati con modulazione di ampiezza sinusoidale ed elevata frequenza portante.

Motori Asincroni azionati da Inverters

Coppie e Forze Oscillanti



PRÜFTECHNIK

Oltre alle coppie oscillanti si possono generare nel servizio con inverter delle forze oscillanti assiali, se le barre di rotore sono molto inclinate rispetto alle cave di statore.

Tali forze assiali devono essere prese in considerazione nella scelta dei cuscinetti del motore e dei giunti di accoppiamento.

DIN ISO 10816-3		Group 1		Group 2	
Machine type		Large machines $300 \text{ kW} < P < 50 \text{ MW}$		Medium sized machines $15 \text{ kW} < P < 300 \text{ kW}$	
		Motor $H > 315 \text{ mm}$		Motor $160 \text{ mm} < H < 315 \text{ mm}$	
Foundation		flexible	rigid	flexible	rigid
Velocity v_{eff} mm/s rms 10 – 1000 Hz $r > 600 \text{ rpm}$ 2 – 1000 Hz $120 < r < 600 \text{ rpm}$	11,0		D		
	7,1				
	4,5		C		
	3,5				
	2,8		B		
	2,3				
	1,4		A		
					©PRÜFTECHNIK AG
A Newly commissioned machines		B Unrestricted long term operation		C Restricted long term operation	
				D Vibration causing damage	

TABELLA PER LA DIAGNOSI VIBRAZIONALE DEI MOTORI ELETTRICI

DEFINIZIONI :		
P	N° di poli statorici	
B	N° di barre di rotore	
f line	Frequenza di linea, Hz	
f syncr.	Frequenza sincrona, Hz	$2 * f \text{ line} / P$
f shaft	Velocità di rotazione, Hz	$1X / 60$
1X	Velocità di rotazione, RPM	
f slip	Frequenza di scorrimento, Hz	$f \text{ syncr.} - f \text{ shaft}$
S	Rapporto di scorrimento	$f \text{ slip} / f \text{ syncr.}$
f p	Frequenza passaggio poli, Hz	$P * f \text{ slip} = 2 * S * f \text{ line}$
f bar current	Frequenza della corrente nelle barre, Hz	$S * f \text{ line}$
f bar pass	Frequenza passaggio barre di rotore, Hz	$B * f \text{ shaft}$

TABELLA PER LA DIAGNOSI VIBRAZIONALE DEI MOTORI ELETTRICI

DIFETTO	ANALISI
Sbilanciamento meccanico	1X con ampiezza e fase stabili. Non si ha variazione significativa quando viene tolta l'alimentazione
Sbilanciamento elettrico	Appare simile allo sbilanciamento meccanico, 1X con ampiezza e fase stabili ma variabili un po' col carico . Variazioni rapide e significative togliendo l'alimentazione elettrica . Vale anche per motori Sincroni ed a Corrente Continua :in questi ultimi compaiono anche armoniche di 1X variabili col carico
Disallineamento esterno	Ha influenza su 1X e 2X , talvolta 3X come ampiezza e come fase. La fase spesso manifesta 2, talvolta 3 riferimenti.
Statore eccentrico	Si genera un irregolare traferro stazionario da cui deriva la frequenza : 2 * f line . Nei Sincroni si rileva meno perché, soprattutto nelle grandi macchine lo statore è tenuto radialmente da barre a molla curvate come balestre. Si sente un " brontolio " se le barre a molla sono allentate.
Lamierini di statore in corto circuito per isolamento danneggiato	Le correnti parassite determinano incrementi di temperatura notevoli intorno al punto danneggiato con conseguenze : 1) Incurvatura e deformazione termica dello statore che diventa eccentrico : 2 * f line 2) Il punto caldo danneggia l'isolamento dell'avvolgimento generando guasti di c/c fra spire e scariche verso massa . Per i Sincroni vale quanto detto al punto precedente .
Avvolgimenti di statore lenti	Si incrementa l'intensità della frequenza : 2 * f line in quanto le bobine statoriche vibrano in cava ad ogni energizzazione dei poli . Si ha un effetto distruttivo per gli isolamenti di avvolgimento con c/c fra spire e scariche verso massa .

TABELLA PER LA DIAGNOSI VIBRAZIONALE DEI MOTORI ELETTRICI

Rotore eccentrico	2 * f line con BANDE LATERALI da Modulazione di Ampiezza a distanza = fp e, nei casi più seri = 2*fp Si trova anche la 1X con BANDE LATERALI a distanza fp in quanto si determina un traferro irregolare rotante a 1X
Barre di rotore rotte +anelli rotti	Compaiono le frequenze 1X, 2X, 3X, 4X ecc. ciascuna con BANDE LATERALI A DISTANZA = f p Danni più gravi manifestano f bar pass con BANDE LATERALI a f line e anche = 2 * f line
Barre di rotore lente	Compare f bar pass con BANDE LATERALI a DISTANZA = f p Danni più gravi manifestano f bar pass con BANDE LATERALI a distanza = f line e anche = 2 * f line
Rotore allascato sul proprio albero	Compare 1X + 2X + 3X + 4X ecc.
Lamierini di rotore in corto circuito per isolamento danneggiato o per lavorazione impropria.	2 * f line con BANDE LATERALI da Modulazione di Ampiezza a distanza = f p Si trova anche la 1X con BANDE LATERALI a distanza fp in quanto si determina un traferro irregolare rotante a 1X
Morsetti con connettori allentati	2 * f line con BANDE LATERALI da Modulazione di Ampiezza a distanza = 1/3* f line
Magnetostirazione del ferro di statore e di rotore	2 * f line senza bande laterali .

RIDUTTORI / MOLTIPLICATORI AD INGRANAGGI

Definizione

I difetti di vario tipo che gli ingranaggi possono manifestare vanno dal problema geometrico (errore di costruzione, usura dei denti) a quello dovuto a montaggi non corretti o addirittura ad errata progettazione.

Manifestazioni in campo

I difetti si fanno notare con l'emissione di rumore e vibrazioni, aumento di temperatura e, al limite, irregolarità nella trasmissione del moto.

I cinque principali parametri di un Riduttore ad Ingranaggi

- Numero denti del pignone (N_p)
- Velocità pignone, rpm (R_p)
- Numero denti ruota lenta (N_g)
- Velocità ruota lenta, rpm (R_g)
- Rapporto di trasmissione, N_p/N_g o R_g/R_p
- Rapporto di trasmissione sempre : ω_2/ω_1
(Nel mondo anglosassone spesso usano ω_1 / ω_2)

Le cinque principali Frequenze

- Frequenza rotazione ruota lenta, Hz. (f_{rg})
- Frequenza rotazione pignone, Hz. (f_{rp})
- Frequenza ingranamento o mesh, Hz. (f_m)
- Frequenza passaggio fase assemblaggio, Hz. (f_a)

$$f_a = f_m / \text{MCD} (N_p, N_g)$$

- Frequenza ripetizione denti, Hz. (f_{tr})

$$f_{tr} = f_m / \text{mcm} (N_p, N_g)$$

Definizione:

La velocità di rotazione della ruota espressa come numero cicli nel tempo o Hertz.

$$f_{rg} = \frac{R_g}{60} \quad (\text{Hz})$$

Definizione:

La velocità di rotazione del pignone espressa come numero cicli nel tempo o Hertz.

$$f_{rp} = \frac{R_p}{60} (\text{Hz})$$

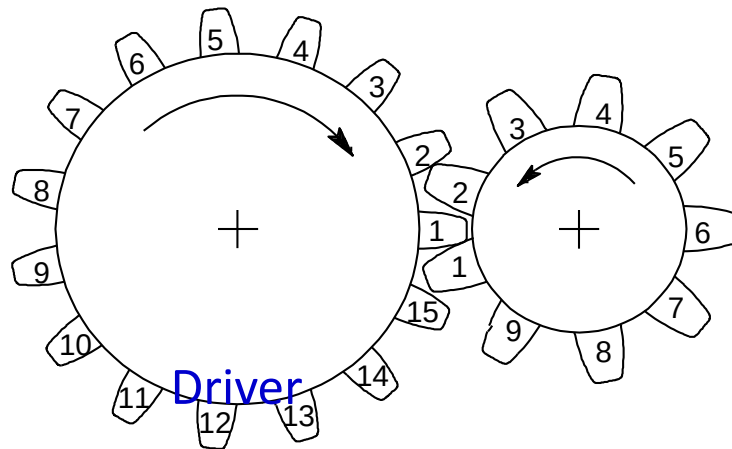
Definizione:

La frequenza con la quale i denti del pignone vengono in contatto con i denti della ruota lenta:
Espressa in Hertz.

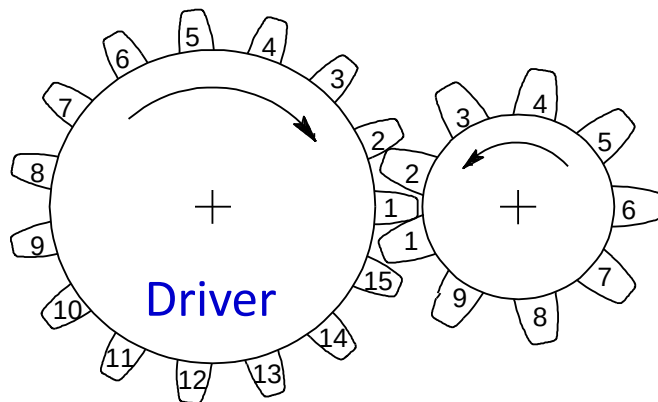
$$f_m = f_{rp} \times N_p = f_{rg} \times N_g \quad (\text{Hz})$$

Definizione: Matematicamente, Il numero delle fasi di contatto (N_a) in una data combinazione di denti è uguale al *Massimo comune divisore* tra numero di denti nella ruota e nel pignone.

Esempio: Un pignone con 9 denti e una ruota con 15 denti avranno una fase di contatto di 3 .



Fase #1



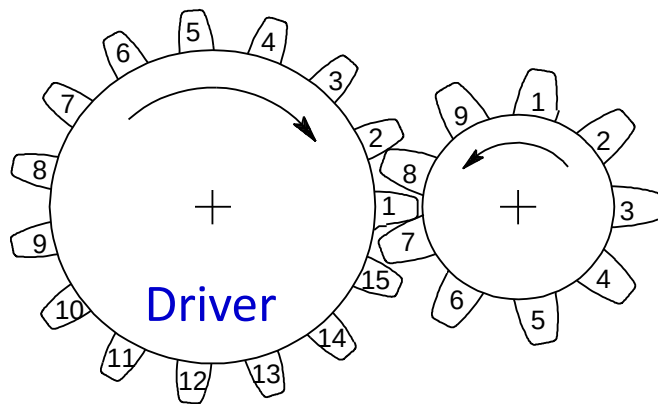
Fase #2



Fase #3

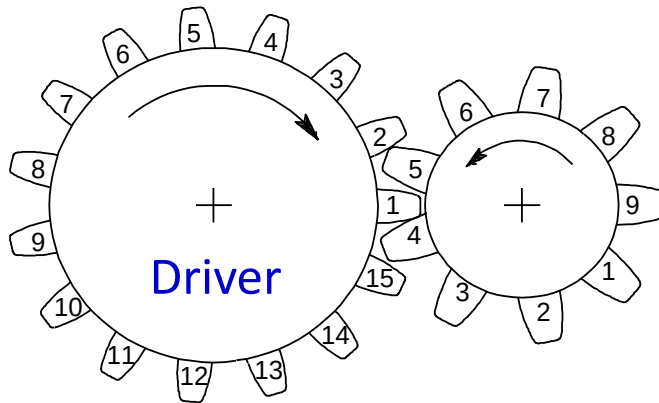


Contatto iniziale



Dopo una rotazione della ruota trascinante (Driver)

Fase #1



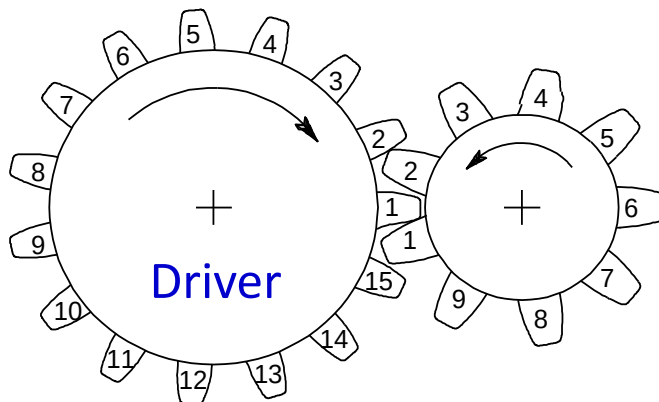
Fase #2



Fase #3



Dopo due rotazione della ruota trascinante (Driver)



Dopo tre rotazioni della ruota trascinante (Driver)

Dente ruota lenta	andrà in contatto con	dente Pignone n°
1-10-4-13-7		1-7-4
2-11-5-14-8		2-8-5
3-12-6-15-9		3-9-6

$$f_a = \frac{f_m}{N_a} \text{ (Hz)}$$

La f_a compare quando si smontano le 2 ruote e le si rimonta **non** rispettando il precedente accoppiamento (**bisogna segnare i denti corrispondenti prima di smontare**)

Definizione: La frequenza con la quale si ripete lo stessa combinazione di denti

Esempio: Un pignone con 9 denti e una ruota con 15 avranno l'ingranamento della stessa coppia di denti ogni tre giri dell'albero su cui è calettata la ruota.

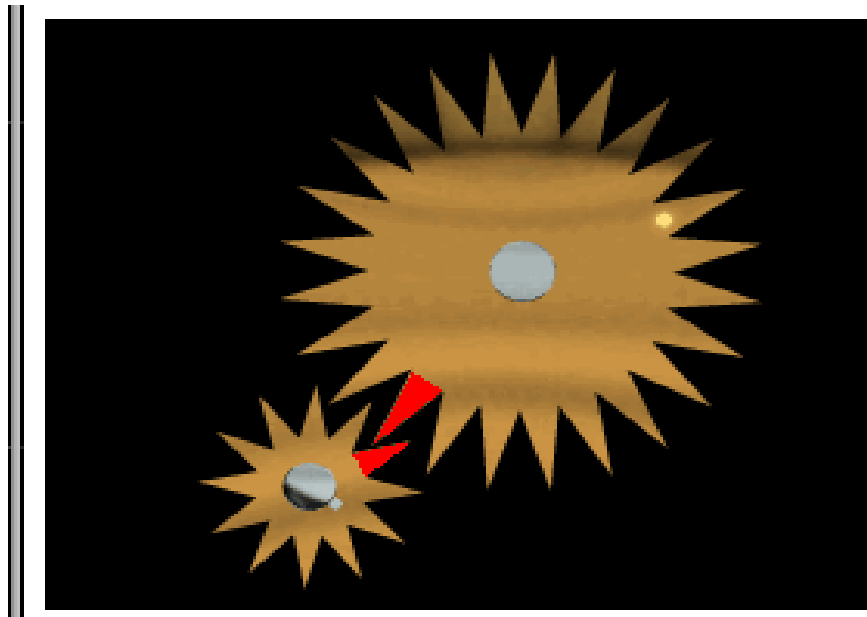
$$F_{tr} = \frac{F_m \times N_a}{N_g \times N_p} \quad (\text{Hz})$$

$$F_{tr} = f_m / \text{mcm} (N_g, N_p) \quad (\text{Hz})$$

La cosiddetta «**hunting tooth frequency**» ossia la **frequenza di ripetizione** è la frequenza con cui un certo dente della prima ruota si incontra con un determinato dente della seconda.

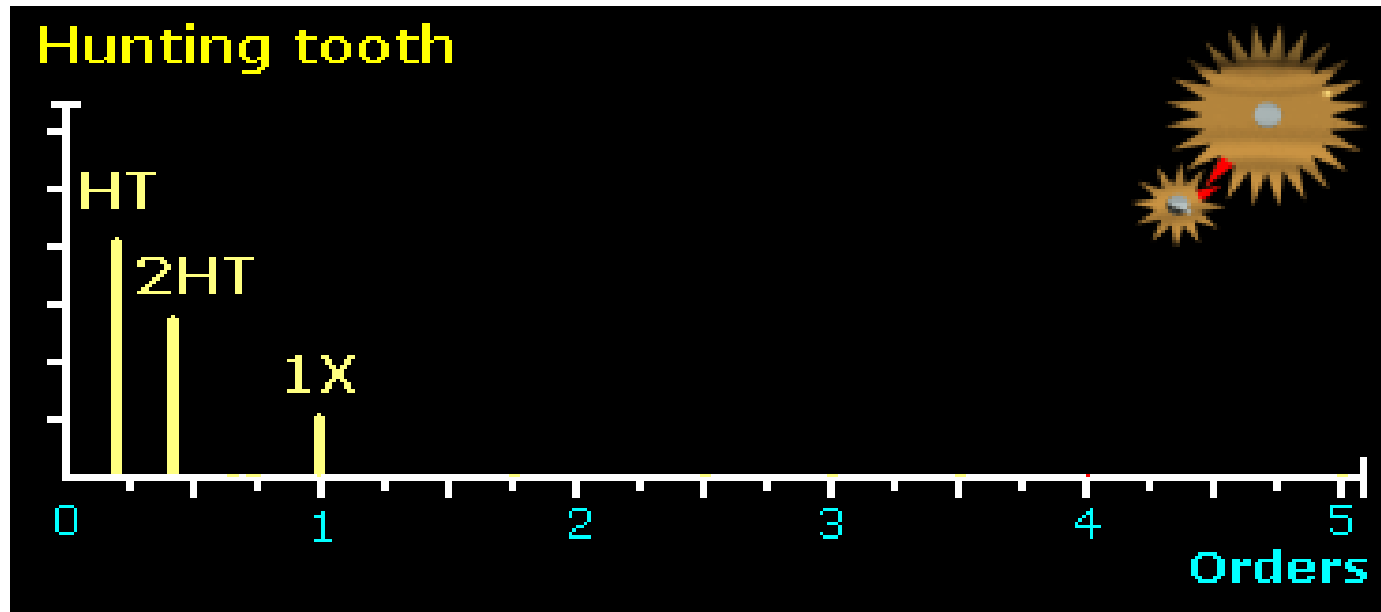
Se il rapporto tra i numeri dei denti è un intero come 1, 2, 3 tale frequenza equivale alla RPM della ruota più grande e gli stessi denti saranno in contatto una volta al giro della ruota grande.

Ciò comporta una usura irregolare perché un dente con un difetto entra in contatto ripetutamente con gli stessi denti dell'altra causando usure localizzate su tali denti. Tali rapporti interi sono da evitare ed è meglio adottare **numeri primi tra loro**.



Abbiamo visto che tale frequenza è uguale alla frequenza di Mesh divisa per il «minimo comune multiplo» dei due numeri di denti.

È una frequenza molto bassa e acusticamente assomiglia ad un brontolio.



Frequenze Fantasma (Ghost Frequencies)

Forma difettosa introdotta nel dente durante la fabbricazione.

► Vibrazione dell'utensile della dentatrice.

Tale frequenza appare nello spettro.

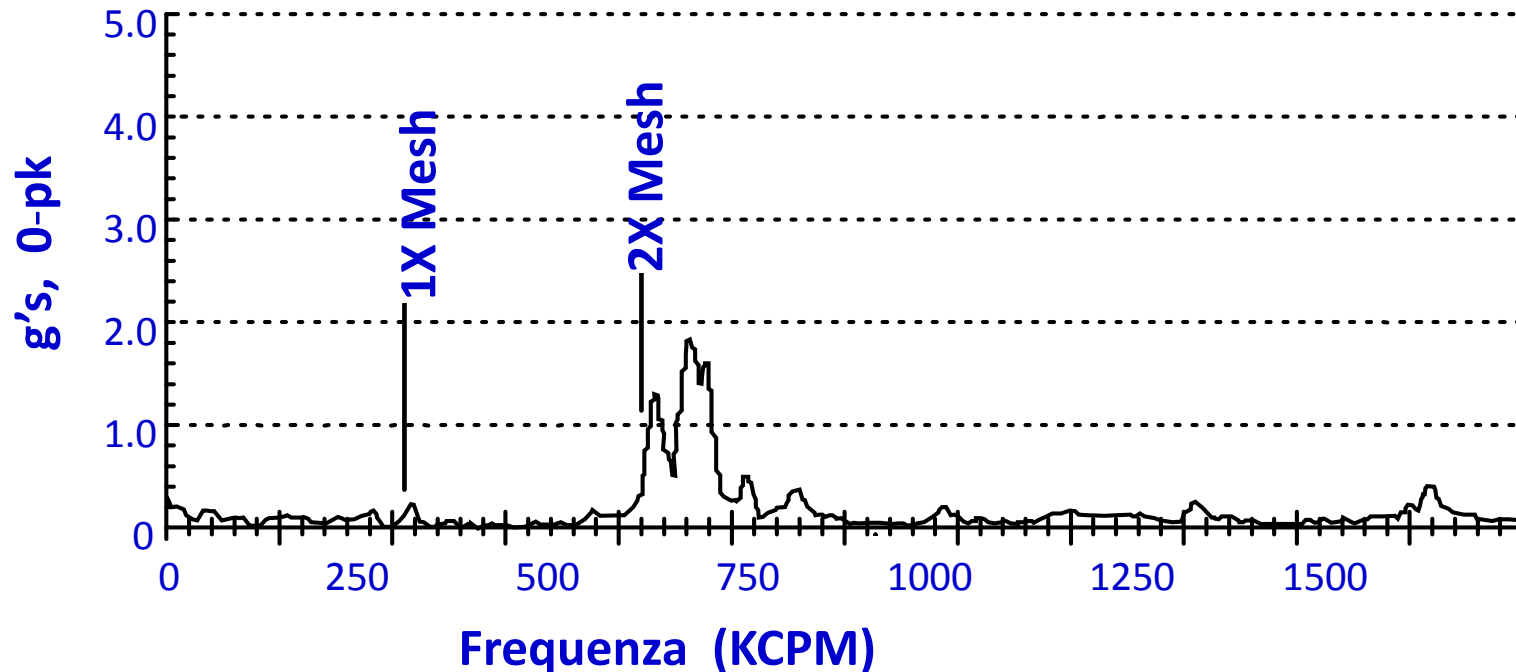
Si potrebbe osservare un picco elevato che non può essere spiegato.

Può sparire col tempo in quanto viene cancellato dall'usura.

Frequenze difficili da identificare perché non sono armoniche di nessuna frequenza delle nostre ruote dentate.



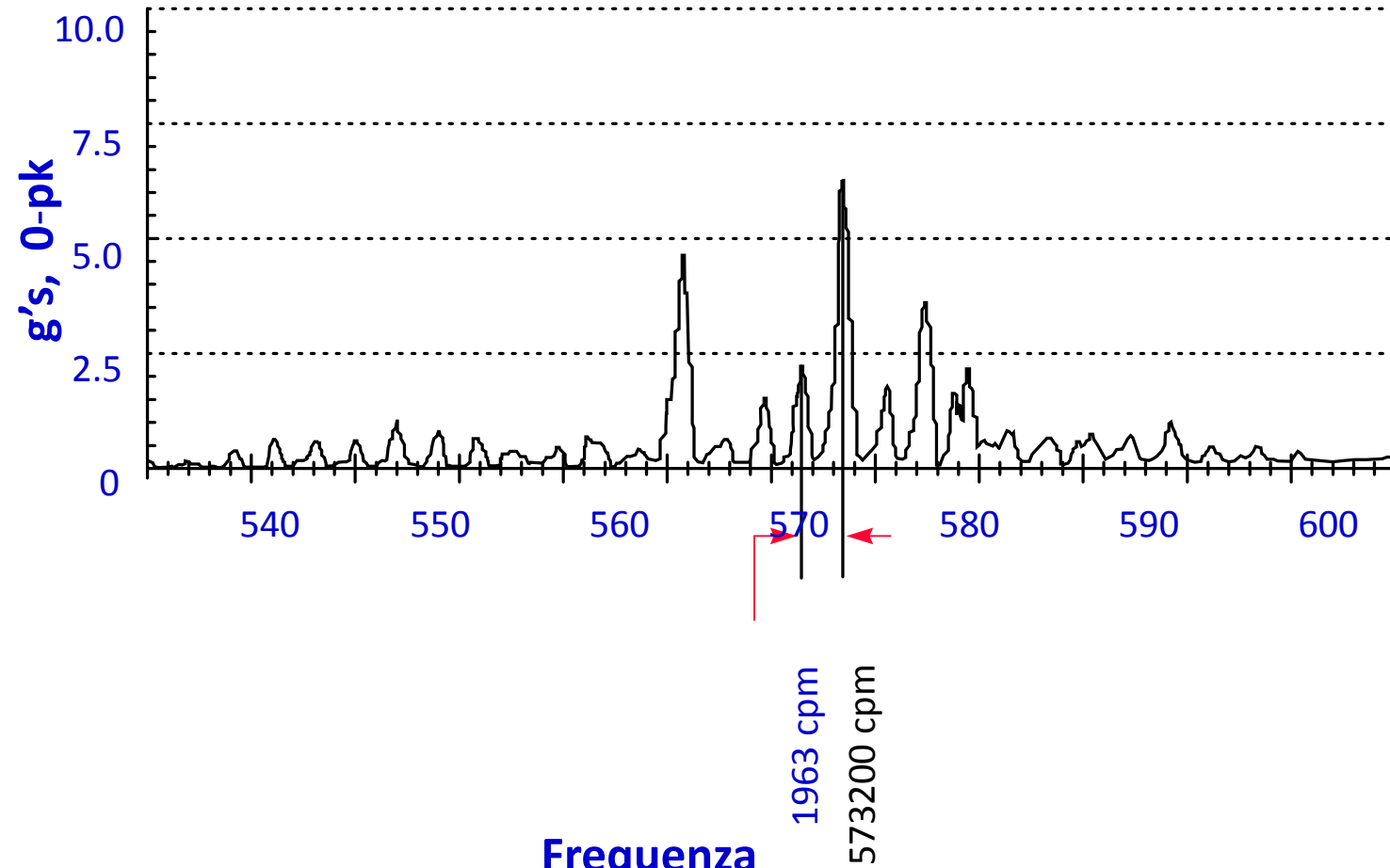
Frequenze Fantasma (Ghost Frequencies)



Note: Orizzontale, Accelerometro alta velocità
Prova sovravelocità senza carico

Frequenze Fantasma (Ghost Frequencies)

1X = 1963 rpm



“Zoom” Spectrum

**573.200 CPM
costituiscono la
Frequenza
“Fantasma” .**

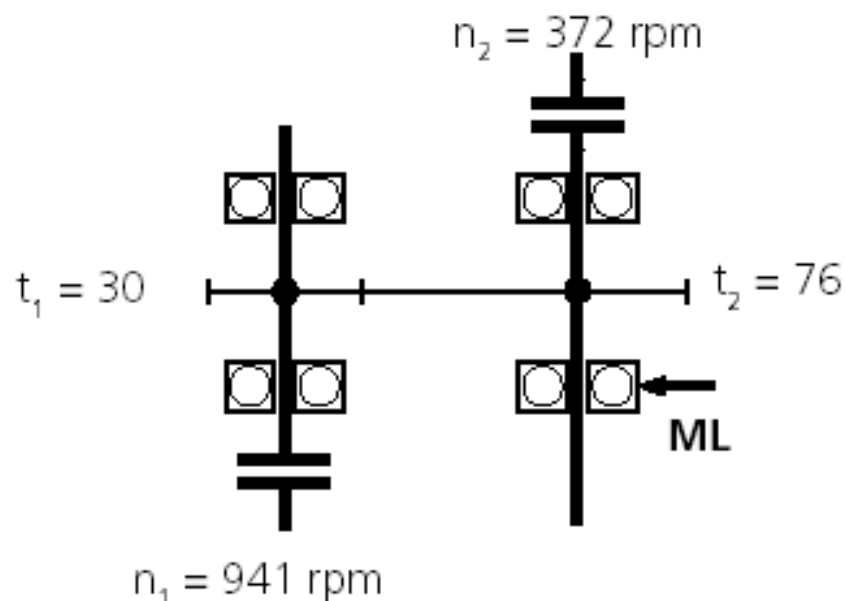
La “distanza, in termini di frequenza, di 1.963 cpm, individua la ruota che, attualmente, gira a quella velocità e che ha subito il difetto della ruota di movimento della tavola rotante durante il processo di generazione della dentatura sulla macchina dentatrice **$573.200/1963 = 292$ denti della ruota difettosa nella dentatrice.**

Rimedi e soluzioni

Talvolta può bastare correggere eventuali montaggi erranei, sostituire i cuscinetti e/o il lubrificante.

Nei casi più gravi di usure irreversibili è necessario provvedere alla sostituzione delle coppie di ingranaggi.

Caso pratico n°1



Aggregate

Single-stage
face gear transmission

$P = 72 \text{ kW}$

$f_1 = 15.69 \text{ Hz}$

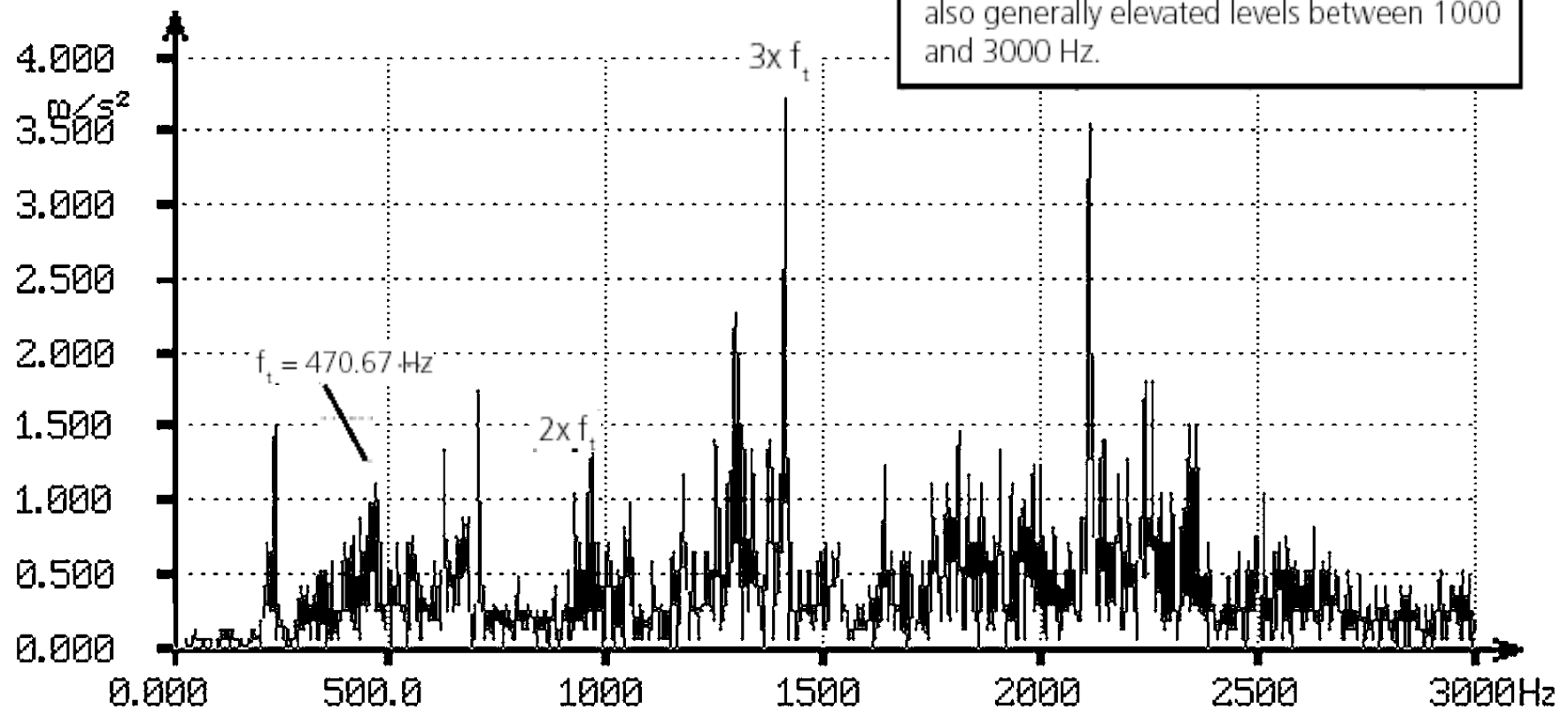
$f_2 = 6.19 \text{ Hz}$

$f_t = 470.67 \text{ Hz}$
(tooth mesh frequency)

Measurement location (ML)

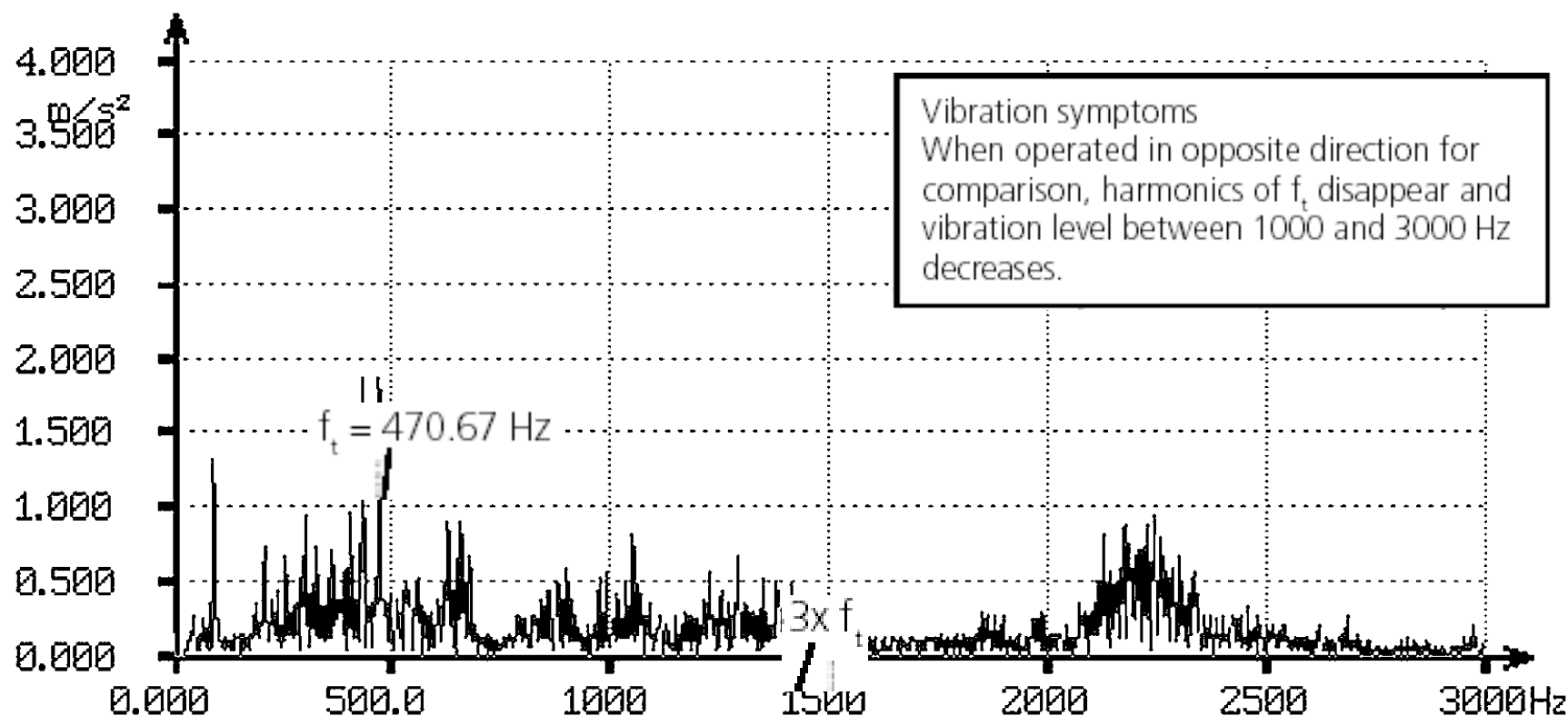
Drive shaft inboard bearing,
radial horizontal

Caso pratico n°1



Measurement made with Hanning window, without envelope

Caso pratico n°1



Measurement made with Hanning window, without envelope

Origine meccanica: Usura solo su un fianco dei denti durante la rotazione in direzione normale.

Correzione: Sostituzione della coppia di ingranaggi usurati.

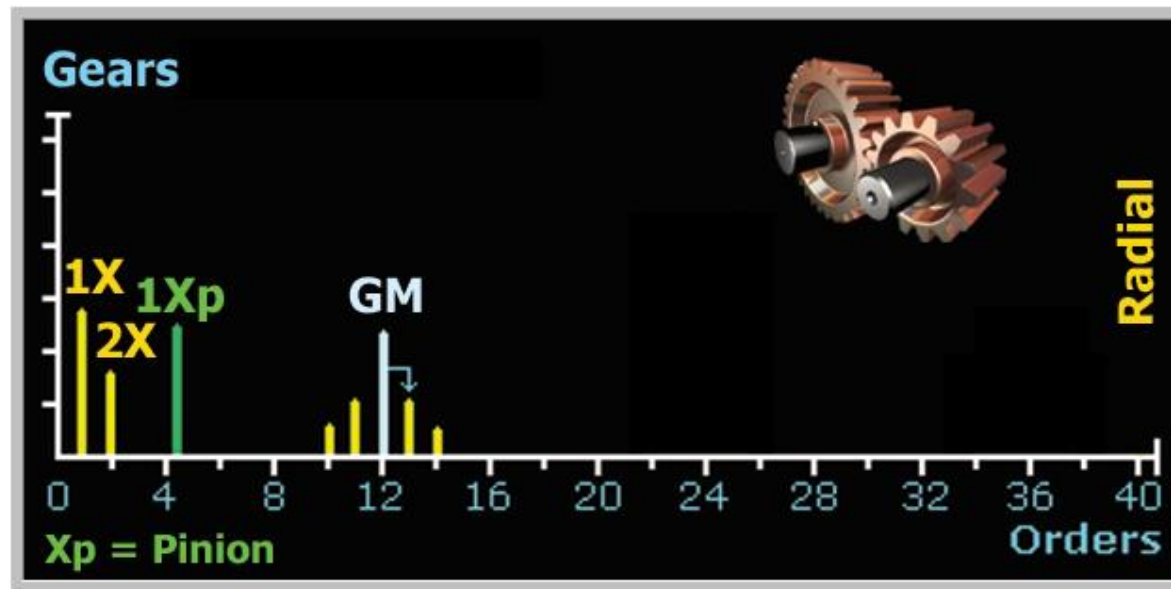
1X d'ingresso, velocità in uscita e velocità dell'albero intermedio

Sarà presente un picco alla frequenza d'ingranamento (GM)

► Possono essere presenti anche 2xGM e 3xGM

Ingranaggi a denti diritti: più elevata in direzione radiale

Ingranaggi a denti elicoidali: più elevata in direzione assiale

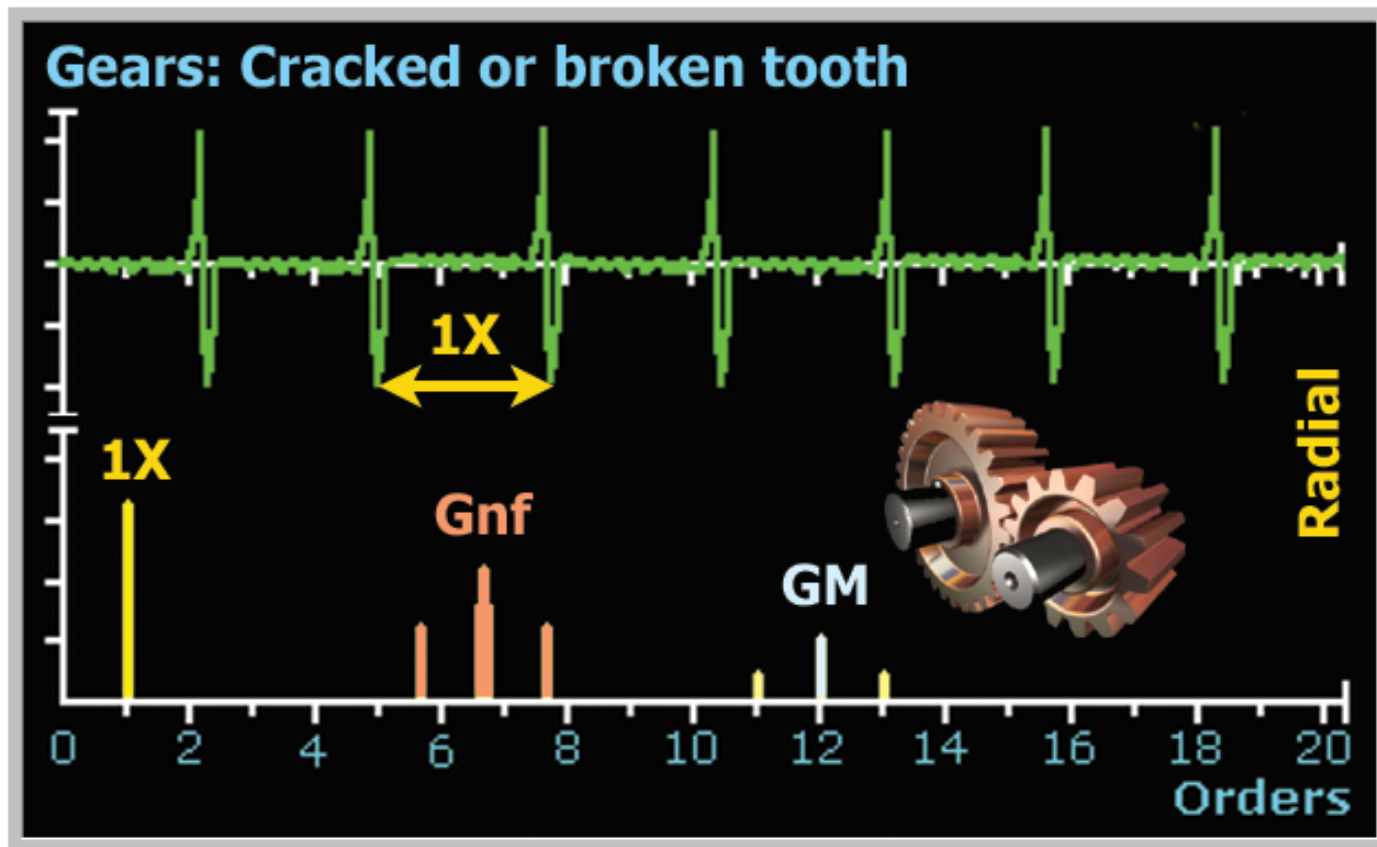


È il caso di ricordare (vedi Ns. Corso VIB 2) la grande utilità della funzione **TSA (time synchronous averaging)** che riduce fino all'eliminazione le frequenze non sincrone e permette di osservare una forma d'onda ed uno spettro in cui sono visibili e non nascosti da rumore o da altre fonti di vibrazione tutti gli eventuali difetti delle ruote dentate.

Poiché è quasi sempre impossibile installare tachimetriche sugli alberi intermedi delle casse ingranaggi, specifici software vengono impiegati per l'analisi di questi ultimi, come il **TRS (Tracking Ratio Syntesizer)** che può produrre una serie di impulsi sintonizzati alla frequenza dei detti alberi.

Analisi delle forme d'onda degli ingranaggi

La forma d'onda nel tempo è un POTENTISSIMO strumento d'analisi quando si cerca di diagnosticare i guasti degli ingranaggi.



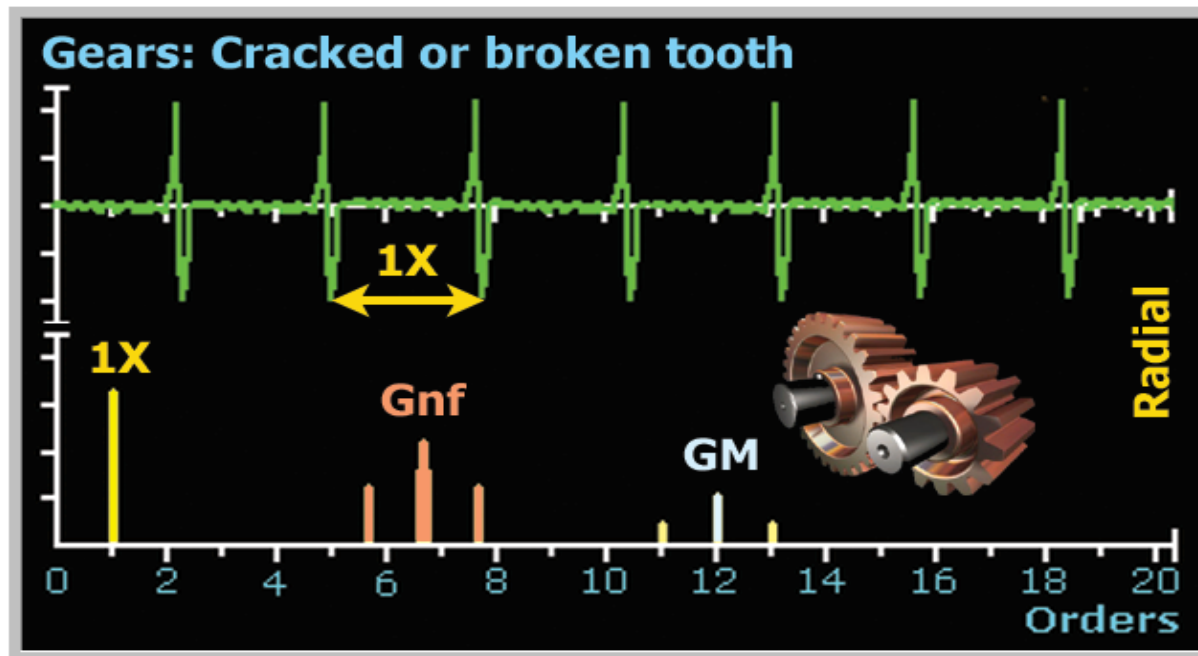
Dente criccato o rotto

Un dente criccato o rotto genererà un **picco di ampiezza elevata** alla velocità di rotazione di quell'ingranaggio.

- ▶ Talvolta il picco può essere di **ampiezza inferiore** agli altri (dente mancante o fortemente indebolito dalla cricatura).

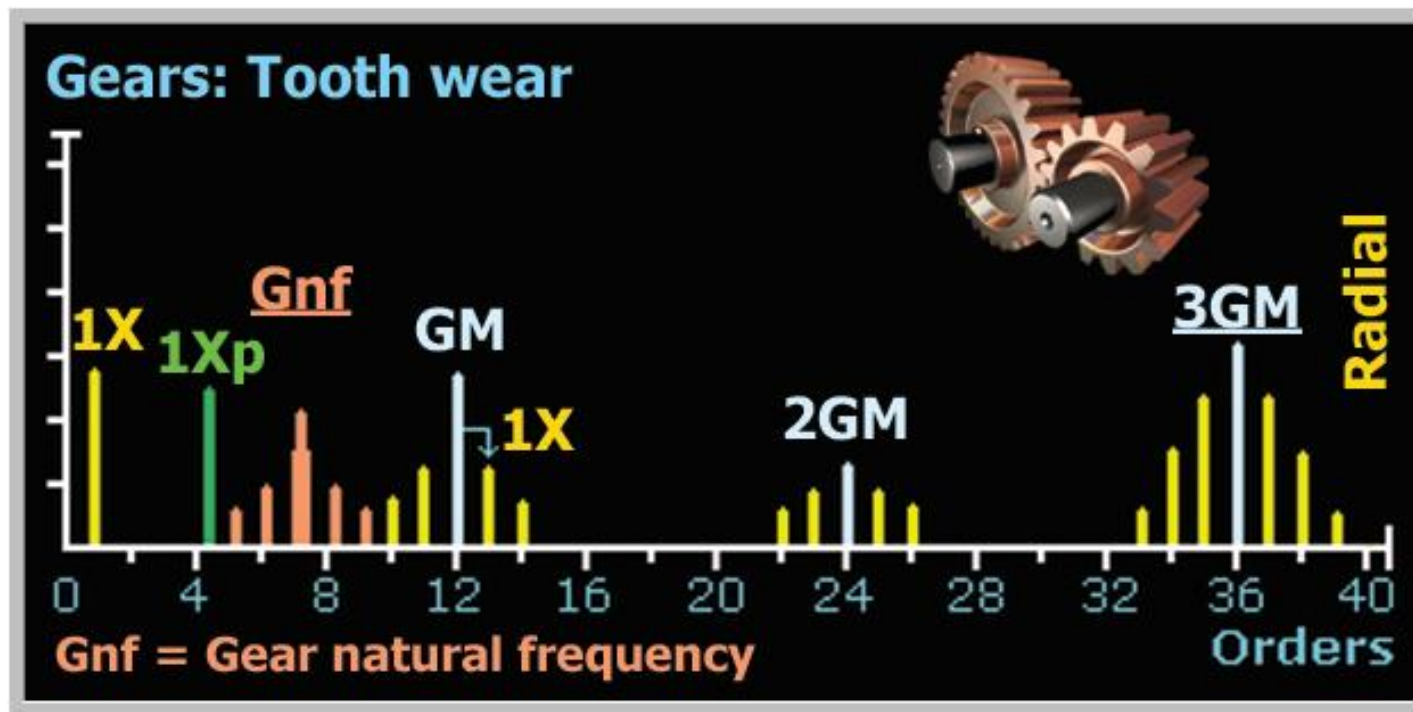
Può essere eccitata la frequenza naturale dell'ingranaggio.

- ▶ Saranno presenti delle bande laterali alla frequenza di rotazione di quell'ingranaggio.



Le bande laterali attorno alla frequenza d'ingranamento cresceranno.
L'usura accresciuta genera giochi e dunque impatti, i quali possono eccitare la frequenza naturale dell'ingranaggio

- ▶ Ci saranno bande laterali alla 1X del “cattivo” ingranaggio.
- ▶ 3xGM crescerà in ampiezza con l'aumentare dell'usura dei denti.



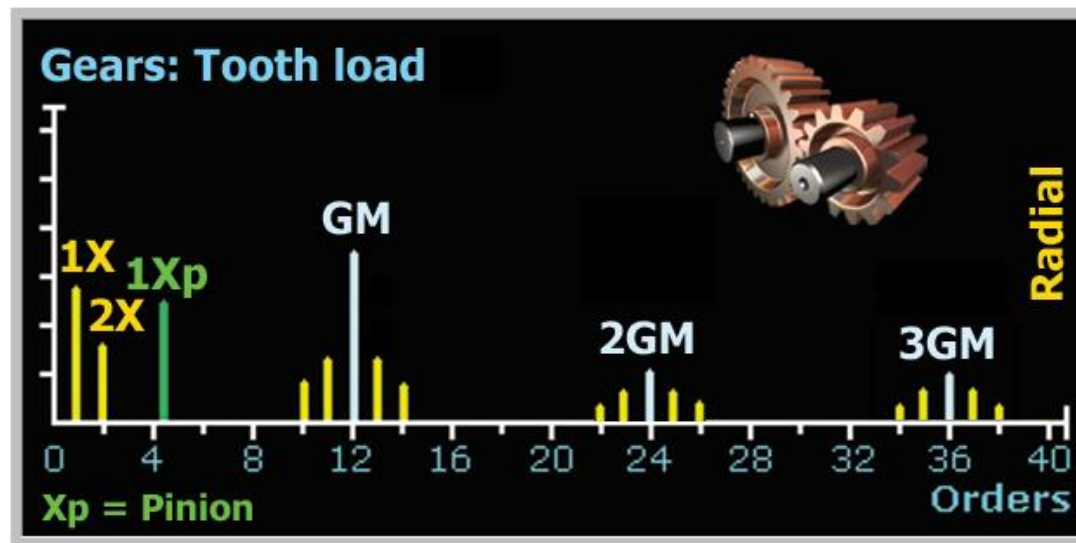
La frequenza 3XGM si incrementa in ampiezza probabilmente perchè, a causa dell'usura del profilo del dente, si accentuano sempre più le differenze di comportamento dell'ingranamento nelle tre fasi di:

- ▶ Inizio del contatto (arco di accesso): la coppia di denti che ha appena iniziato il contatto sta lavorando in parallelo con la coppia precedente che è in fase di rilascio del contatto
- ▶ Contatto pieno (arco centrale): la coppia di denti è l'unica, in questa parte centrale dell'arco di contatto, a trasmettere la coppia.
- ▶ Fine contatto (arco di recesso): la coppia di denti lavora di nuovo in parallelo con una nuova coppia di denti che si trova nell'arco di accesso

Il livello della frequenza d'ingranamento dei denti dipende dall'allineamento degli alberi che portano gli ingranaggi e dal carico sull'ingranaggio.

Un picco elevato alla frequenza d'ingranamento non necessariamente indica un problema.

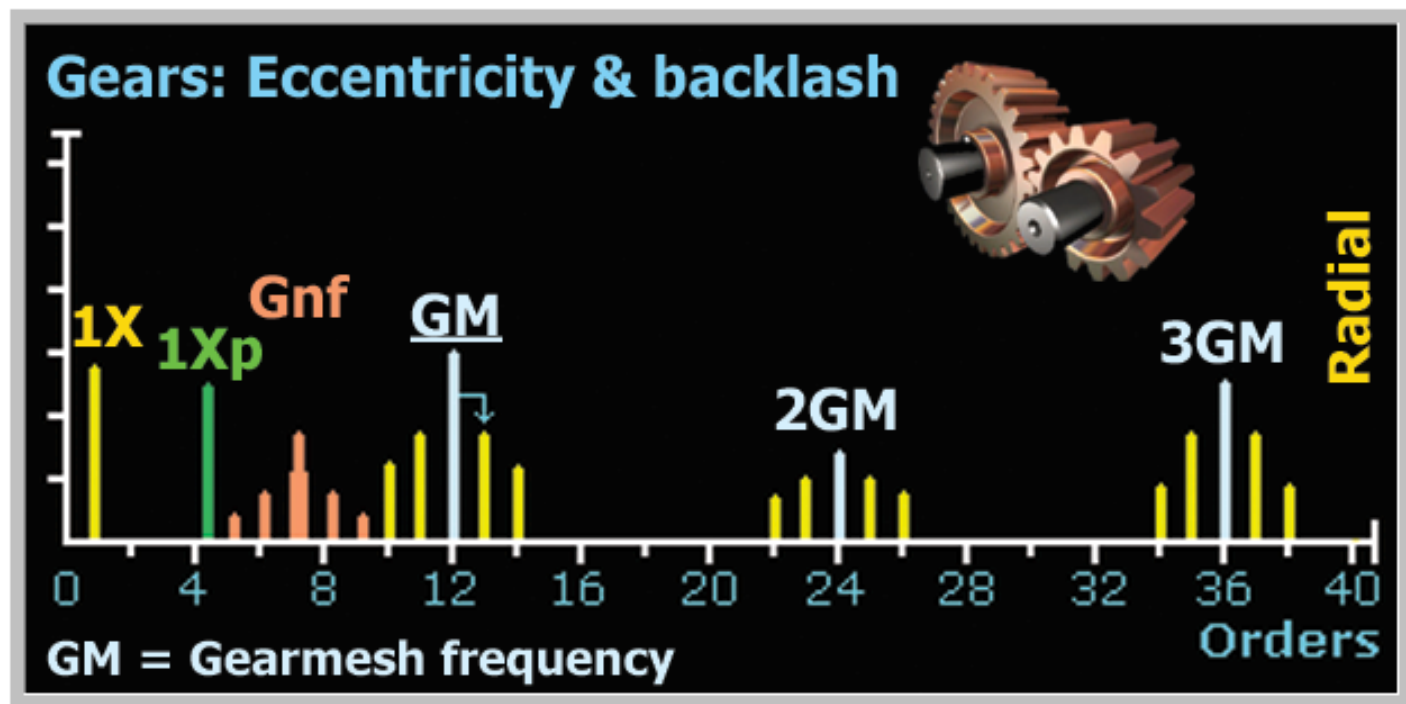
Un carico eccessivo può avere come conseguenza l'usura/danno in futuro



Anche il gioco negli ingranaggi genererà delle bande laterali alla velocità di rotazione dell'albero, attorno alla frequenza d'ingranamento.

Il gioco può anche eccitare la **frequenza naturale** dell'ingranaggio

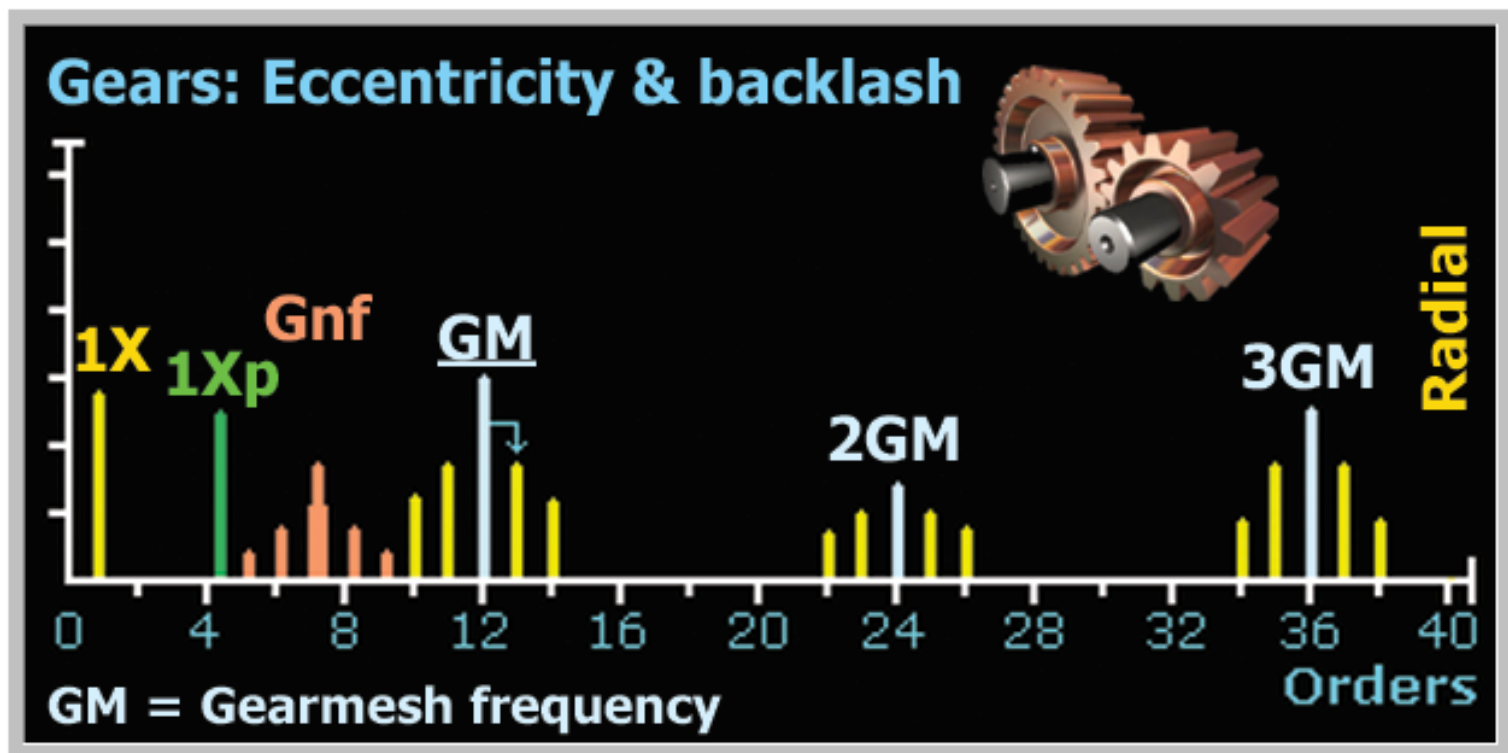
- Il picco alla frequenza d'ingranamento ed il picco alla frequenza naturale dell'ingranaggio spesso diminuiranno con l'aumentare del carico, quando esiste questo problema.



Gli ingranaggi eccentrici producono un'elevata modulazione: bande laterali di 1X di maggiore ampiezza ma singole, non a famiglie.

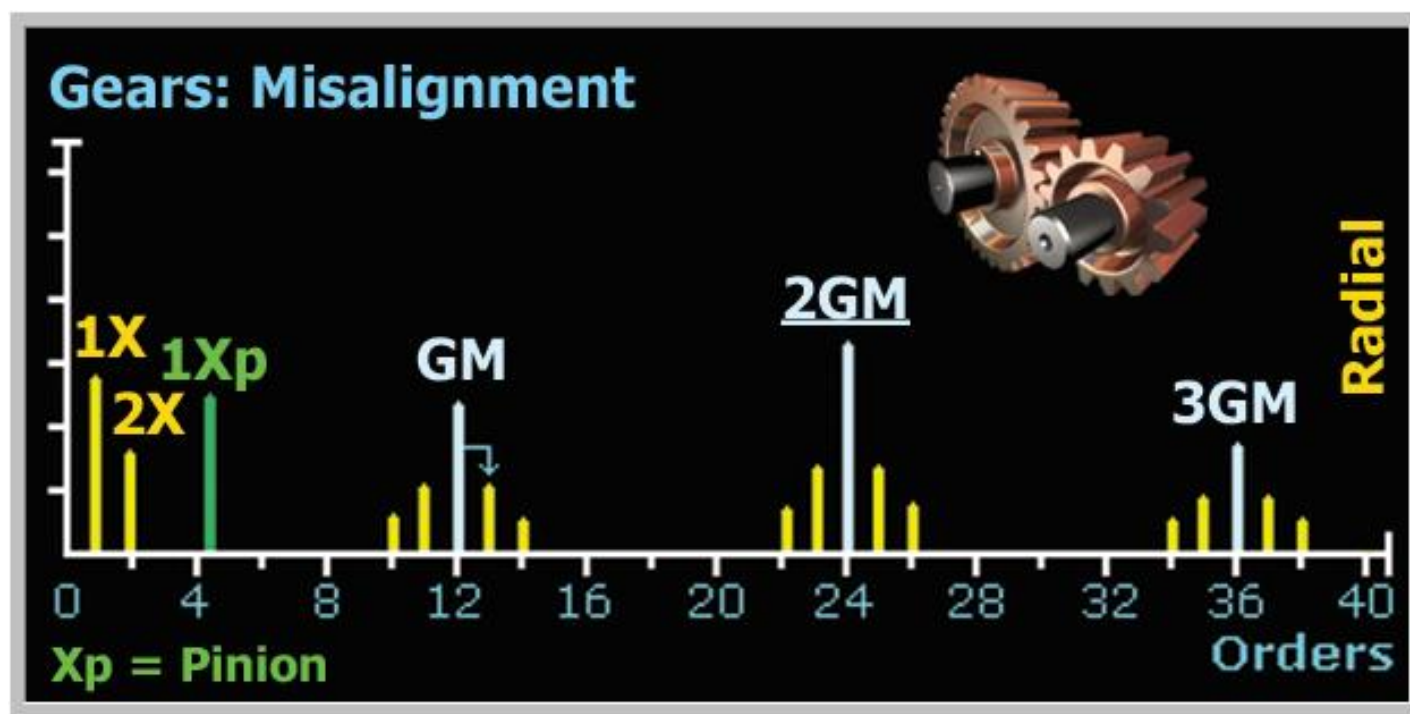
Saranno presenti cospicue 1xGM e 3xGM dovute alla vibrazione “non lineare”:

- I denti strisciano in entrata ed in uscita dal contatto/ingranamento



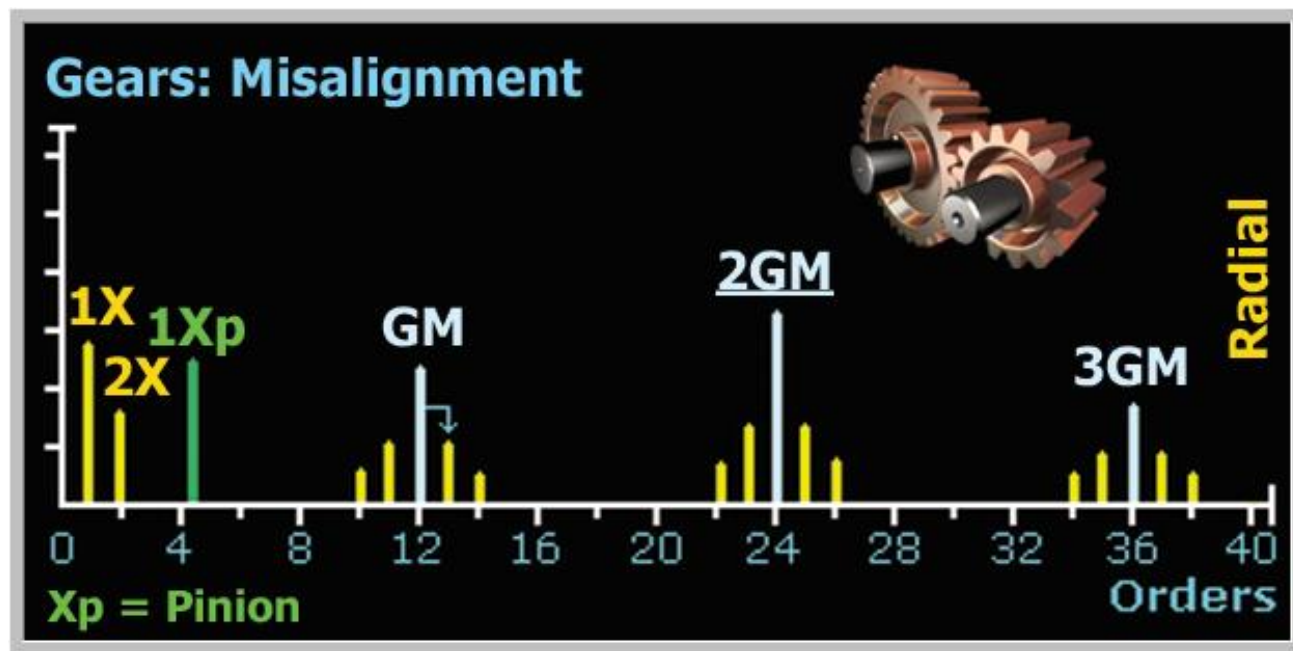
Anche gli ingranaggi disallineati genereranno un picco alla frequenza $1xGM$ con bande laterali, per quanto la $2xGM$ sarà dominante.

Dunque è importante fissare un campo di frequenza (F_{max}) abbastanza ampio da osservare queste frequenze.



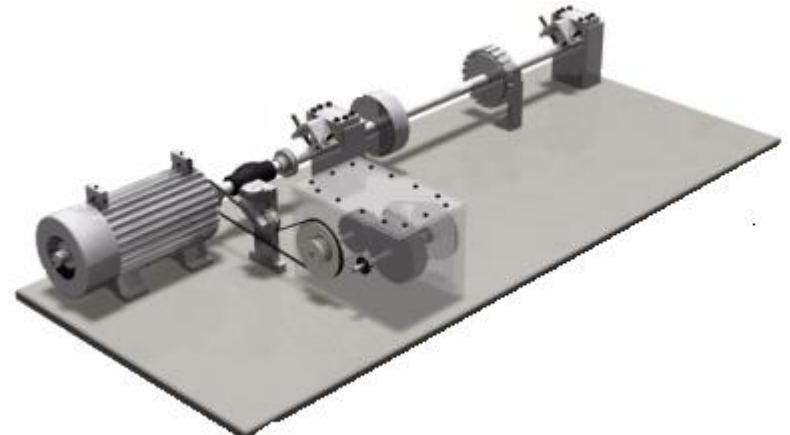
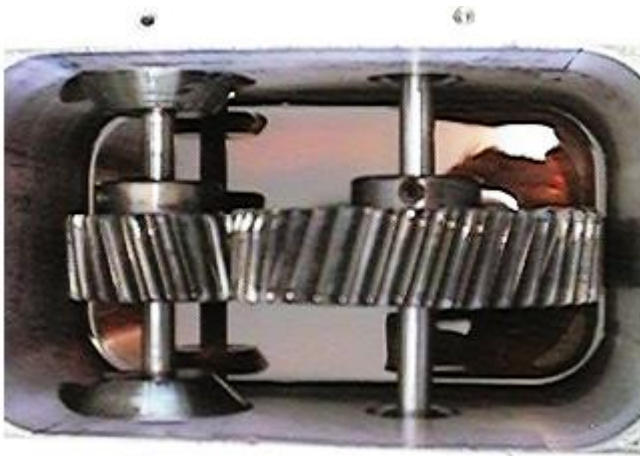
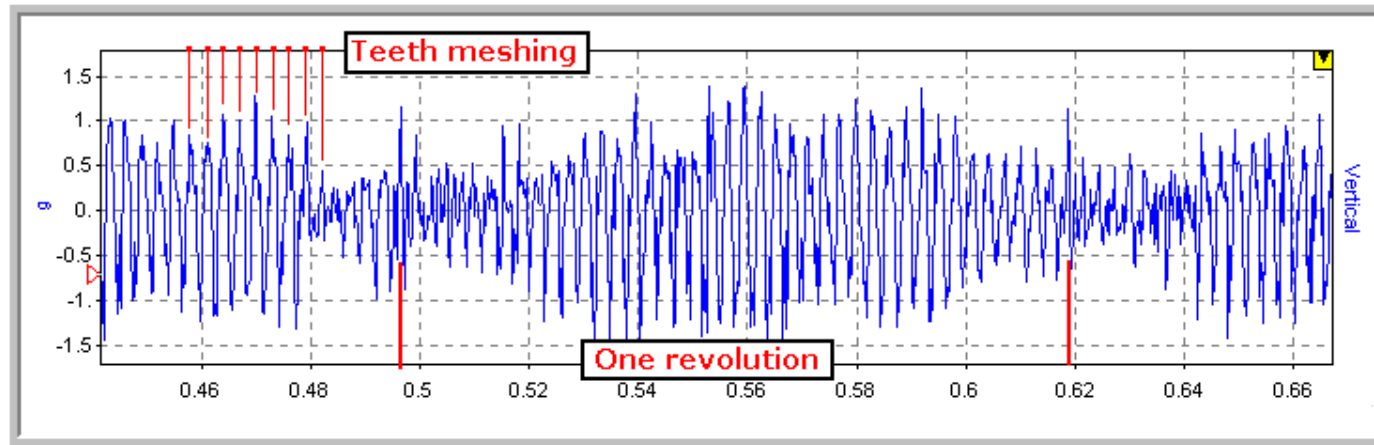
Bande laterali attorno a $1xGM$ e $2xGM$ **probabilmente a $2xRPM$** (anziché a $1xRPM$)

L'usura sull'ingranaggio è non uniforme o asimmetrica a causa del contatto angolare dei denti in presa.



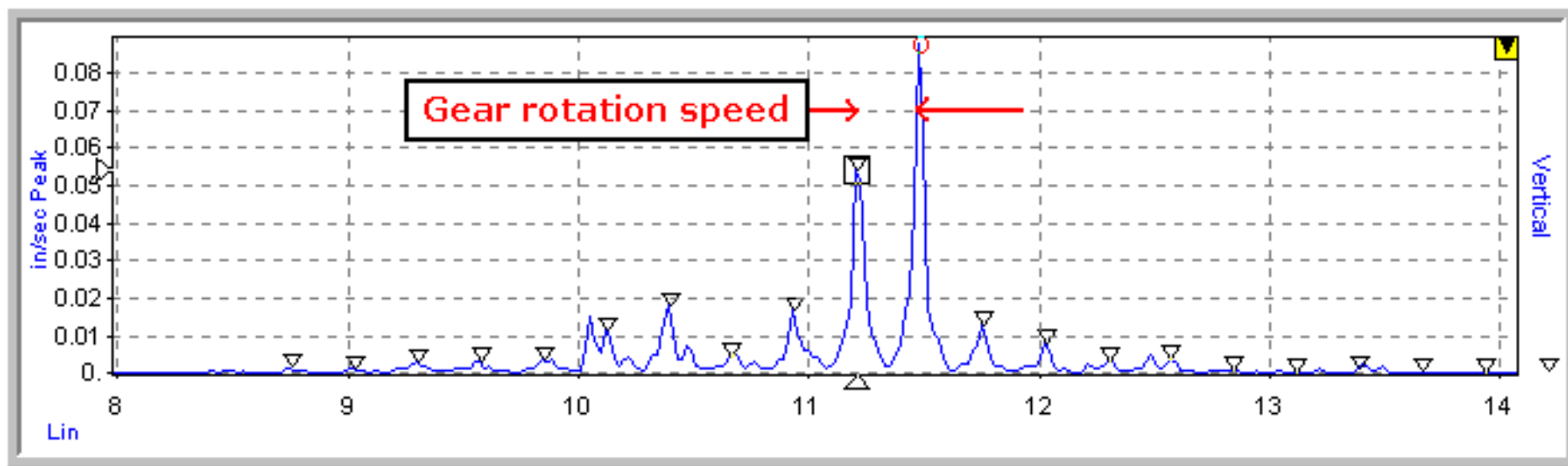
Esempio di ingranaggi disallineati

Diamo uno sguardo più da vicino ai dati del banco prova ai quali abbiamo fatto riferimento in precedenza.

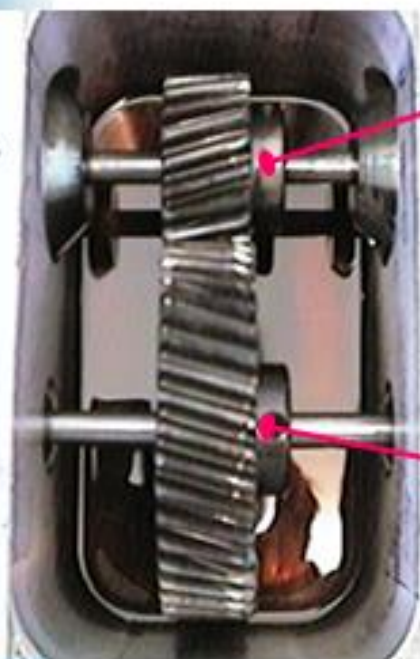
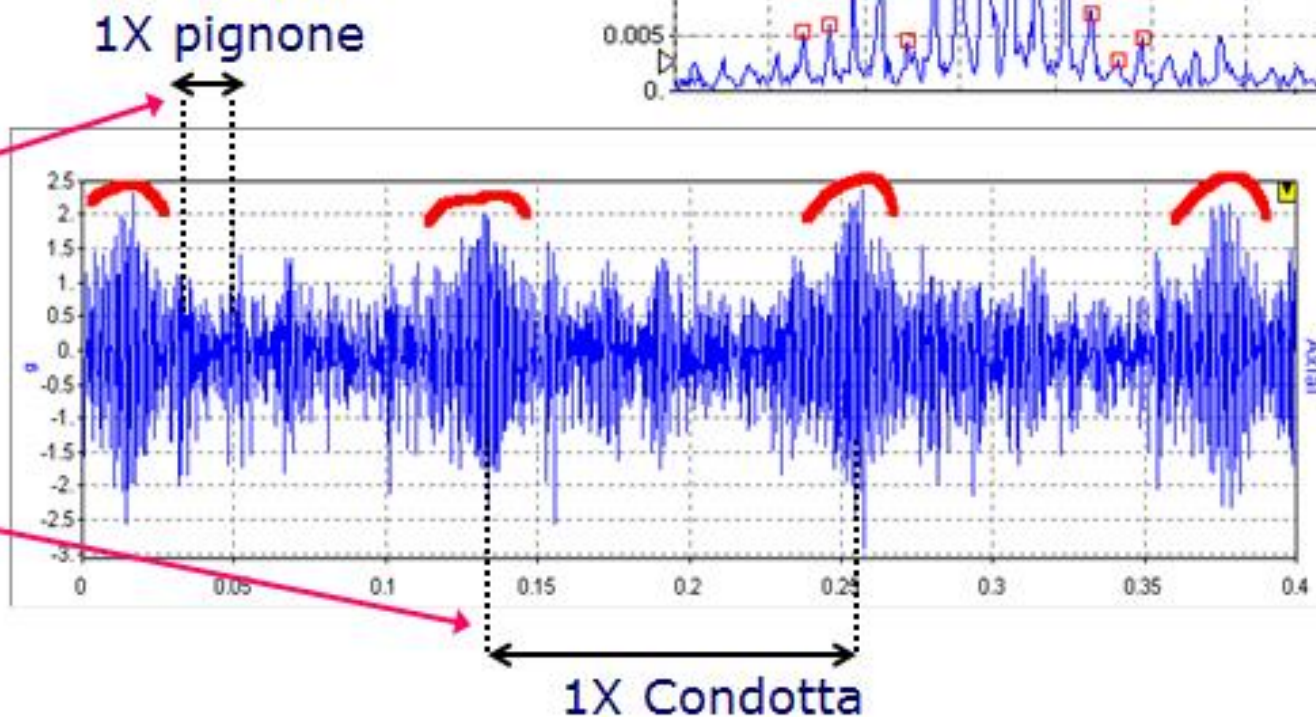
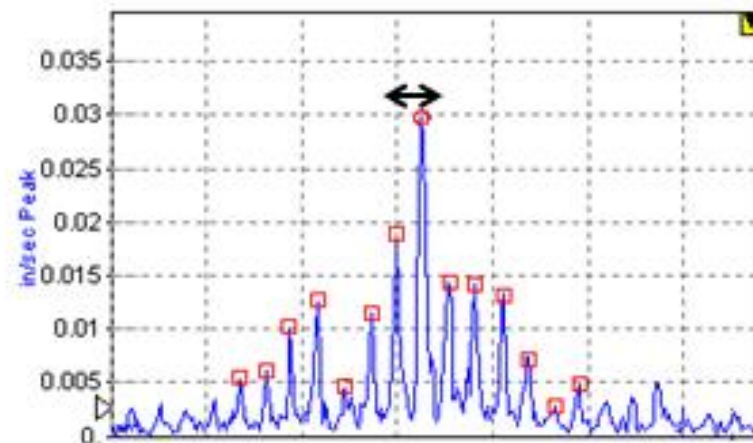


Regolando la scala del grafico (alla massima risoluzione) possiamo osservare le bande laterali a 1X.

Nota: normalmente la GM sarebbe ad una velocità sincrona, tuttavia il banco prova aziona la scatola ad ingranaggi tramite una cinghia.

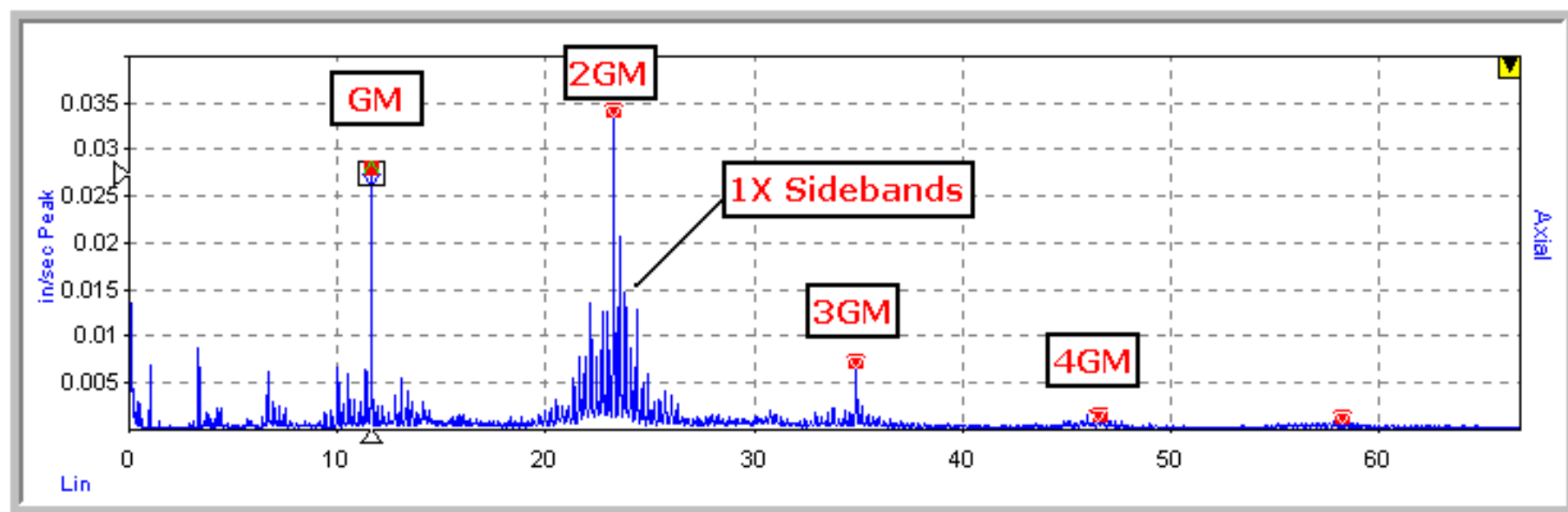


- Esempio: Ingranamento.
- 1X modulazione per entrambi gli alberi.



Possiamo osservare come la 2xGM sia elevata

- Le bande laterali a 1X sono presenti attorno a tutte le armoniche della GM



Il metodo più sicuro per riconoscere la presenza di un dente rotto o scheggiato o deformato è l'osservazione della forma d'onda nel dominio del tempo.

Come detto nella slide **134**, l'impulso che si verifica una volta al giro può essere di ampiezza maggiore degli altri (dente rotto) o minore (cricca di lavorazione o di fatica alla base del dente) se si produce una minore resistenza alla flessione del dente e quindi una minore trasmissione istantanea di coppia.

Se si osserva lo spettro, nel dominio della frequenza, bisogna considerare che un dente con i difetti di cui sopra causa, una volta al giro della ruota a cui appartiene, non solo un urto ed una brusca variazione della coppia trasmessa, con incremento del valore del picco corrispondente alla frequenza di ingranamento (mesh) e con insorgenza eventuale della frequenza propria di risonanza della ruota, ma anche una modulazione di ampiezza e di fase dovuta ad un ritardo nella trasmissione della coppia, per cui le bande laterali saranno spesso numerose e qualcuna di esse potrebbe anche eccitare le frequenze proprie di risonanza dell'altra ruota e del carter.

Anomalie negli ingranaggi difetto distribuito

Un difetto distribuito, come una eccentricità, imperfetta circolarità, flessione degli alberi.... produce invece sostanzialmente una modulazione di ampiezza e non di fase, per cui le bande laterali saranno in numero inferiore.

Le bande laterali possono essere presenti anche intorno alle frequenze armoniche, ossia multiple , della frequenza di ingranamento (mesh).

Anomalie negli ingranaggi

Difetto distribuito



PRÜFTECHNIK

Eccentricità ed effetti simili

Eccentricità
Imperfetta circolarità
Denti prominenti
Flessione degli alberi

Sono difetti che producono nel segnale vibratorio effetti simili.

Si tratta in particolare di modulazione di ampiezza alla frequenza di rotazione.

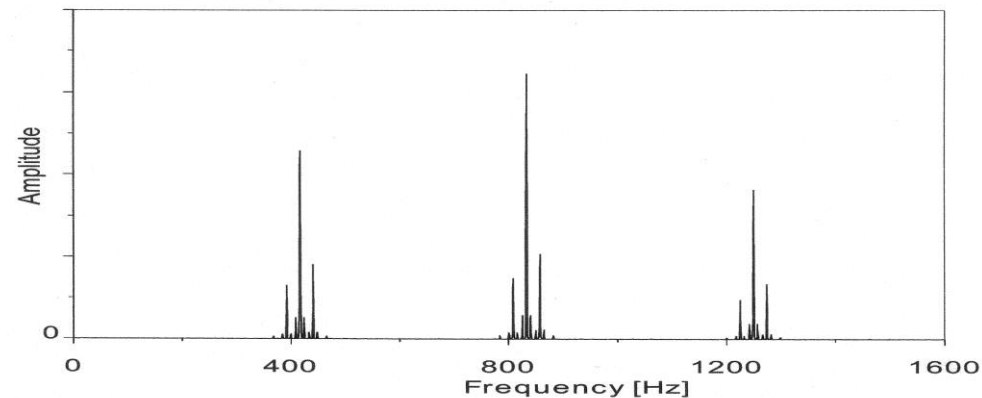


Fig. 8 - Effetti dell'eccentricità (e simili) sullo spettro

Anomalie negli ingranaggi

Difetto distribuito

Spalling

Avviene generalmente dopo molti cicli operativi ed è legato al fenomeno del pitting ovvero alla frattura di materiale dovuta a fatica superficiale.

Si tratta di distacco di scaglie di materiale dalla superficie del dente.

L'effetto dello spalling consiste in impatti alla frequenza di rotazione. Il segnale vibratorio è modulato e presenta componenti a bassa frequenza multiple della frequenza di rotazione.

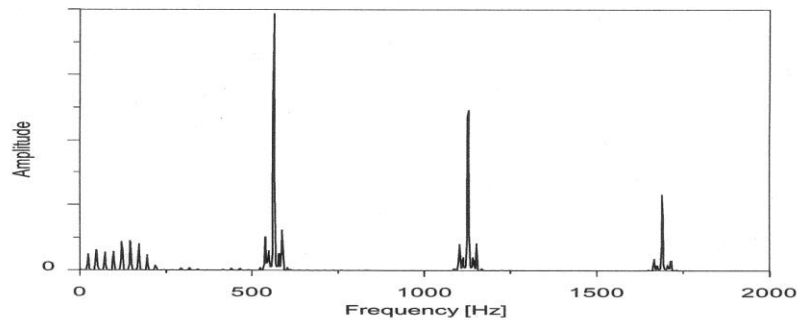


Fig. 12 - Spectral effects of spalling on teeth

Anomalie negli ingranaggi

Difetto Locale

Cricca di fatica in un dente

Le cricche sono generalmente causate da errori durante il processo di lavorazione (durante il taglio o il trattamento termico) o da scarsa resistenza strutturale del dente.

Se non individuate precocemente, possono portare alla rottura del dente.

La cricca produce una riduzione locale della rigidità di ingranamento che genera un ritardo nella forza trasmessa dando luogo ad una modulazione di ampiezza e di fase nel segnale vibratorio.

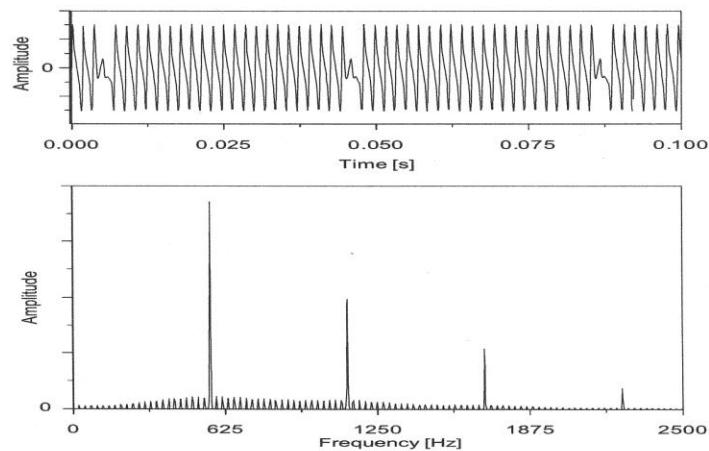


Fig. 9 - Time and spectral effect of a cracked tooth

Anomalie negli ingranaggi

Difetto Locale

Rottura di un dente

La rottura di un dente costituisce un grave danno poichè 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. Nel dominio di frequenza la vibrazione è caratterizzata da una famiglia di bande piuttosto ampia. L'impulso può eccitare le risonanze del carter (frequenza naturale = 233 Hz in Fig. 10)

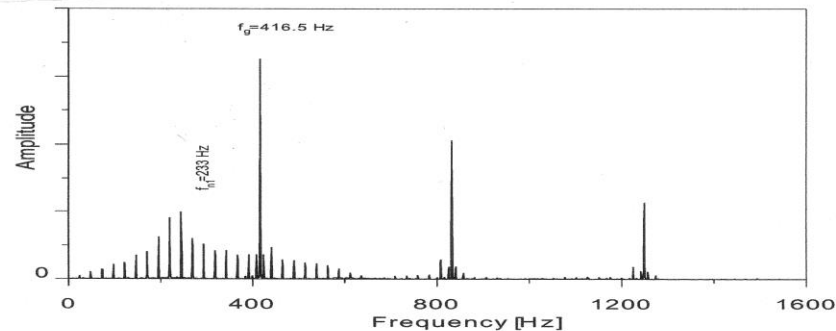


Fig. 10 - Spectral effect of a broken tooth (Z1=17; Z2=55; n1=1470 rpm)

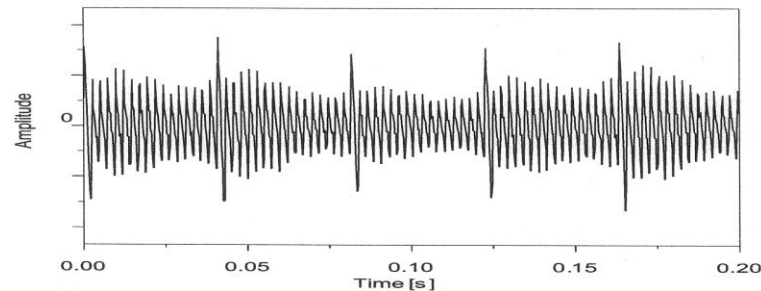
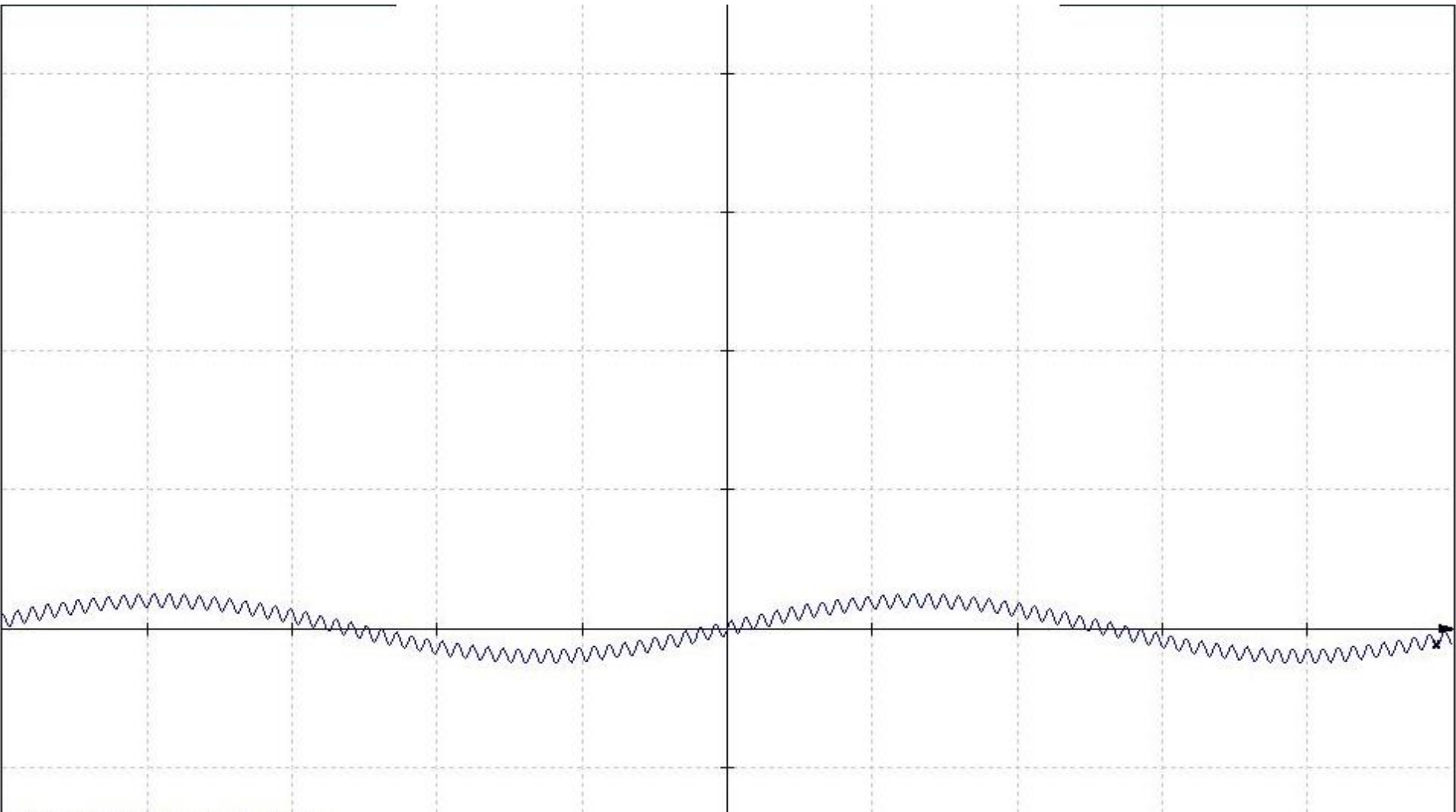


Fig. 11 - Effect of a broken tooth on the time domain vibration

Anomalie negli ingranaggi

Errore di Trasmissione del Moto



Questo grafico costituito da una sinusoide di frequenza bassa, segmentata da un'altra di frequenza molto più elevata, vuole rappresentare l'errore nella trasmissione del moto .

Infatti tale errore è rappresentato sull'asse verticale y, quindi se $y = 0$ il moto è perfettamente trasmesso, mentre l'asse x rappresenta il tempo. Le 2 frequenze corrispondono a :

la 1°, la più bassa, è la frequenza di rotazione di una delle 2 ruote ingranate fra di loro, dovuta ad esempio ad una piccola eccentricità.

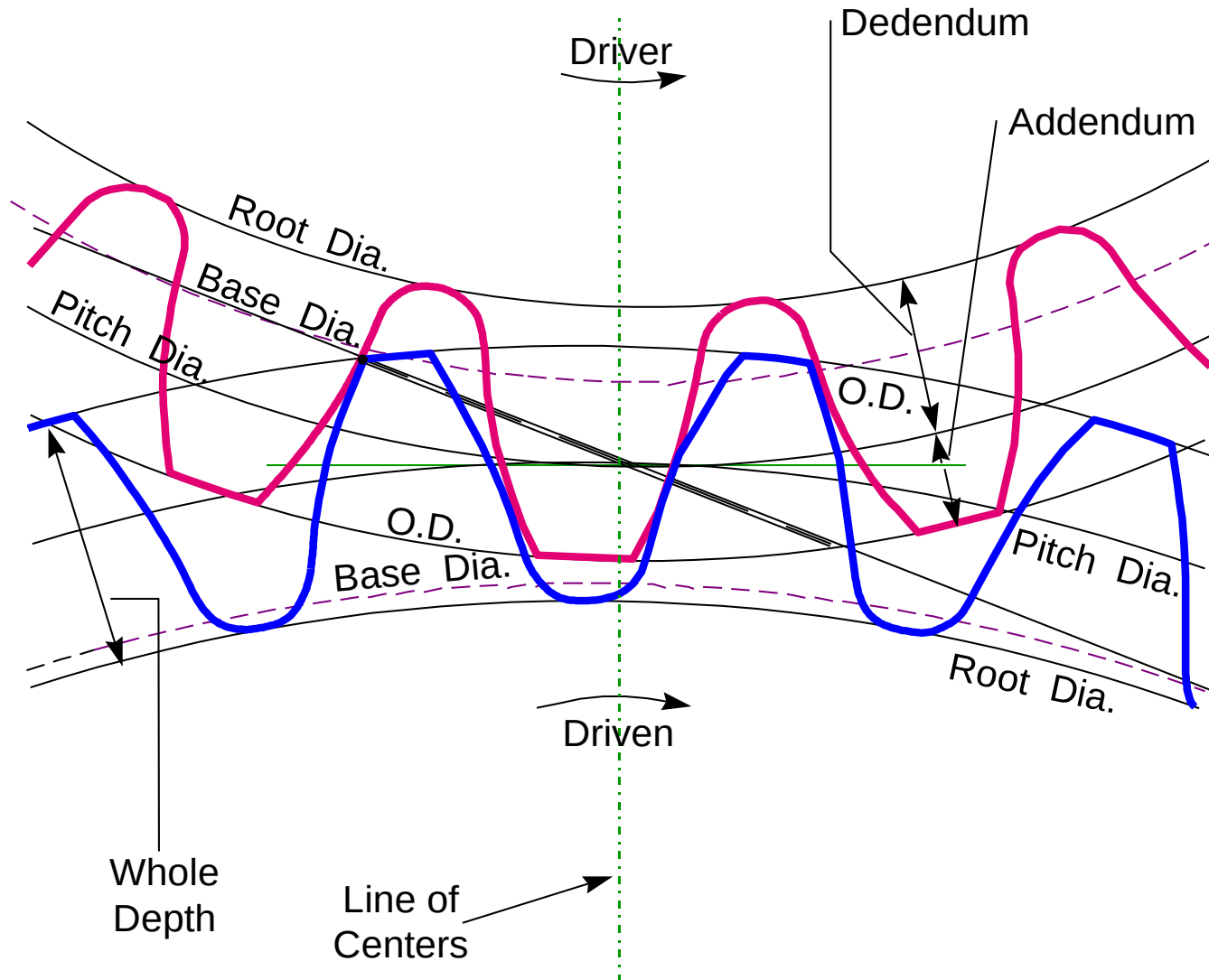
La 2°, la più alta, è la frequenza di Ingranamento (o Mesh), che non sarà mai nulla a causa della flessione (come una mensola caricata) dei denti .

Per non avere interruzioni ed urti durante la trasmissione del moto è necessario che l'arco di azione sia $>$ del passo di dentatura ovvero che il corrispondente segmento di contatto sulla retta d'azione , compreso fra i due cerchi di troncatura esterna, sia $>$ del passo base di dentatura misurato su tale retta. (vedi figura seguente) .

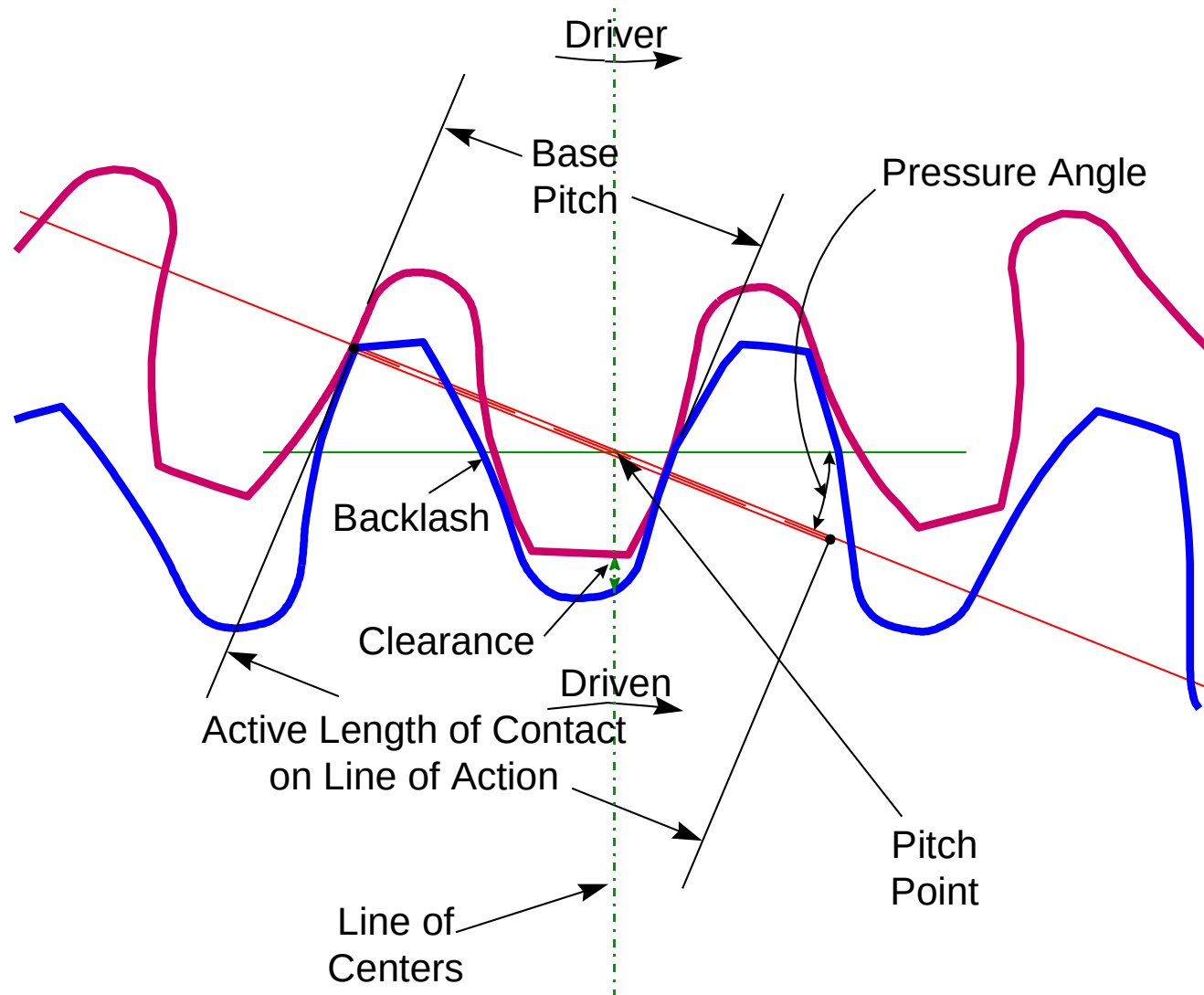
Viene chiamato “FATTORE DI RICOPRIMENTO” il rapporto tra SEGMENTO DI CONTATTO e PASSO BASE : tale rapporto deve essere > 1 ed il suo valore è normalmente $1,2 \div 1,4$.

All'inizio ed alla fine del Segmento di Contatto ci sono 2 denti contemporaneamente in presa, mentre nella parte centrale dello stesso c'è solo 1 dente in presa : questo spiega la variazione della flessione dei denti in presa e quindi l'errore nella trasmissione del moto.

La situazione è molto migliore con gli ingranaggi elicoidali i quali, per la loro geometria, hanno sempre più denti in presa e trasmettono quindi il moto in maniera più regolare e silenziosa .

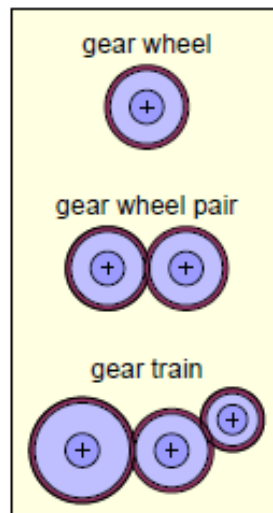
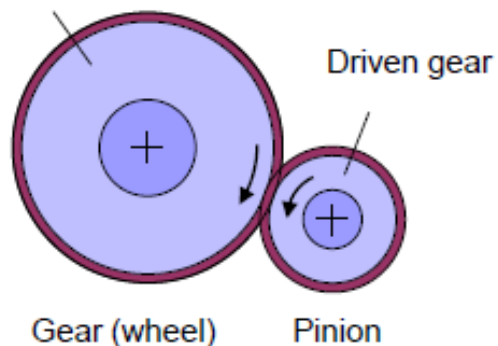


- Pitch Diameter = Diametro Primitivo
- Root Diameter = Diametro Cerchio troncatura interna
- Base Diameter = Diametro Cerchio fondamentale
- O.D. = Diametro Cerchio troncatura esterna
- Whole Depth = Altezza dente
- Addendum e Dedendum sono termini usati anche in Italiano
- Pitch Point = punto di tangenza fra le circonferenze Primitive e di passaggio fra Arco di Accesso e Arco di Recesso
- Active Length of contact on Line of Action = Lunghezza segmento di Contatto sulla linea di Azione = segmento della retta di azione delimitato dalle intersezioni con i cerchi di troncatura esterna.
- Clearance = Gioco sul fondo misurato sulla retta dei centri
- Backlash = Gioco sul fianco posteriore del dente
- Base Pitch = Passo di dentatura
- Pressure Angle = Angolo di Pressione

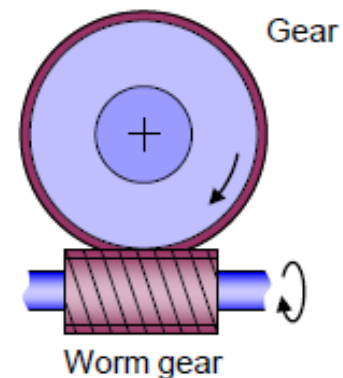


Spur Gear:

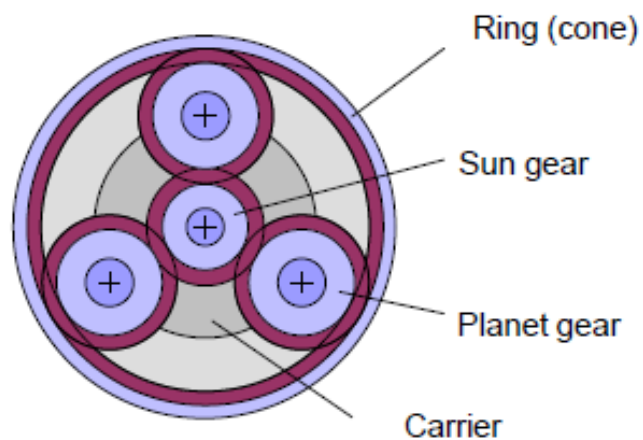
Driving gear



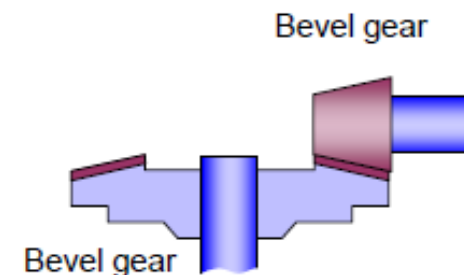
Worm Gear:



Planet Gear:



Bevel Gear:

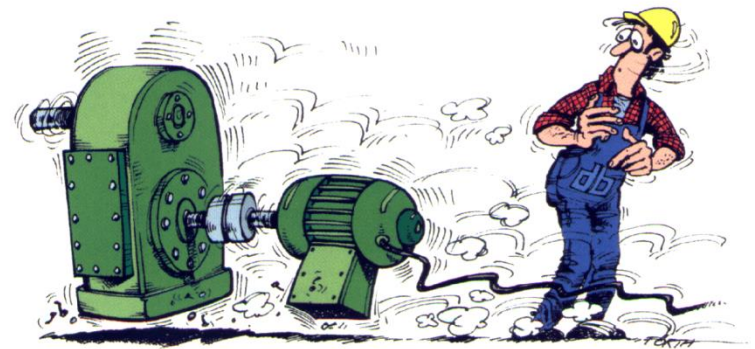


Trasmissioni ad Ingranaggi – Norma ISO

La Norma ISO 8579-2 «Acceptance code for gears» stabilisce i valori vibrazionali che devono essere rispettati durante i test di accettazione delle casse ad ingranaggi.

Esse sono suddivise in 4 tipologie (A; B; C; D) in funzione della loro applicazione (navale; alta velocità; industriale o navale mercantile; mulini) ed in un apposito diagramma si possono leggere, in funzione della potenza meccanica trasmessa, i limiti vibrazionali per ciascuna delle 4 tipologie intesi come μm picco-picco di displacement filtrati degli alberi, tra 1 e 500 Hz e come mm/s r.m.s. delle casse, filtrati tra 10 e 10000 Hz.

Comportamento vibrazionale delle turbopompe e dei ventilatori centrifughi



La trattazione è orientata soprattutto alle turbopompe, per via delle maggiori densità e viscosità del fluido energizzato che fanno sorgere problemi vibrazionali in maggiore quantità e/o intensità.

Apposite note evidenzieranno i problemi non attinenti i ventilatori centrifughi.

I due tipi di macchine sono stati associati per le evidenti affinità che le caratterizzano sia concettualmente, sia nel funzionamento sia nella manifestazione di problemi vibrazionali.

Nelle TURBOPOMPE l'energia viene trasmessa al fluido dalla GIRANTE sotto forma di energia cinetica o, per unità di peso, come carico cinetico: $v^2 / (2 * g)$.

E' compito del Diffusore statico (chiocciola o spirale o voluta, talvolta dotato di palette fisse) a valle della girante trasformare l'energia cinetica ricevuta dal fluido in carico di pressione $p / (g * \rho)$.

Energia di un fluido in movimento

ENERGIA POTENZIALE:

$$m * g * z$$

ENERGIA CINETICA:

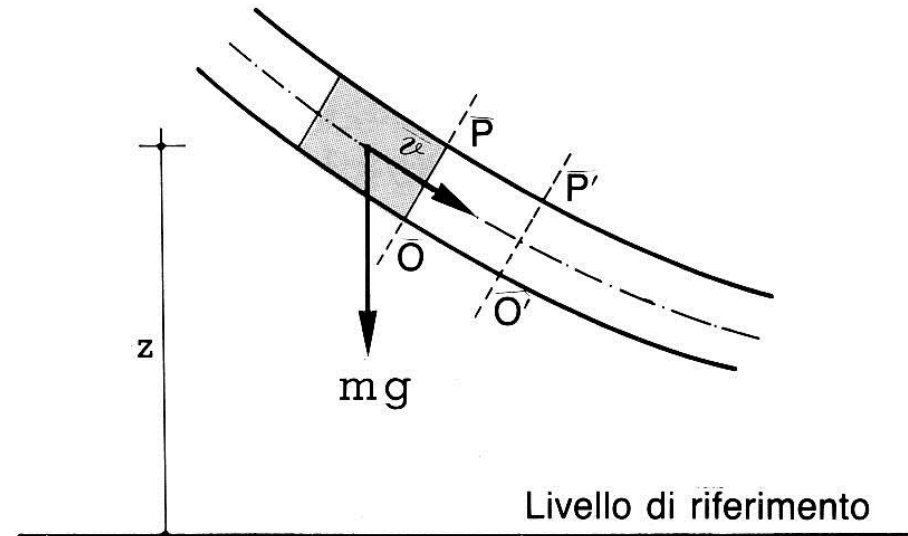
$$m * v^2 / 2$$

ENERGIA DI PRESSIONE:

$$p * A * (m / \rho) / A = m * p / \rho$$

Dove:

- m = massa dell'elem. di fluido [Kg]
- z = altitudine rispetto al rifer. [m]
- g = accel. di gravità [m/s²]
- v = velocità [m/s]
- p = pressione [Pa]
- A = area sezione [m²]
- ρ = densità [Kg/m³]



Conservazione dell'energia

Moto stazionario di un liquido senza attrito:

$$m * p / \rho + m * v^2 / 2 + m * g * z = \text{COSTANTE} \quad [J]$$

Per unità di massa:

$$p / \rho + v^2 / 2 + g * z = \text{COSTANTE} \quad [J / Kg]$$

Per unità di peso:

$$p / (g * \rho) + v^2 / (2 * g) + z = \text{COSTANTE} \quad [J / N = m]$$

(equazione dell'energia o equazione di Bernoulli)

Conservazione dell'energia

$p / (g * \rho)$ viene chiamato “CARICO DI PRESSIONE” [m]

$v^2 / (2 * g)$ viene chiamato “CARICO CINETICO” [m]

z viene chiamato “CARICO GEODETICO” [m]

$z + p / (g * \rho) =$ QUOTA PIEZOMETRICA
[m]

$p / (g * \rho) + v^2 / (2 * g) + z =$ CARICO IDRAULICO Totale [m]

IL CARICO IDRAULICO TOTALE nell'equazione di Bernoulli è COSTANTE

(nell'ipotesi di MOTO STAZIONARIO DI UN LIQUIDO SENZA ATTRITO)

Meccanica delle Turbopompe

Pompa Centrifuga con Diffusore senza Palette

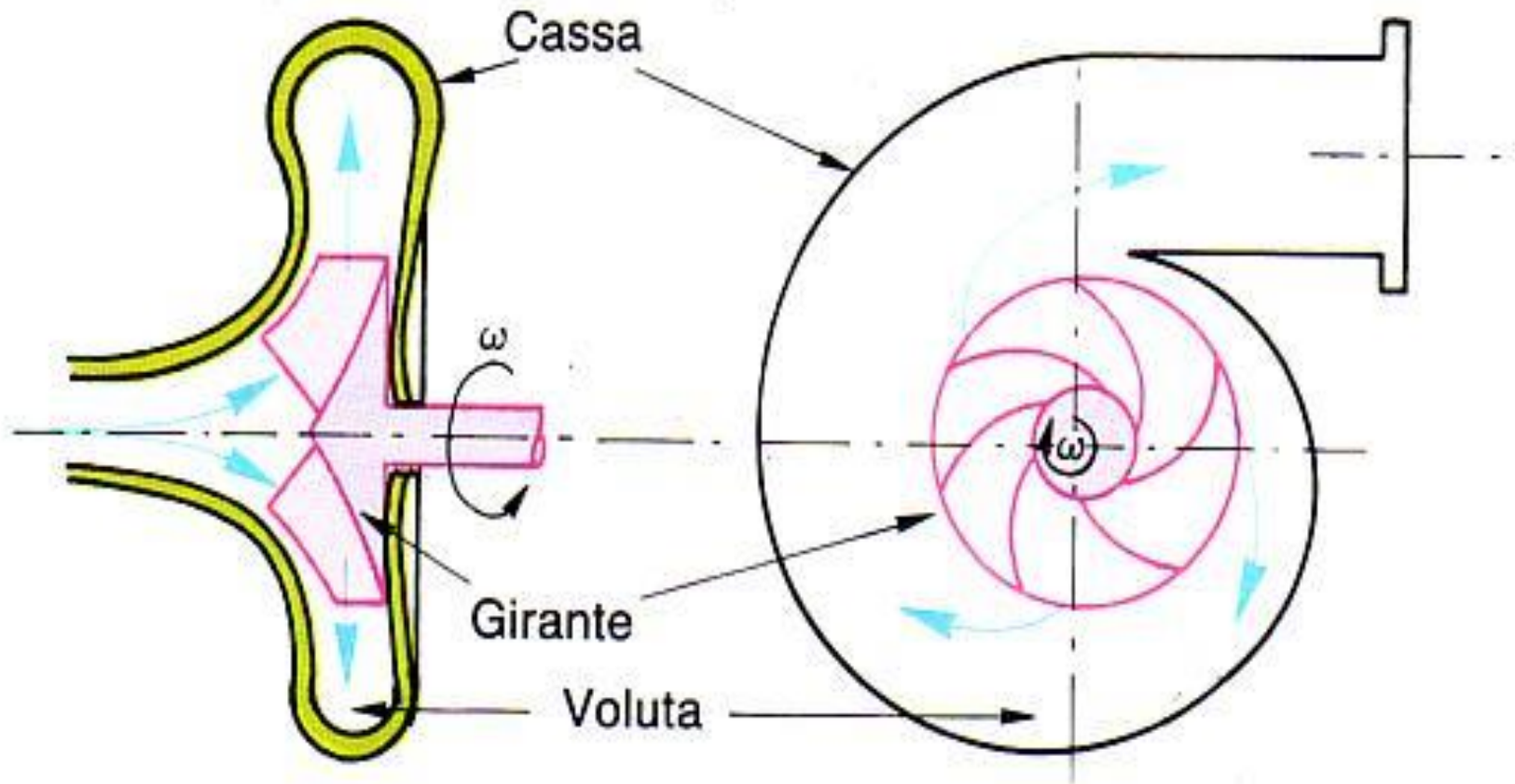
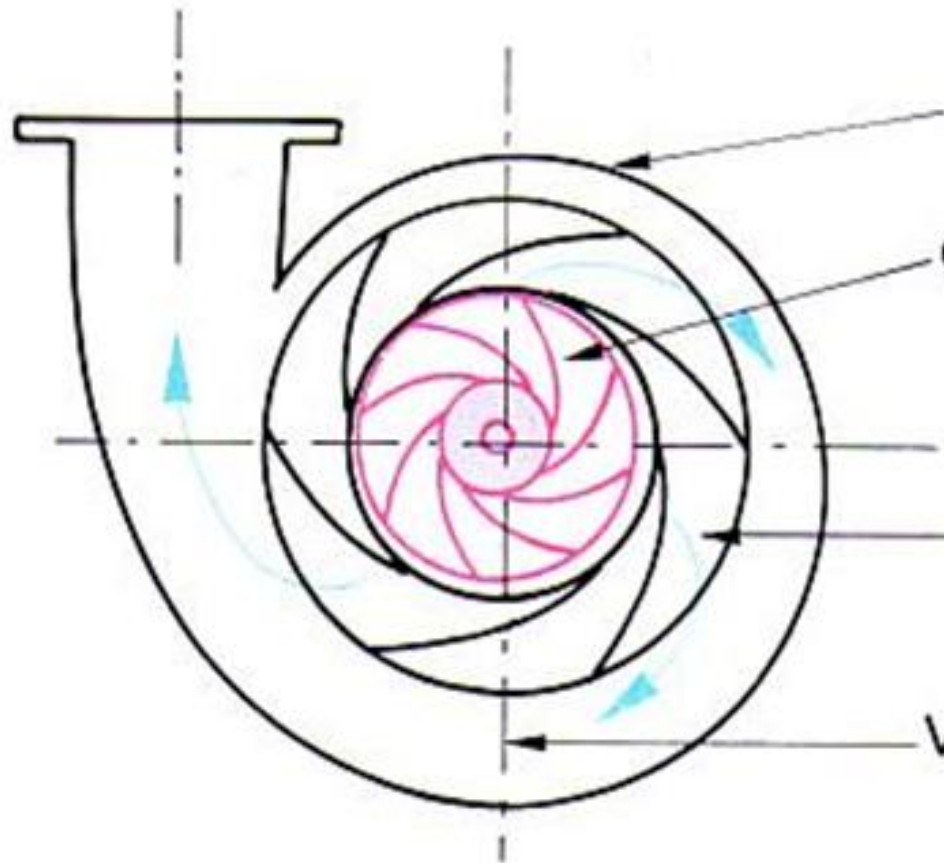


Figura 8.1-3 - Schema di

Pompa Centrifuga con Diffusore a Palette



Triangoli delle Velocità

Chiamiamo con l'indice 1 la sezione di ingresso del fluido nella girante e con l'indice 2 la sezione di uscita del fluido dalla girante.

Il moto del fluido avviene parte nelle zone fisse a monte ed a valle della girante e parte nei condotti mobili della girante.

Definiamo **velocità assoluta** “ c ” la velocità del fluido rispetto alle parti fisse della pompa.

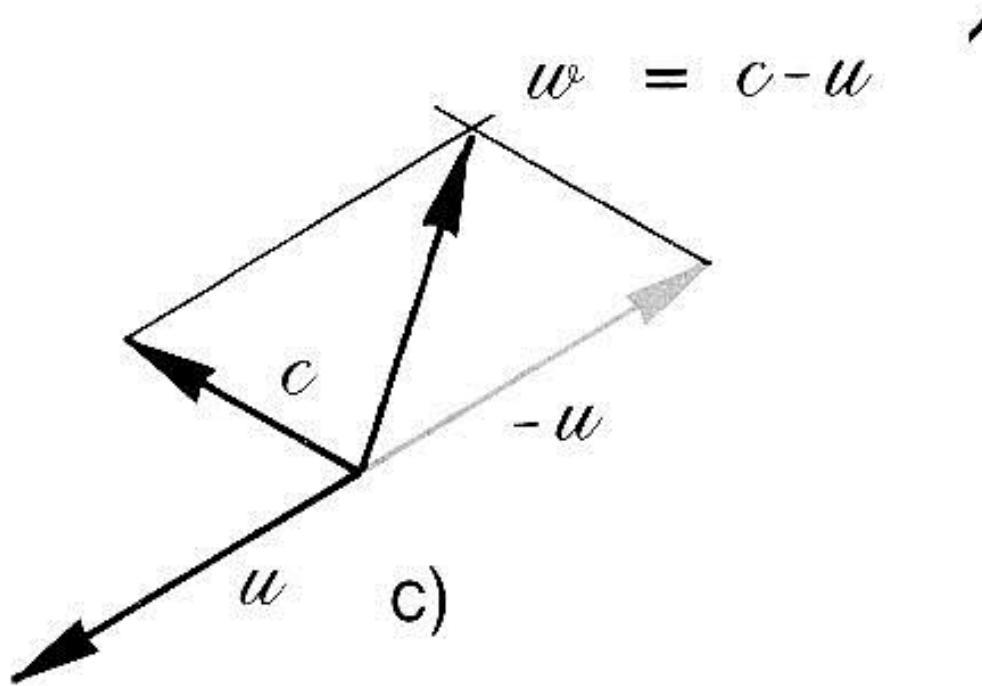
Definiamo **velocità relativa** “ w ” la velocità del fluido rispetto ai condotti mobili della girante.

Definiamo **velocità di trascinamento o periferica** “ u ” la velocità periferica della girante nel punto considerato.

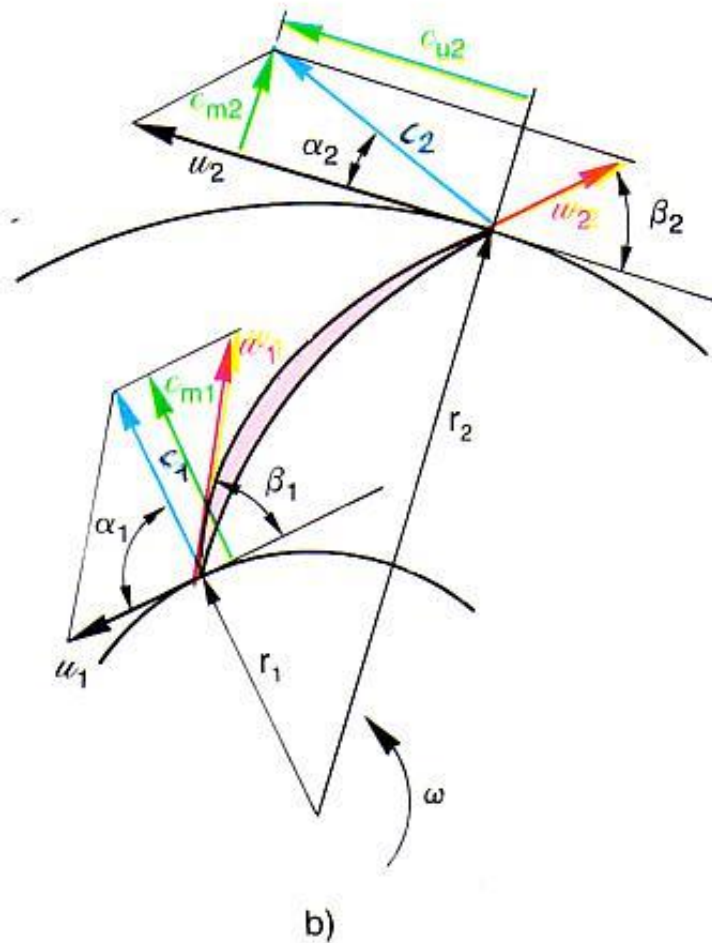
Triangoli delle Velocità

Le tre velocità sono VETTORI e vale l'equazione vettoriale:

$$\mathbf{c} = \mathbf{w} + \mathbf{u}$$

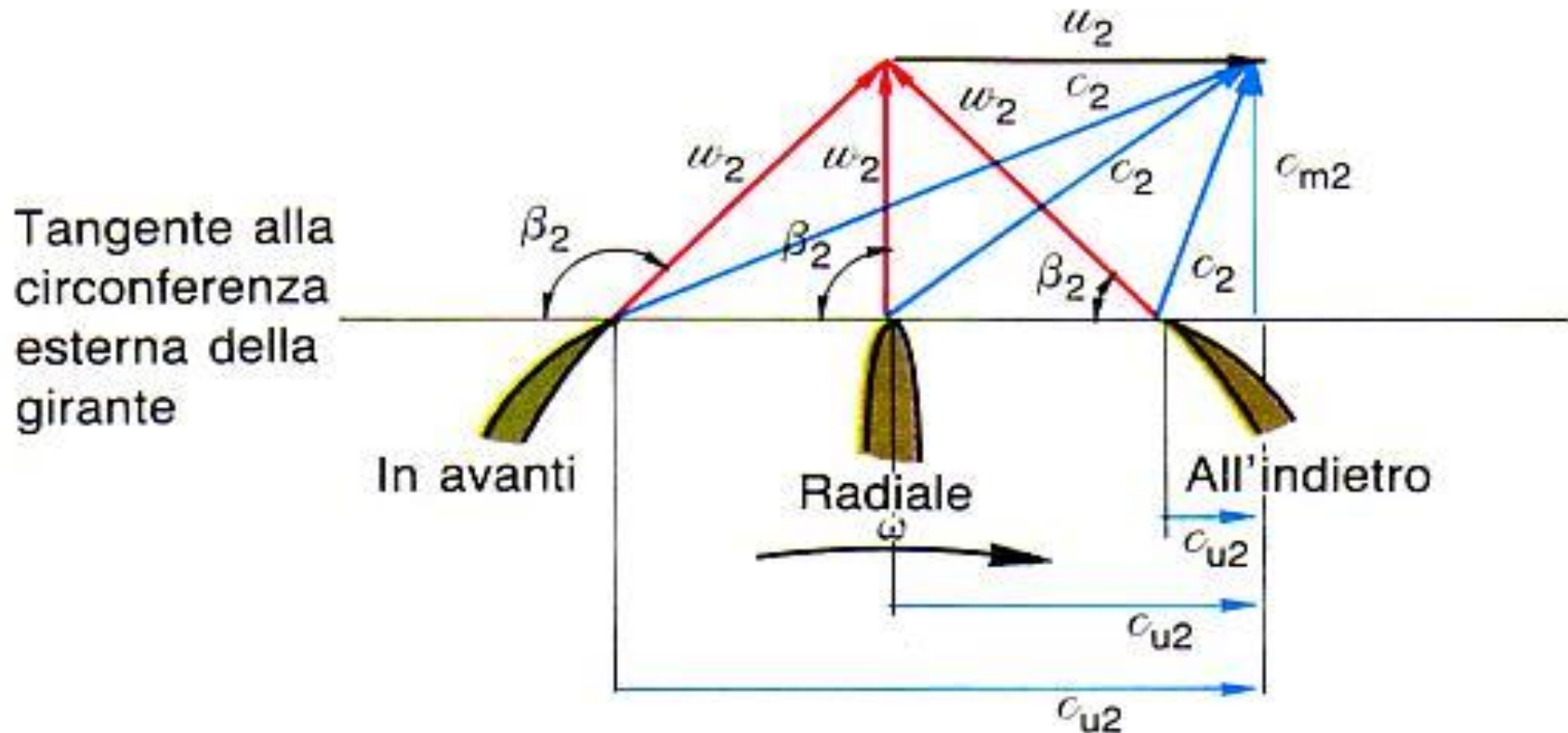


Triangoli delle Velocità



Qui, nelle ipotesi di corrente unidirezionale e di regime stazionario, i triangoli sono evidenziati lungo il profilo di una paletta di girante: si vede come, per evitare urti e funzionamento irregolare, le 2 velocità relative w_1 e w_2 sono e devono essere tangenti al profilo della paletta.

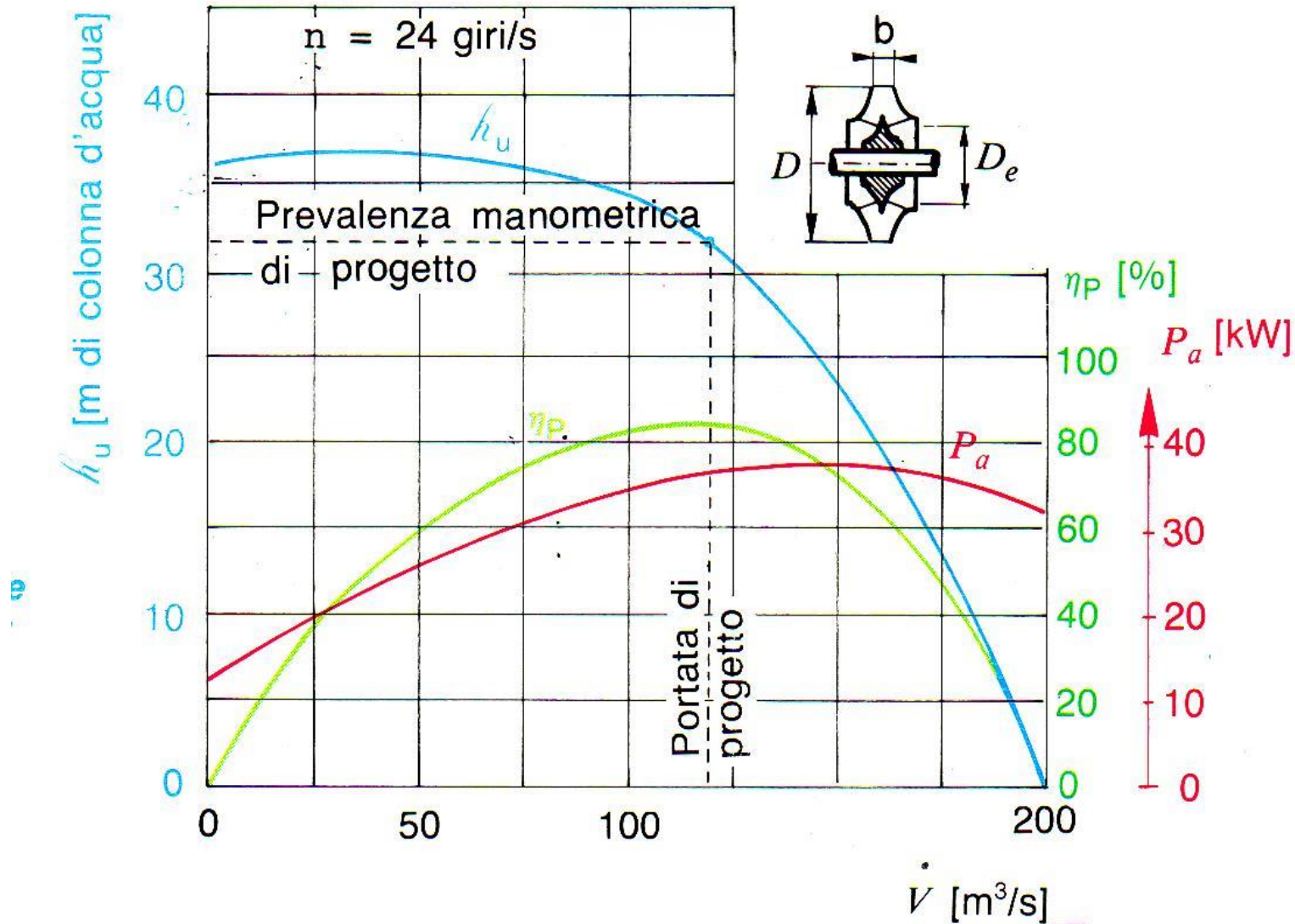
Orientamenti diversi delle Palette



La soluzione “in avanti” sembra la migliore perché conferisce maggiore carico cinetico al fluido : in tale situazione il moto diventa molto vorticoso ed aumentano le perdite eccessivamente. La soluzione più conveniente è, normalmente, prossima alla “RADIALE” .

Meccanica delle Turbopompe

Curva Caratteristica h-V'

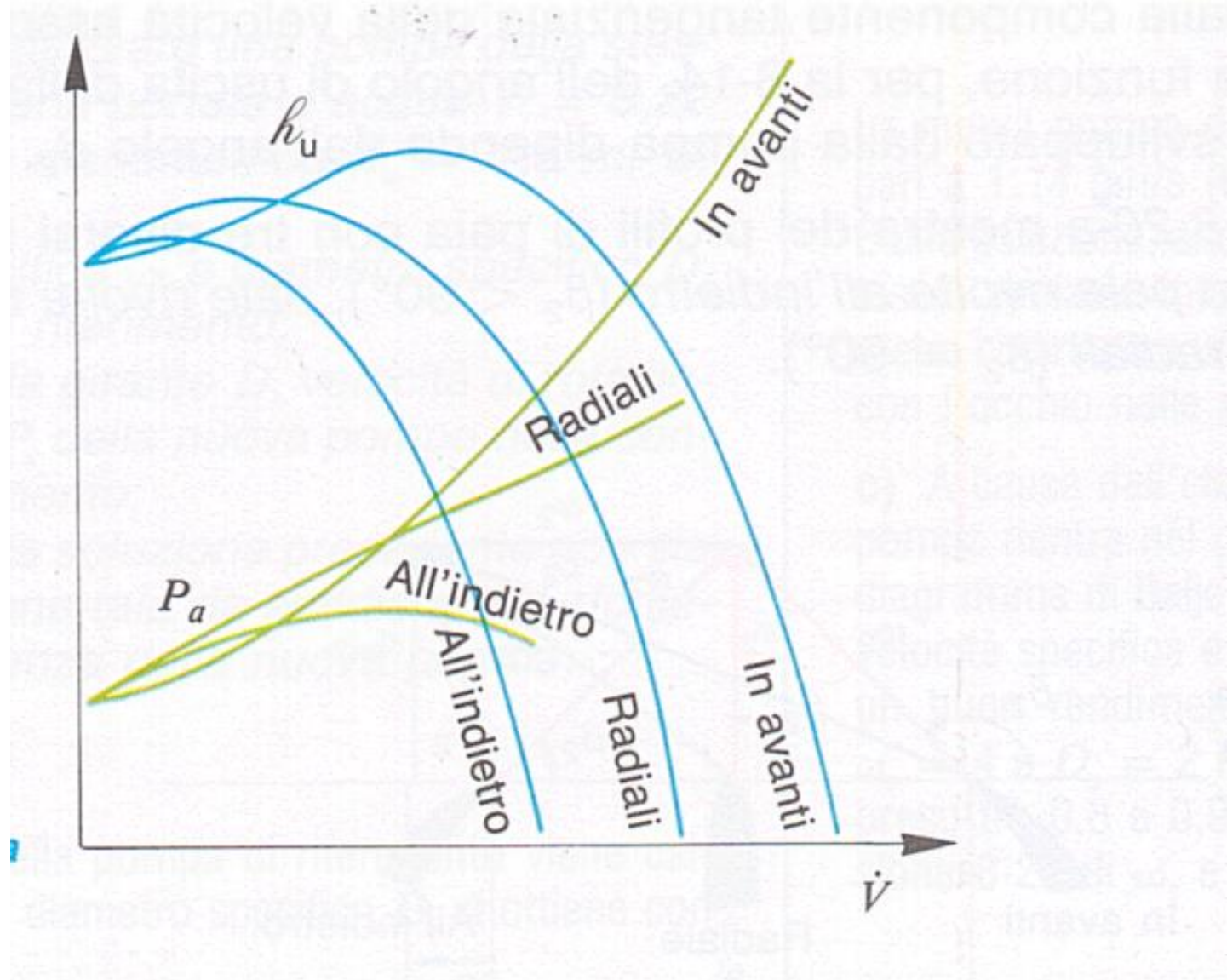


Meccanica delle Turbopompe

potenza assorbita - prevalenza / portata



PRÜFTECHNIK



Nella slide precedente si vede l'effetto dell'angolo di uscita della pala sulle curve caratteristiche: la soluzione con «pale in avanti» genera una prevalenza maggiore delle altre 2; ma, come già detto, questa maggiore prevalenza è legata ad una maggiore energia cinetica che viene convertita in energia di pressione nel diffusore a prezzo di maggiori perdite.

La curva della potenza assorbita con pale «all'indietro» è autolimitante, con il punto a potenza max. in prossimità del punto a max. rendimento: maggiori portate assorbono meno potenza ed il motore elettrico può essere dimensionato per la potenza massima.

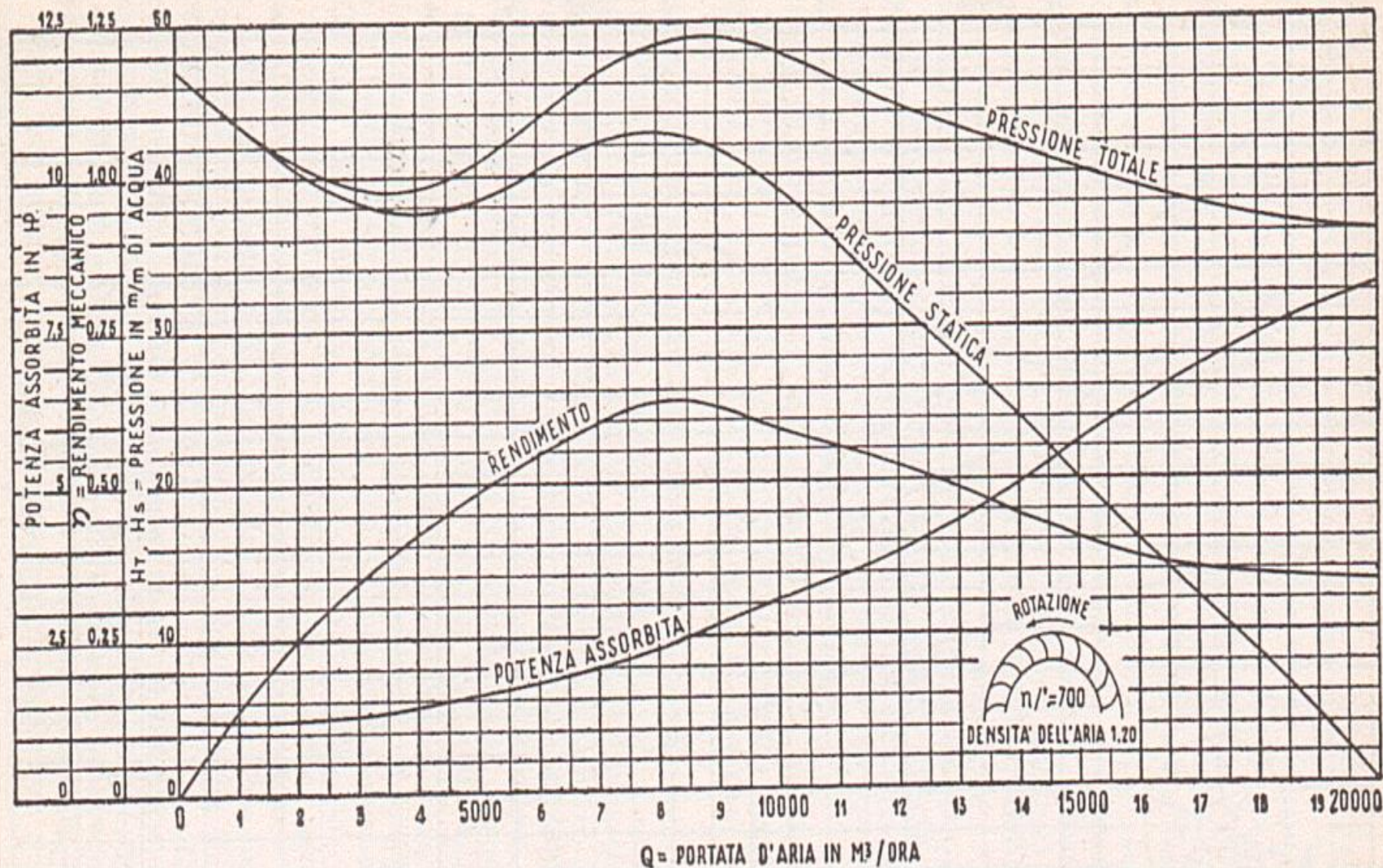
Nelle altre 2 soluzioni la curva è crescente, in modo lineare o parabolico: un motore dimensionato per la potenza max. comporta un inutile maggiore esborso ed un fattore di potenza non ottimale se la pompa viene fatta funzionare al max. rendimento, mentre se si adotta un motore con la potenza corrispondente al max. rendimento, si rischia di sovraccaricarlo se erroneamente si fa lavorare la pompa con una portata maggiore di quella di progetto.

Le 2 slides seguenti mostrano caratteristiche di ventilatori centrifughi, sui quali si possono fare considerazioni analoghe.

Curve ventilatore a pale in avanti



PRÜFTECHNIK



Curve ventilatore a pale indietro

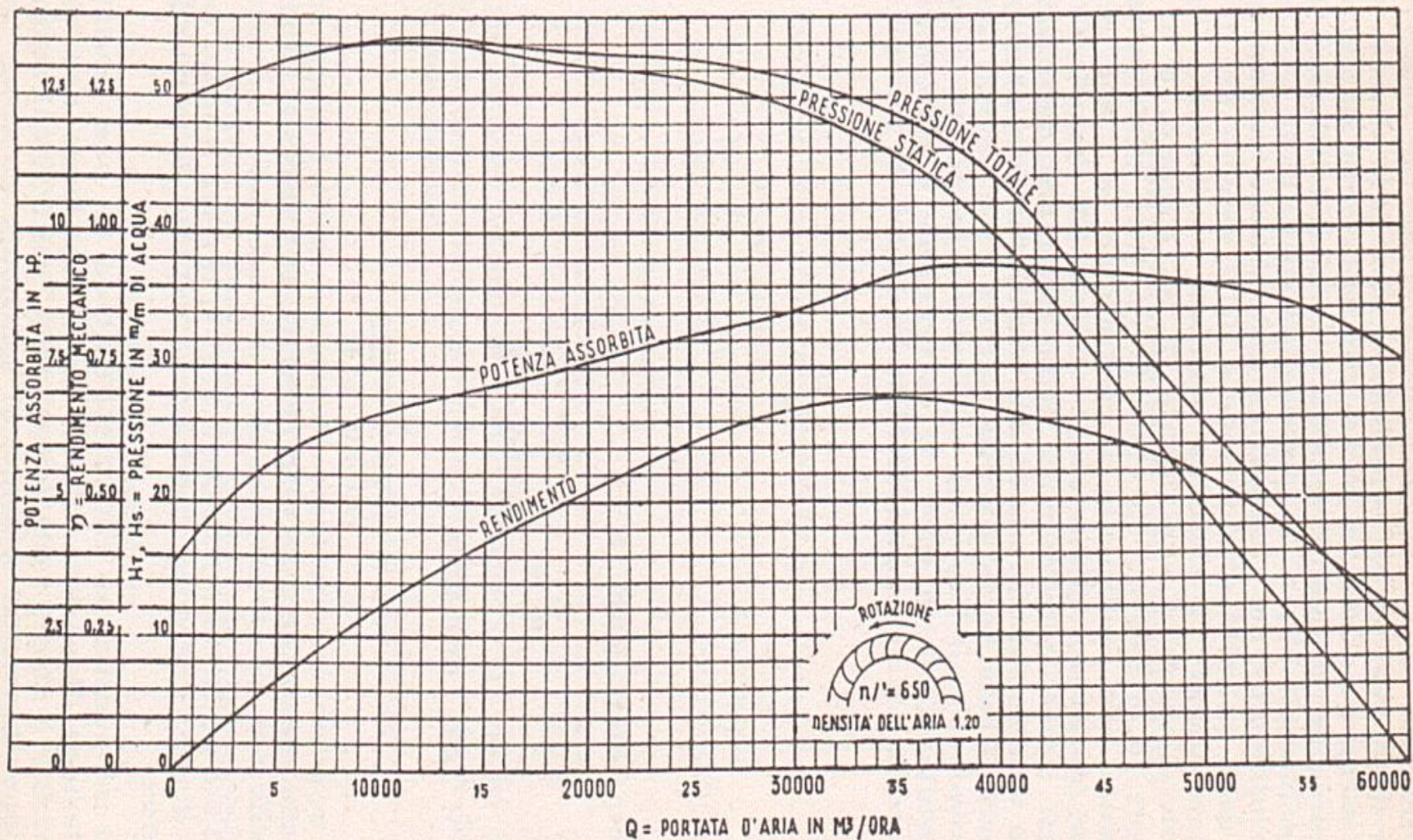
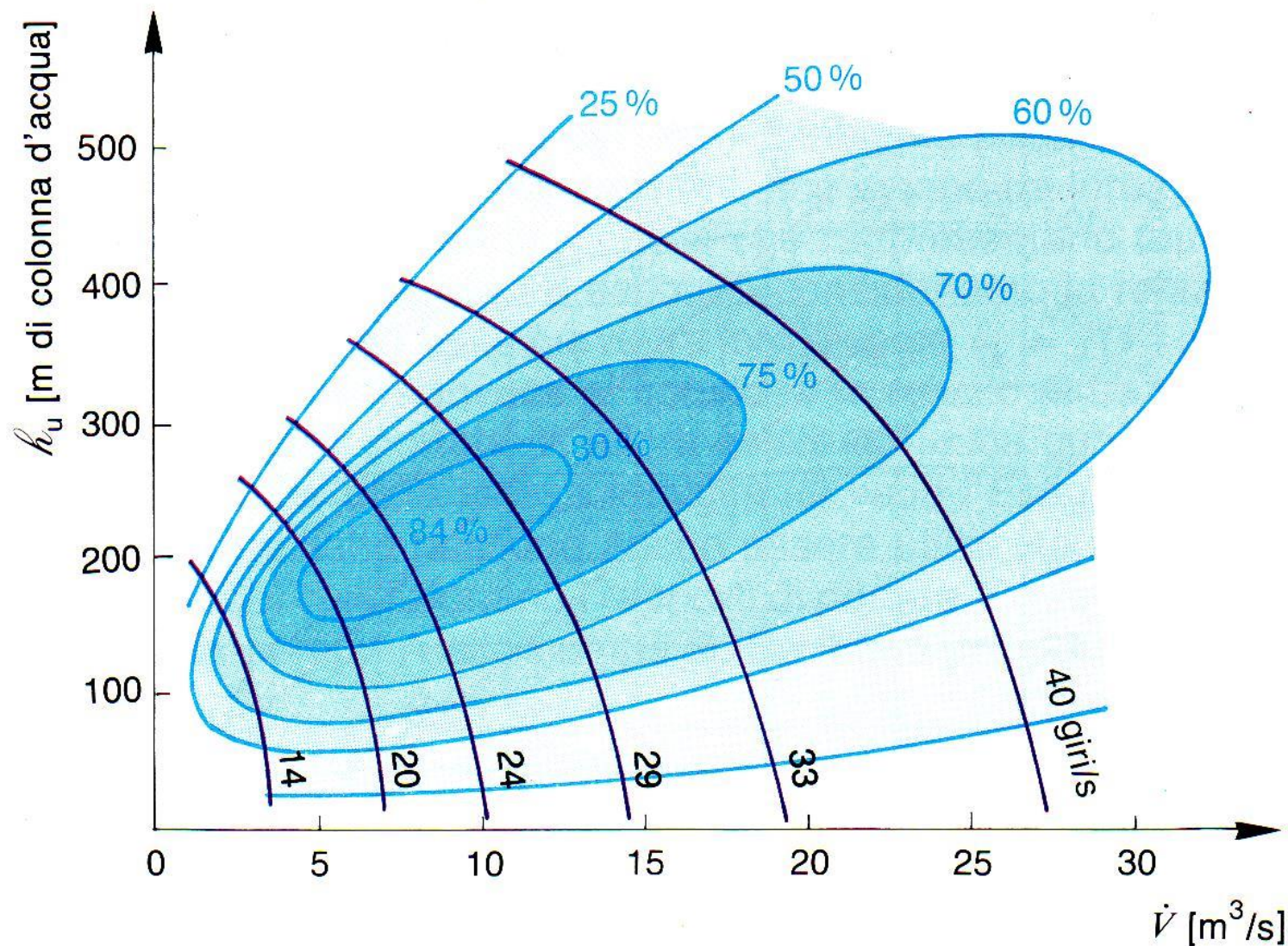
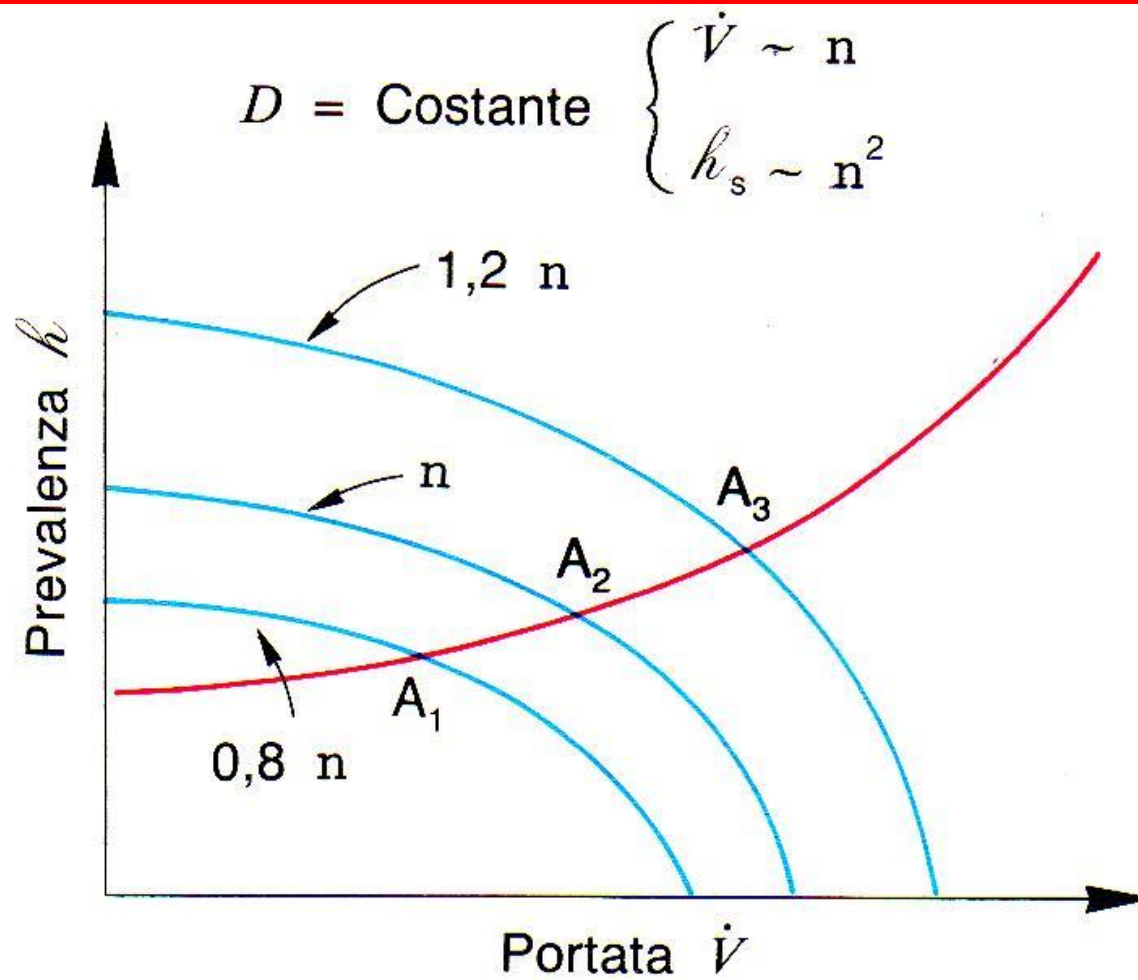


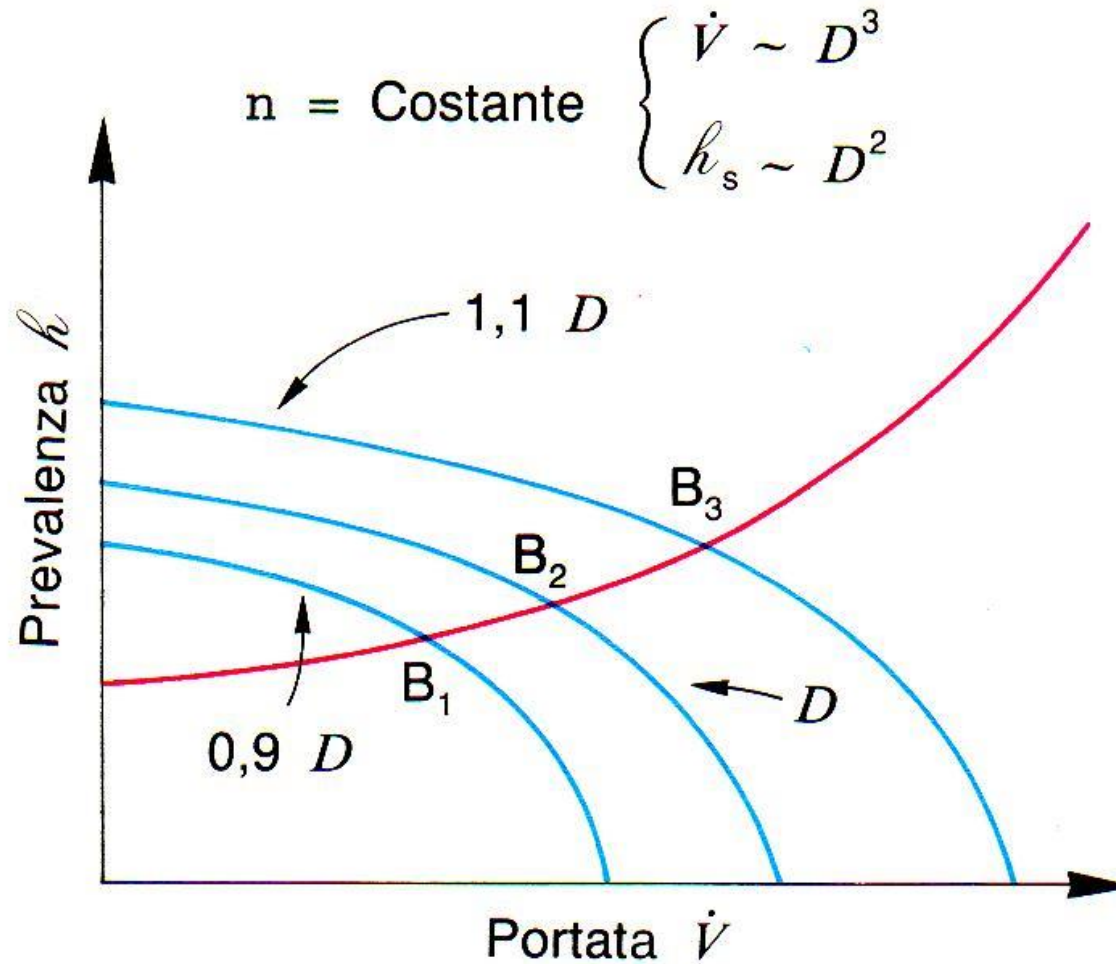
Diagramma Collinare



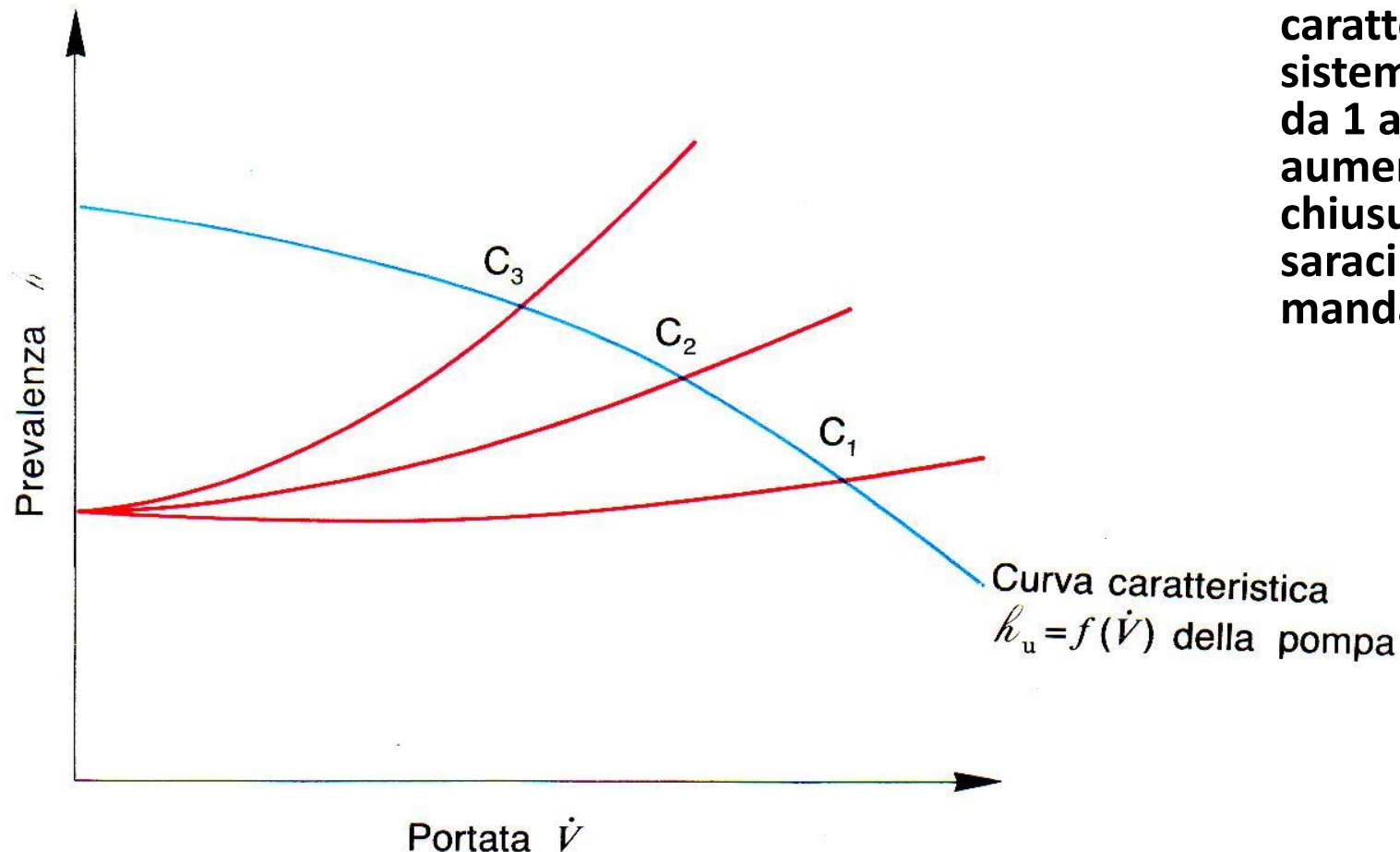


(a)

Punto di funzionamento 2



b)



Le 3 curve C_1, C_2, C_3 caratteristiche del sistema si ottengono, da 1 a 3, aumentando la chiusura della saracinesca di mandata.

Vibrazioni nelle turbopompe

Le cause di vibrazione di una turbopompa sono:

Sbilanciamento

Disallineamento esterno

Disallineamento interno

Instabilità e problemi dei cuscinetti a strisciamento

Danneggiamento cuscinetti a rotolamento

Squilibrio assiale dovuto a differenza di pressione
(improbabile nei ventilatori)

Frequenza del passaggio vani

Cavitazione (improbabile nei ventilatori)

Ricircolazione

Vibrazioni nelle turbopompe

Sbilanciamento:

Si verifica raramente perché le giranti vengono accuratamente bilanciate prima del montaggio.

Le Norme ISO 1940 prescrivono il grado G 6.3 per le giranti di pompe e G 2.5 per le pompe azionate da turbine.

Si può verificare se il fluido contiene prodotti abrasivi: si producono asportazioni di materiale sulla girante soprattutto nei punti vorticosi.

Si manifesta pesantemente se fenomeni di cavitazione arrivano ad asportare parti di girante.

Data la velocità del fluido è raro che si creino incrostazioni da materiale trasportato col fluido.

Si manifesta come sempre con un picco a "1*x"

Vibrazioni nelle turbopompe

Disallineamento esterno:

Si verifica soprattutto se macchina motrice (es. turbina) e pompa non sono montate su un'unica piastra di fondazione e si manifestano movimenti relativi fra i 2 appoggi o differenti dilatazioni fra le 2 macchine.

Le pompe azionate da motori elettrici sono quasi sempre posizionate su un'unica piastra di base : è la situazione più favorevole.

Le tubazioni sia della pompa (temperatura del fluido pompato) sia della turbina possono avere notevole influenza sull'allineamento, che deve sempre essere eseguito secondo i targets che riportano alla situazione di regime.

Si manifesta radialmente ed assialmente a 1° , 2° , 3° ecc.

Vibrazioni nelle turbopompe

Disallineamento interno – Instabilità Cuscinetti a Strisciamento

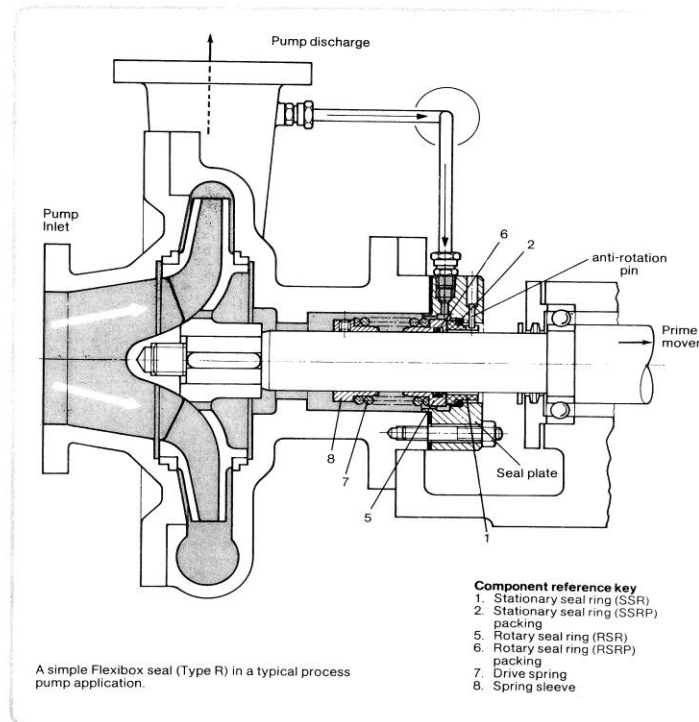
Si verifica soprattutto nelle pompe alimento caldaia dove viene iniettata acqua ad alta pressione, proveniente talvolta da altra fonte, sulle tenute lato mandata per evitare perdite di fluido che peggiorerebbero molto il rendimento della pompa alterando i triangoli di velocità in uscita. Con tenute usurate e rapide variazioni di mandata, con conseguente rapida variazione della pressione di tenuta, i labirinti di tenuta lunghi si comportano come cuscinetti a strisciamento e causano una variazione dell'eccentricità dei veri cuscinetti a strisciamento rendendoli instabili e suscettibili di fenomeni tipo “oil whirl” ed “oil whip” .

Acqua in pressione nelle tenute

Mechanical Seals – General Description

Mechanical seals provide an effective and reliable solution to the problem of sealing rotating shafts. There is a wide variety of seals currently available to cater for the extremes of temperature, pressure and speed and to remain effective in an almost infinite range of product environments.

Flexibox mechanical seals are used throughout the world in almost all conceivable applications ranging from simple process pumps to machines operating at the limits of modern technology.



Vibrazioni nelle turbopompe

Squilibrio assiale delle pressioni:

Per compensare la spinta assiale dovuta alla differenza di pressione tra la mandata e l'aspirazione, alcune pompe hanno dei fori nella girante.

Altre, multistadio, sono realizzate con giranti assialmente contrapposte.

Alcune pompe (alimento caldaia) hanno un DISCO (balance disk) oppure un TAMBURO di equilibrio (balance drum) all'estremità della zona di mandata.

Vibrazioni nelle turbopompe

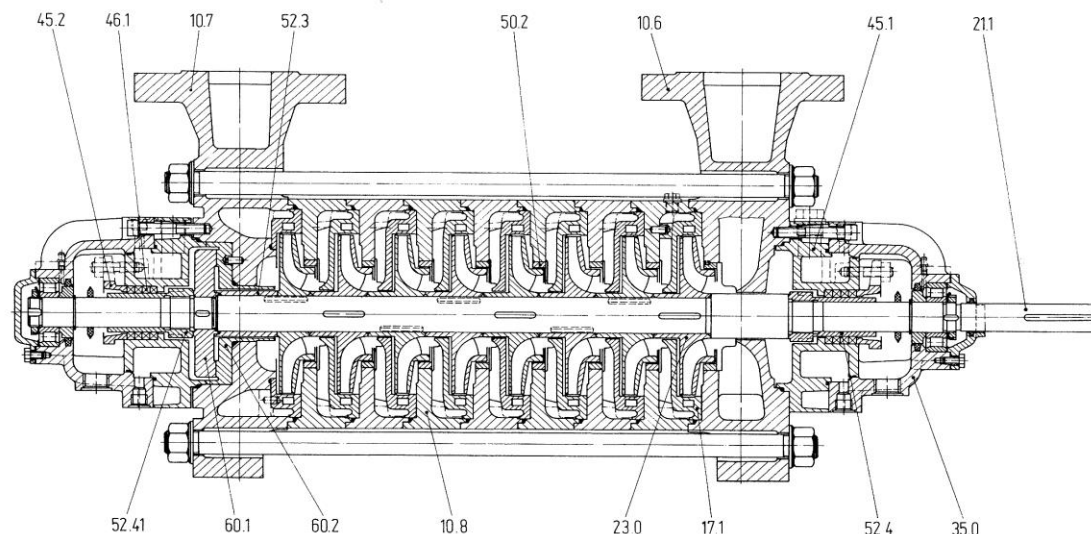
Squilibrio assiale delle pressioni (segue)

Il flusso di fluido di perdita dal balance drum viene rimandato con tubi al degasatore o all'aspirazione della pompa.

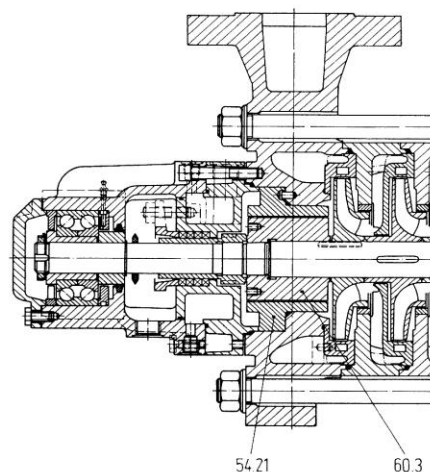
E' un flusso che varia lentamente per cui la sua misura può essere un indice di normale funzionamento: una drastica variazione può essere un segnale di problemi interni alla pompa.

Se dovesse essere impedito durante il funzionamento, la spinta non bilanciata sulla girante potrebbe provocare gravi danni oltre a vibrazioni e strisciamenti.

BALANCE DISK



BALANCE DRUM

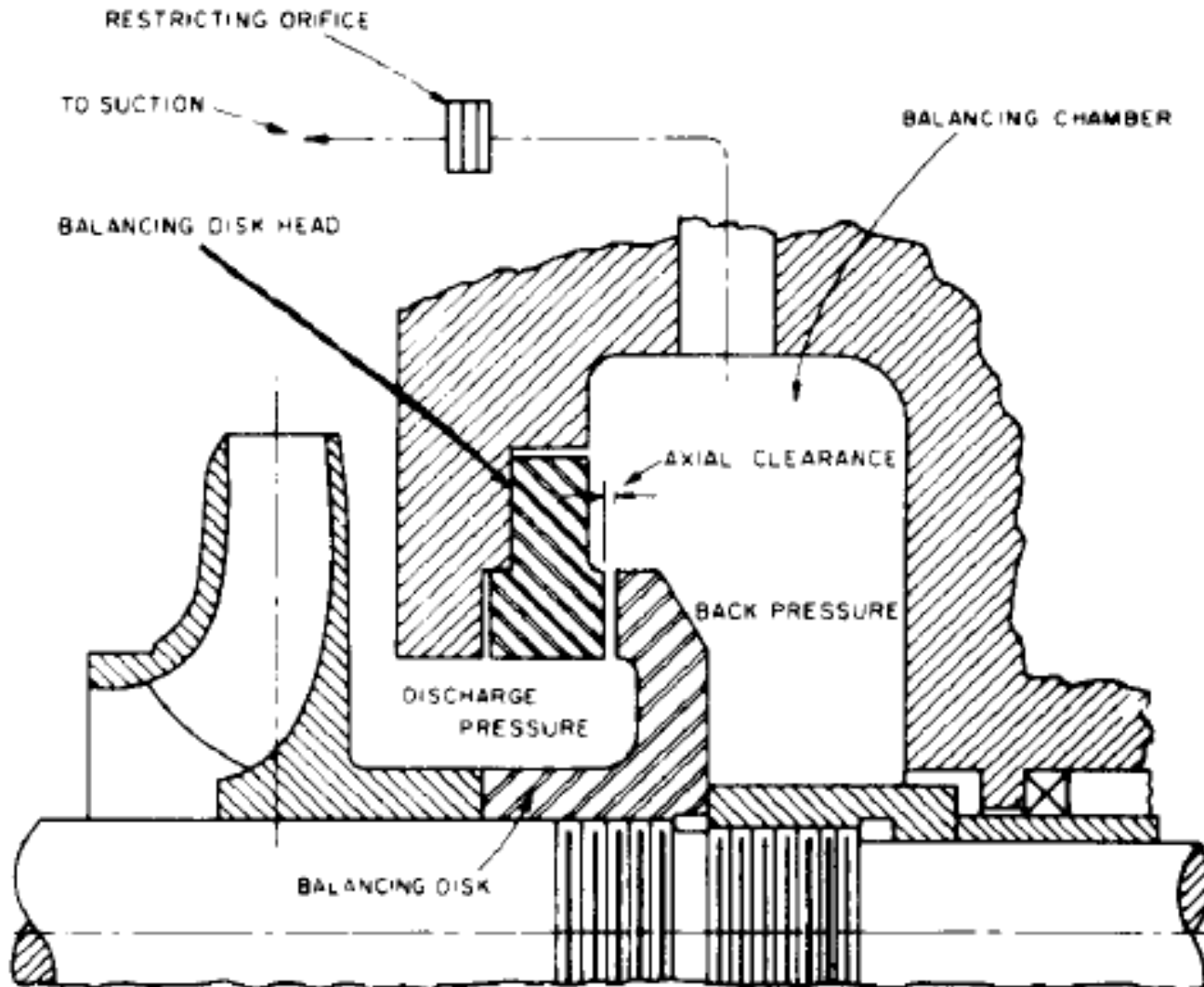


Balance drum

- 10.6 Suction casing
- 10.7 Discharge casing
- 10.8 Stage casing
- 10.8.1 Stage casing
- 17.1 Diffuser
- 21.1 Shaft
- 23.0 Impeller
- 35.0 Bearing housing
- 45.1 Stuffing box housing
- 45.2 Stuffing box gland
- 46.1 Stuffing box
- 50.2 Wear ring
- 51.3 Dummy stage ring
- 52.3 Shaft sleeve
- 52.3.3 Shaft sleeve
- 52.4 Shaft sleeve
- 52.4.1 Shaft sleeve
- 54.1 Dummy stage bush
- 54.2 Diaphragm bush
- 54.2.1 Throttling bush
- 60.1 Balance disc
- 60.2 Balance counter disc
- 60.3 Balance drum

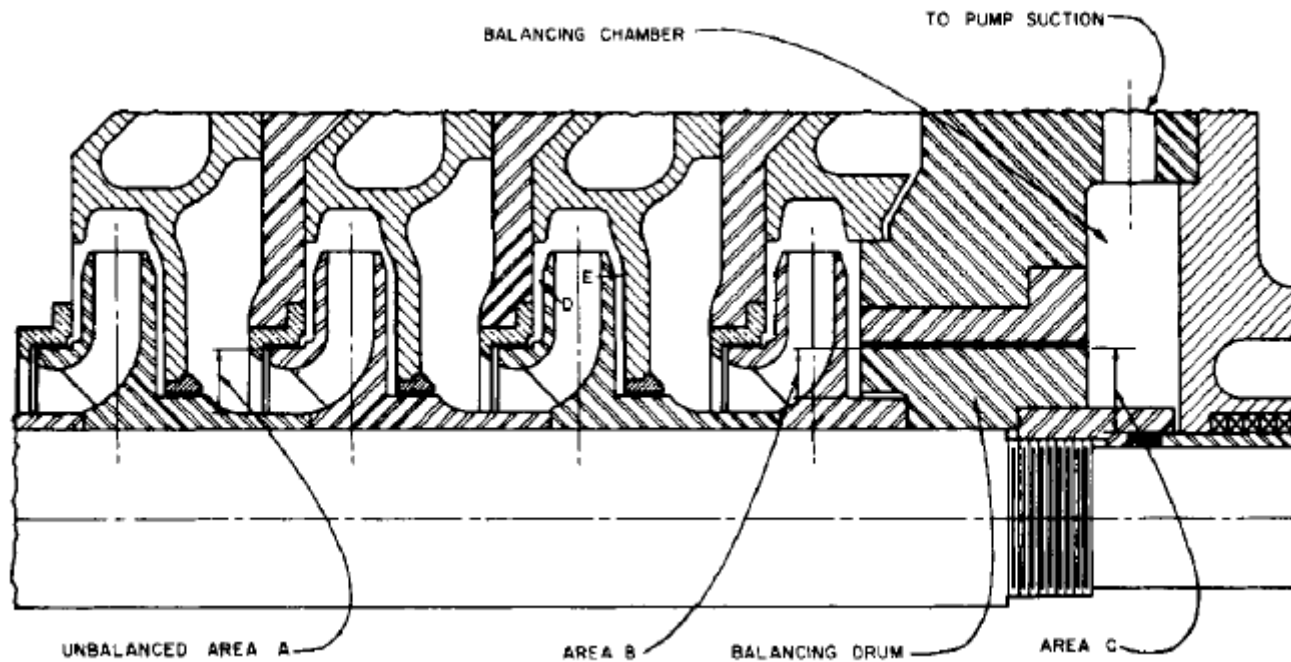
Meccanica delle Turbopompe

Balance Disk



Meccanica delle Turbopompe

Balance Drum



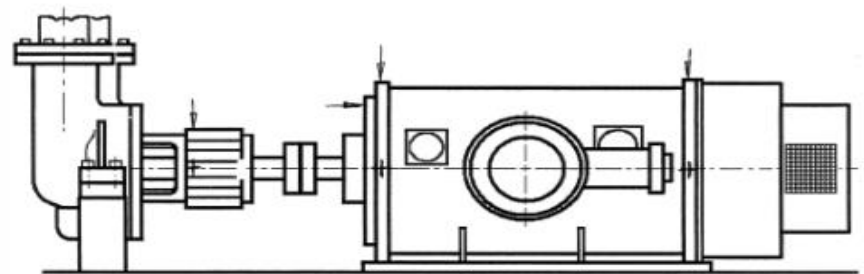
Vibrazioni nelle turbopompe

Frequenza del passaggio vani

Qualunque problema di geometria interna della pompa, sia di deformazioni sia di errato montaggio sia di ostruzioni o rotture dei condotti comporta una modifica dei triangoli di velocità in ingresso ed in uscita con perdita di rendimento ed insorgenza di questa frequenza = frequenza di rotazione della girante * numero dei suoi vani o, che è lo stesso, delle sue palette.

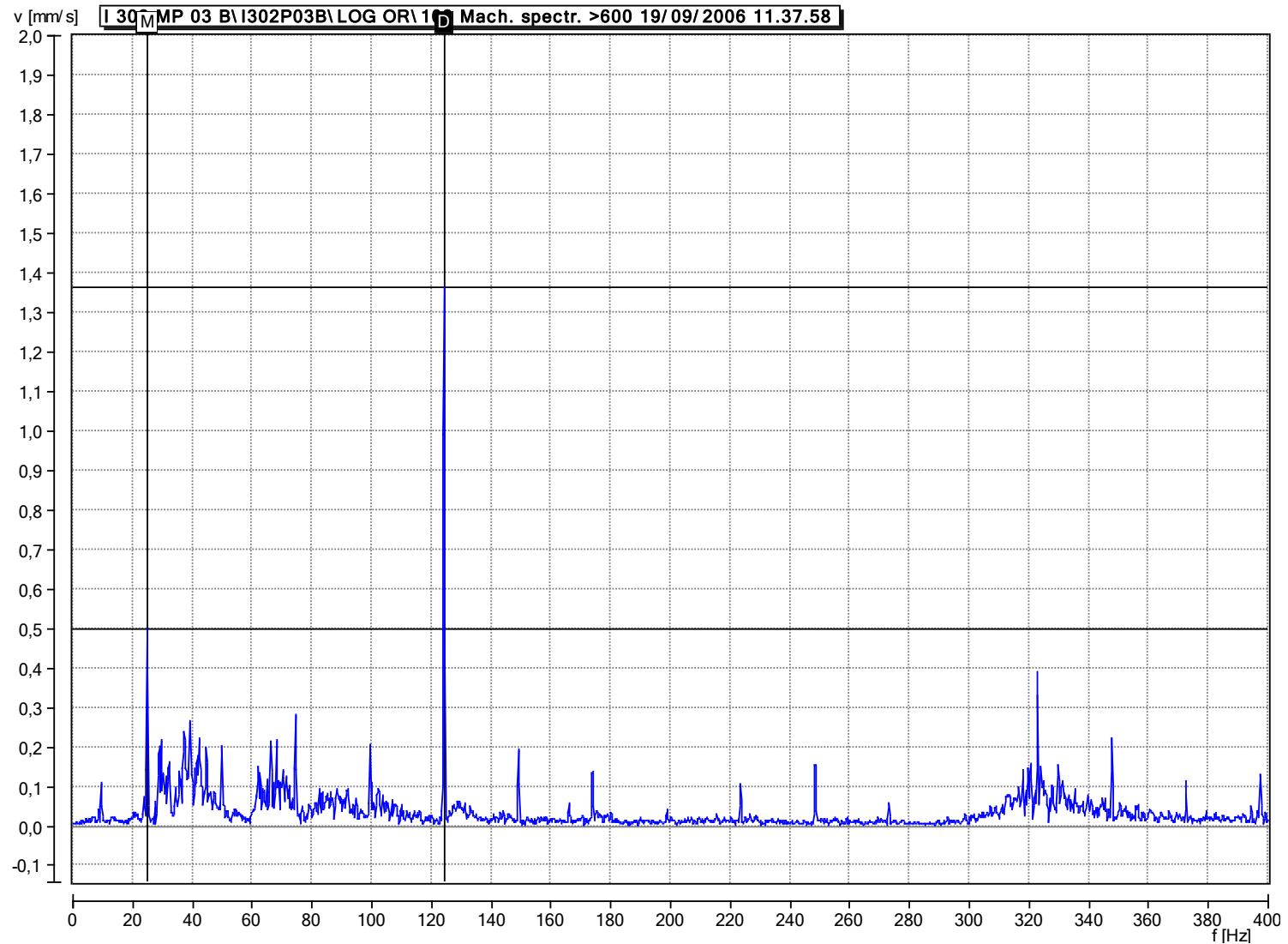
Si può manifestare sia radialmente che assialmente ed è dovuta agli urti della corrente di fluido contro le parti fisse o mobili della pompa.

Caso pratico n° 1

SCHEDA MACCHINA			
			
Annotazioni: Unità 300 : GASIFICATION _ Syngas Scrubber Circulation Pump			
DATI COMUNI			
Area		Item	
PPU : Plant Process Unit		1302 MP03B	
MOTORE		POMPA	
Costruttore e tipo		Costruttore e tipo	
Ansaldo		IDP	
Potenza elettrica		Potenza	
185 kW - 6000 V		6 HNNT 214 WT	
Numero di giri		Numero di giri	
1495 RPM		1495 RPM	
Diametro dell'albero		Diametro dell'albero	
L.G. $\phi 105$ L.O.G. $\phi 105$		L.G. $\phi 65$ L.O.G. $\phi 70$	
Cuscinetti lato giunto		Cuscinetti lato giunto	
SKF NU 221 C3 SKF 6221 C3		SKF 31313 SKF 31313	
Cuscinetti lato opposto giunto		Cuscinetti lato opposto giunto	
SKF NU 221 C3		SKF NUP 2214	
Inverter		Portata / Prestazioni costanti	
		318,9 m ³ /h	
Temperatura		Temperatura	
Altro:		Altro:	
		N° VANI : 5	
Altro:		Altro:	

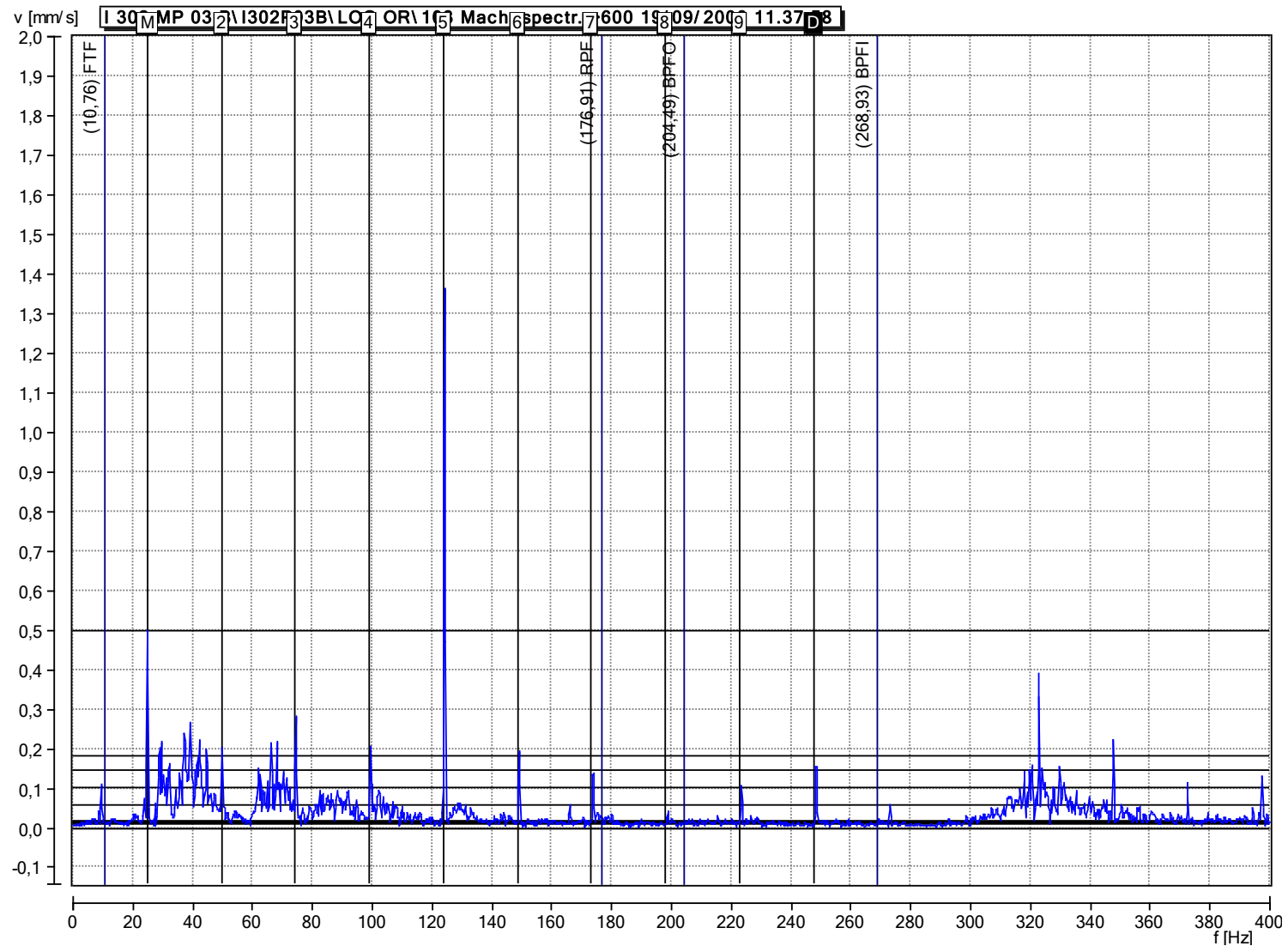
Meccanica delle Turbopompe

Caso pratico n° 1



Meccanica delle Turbopompe

Caso pratico n° 1



Pompa centrifuga azionata da un motore asincrono in media tensione a 4 poli, 1495 RPM, 185 Kw.

Non risultano picchi in corrispondenza delle frequenze del cuscinetto, fermo quanto già detto sulla necessità di verificare ciò in accelerazione e con la funzione “ENVELOPE”.

Risulta evidente l'armonica del quinto ordine a quasi 125 Hz corrispondente alla frequenza passaggio vani. (1,37 mm/s contro gli 0,5 della fondamentale.)

Il relativo valore è comunque modesto, quasi 1,4 mm/s, ma lo spettro manifesta una lunga serie di armoniche della fondamentale, fin oltre la decima, rivelando la presenza di “Modulazione d'angolo”.

Questo si interpreta dicendo che la frequenza di passaggio vani è causata probabilmente da Ricircolazione di correnti di fluido che ritornano dalla tubazione di mandata ed urtano contro le palette della girante; così generano “disturbi” alla regolare rotazione della stessa, la cui fase risulta MODULATA (modulazione d'angolo).

Approfondimenti fisici e normativi

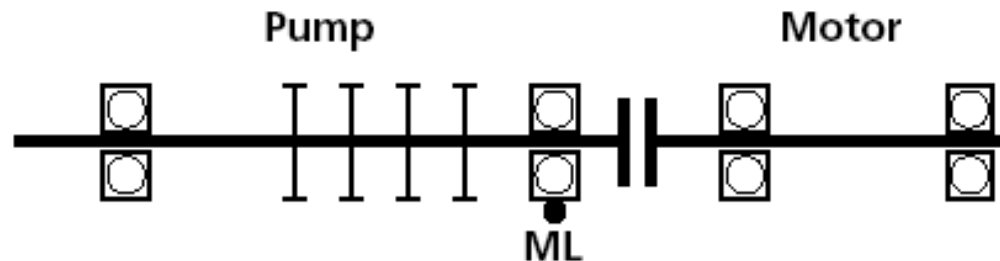
Tutti i problemi di non centratura e di disallineamento radiale o assiale manifestano la frequenza prima citata.

Qualche vibrazione alla frequenza del “passaggio pale” è normale: se dovesse accentuarsi diventa necessario intervenire.

Rimedi e soluzioni

Ripristini meccanici e geometrici della macchina idraulica.

Caso pratico n°2



Aggregate

4-stage centrifugal pump

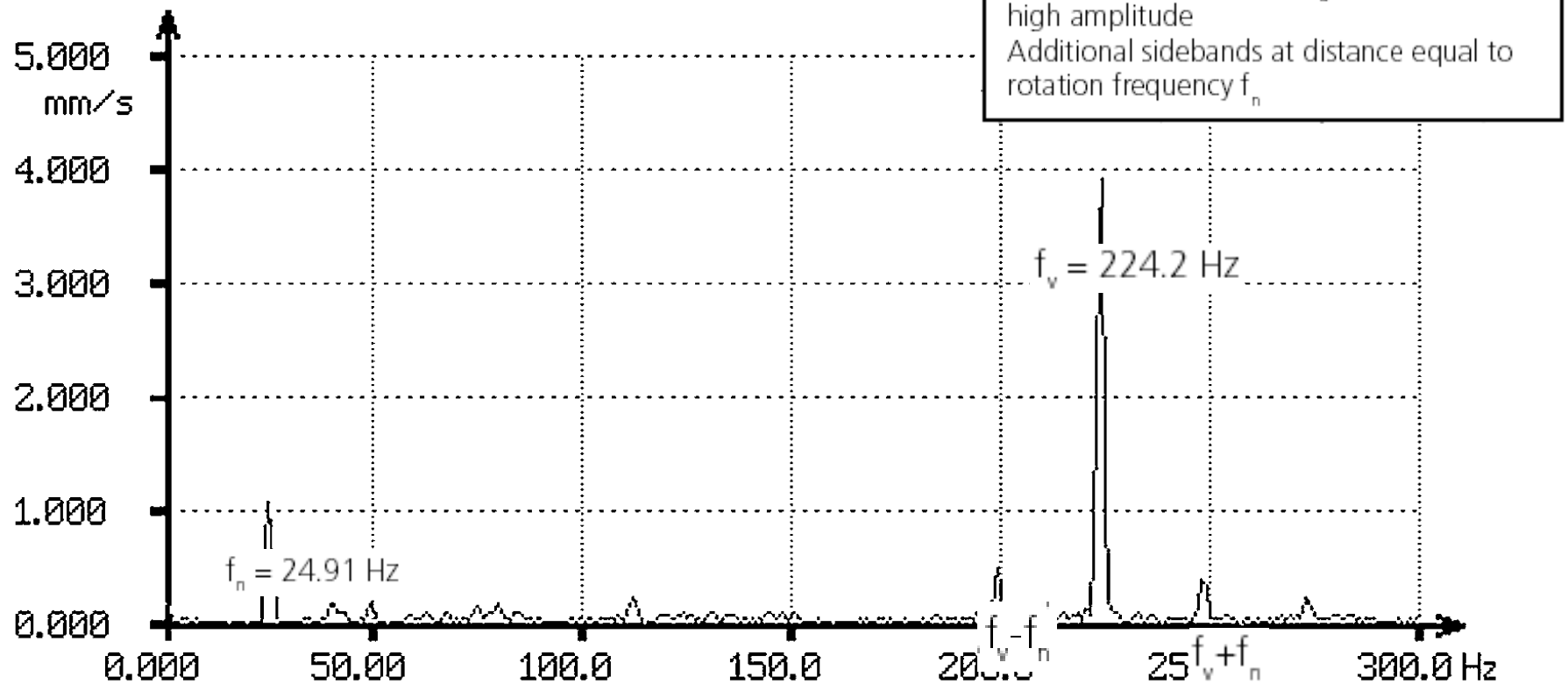
$P = 80 \text{ kW}$ $n = 1494 \text{ rpm}$ $f_n = 24.91 \text{ Hz}$

$f_b = 224.2 \text{ Hz}$ (blade passing frequency: pump impeller has 9 blades)

Measurement location (ML)

Inboard pump bearing, radial horizontal

Caso pratico n°2



Measurement made with Hanning window, without envelope

Origine meccanica

Frequenza del passaggio vani.

Definizione

La cavitazione si manifesta quando la Pompa opera al di sopra della sua capacità di progetto o con bassa pressione di aspirazione.

Manifestazioni in campo

Quando la pompa incomincia ad essere sottoalimentata il fluido in entrata viene trainato fuori dalla sua giusta traiettoria per provare a riempire i “vuoti” che esistono.

Questo genera “Sacche” di vuoto spinto instabili, che collassano o implodono molto rapidamente.

Tali implosioni eccitano locali “frequenze naturali” e, siccome sono a frequenze casuali, le vibrazioni risultanti sono casuali in intensità e frequenza e si manifestano in una larga banda di alte frequenze le cui componenti cambiano continuamente.

Approfondimenti fisici e normativi

Durante la Cavitazione si manifesta un rumore caratteristico, come se, in funzione della gravità del fenomeno , passassero nella pompa : SABBIA, GHIAIA, SASSI. Analisi di pompe che hanno manifestato cavitazioni mostrano erosioni di metallo : è successo di trovare che il mozzo era ciò che rimaneva della girante.

Ricircolazione è l'esatto contrario della Cavitazione, con la pompa che lavora con alta pressione di mandata e non riesce a scaricare, con il fluido che torna indietro. Nel caso di ricircolazione si ha un Riflusso del fluido dallo scarico alla pompa, ed esso si scontra con il fluido entrante e genera vibrazioni casuali anche pericolose, senza fenomeni di erosione ma con danni ai cuscinetti, valvole ecc. .

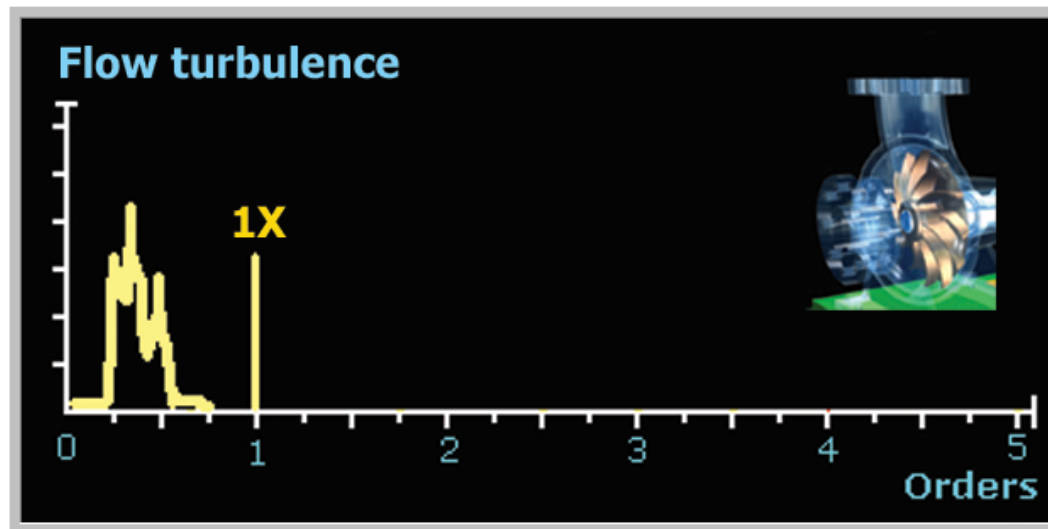
Ventilatori e Soffianti spesso manifestano eccessive vibrazioni da forze Aerodinamiche e Turbolenza di flusso in modo simile a quanto visto per le pompe centrifughe .

E' importante bilanciare, quando necessario, i Ventilatori con le Serrande in posizione di esercizio per evitare l'insorgere di turbolenze aerauliche.

La turbolenza in ventilatori, pompe e compressori è indotta quando il flusso normale viene strozzato o ostacolato durante l'esercizio.

- ▶ Ostruzioni nei condotti dell'aria o nelle tubazioni.
- ▶ Curvature con raggio ridotto nelle tubazioni.
- ▶ Brusche variazioni di diametro nelle condotte.
- ▶ Condizioni di esercizio di sovrapportata.

Bassa frequenza, picchi di vibrazione estesi: 0.5-0.8X



Rimedi e soluzioni

Controlli dell' efficienza delle tubazioni di aspirazione e di mandata (pulitura, rimozione ostruzioni).



EFFECT 3rd.TRANSFER PUMP

Speed = 1180 CPM

20 HP motor, Goulds 3196,

Centrifugal pump,

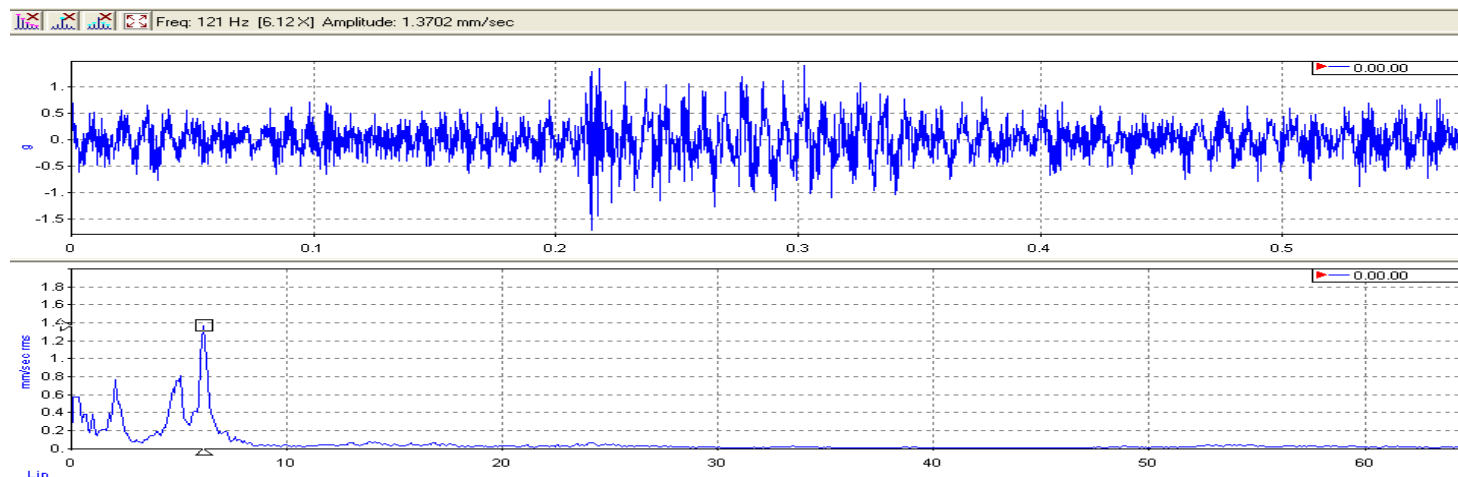
Impeller diameter 2"

5 pump vanes

724 GPM @ 53' head

Pump bearings: SKF 5309 and SKF 6309

Paraflex coupling



Considerazioni generali

L'ebollizione di un liquido può aver luogo o per innalzamento della temperatura o, anche alla temperatura ambiente, per abbassamento della pressione. La condizione di incipiente ebollizione si raggiunge quando in seno alla massa liquida si verifica una pressione pari alla tensione di vapore. Quando "l'ebollizione" si manifesta nelle regioni di bassa pressione, che si producono per effetto dinamico in una corrente liquida, si parla di cavitazione.

E' norma prudenziale ritenere che la condizione limite, di incipiente cavitazione, si abbia quando in un punto qualsiasi del campo di moto si raggiunge una pressione pari alla somma della tensione di vapore e della pressione dei gas disciolti:

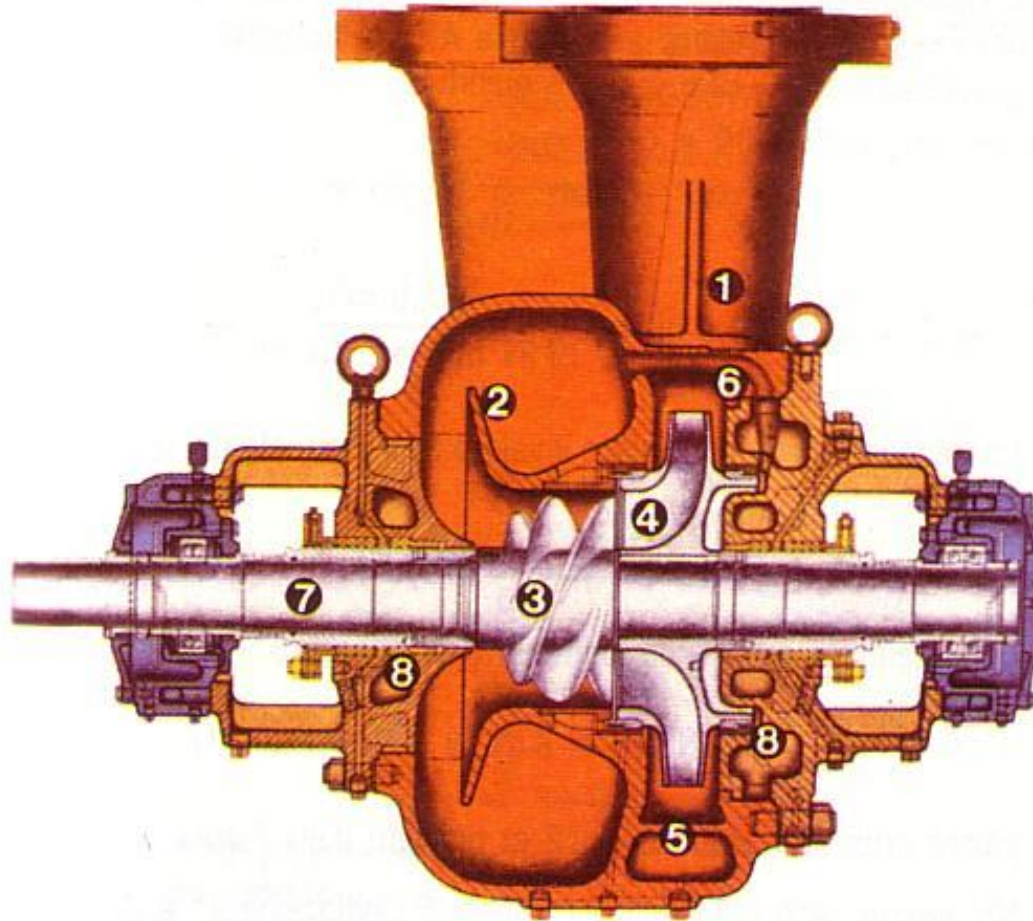
La cavitazione ha importanti conseguenze sia di natura fluidodinamica che meccanica. Infatti le sovrappressioni, che si esplicano sulle superfici solide e in particolare nelle cavità microscopiche in esse presenti, sollecitano severamente il materiale provocando nel tempo fenomeni di erosione (sollecitazione a fatica).

Tale erosione si manifesta preferenzialmente sulla pellicola protettiva, di durezza limitata, che ricopre il metallo, esponendo nuovo materiale che sarà così soggetto a corrosione. Complessivamente pertanto il fenomeno ha natura corrosivo/erosiva.

Se, in un qualche caso, un leggero grado di cavitazione potrà essere accettato, come norma generale la cavitazione deve essere evitata.

- 1) Si interviene sull'impianto riducendo l'altezza di aspirazione z_a o, quando è possibile, installando la pompa sotto battente.

- 2) Si può intervenire sulla pompa montando una idonea elica assiale immediatamente prima della girante: così si aumenta la pressione del fluido nell'ultimo tratto e si evita la cavitazione sulle pale della girante: tale elica è chiamata INDUCER.
L'INDUCER aumenta la pressione all'ingresso $p_{ing} / \rho * g$ recuperando parte di Y_a riducendo il termine Y_a nell'equazione precedente e quindi aumentando il termine da confrontare con N.P.S.H. .



L'INDUCER è indicato col 3 ed è esattamente prima della girante indicata col 4.

- 1- Cassa
- 2- Voluta aspirazione che convoglia all'INDUCER
- 3- Inducer
- 4- Girante chiusa
- 5- Corpo pompa a doppia voluta con bocca di mandata in asse
- 6- Ricircolo del liquido di raffreddamento dagli anelli di usura dietro la girante per il bilanciamento delle spinte assiali sul rotore.
- 7- Albero
- 8- Camera anulare dell'acqua di raffreddamento .

Le 7 slides che seguono possono anche essere saltate, in quanto costituiscono soltanto un chiarimento, sviluppato in termini molto semplici ed intuitivi, delle cause di innesco della Cavitazione attraverso il concetto di “N.P.S.H”.

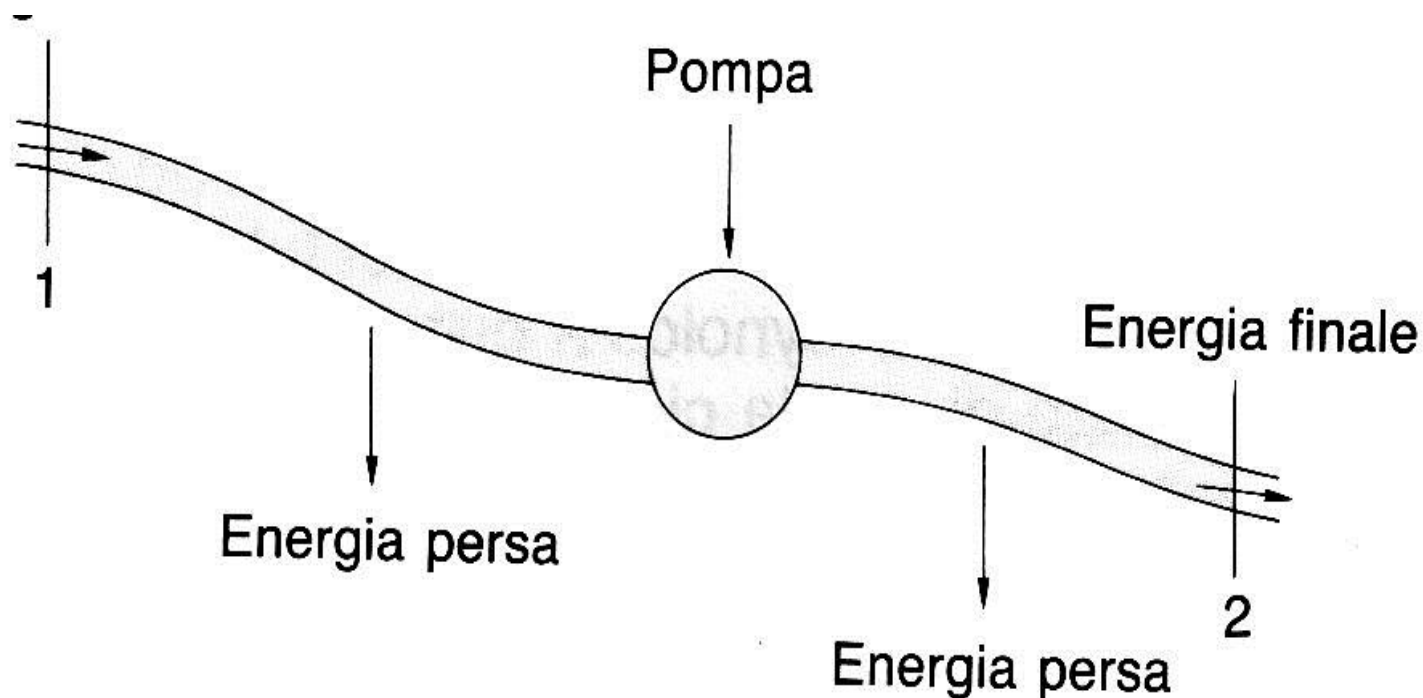
I liquidi reali, a differenza di quelli ideali, sono caratterizzati dalla Viscosità, a causa della quale si manifestano forze negative di attrito lungo i bordi dei condotti e forze negative in prossimità di ostacoli fissi lungo i condotti (curve, variazioni di sezione, ostruzioni parziali di flusso ecc.).

Si verificano così delle perdite di energia ossia perdite di carico sia continue che localizzate la cui somma in un condotto chiamiamo Y.

Y è la perdita di carico per unità di peso [m] e determina una caduta di pressione Δp :

$$\Delta p = \rho * g * Y$$

Definiamo “ h_p ” l’energia per unità di peso fornita al liquido da una pompa.



L'equazione di Bernoulli per un liquido incompressibile di massa volumica ρ diventa:

$$Y = \{p_1 / (g * \rho) + v_1^2 / (2 * g) + z_1\} - \{p_2 / (g * \rho) + v_2^2 / (2 * g) + z_2\} + h_p$$

$Y = \Sigma$ perdite di energia per unità di peso continue + localizzate

$\{ 1 \}$ = energia totale per unità di peso che entra attraverso la sezione 1

$\{ 2 \}$ = energia totale per unità di peso che esce dalla sezione 2

h_p = energia per unità di peso fornita dalla pompa fra le sezioni 1 e 2

Net Positive Suction Head (N.P.S.H.):

è un parametro che misura l'altezza in metri richiesta all'ingresso della pompa per impedire il sorgere della CAVITAZIONE nel liquido.

$$\text{NPSH} = \{ (p_{\text{ing}} - p_{\text{vap}}) / (\rho * g) \} = \{ (p_{\text{serb}} - p_{\text{vap}}) / (\rho * g) \} - z_a - Y_a$$

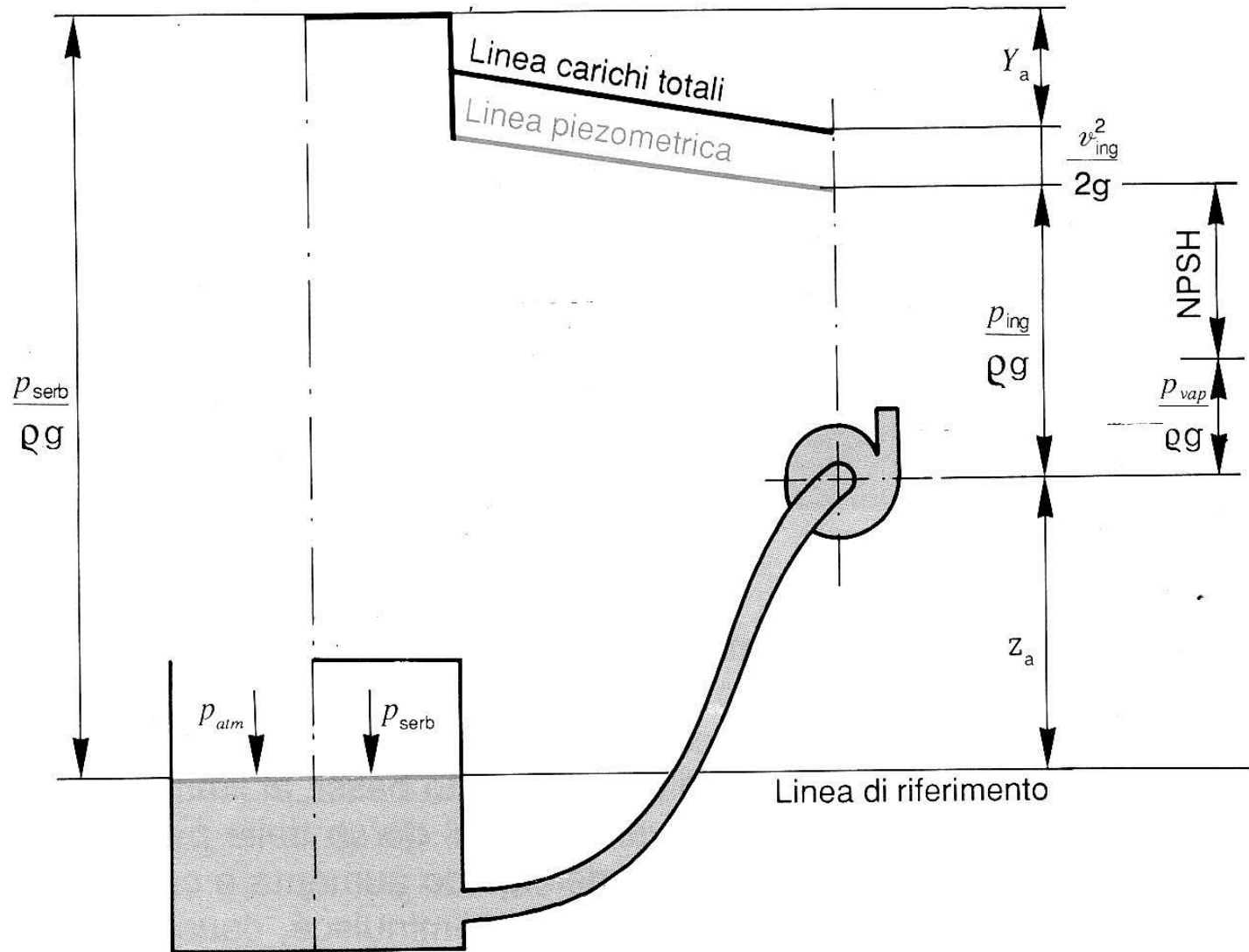
p_{serb} = pressione assoluta sul pelo libero del serbatoio da cui aspira la pompa

P_{vap} = tensione di vapore del liquido pompato

ρ = massa volumica del fluido alla temperatura di lavoro della pompa

Z_a = altezza geodetica di aspirazione della pompa dal riferimento

Y_a = perdita di carico complessiva nel condotto di aspirazione²¹⁴



Applichiamo il teorema di Bernoulli tra il pelo libero del serbatoio e la sezione di ingresso della pompa.

$$(p_{\text{serb}} / \rho^* g) = (p_{\text{ing}} / \rho^* g) + (v_{\text{ing}}^2 / 2^* g) + z_a + Y_a$$

Si può trascurare rispetto agli altri termini l'altezza cinetica all'ingresso della pompa, quindi l'equazione diviene:

$$(p_{\text{ing}} / \rho^* g) = (p_{\text{serb}} / \rho^* g) - z_a - Y_a \quad \text{quindi:}$$

$$\text{NPSH} = (p_{\text{ing}} - p_{\text{vap}}) / \rho^* g = \{ (p_{\text{serb}} - p_{\text{vap}}) / \rho^* g \} - z_a - Y_a$$

$$\text{NPSH} = \{(p_{\text{serb}} - p_{\text{vap}}) / (\rho * g)\} - z_a - Y_a$$

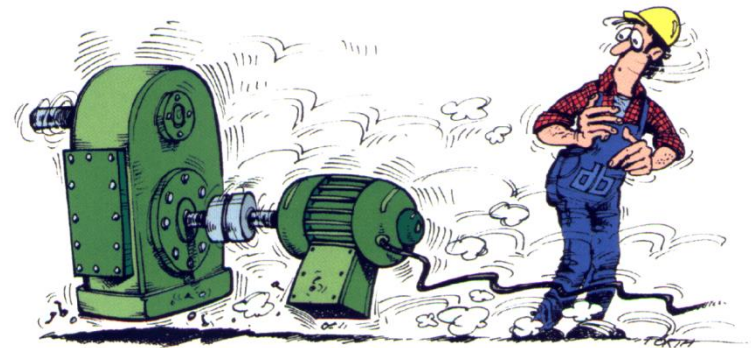
E' necessario porre la pompa ad una altezza z_a tale da mantenere il membro a destra dell'equazione maggiore del NPSH richiesto.

Si vede che un aumento delle perdite nel condotto di aspirazione Y_a può diminuire il membro a destra e quindi innescare la cavitazione.

Pompe rotative – Norma ISO

DIN ISO 10816-7	Category 1		Category 2		
Pump type	Rotodynamic pumps with high reliability, availability or security requirements.		Rotodynamic pumps for general or less critical applications.		r < 600 rpm 0.5 rpm 1.0 rpm 2.0 rpm
Power	< 200 kW	> 200 kW	< 200 kW	> 200 kW	
Velocity v_{eff}					Displacement s_{p-p}
7,6	D		9,5	D	
6,5			8,5		
10 – 1000 Hz r > 600 rpm	C		6,1	C	
5,0			5,1		
2 – 1000 Hz r < 600 rpm			4,2	B	130
4,0	B		3,2		80
3,5					50
2,5					μm
mm/s rms	A		mm/s rms	A	A
A Newly commissioned machines B Unrestricted long term operation C Restricted long term operation D Vibration causing damage					

Machine Alternative



La frequenza caratteristica di una macchina alternativa è data in genere da:

$$f_{ALT} = (RPM * N_{CIL}) / 60 \quad [Hz]$$

Dove $N_{CIL} = N^{\circ}$ cilindri

Se la macchina alternativa è un motore termico, detto N_{TEMPI} il N° dei tempi della stessa, la frequenza è:

$$f_{ALT} = (RPM * N_{CIL} * 2) / (60 * N_{TEMPI}) \quad [Hz]$$

La Norma ISO 10816-6 riguarda “ Reciprocating machines with power ratings above 100 Kw ” e non è applicabile a macchine installate in “road vehicles”.

Detta Norma individua i punti e le direzioni di misura ed individua quale “machine vibration severity grade” il più alto valore overall R.M.S. di “displacement, velocity and acceleration” misurato nelle 3 direzioni principali “X, Y, Z” sulla struttura principale della macchina tra 2 e 1.000 Hz.

La “Table 1” permette di definire il “Vibration severity grade” indicato con i valori : 1,1 ; 1,8 ; 2,8 ; 4,5 ; 7,1 ; 11 ; 18 ; 28 ; 45 ; 71 ; 112 ; 180.

La “Table A1” – Vibration classification numbers and guide values for reciprocating machines- fissa una correlazione tra il “Vibration severity grade” ed il “Machine vibration classification number” individuando le “Evaluation zones” : A , B , C , D per l’accettabilità o no del funzionamento delle macchine.

L'Annex A di tale Norma, recita tra l'altro:

” As and when circumstances permit, recommendations for acceptable guide values of vibration severity for particular types of machine will be prepared.

Until such time, classifications may be agreed between the manufacturer and customers, using experience or results of operation”

Ci sono 3 grandezze fisiche in grado di esprimere l'intensità di vibrazione:

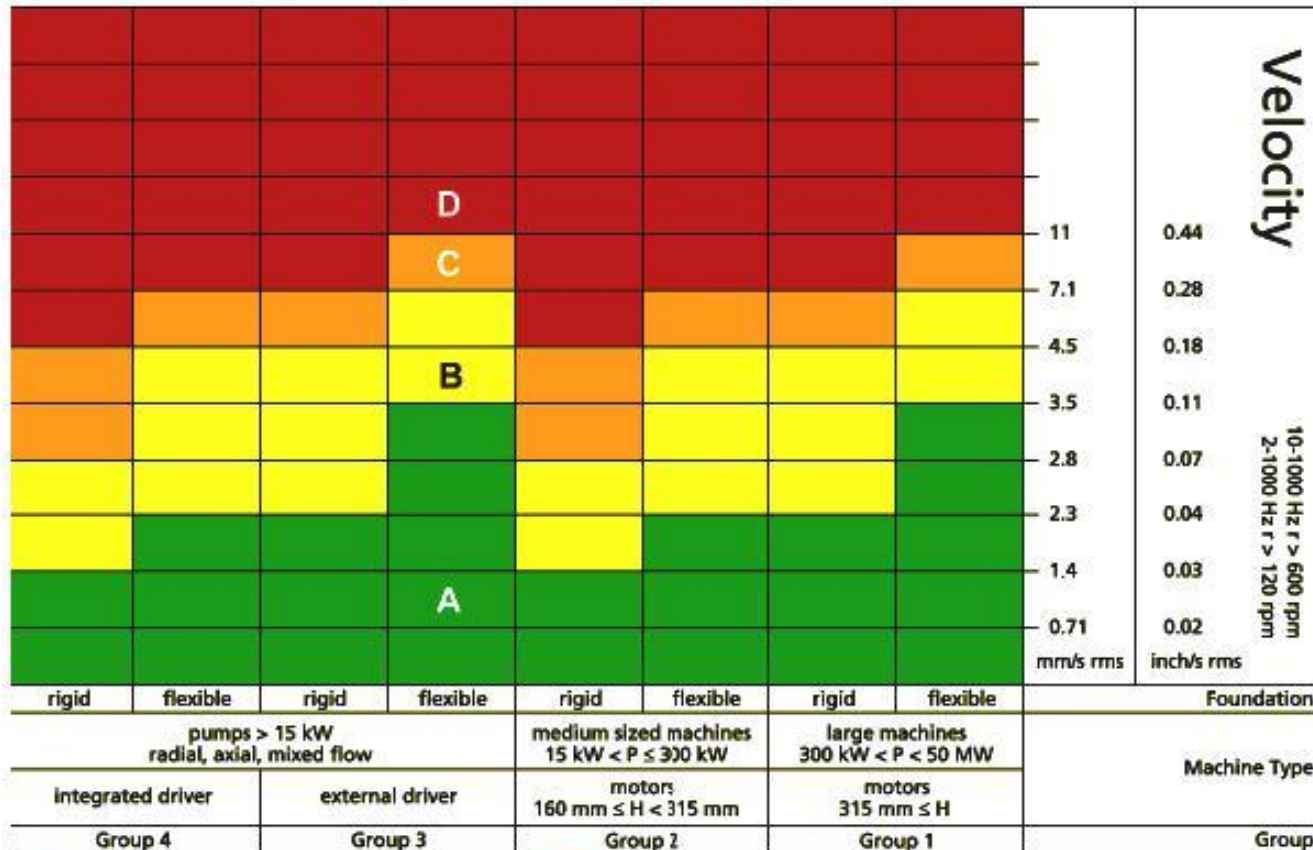
- 1) Ampiezza (Displacement):** valida soprattutto per le basse frequenze.
- 2) Velocità (RMS):** adatta per frequenze da 10 a 1.000 Hz e soprattutto per vibrazioni di tipo complesso e non puramente armonico.
- 3) Accelerazione:** adatta per le alte frequenze.

Nel maggiore numero di casi è sufficiente la lettura in velocità, ma se nello spettro si prevede siano presenti componenti di bassa frequenza, la valutazione deve essere eseguita sia in velocità che in displacement.

Se lo strumento fornisce direttamente il valore RMS della velocità e si ha un'oscillazione dei valori da un minimo a un massimo, quale LIVELLO DI VIBRAZIONE si può assumere:

$$V(\text{RMS}) = \sqrt{\frac{1}{2} * (V_{\text{eff. max}}^2 + V_{\text{eff. min}}^2)}$$

ISO 10816-3



D Vibration causes damage

Appendice

classificazione del livello di vibrazione di una macchina ISO 10816-3



PRÜFTECHNIK AG

Displacement threshold values

ISO 10816-3

								140	5,51	Displacement 10-1000 Hz r_{p600pm} 2-1000 Hz r_{p120pm}
								113	4,45	
								90	3,54	
								71	2,80	
								56	2,20	
								45	1,77	
								36	1,42	
								28	1,10	
								22	0,87	
								18	0,71	
								11	0,43	
								µm rms	mil rms	
rigid	flexible	rigid	flexible	rigid	flexible	rigid	flexible	Foundation		
pumps > 15 kW radial, axial, mixed flow				medium sized machines 15 kW < P ≤ 300 kW		large machines 300 kW < P < 50 MW		Machine Type		
integrated driver		external driver		motors 160 mm ≤ H < 315 mm		motors 315 mm ≤ H				
Group 4		Group 3		Group 2		Group 1		Group		
								A newly commissioned		
								B unrestricted long-term operation		
								C restricted long-term operation		
								D vibration causes damage		

© 1997 Prüftechnik AG

Condition Monitoring

ISO - 11

I limiti di accettabilità delle macchine industriali accoppiate, **con cuscinetti a film fluido**, con range di velocità compreso fra 1.000 r.p.m. e 30.000 r.p.m., senza limiti di dimensioni e potenza, e con MISURAZIONE DELLE VIBRAZIONI SU ALBERO ROTANTE (attraverso sensori di prossimità) sono riportati dalla ISO 7919-3 che indica i limiti di “displacement” PICCO-PICCO in μm in funzione della velocità di rotazione in r.p.m. ed individua 4 zone, A, B, C e D come la 10816-3.

Le Norme ISO 10816-3 e 7919-3 suggeriscono di fissare la soglia di “ALLARME” (ALARM) ad un valore non superiore a 1,25 volte il limite superiore della zona B.

Analogamente la ISO 10816-3 suggerisce di fissare la soglia di “BLOCCO” (TRIP) ad un valore non superiore a 1,25 volte il limite superiore della zona C.

La 7919-3 invece non suggerisce valori per la soglia di blocco, ma correla tale soglia all'integrità meccanica della macchina ed al suo progetto ed indica la probabilità che tale soglia ricada nelle aree “C” o “D”.

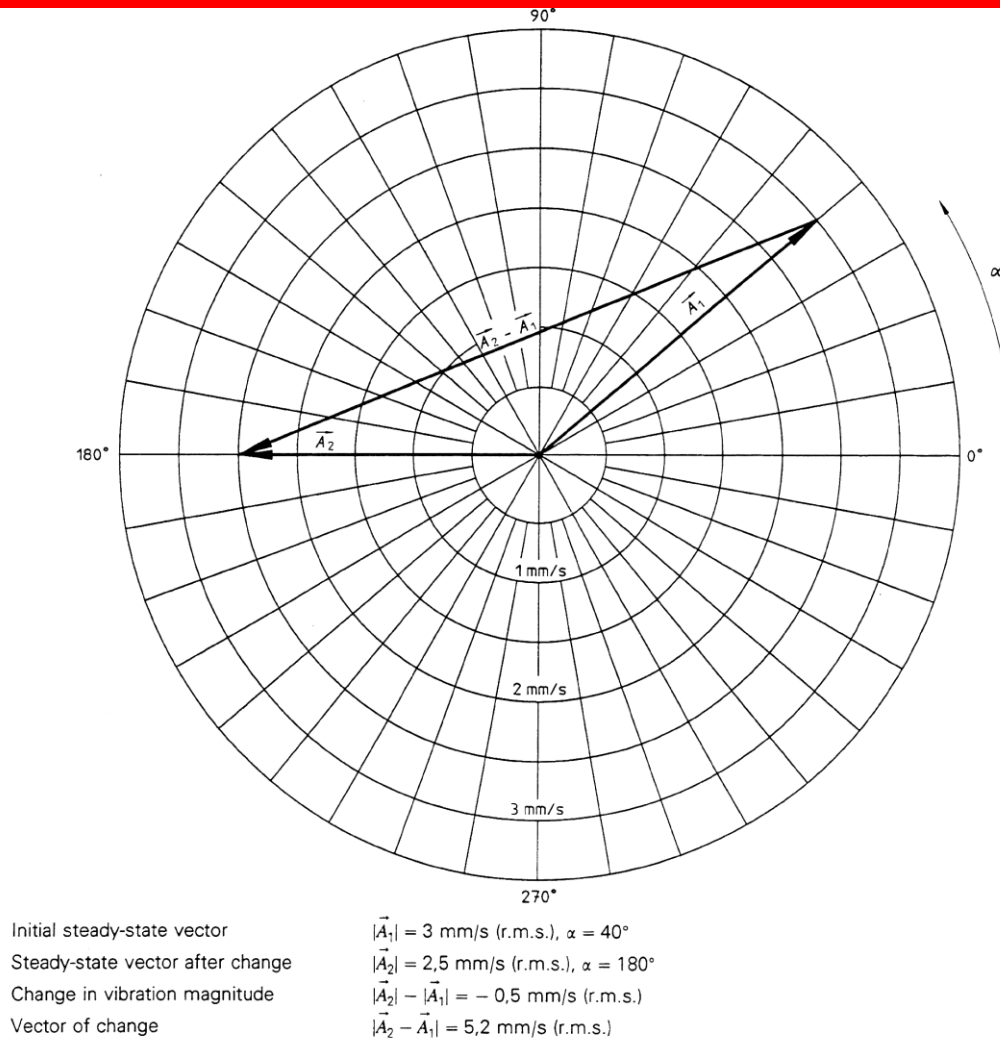


Figure D.1 — Comparison of vector change and change in magnitude for a discrete frequency component

Entrambe le Norme indicano in una variazione, in incremento o decremento, del valore di vibrazione, soprattutto se si manifesta in maniera rapida, pari o superiore al 25% del valore superiore della zona “B”, il segnale per effettuare delle verifiche al fine di individuare le cause della variazione.

Le azioni da intraprendere, dice in particolare la 7919-3, dovranno tenere conto del valore massimo di vibrazione e dell'eventualità che la macchina si sia stabilizzata alla nuova condizione.

Tabella Riepilogativa

FREQUENZA	DIREZIONE	POSSIBILE CAUSA	ALLOCAZIONE	NOTE
Sottomultipli di RPM	Rh / Rv	Possibile OIL WHIP	In prossimità dei cuscinetti	Per velocità maggiori 1° critica
Sottomultipli di RPM	Rh / Rv /A	Attriti del Rotore	Rotore-Cuscinetti-Cassa	Anche a frequenze maggiori
Sottomultipli di RPM	Rh / Rv /A	Risonanza sub-armonica	Rotore-Cuscinetti-Cassa- Fondazioni-Tubazioni	E' opportuno superare rapidamente le risonanze, o rimediarle
Sottomultipli di RPM	Rh / Rv /A	Vibrazioni da Battimento	In prossimità dei cuscinetti	
(0 - 0,40)*RPM	A (Rh, Rv)	Danni Cuscinetto Reggispinta	Albero	Soprattutto Assiali
(0,33-0,50-0,67)*RPM	Rh / Rv	Lasco nei cuscinetti volventi	In prossimità dei cuscinetti	Radiali
(0,42 - 0,48)* RPM	Rh / Rv	Possibile OIL WHIRL	In prossimità dei cuscinetti	Cuscinetti a strisciamento
(0,40 - 0,50)*RPM	Rh / Rv	Turbolenza da Olio o da Risonanza	Rotore-Cuscinetti-Cassa-Tubazioni	Cuscinetti a strisciamento + Macchine a fluido
(0,40 - 0,50)*RPM	Rh / Rv /(A)	Vibrazioni indotte da Giochi e Tolleranze	Rotore-Cuscinetti-Cassa	Fase instabile

Tabella Riepilogativa

FREQUENZA	DIREZIONE	POSSIBILE CAUSA	ALLOCAZIONE	NOTE
1*RPM	Rh / Rv	Sbilanciamento	Rotore	Misura sui cuscinetti
1*RPM	Rh / Rv /A	Disallineamento di accoppiamento e/o albero deflesso	Giunto	Vibrazioni assiali
1*RPM	Rh / Rv /A	Fondazioni distorte	Albero	Questa manifestazione e le due seguenti sono molto simili
1*RPM	Rh / Rv /A	Distorsione della cassa	Albero	
1*RPM	Rh / Rv /A	Forze derivanti da tubazioni	Albero	
1*RPM	Rh / Rv	Eccentricità in cuscinetti e bronzine	Albero	Soprattutto su Piste interne
1*RPM	Congiungent e Centri	Eccentricità di ingranaggi o Pulegge	Albero	L'analisi di fase distingue dallo sbilanciamento
1*RPM	Rh / Rv /A	Sfregamento del rotore	Albero	Si ripete anche a frequenze superiori ed inferiori
1*RPM	Rh / Rv /A	Danni ai cuscinetti radiali	Albero	Sono presenti alte frequenze
1*RPM	Rh / Rv /(A)	Velocità Critica	Albero - Cuscinetti a strisciam.	Albero o Cuscinetti o Sistema Si manifestano Vibrazioni elevate
1*RPM	Rh / Rv /A	Risonanza	Albero - Cuscinetti a strisciam.	L'ampiezza può essere notevole
1*RPM	Rh / Rv /A	Problemi elettrici	Albero	Vedere Corso Motori elettrici
1*RPM	Rh / Rv /A	Cinghie in cattive condizioni	Rotore,Cuscinetti,Fondazioni	RPM della Cinghia

Tabella Riepilogativa

FREQUENZA	DIREZIONE	POSSIBILE CAUSA	ALLOCAZIONE	NOTE
2*RPM	Rh / Rv /A	Disallineamento di accoppiamento	Giunto	Spesso con vibrazioni assiali
2*RPM	Rh / Rv /(A)	Allentamenti meccanici	Cuscinetti,Cassa,Fondazioni	Anche su Tubazioni
2*RPM	Rh / Rv /A	Forze derivanti da tubazioni	Albero, Tubazioni	
2*RPM	Rh / Rv	Ineguale rigidità h/v dei cuscinetti	Rotore-Cuscinetti-Cassa	
2*RPM	Rh / Rv /(A)	Risonanza armonica	Rotore-Cuscinetti-Cassa-Tubazioni	L'ampiezza può essere notevole
2*RPM	Rh / Rv	Forze alternative	Rotore-Cuscinetti	
2*RPM	Rh / Rv /A	Cinghie in cattive condizioni	Rotore,Cuscinetti,Fondazioni	2*RPM delle cinghie
Multipli di RPM	Rh / Rv /(A)	Allentamenti meccanici	Cuscinetti,Cassa,Fondazioni	Anche su Tubazioni
Multipli di RPM	Rh / Rv /A	Accoppiamenti non precisi	Rotore-Cuscinetti	
Multipli di RPM	Rh / Rv /(A)	Risonanza armonica	Rotore-Cuscinetti-Cassa-Tubazioni	
Multipli di RPM	Rh / Rv /A	Cinghie in cattive condizioni	Rotore,Cuscinetti,Fondazioni	Multipli di RPM delle cinghie
Multipli di RPM	Rh / Rv	Forze alternative	Rotore-Cuscinetti	Analizzare la macchina
Multipli di RPM	Rh / Rv	Forze aerodinamiche o idrauliche	Rotore,Cuscinetti,Cassa,Fondazioni	N° Pale o N° Vani * RPM

Tabella Riepilogativa

FREQUENZA	DIREZIONE	POSSIBILE CAUSA	ALLOCAZIONE	NOTE
Frequenze molto elevate	Rh / Rv /A	Danni ai cuscinetti	Rotore-Cuscinetti	Frequenze caratteristiche dei cuscinetti
Frequenze molto elevate	Rh / Rv /A	Difetti negli Ingranaggi	Rotore-Cuscinetti-Cassa	Possibili alcune Modulazioni
Frequenze molto elevate	Rh / Rv /A	Problemi elettrici	Albero	Possibili alcune Modulazioni per problemi al Rotore
$2 \cdot f_l - n \cdot f_l$	Rh / Rv	Problemi elettrici	Albero	Senza Modulazioni se i problemi sono allo Statore

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

www.pruftechnik.it