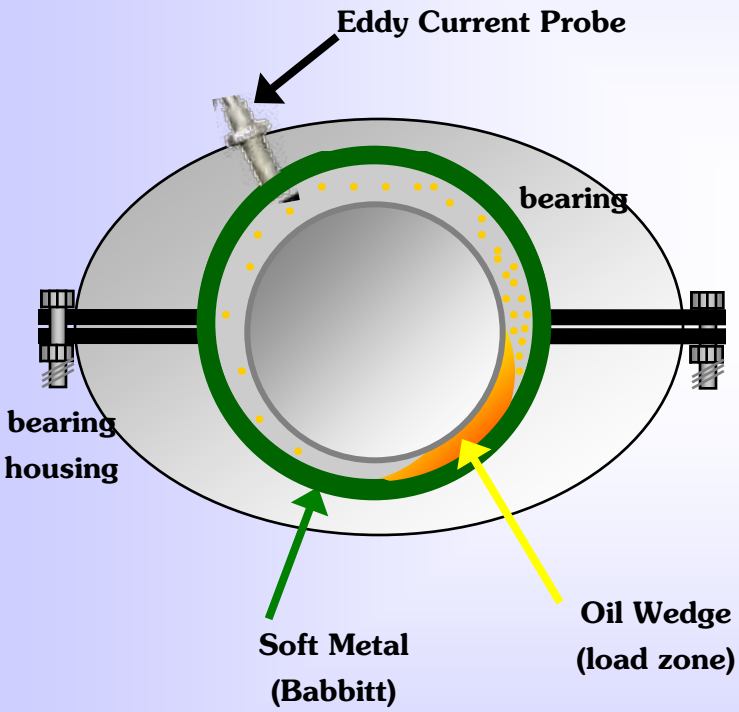
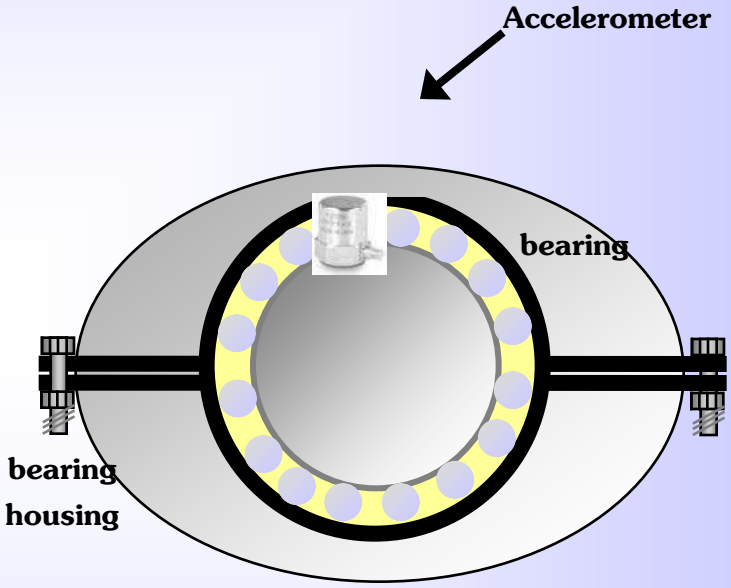
DAY 3

- Root Cause Vibration Analysis
  - Oil Whirl/ Oil Whip
  - Bearing Failure Analysis
    - Demodulation Technique
    - Bearing Natural Frequency
    - How to analysis Bearing Failure
    - The 4 Fault Frequencies
    - The 4 Fault Bearing Failure zones
  - Gear Defected Analysis
    - Gear Mesh Frequency
    - GAPF
    - Hunting Tooth
    - Na of Gear
  - Motor Analysis
    - DC Induction Motor
    - AC Motor
    - Synchronous Motor
- Workshop for alarm setting in real world
- Review Illustrated Vibration Chart

The vast majority of bearings are one of two types: Rolling Element, or "Anti-Friction" Bearings and Fluid Film Bearings



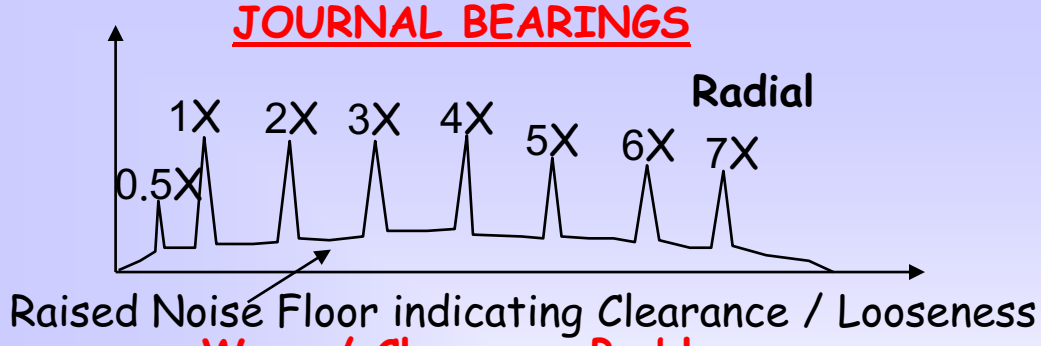
Fluid Film: Capable of supporting very high loads, high temperatures, high speed. Expensive and associated rotor dynamics are very complex.



Rolling Element: Low cost, simple to apply. But are capable of only moderate speeds and relatively light loads. Rotor dynamics aren't bad but diagnostics can be complex due to all those spinning balls!

OIL WHIRL / OIL WHIP

JOURNAL BEARINGS



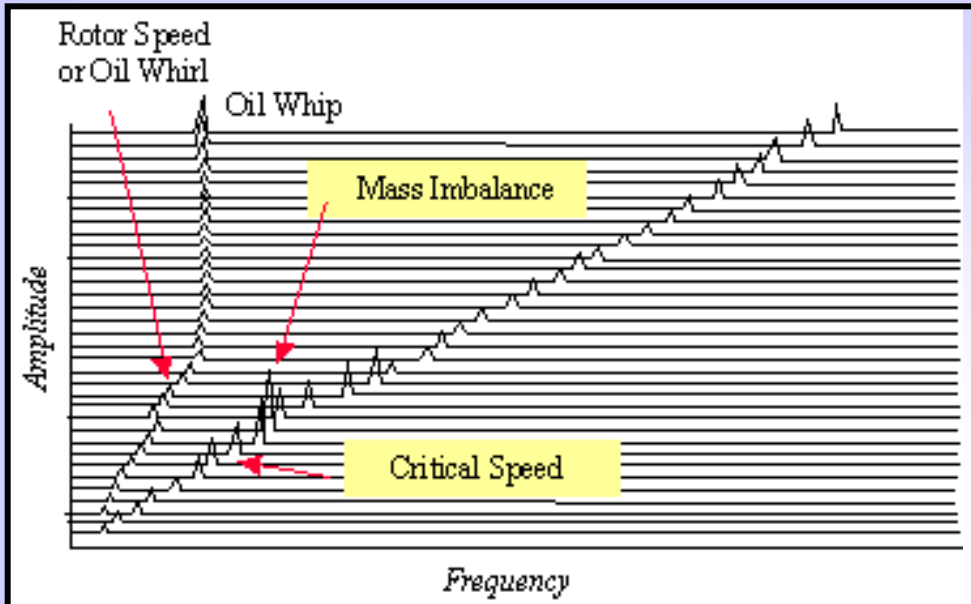
Wear / Clearance Problems

ภายหลังของการสึกหรอของปลอกเพลาโดยทั่วไปถูกแสดงเป็นอนุกรมทั้งหมดของจำนวนเท่าความเร็วรอบ (อาจขึ้นถึง 10 หรือ 20 เท่าความเร็วรอบ) การขัดถูปลอกเพลามักจะให้ขนาดที่สูงทิศทางแนวดิ่งเมื่อเทียบกับแนวราบ ปลอกเพลาที่ระยะเผื่อมากเกินไปอาจจะก่อให้เกิดการไม่สมดุลย์และ/หรือการเยื้องแนว ซึ่งก่อให้เกิดการสั่นสะเทือนสูงซึ่งจะต่ำกว่านี้มาก ถ้าระยะเผื่อของชุดรองรับอยู่ในกำหนดรายละเอียด

Oil Whirl Instability

การไหลวนของน้ำมันไม่คงที่ก่อให้เกิดการสั่นสะเทือนที่ความถี่ 0.42-0.48 เท่าของความเร็วรอบ และบ่อยครั้งที่ค่อนข้างจะรุนแรงการพิจารณาว่ามีค่าสูงเกินเมื่อขนาดการสั่นเกิน 50% ของระยะช่องว่างเพลารองรับกับปลอกเพลา การไหลวนของน้ำมันกระตุ้นให้เกิดการสั่นซึ่งเบี่ยงเบนไปจากเงื่อนไขการทำงานปกติ (ทั้งตำแหน่งมุมและสัดส่วนการเยื้องศูนย์) ก่อให้เกิดลิ่มน้ำมันไป “ยก” เพลาโดยรอบภายในปลอกเพลา แรงที่ไม่สมดุลย์ในทิศทางการหมุนเกิดผลในลักษณะการไหลวนเป็นการไม่สมดุลย์ภายใน เพราะเป็นการเพิ่มแรงหนีศูนย์กลาง ซึ่งเพิ่มแรงไหลวน สามารถเกิดจากน้ำมันที่รองรับเพลาไม่ยาวเพียงพอ หรือเริ่มไม่สมดุลย์เมื่อความถี่การไหลวนไปสอดคล้องกับความถี่ธรรมชาติของชิ้นงานหมุน การปรับเปลี่ยนความหนืดน้ำมัน,ความดันของน้ำมันหล่อลื่นและแรงภายนอกที่กระทำสามารถมีผลกับการไหลวนของน้ำมัน

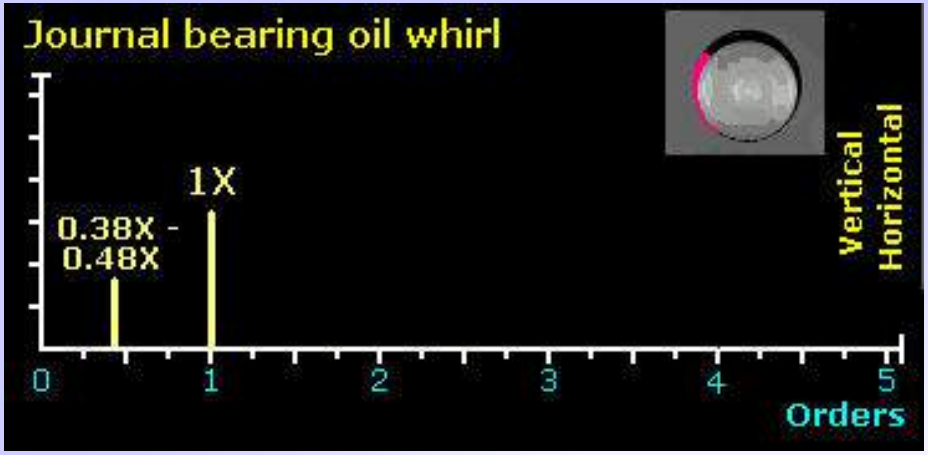
Oil Whip Instability



A spectral map showing Oil Whirl becoming Oil Whip instability as shaft speed passes thru 2X critical speed

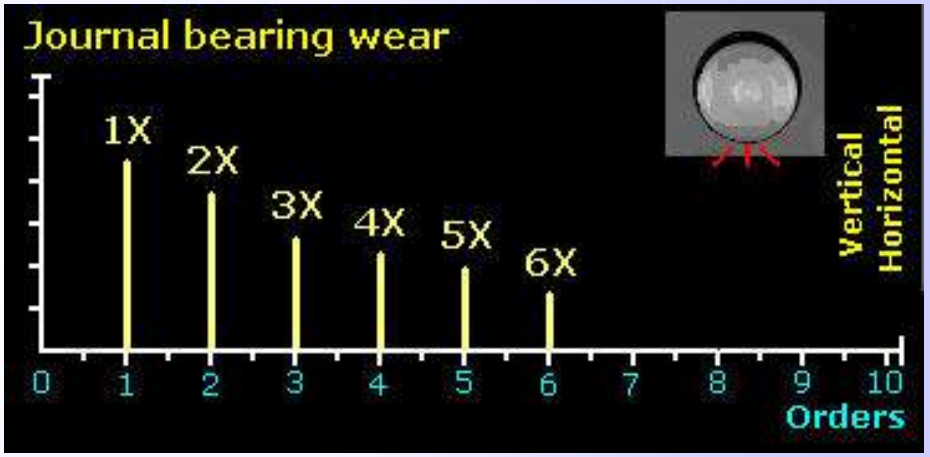
Frequency

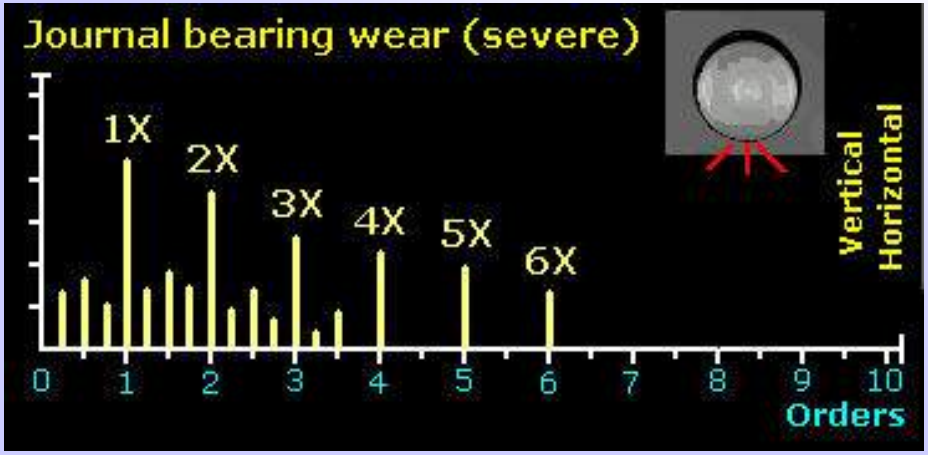
การไหลสะบัดของน้ำมันอาจจะเกิดขึ้นถ้าเครื่องจักรทำงานที่หรือมากกว่า 2 เท่าของความถี่วิกฤตของชิ้นงานหมุน เมื่อชิ้นงานหมุนขึ้นกับ 2 เท่าของความเร็ววิกฤต การไหลวนจะเข้าใกล้ความถี่วิกฤตของชิ้นงานหมุนอย่างมาก และอาจจะเกิดสาเหตุการสั่นสะเทือนที่มากเกินซึ่งชั้นของแผ่นน้ำมันหล่อลื่นอาจจะไม่หนาพอที่จะรองรับ ความเร็วไหลวนจะติดอยู่กับความถี่วิกฤตของชิ้นงานหมุน และค่าสูงสุดอันนี้จะไม่เพิ่มความถี่ ถึงแม้ว่าเครื่องจักรเร่งความเร็วให้สูงขึ้นและสูงขึ้นอีก



ปัญหา **Oil Whirl**

ปัญหา **Bearing** หลวม

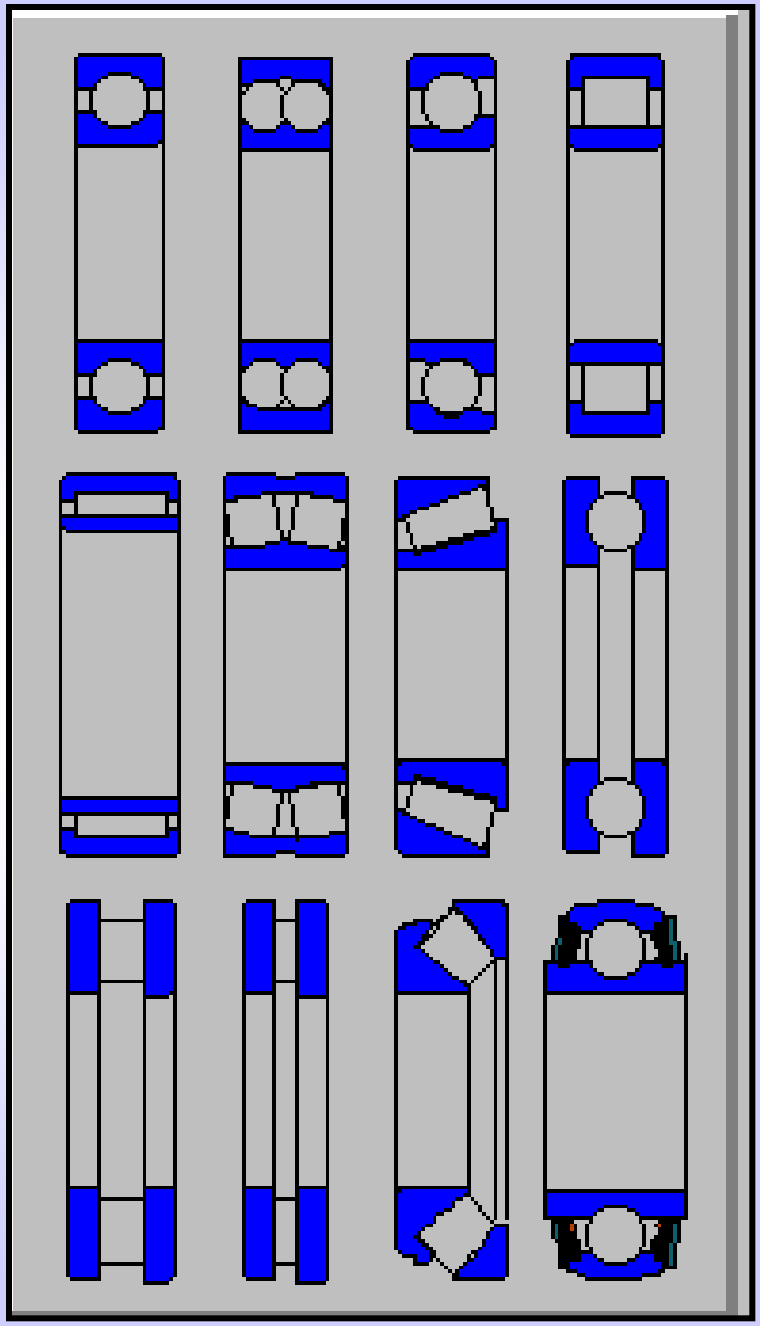




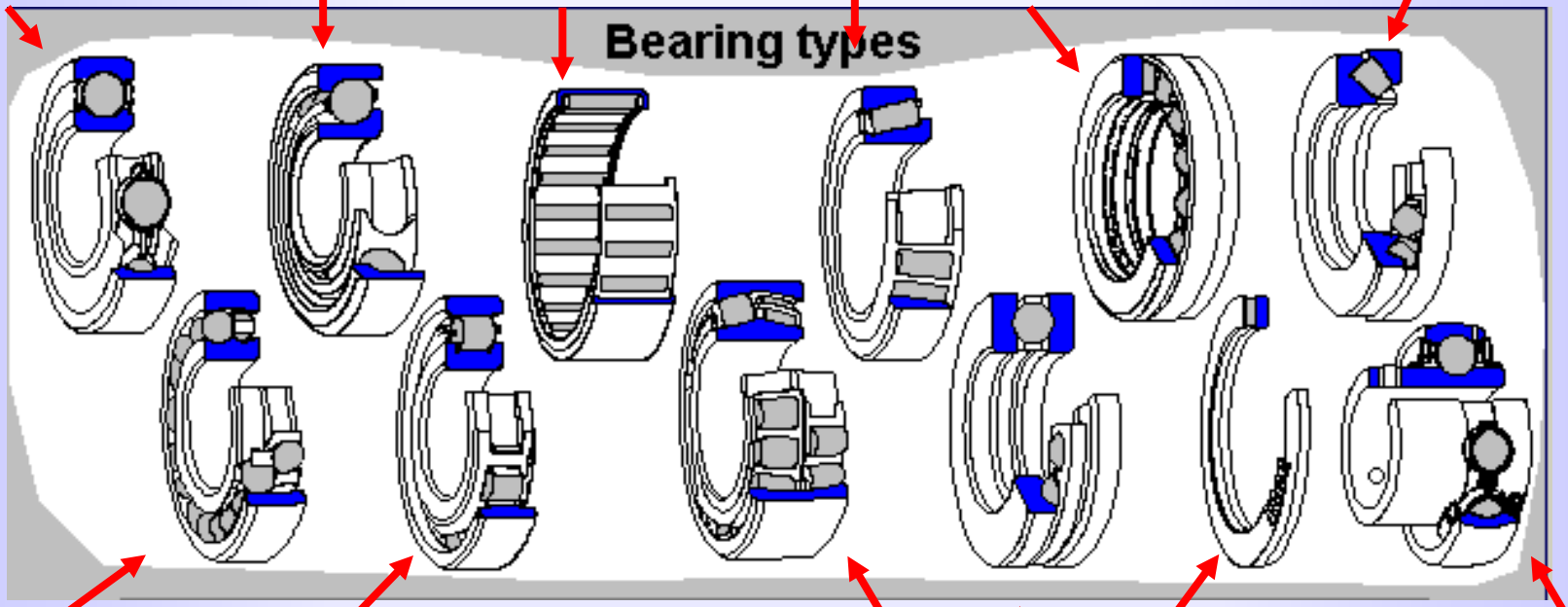
ปัญหา **Bearing** หลวม
ขั้นรุนแรง

Bearing Failure Analysis

Different Bearing Types



Definition of each Bearing Types



Angular Contact Ball Bearing

Taper Roller Bearing

Spherical Roller Thrust Bearing

Deep Groove Ball Bearing

Needle Roller Bearing

Cylindrical Roller Thrust Bearing

Self Aligning Ball Bearing

Cylindrical Roller Bearing

Spherical Roller Bearing

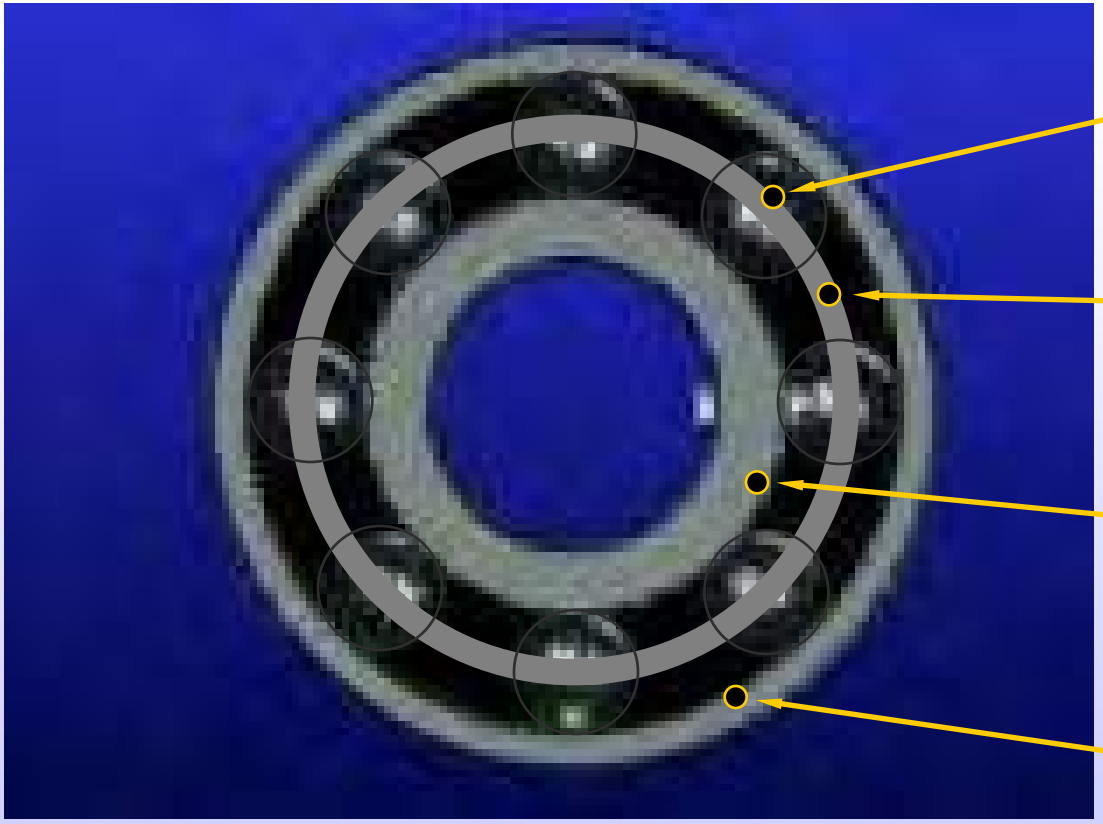
Needle Roller Thrust Bearing

Y-Bearing

Single Direction Thrust Ball Bearing

Roller Bearing Faults

Four different bearing frequencies



Ball Spin Frequency
(BSF)

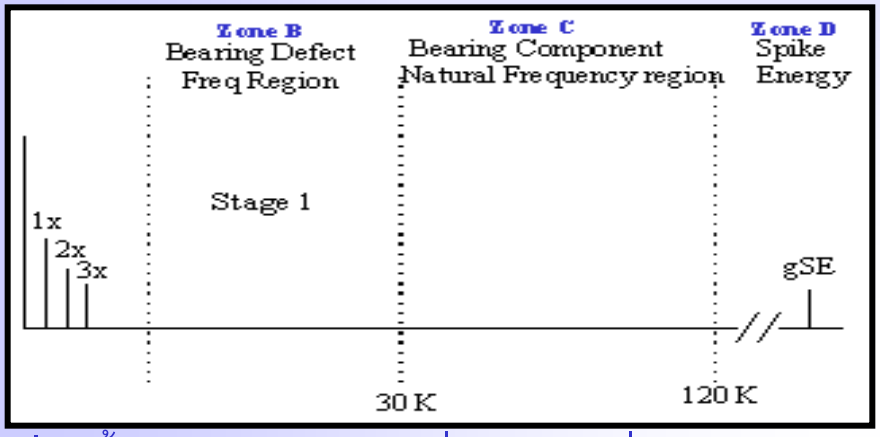
Fundamental Train
Frequency
(FTF)

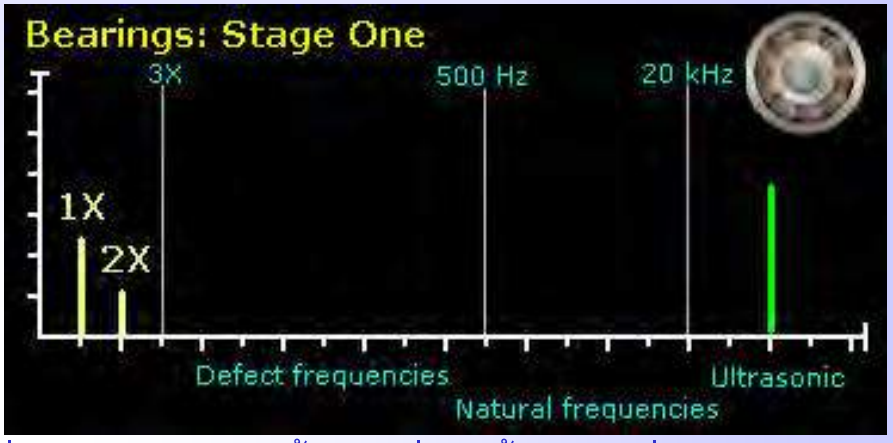
Ball Pass Frequency
Inner Race
(BPFI)

Ball Pass Frequency
Outer Race
(BPFO)

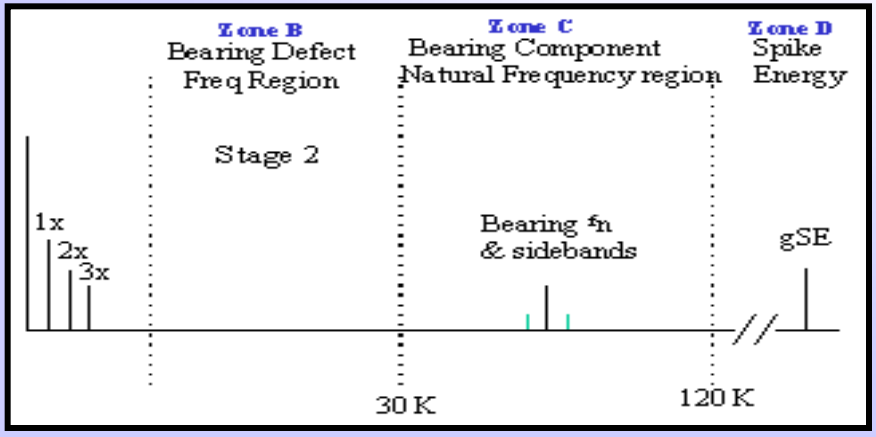
ขั้นตอนการเสียหายของตลับลูกปืนแบบเม็ดกลิ้ง :

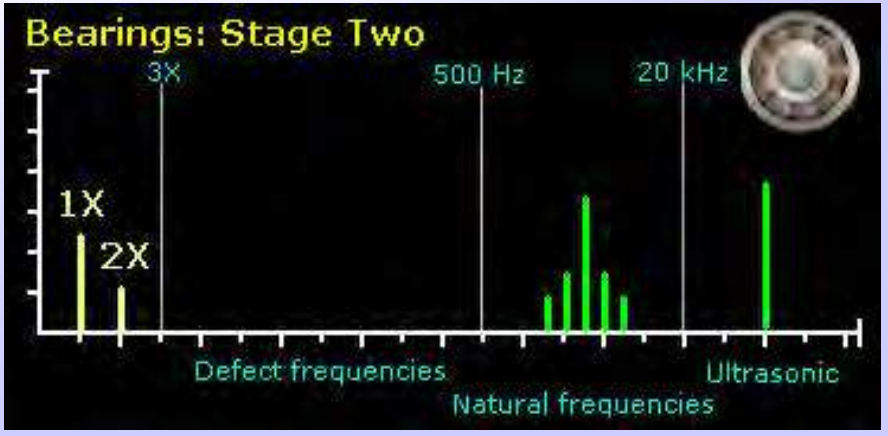
ขั้นที่ 1 : สิ่งชี้บ่งเริ่มแรกของปัญหาตลับลูกปืนปรากฏในรูปความถี่เหนือเสียง (Ultrasonic Frequency) ที่ประมาณ 20-60 กิโลเฮริทซ์ (1,200,000 – 3,600,000 รอบ/นาที) เหล่านี้คือความถี่ที่สามารถประเมินได้ด้วย Spike Energy (gSE), HFD (g) และ shock pulse (dB) ยกตัวอย่างSpike Energy อาจปรากฏขึ้นครั้งแรกที่ประมาณ 0.25 gSE ในขั้นที่ 1 (ค่าที่แท้จริงขึ้นอยู่กับตำแหน่งของการวัดและความเร็วของเครื่องจักร)



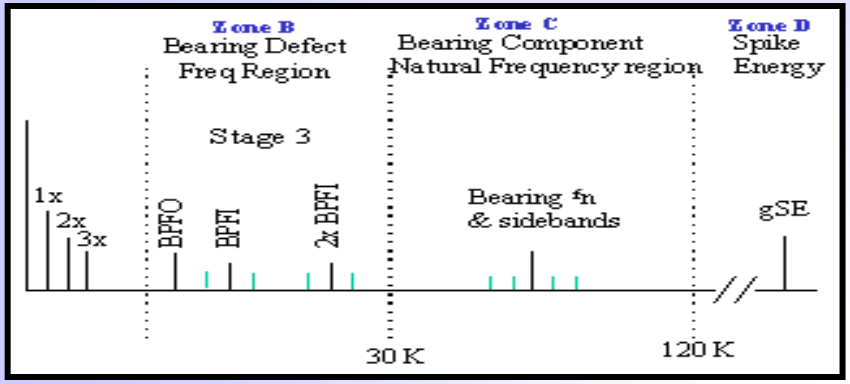


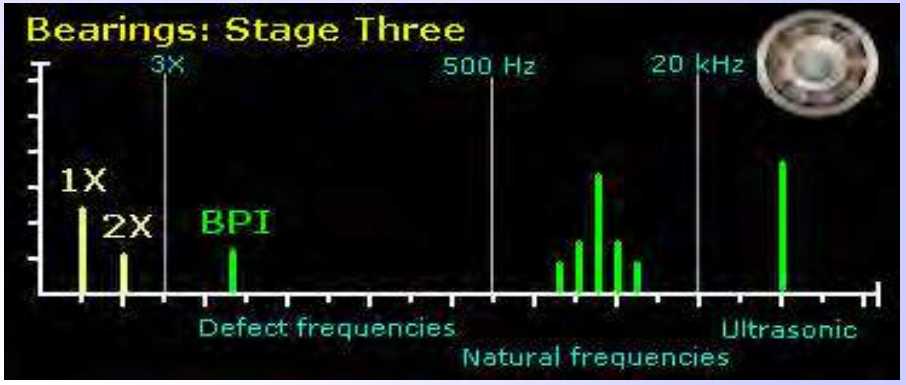
ขั้นที่ 2 : ริ้วรอยเสียหายเล็กน้อยที่ตลับลูกปืนเริ่มต้น “เคาะ” ความถี่ธรรมชาติ (fn.) ของชิ้นส่วน ซึ่งเกิดขึ้นเด่นชัดที่ 30,000 –120,000 รอบ/นาที ความถี่ข้าง(Sideband) เกิดขึ้นที่สูงกว่าและต่ำกว่าความถี่ธรรมชาติ เมื่อสิ้นสุดขั้นที่ 2 Spike Energy เพิ่มขึ้น (ตัวอย่างจาก 0.25 gSE ไปเป็น 0.5 gSE)



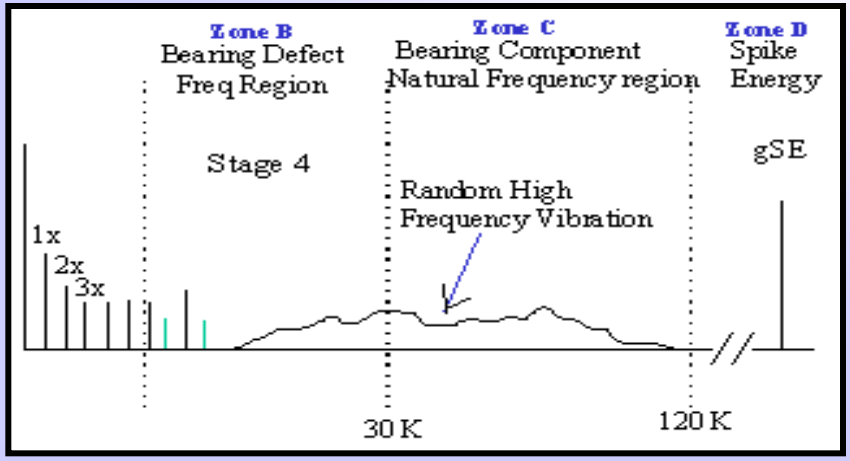


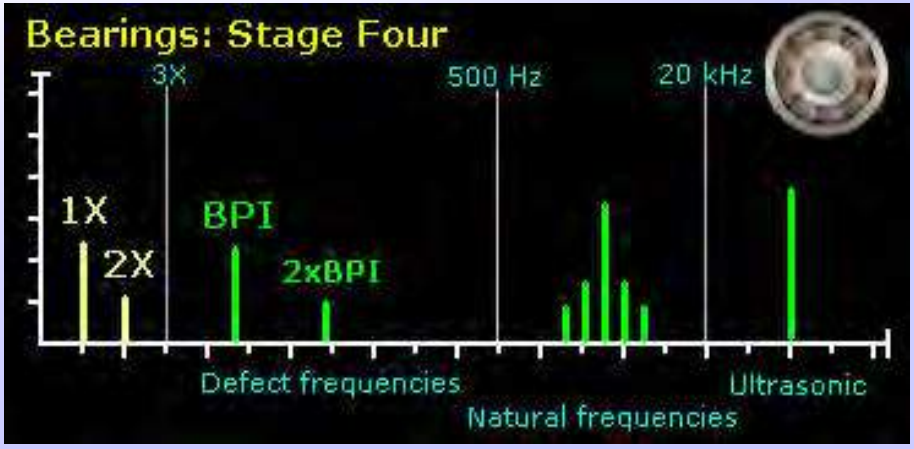
ขั้นที่ 3 : ความถี่ที่เสียหายและความถี่จำนวนเท่าของความถี่ที่เสียหายเริ่มปรากฏ (อ่านหัวข้อความถี่ที่เสียหายของตลับลูกปืนแบบเม็ดกลิ้ง) เมื่อการสึกหรอขยายตัวขึ้น จำนวนเท่าความถี่ที่เสียหายก็ปรากฏชัดมากขึ้น และจำนวนความถี่ข้างโตขึ้น ทั้งรอบความถี่เหล่านี้และความถี่ธรรมชาติของตลับลูกปืนSpike Energy เพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่อง (ตัวอย่างจาก 0.5 ไปเป็นมากกว่า 1 gSE) ขณะนี้การสึกหรอสามารถมองเห็นได้ด้วยตาเปล่าและอาจจะขยายยืดออกไปเป็นวงรอบตลับลูกปืน โดยเฉพาะเมื่อความถี่ข้างขยายตัวกับจำนวนเท่าความถี่ที่เสียหายของเครื่องจักร ให้เปลี่ยนตลับลูกปืนได้ทันที

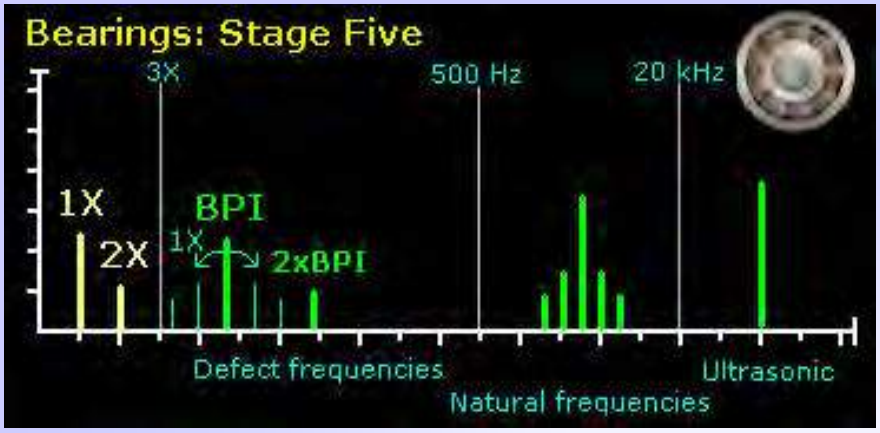


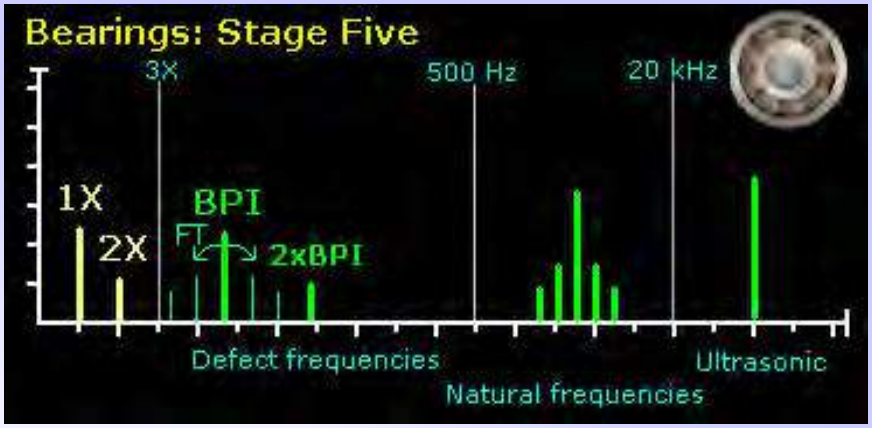


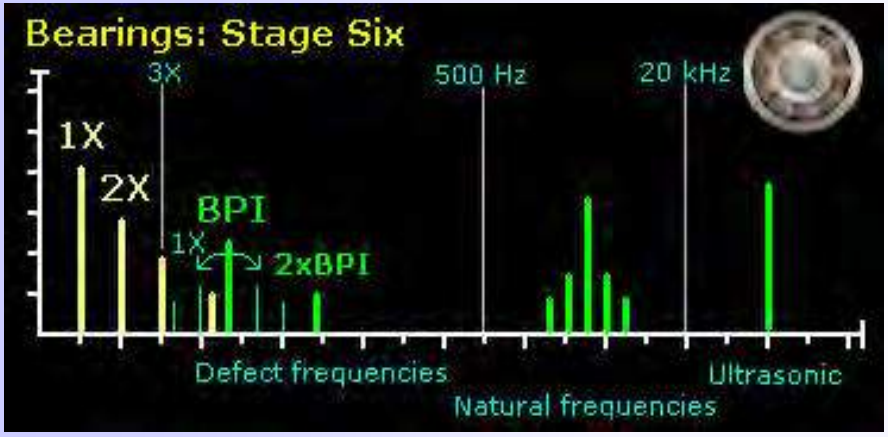
ขั้นที่ 4 : มุ่งเข้าวาระสุดท้าย ขนาดของการสั่นสะเทือนที่จำนวนความถี่เท่ากับรอบการหมุนเริ่มได้รับผลกระทบ มันเริ่มโตและปกติแล้วที่จำนวนความถี่เป็นเท่ารอบการหมุนก็โตขึ้น ความถี่ที่เสียหายของตลับลูกปืนและความถี่ธรรมชาติของชิ้นส่วนเริ่มขยายฐานเข้าต่อเชื่อมกัน ไม่เห็นแต่ละส่วนชัดเจนและถูกแทนที่สุ่มสุ่มด้วยแถบความถี่แบบ “Noise Floor” เพิ่มเติมด้วยขนาดของหย่อมแถบความถี่สูงและ Spike Energy จะมีขนาดลดลง แต่เกิดเสียหายก่อนหน้านี้แล้วโดยทั่วไป Spike Energy จะโตเกินขนาดแล้ว

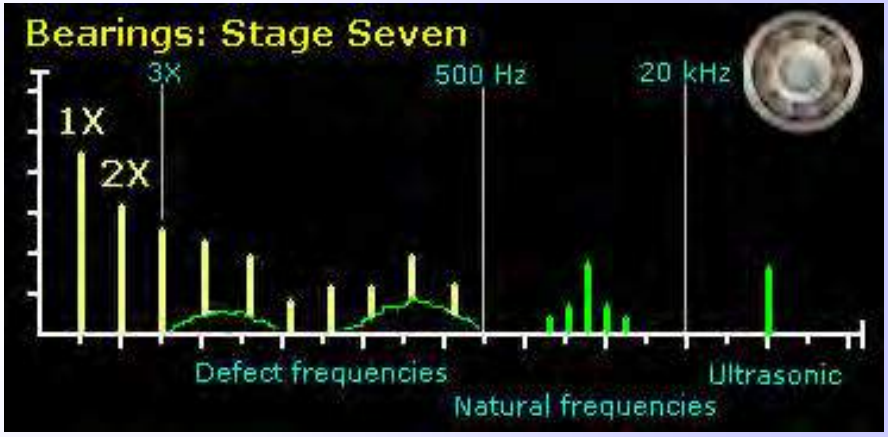


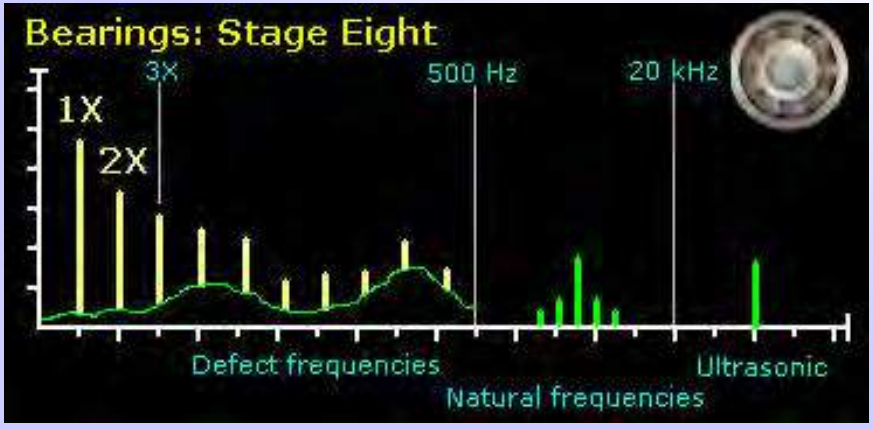


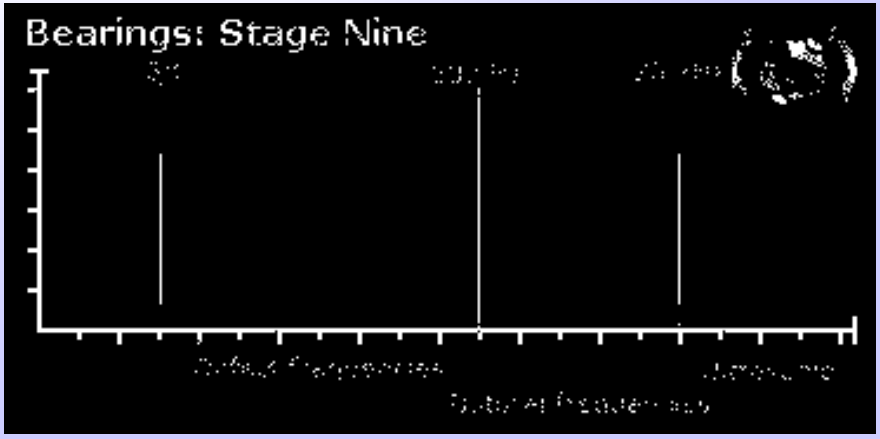

Bearings: Stage Five
3X
500 Hz
20 kHz
1X
2X
BPI
1X
2xBPI
Defect frequencies
Natural frequencies
Ultrasonic


Bearings: Stage Five
3X
500 Hz
20 kHz
1X
2X
BPI
FT
2xBPI
Defect frequencies
Natural frequencies
Ultrasonic

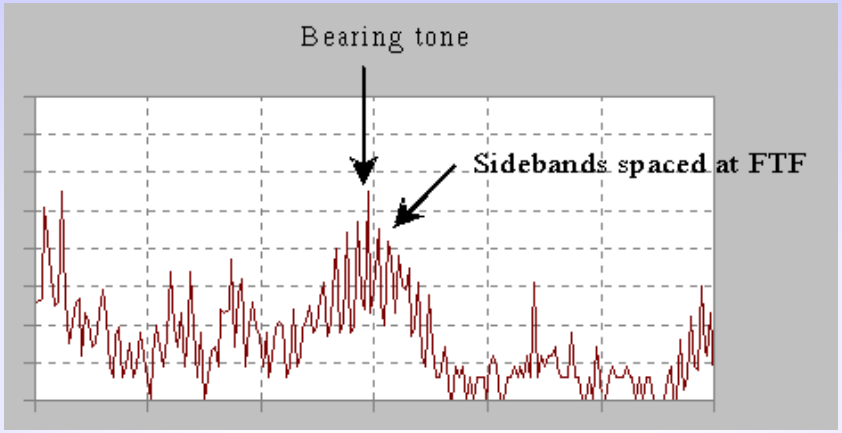

Bearings: Stage Six
3X
500 Hz
20 kHz
1X
2X
BPI
1X
2xBPI
Defect frequencies
Natural frequencies
Ultrasonic


Bearings: Stage Seven
3X
500 Hz
20 kHz
1X
2X
Defect frequencies
Natural frequencies
Ultrasonic


Bearings: Stage Eight
3X
500 Hz
20 kHz
1X
2X
Defect frequencies
Natural frequencies
Ultrasonic


Bearings: Stage Nine

Cage Frequency



Outer Race Frequency ⟶ 5.$\frac{?}{?}$x

Inner Race Frequency ⟶ 8.$\frac{?}{?}$x

Ball Spin Frequency ⟶ 2.$\frac{?}{?}$x

Cage Frequency ⟶ 0.3 - 0.5 x

BPOR = Ball Pass Outer Race = $\frac{Nb}{2}\left(1 - \frac{Bd}{Pd}\cos\Theta\right)$ x RPM

BPIR = Ball Pass Inner Race = $\frac{Nb}{2}\left(1 + \frac{Bd}{Pd}\cos\Theta\right)$ x RPM

BSF = Ball Spin Frequency = $\frac{Pd}{2Bd}\left[1 - \left(\frac{Bd}{Pd}\cos\Theta\right)^2\right]$ x RPM

FTF = Fundamental Train Freq. = $\frac{1}{2}\left(1 - \frac{Bd}{Pd}\cos\Theta\right)$ x RPM

(Inner Race Rotating)

FTF = Fundamental Train Freq. = $\frac{1}{2}\left(1 + \frac{Bd}{Pd}\cos\Theta\right)$ x RPM

(Outer Race Rotating)

N_b = Number of Balls or Rollers

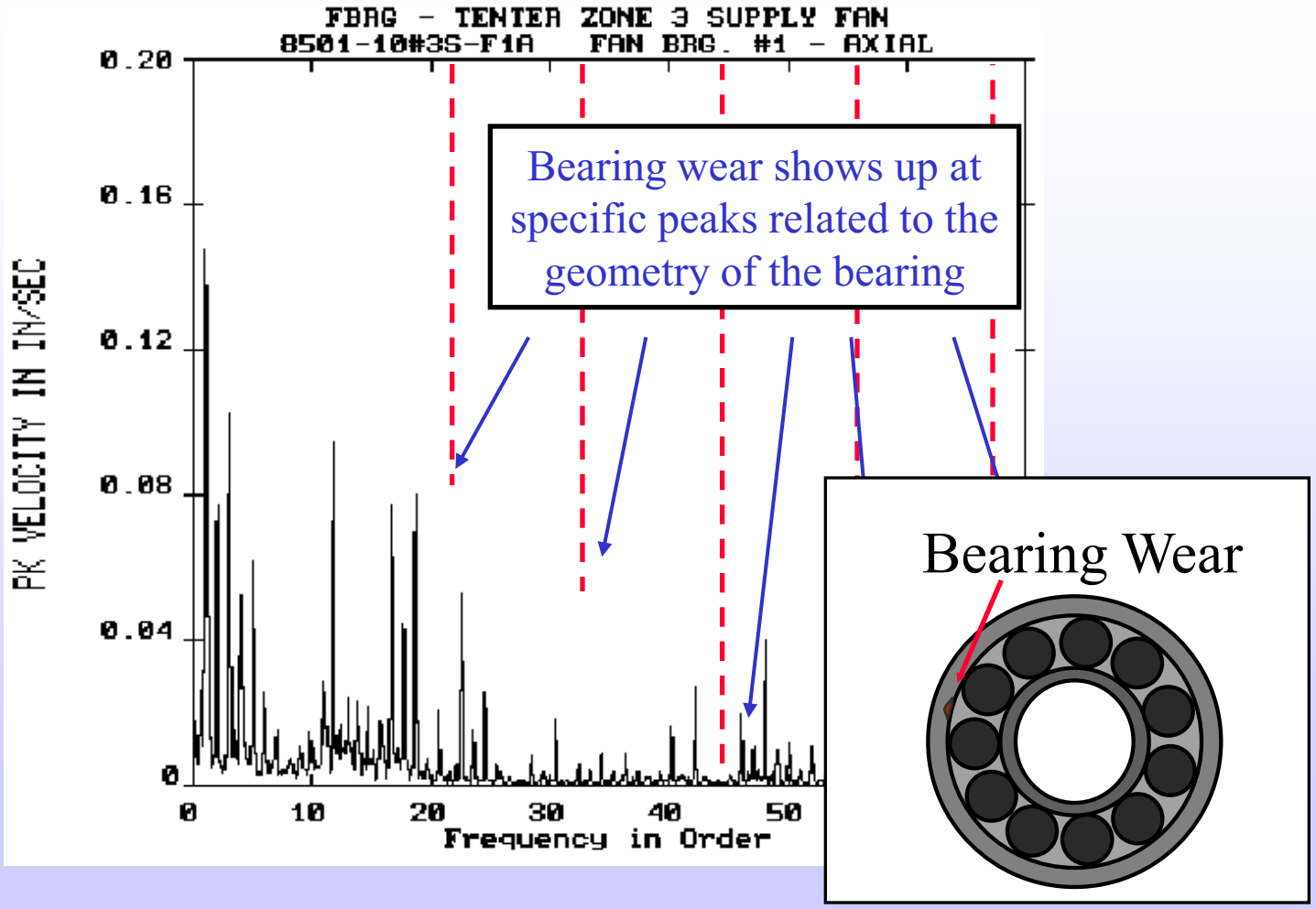
B_d = Ball / Roller Diameter

P_d = Bearing Pitch Diameter

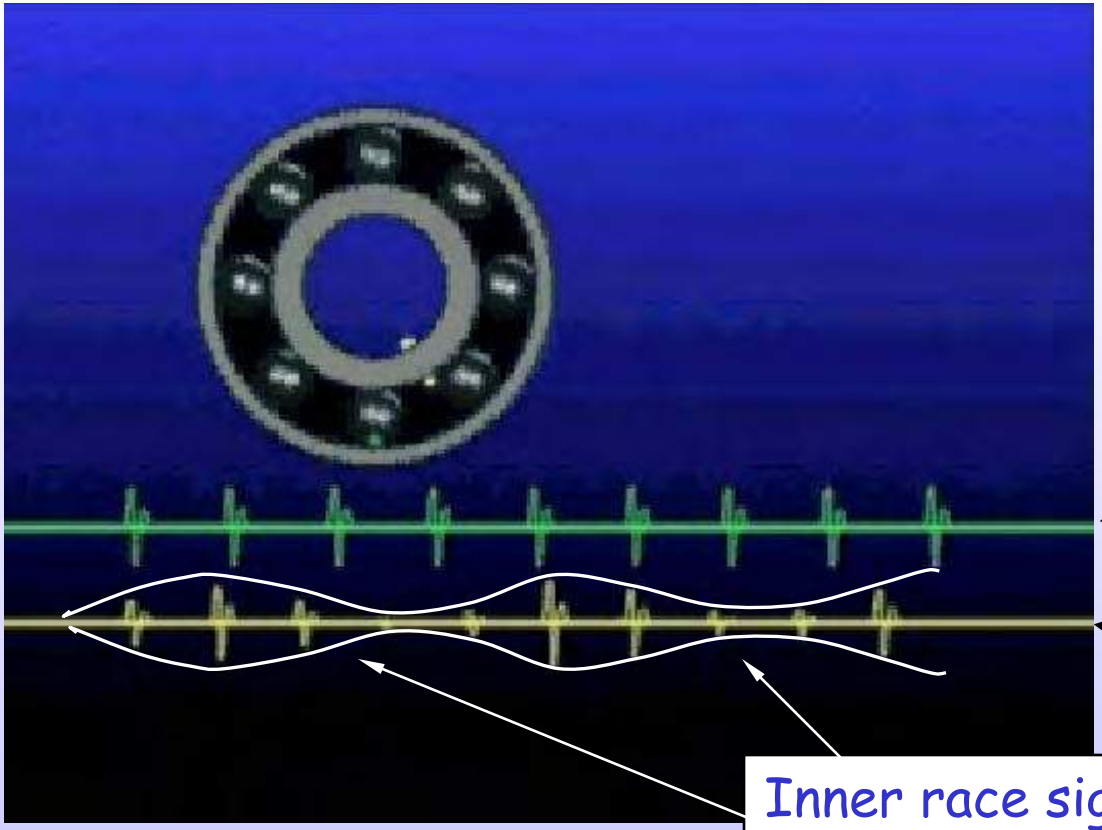
Θ = Contact Angle

Remember that BPOR + BPIR = Number of Balls

Roller Bearing Faults



How Bearing Faults Generate Vibration



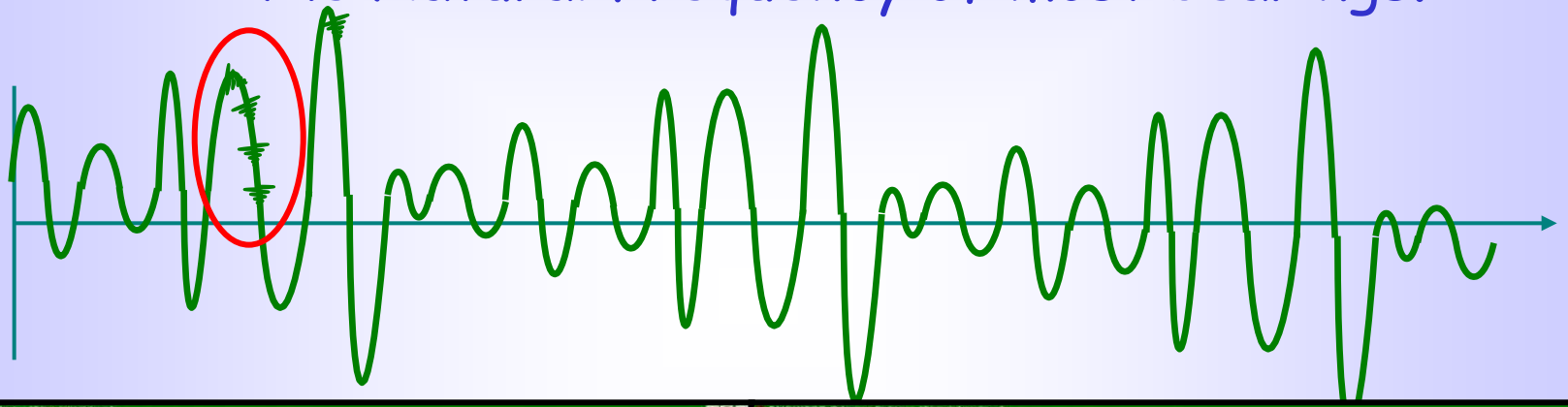
Outer Race Impacting

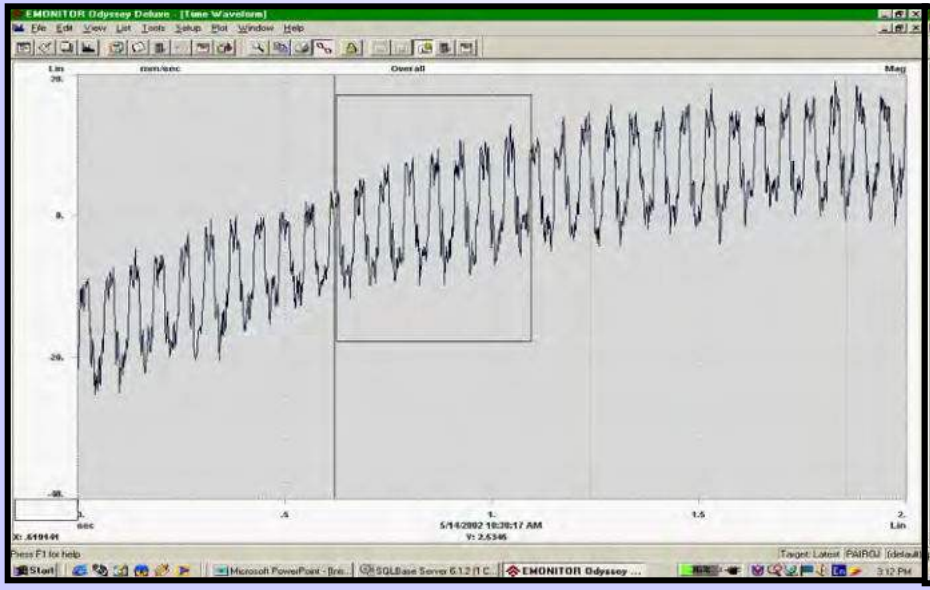
Inner Race Impacting

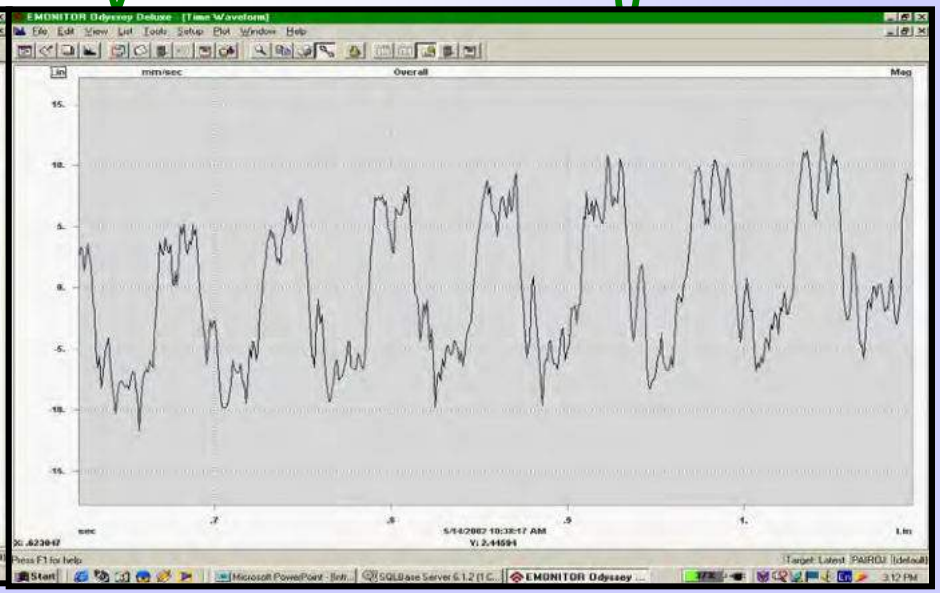
Inner race signal with modulation

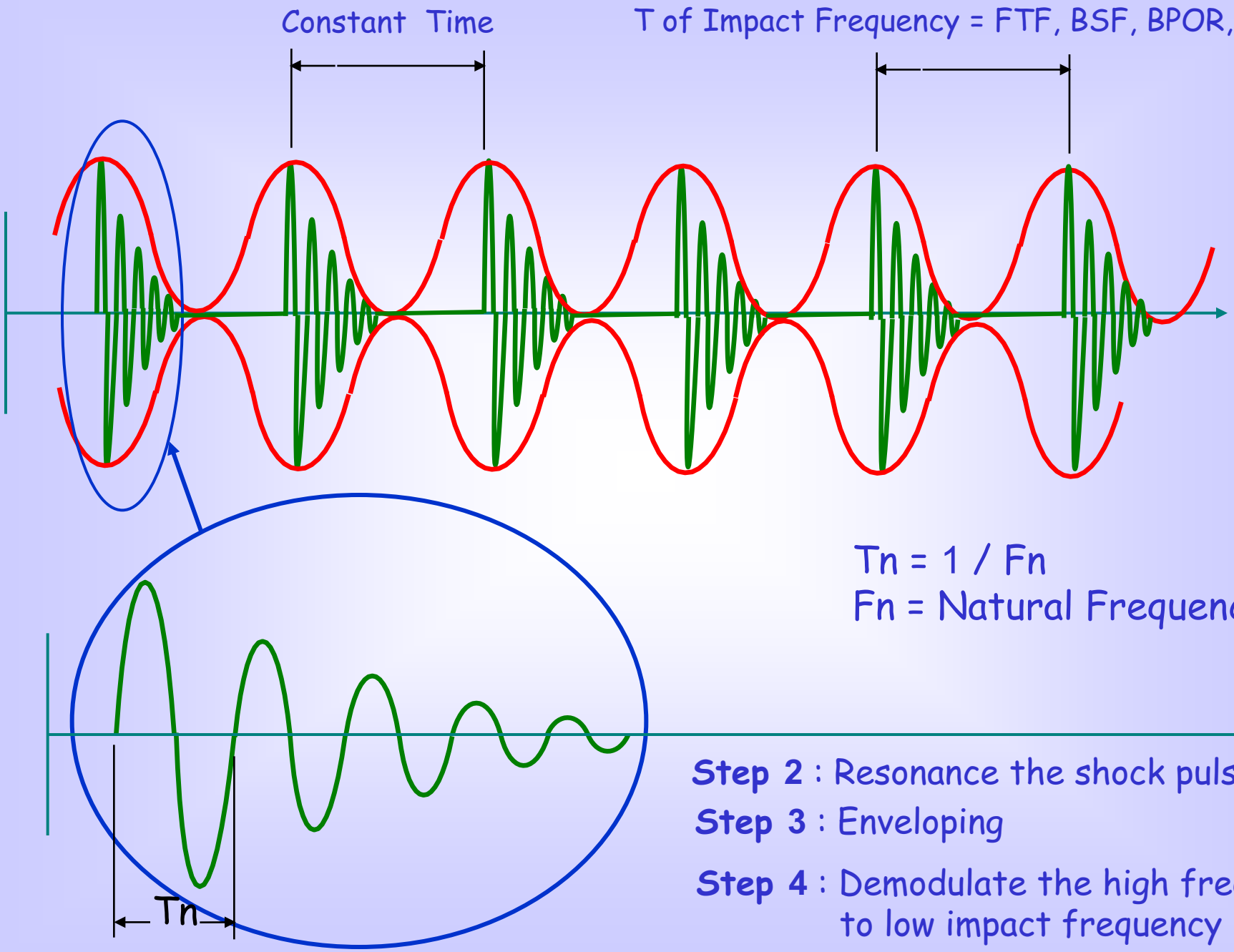
How Demodulating Technique work

Step 1: High Pass Filter at 0.5 - 2.5 kHz which is the Natural Frequency of most bearings.









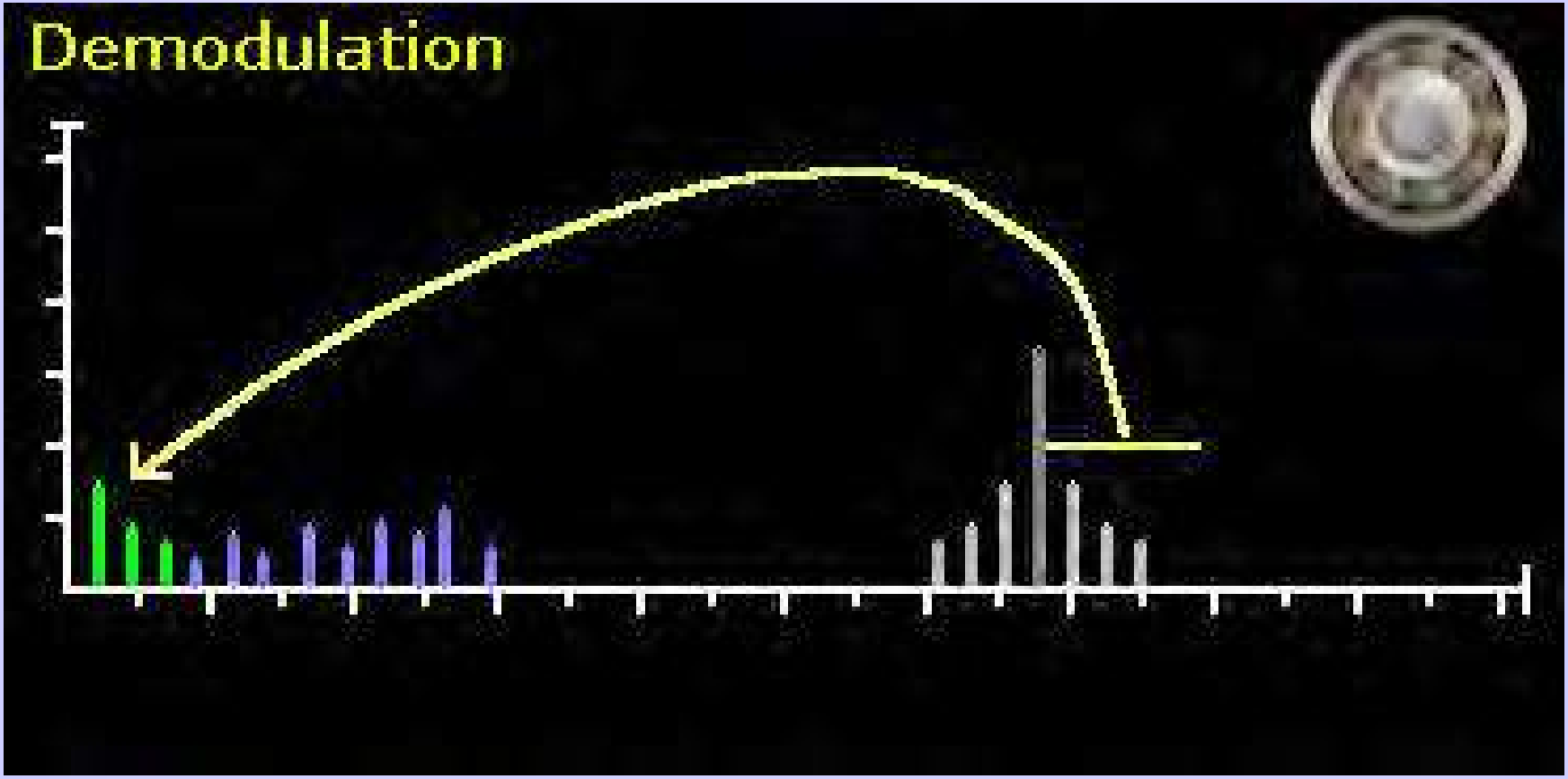
Tn = 1 / Fn
Fn = Natural Frequency

Step 2 : Resonance the shock pulse

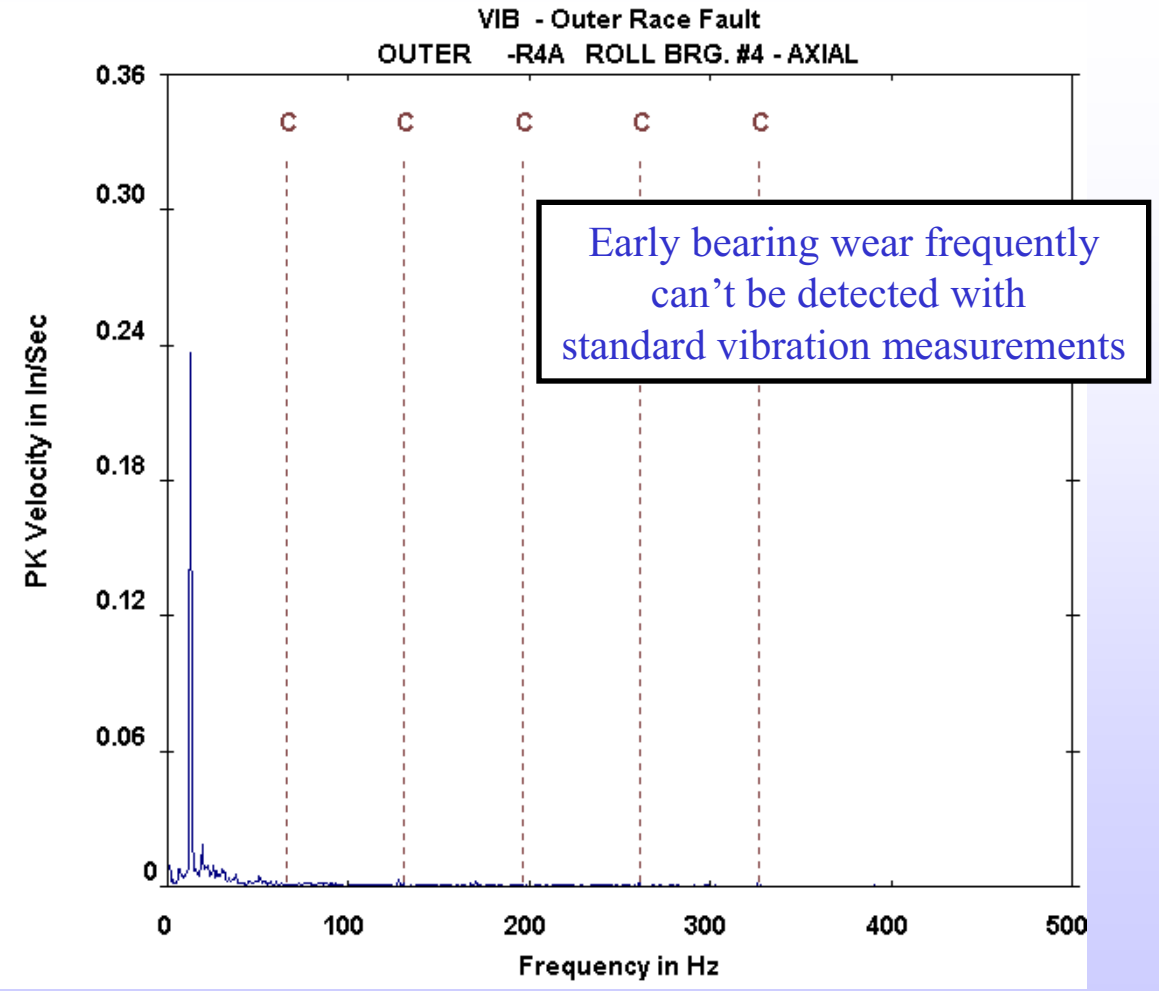
Step 3 : Enveloping

Step 4 : Demodulate the high freq. to low impact frequency

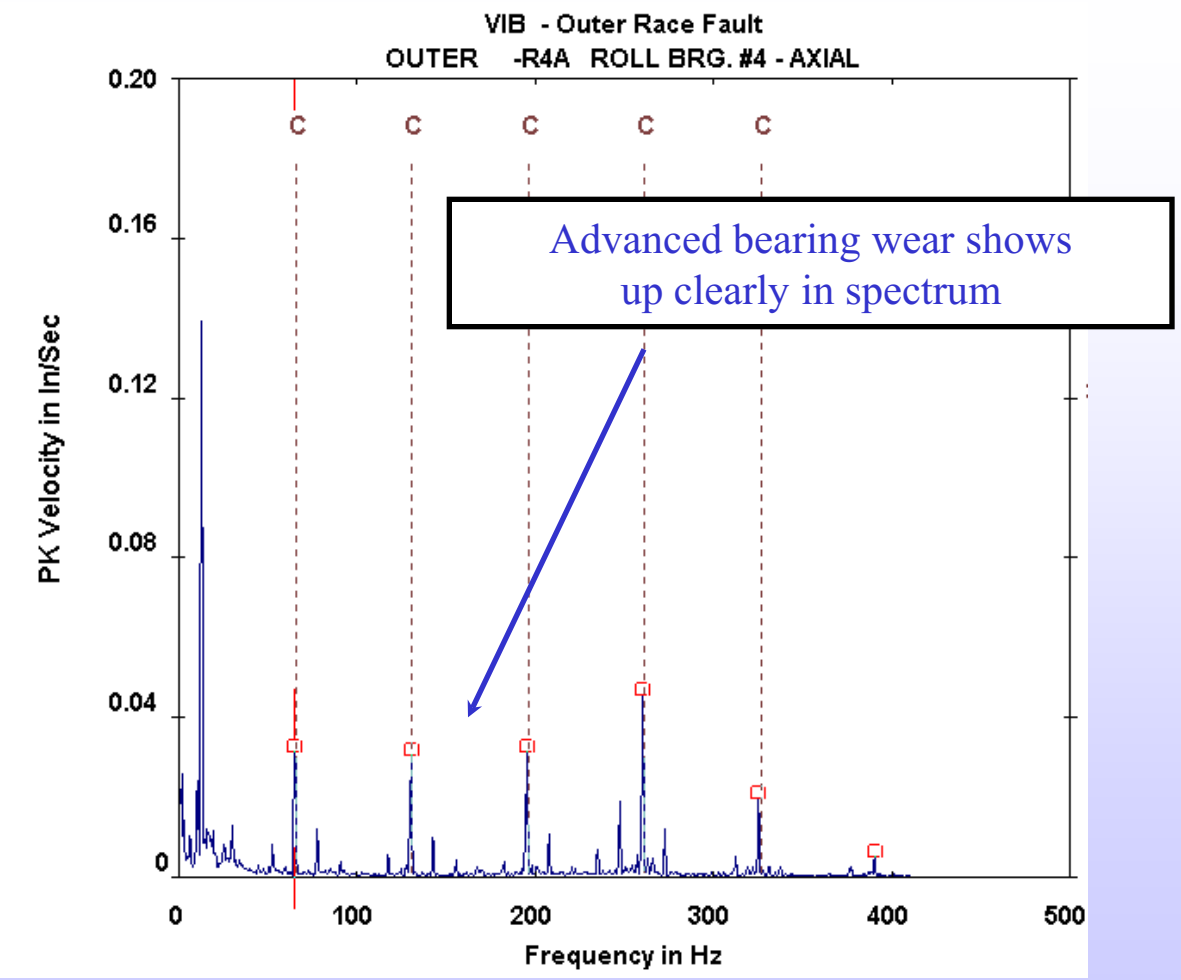
ภาพรวมของการทำ DEMODULATION



Onset of Outer Race Defect



Actual Outer Race Defect



Bearing Problems at Turning Speed Harmonics

1) Internal Clearances
2) Loose Bearing Mounts
3) Bearing Loose in Housing
4) Slipping on the Shaft
5) Misaligned Bearing

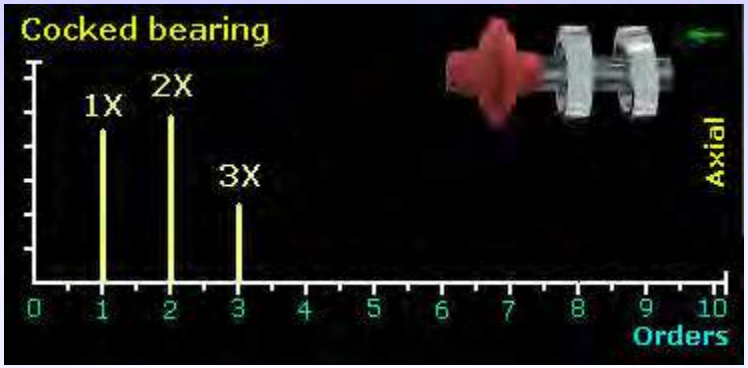
Standard Waveform of Bad Bearing

- Standard waveform
  - Some level of impacting visible

Standard FFT of Bad Bearing

- Standard FFT
  - High frequency signals

Cocked Bearing

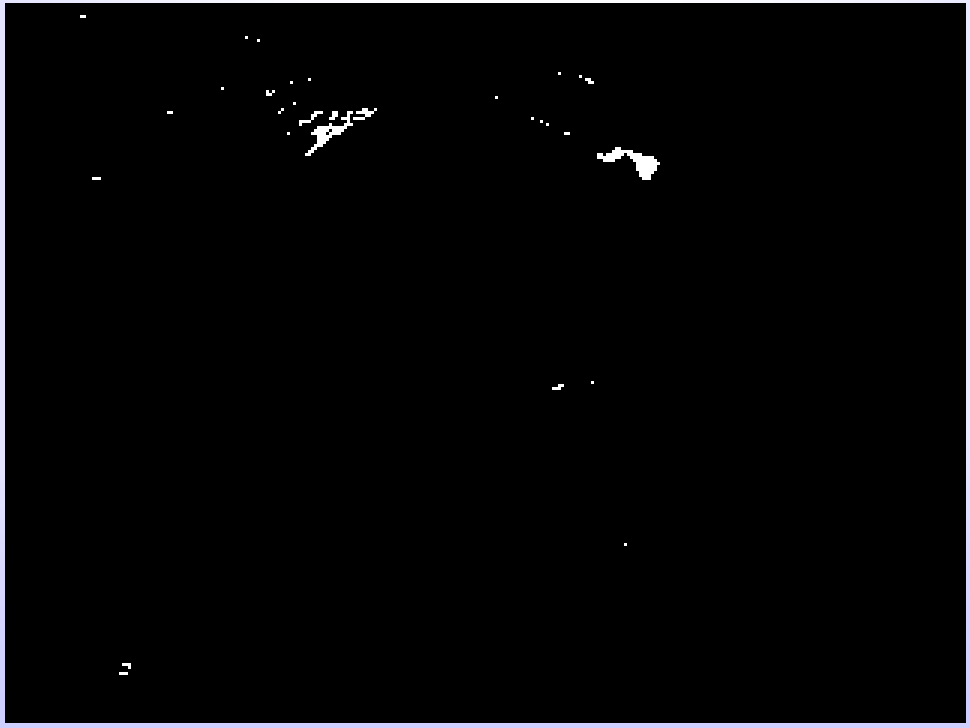


Lubrication Problems

1) Lack of Lubrication
2) Excessive Lubrication
3) Dirty Lubrication

Other Causes of Bearing Failure

1) Improper Application
2) Manufacturing Defects
3) Brinelling



Bearing Loose in Housing

1) Truncated Waveform

2) Rubbing

-Fractional Harmonics in Spectra about 1/3 of Running Speed

3) Operationally

-Speed Varies

4) Excitation of Resonance

NOTE:

Loss of Discreet Peaks indicates drastic change in the Bearing Geometry.

- The criteria acceptance for Bearing Frequencies is 30% of Overall Acceptance Value
- The criteria acceptance for Bearing Harmonic Frequencies is 25% of Overall Acceptance Value
- The criteria acceptance for Bearing Natural Frequencies is 20% of Overall Acceptance Value

Bad Bearings and Journal

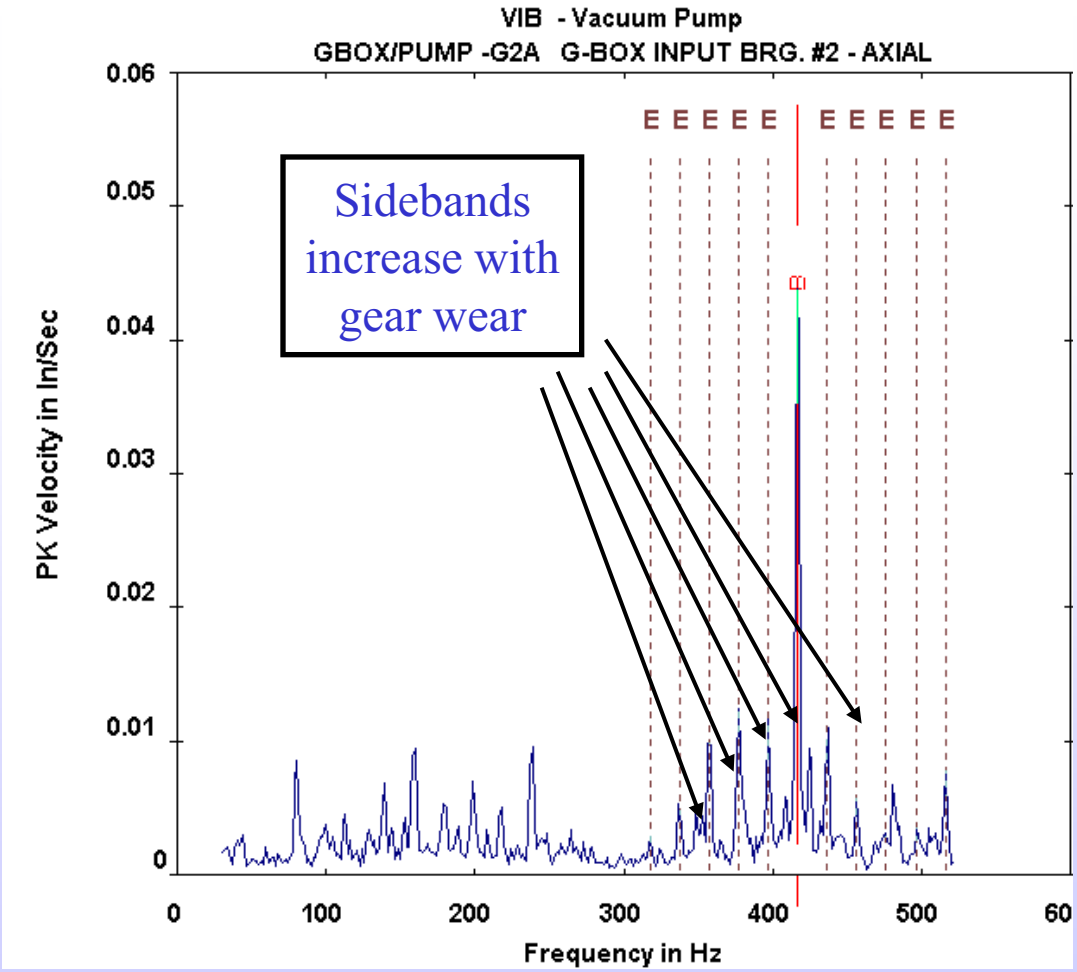
IRD Mechanalysis, Inc. Vibration and Noise Identification Chart Causes of Vibration (RELATIVE PROBABILITY RATINGS: 1 THRU 10)		PREDOMINANT FREQUENCIES											PREDOMINANT AMPLITUDE										PREDOMINANT NOISE							
													DIRECT			PROBABLE LOCATION						Phase (No of Reference Marks)							
		0-40%	40-50%	50-100%	1 X RPM	2 X RPM	Higher Multiples	1/2 RPM	1/4 RPM	Lower Multiples	Odd Frequencies	Very High Freq.	Horizontal	Vertical	Axial	rotor(shaft)	Bearings	Casing	Foundation	Piping	couplings		Low Freq. "Rumble"	Loud "Roar"	"Hum"	Periodic "Beat"	High Pitch "Whine"	Very High Loud "Scre	Very High "Squeal"	Ultrasonic
BAD BEARINGS AND JOURNALS	Journal & Bearing Eccentric				8	2							5	4	1	9	1					(1)		1	9					
	Radial Bgr. Damage	1 →			4	2						2	4	3	3	7	2	1				Erratic	2	4	1		1	1	1	
	Thrust Brg. Damage	9 →										1	3	2	5	6	2	2				Erratic	8	1	1					
	Bearing Excited Vibration	← 10 →											5	4	1	5	2	2	2			Erratic	6	1		3				
	Unequal Brg. Stiff Horiz/Vert					9 @ CR							5	4	1	4	3	3				Changing		1	6	2	1			

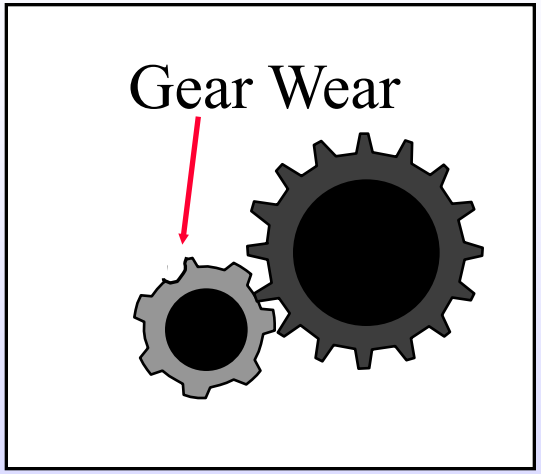
REMARKS:

- In the case of anti-friction Bearing failures, very high frequencies will be noted with the bearing responsible being the one at the point of the largest in line with gear centers.
- On motors or generators vibration disappear when power is turned off.
- On pumps and blowers, improvement may be accomplished by balancing.
- Velocity measurements are recommended when analyzing for Anti-friction bearing failures.

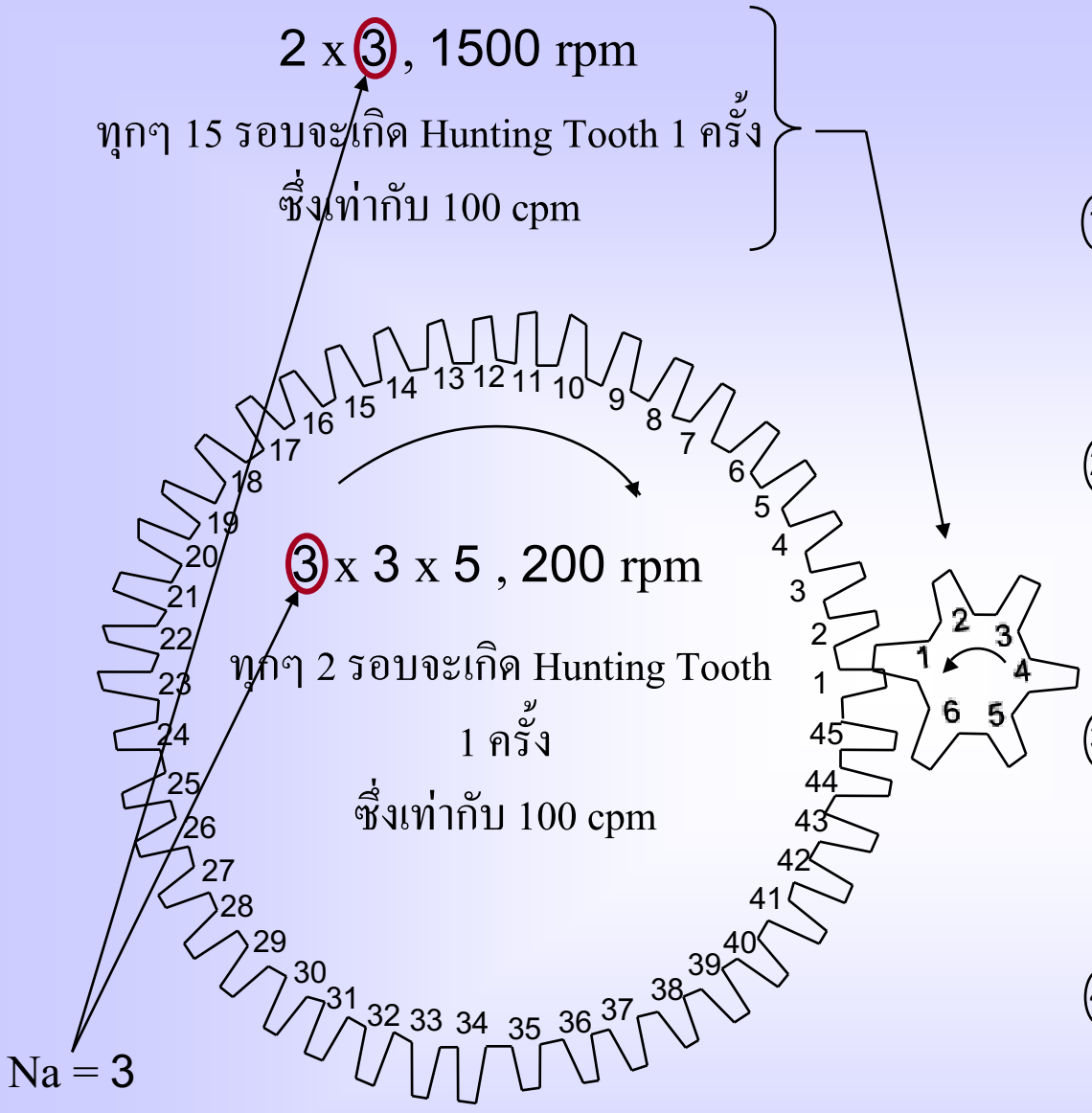
Gear Defected Analysis

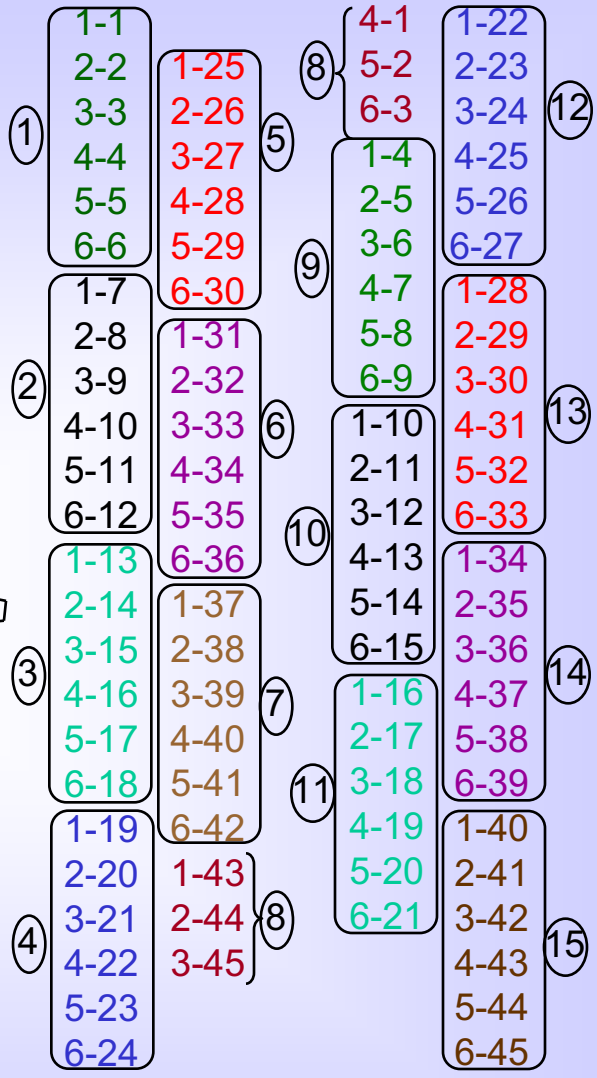
Gear Mesh Fault





Gear Mesh Frequency = Number of Teeth X Shaft Speed



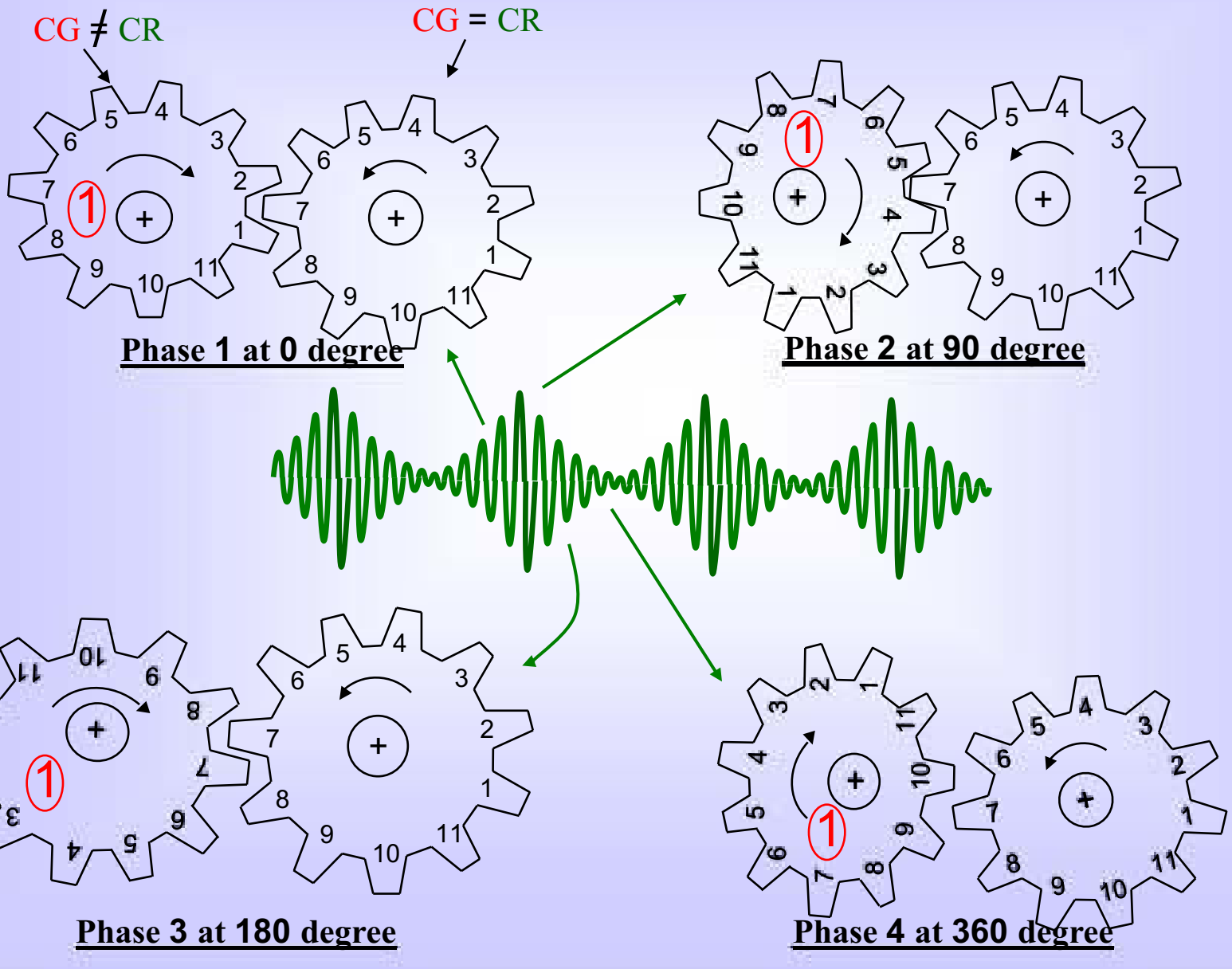


Gear Mesh Frequency (GMF) = T1 x N1 = T2 x N2 = 6 x 1500 = 45 x 200 = 9000 cpm

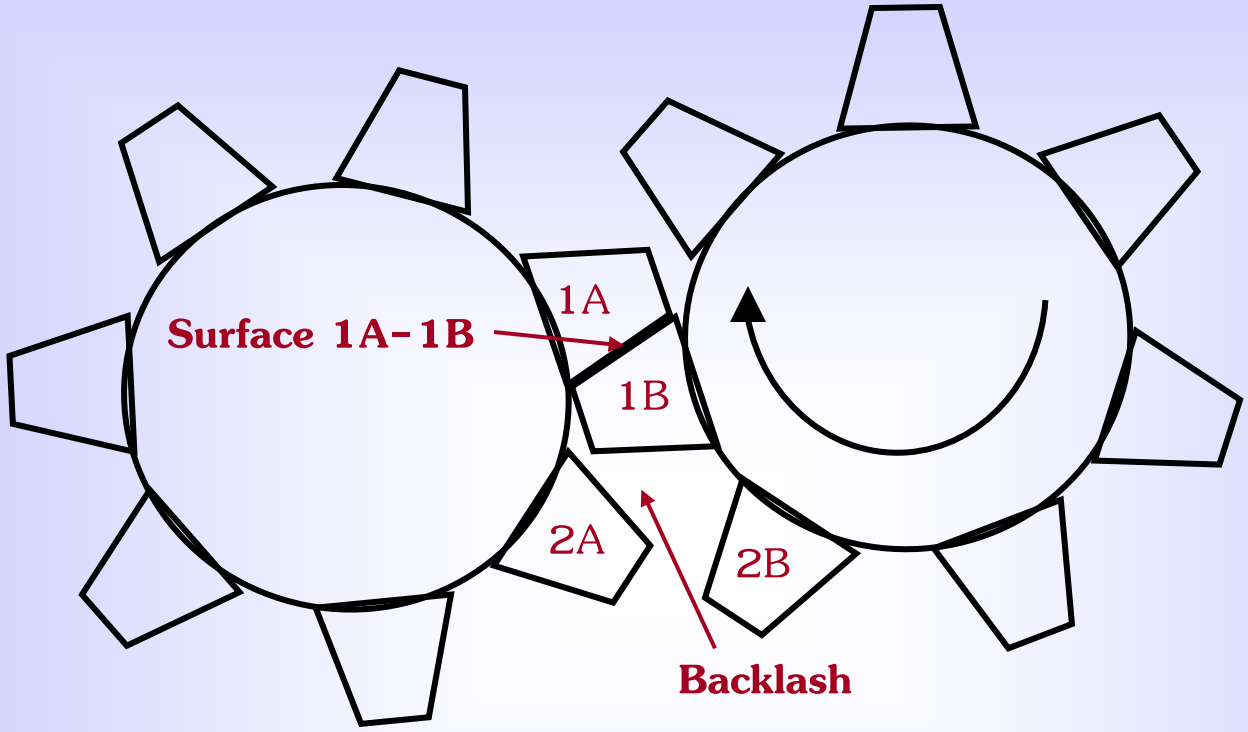
Gear Assembly Phase Frequency (GAPF) = GMF / Na = 9000 / 3 = 3000 cpm ,

Hunting Tooth (HT) = $\frac{\text{Na x GMF}}{\text{T1 x T2}} = \frac{\text{3 x 9000 cpm}}{\text{45 x 6}}$ = 100 cpm , ความถี่ที่เฟืองคู่เดิมมาขบกันซ้ำอีกครั้งหนึ่ง

Case of Gear Eccentric problem
Gear no.1 has eccentricity



Backlash



Backlash is happened by the polishing between tooth 1A and 1B, when surface1A and 1B are worn out, the backlash will be over tolerance, then tooth 2B will be not after 2A as completely, this can be one problem of Gear mesh

Gear Box example at Cooling Tower

Tooth cracked at Bevel Gear
(เฟืองดอกจอกสึก)

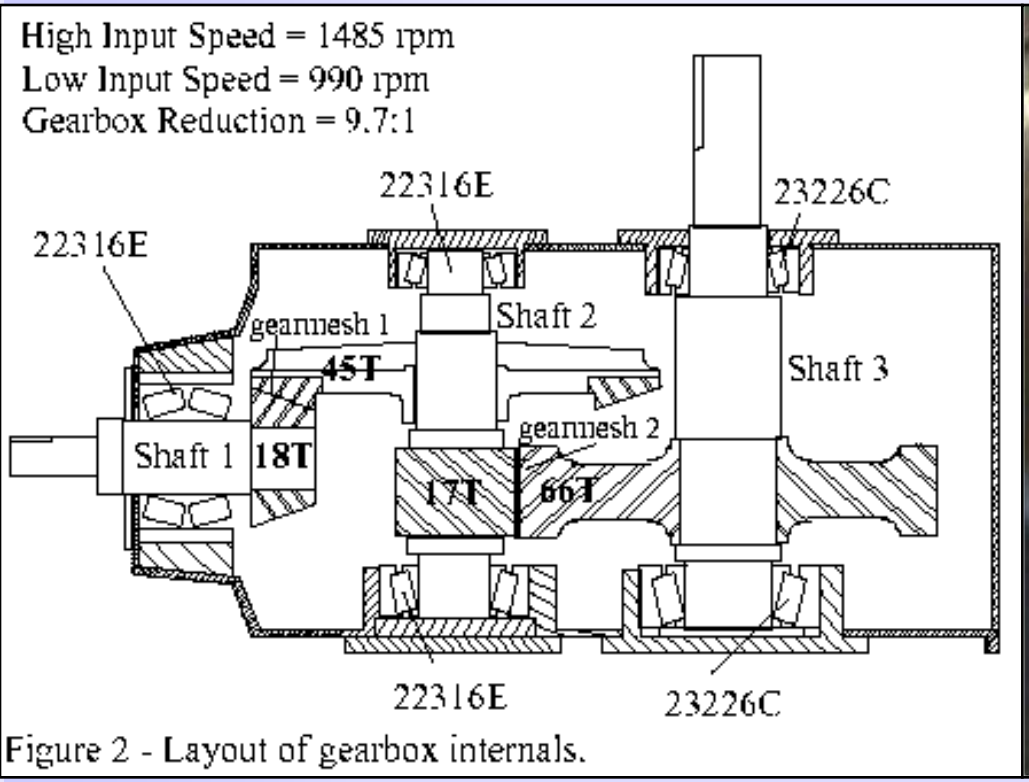
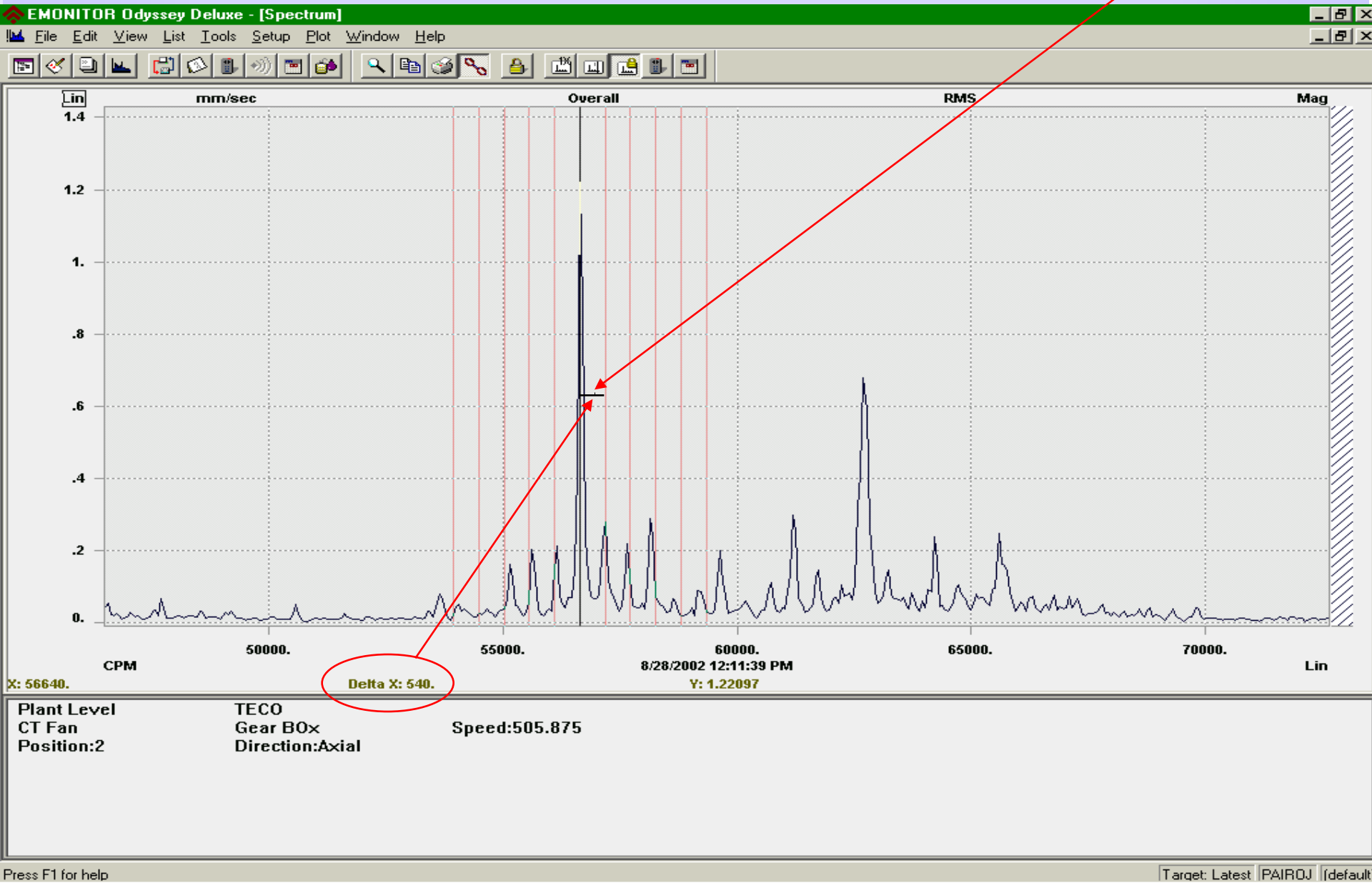


Figure 2 - Layout of gearbox internals.

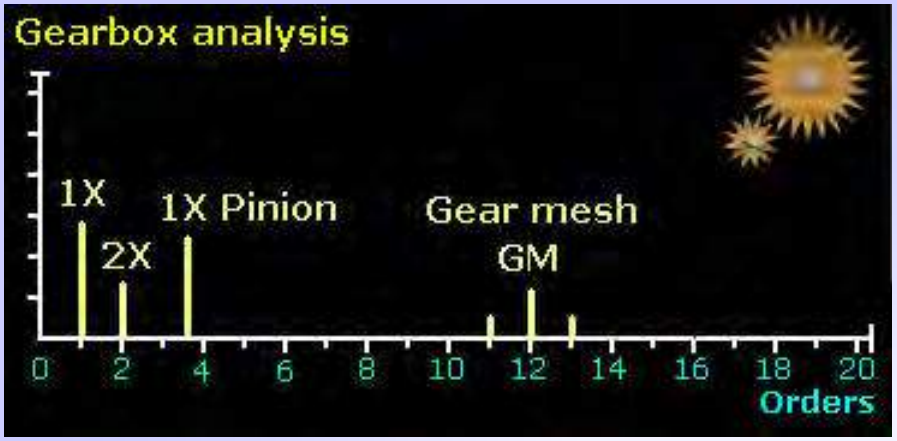
เกิดการสึกที่เฟืองดอกจอก ที่ความเร็วรอบของเพลาเท่ากับ Side Band Frequency คือ 540 RPM



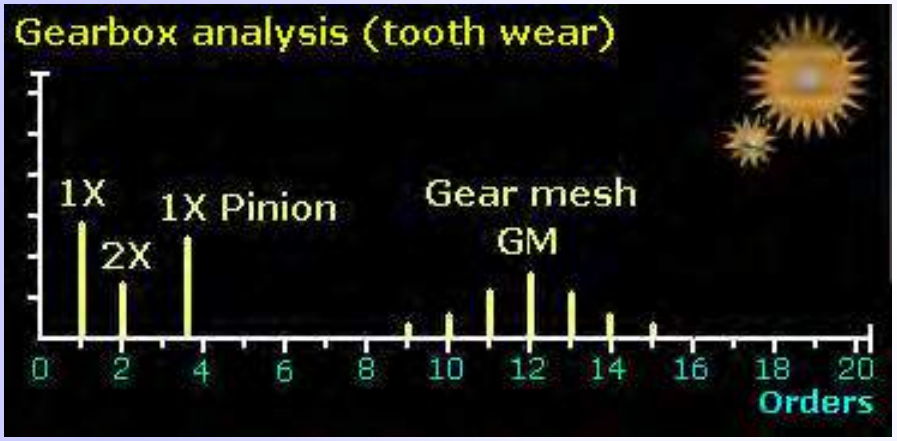
Conclusion

- The criteria acceptance for Gear mesh Frequencies is 70% of Overall Acceptance Value
- The criteria acceptance for Gear mesh Sideband Frequencies is 50% of Gear mesh Peak Value
- The Gear mesh Frequencies indicate which pair of problem Gear, but the Sidebands indicate which shaft, so we can identify the fault Gear

Case History #1 , Gear Defected



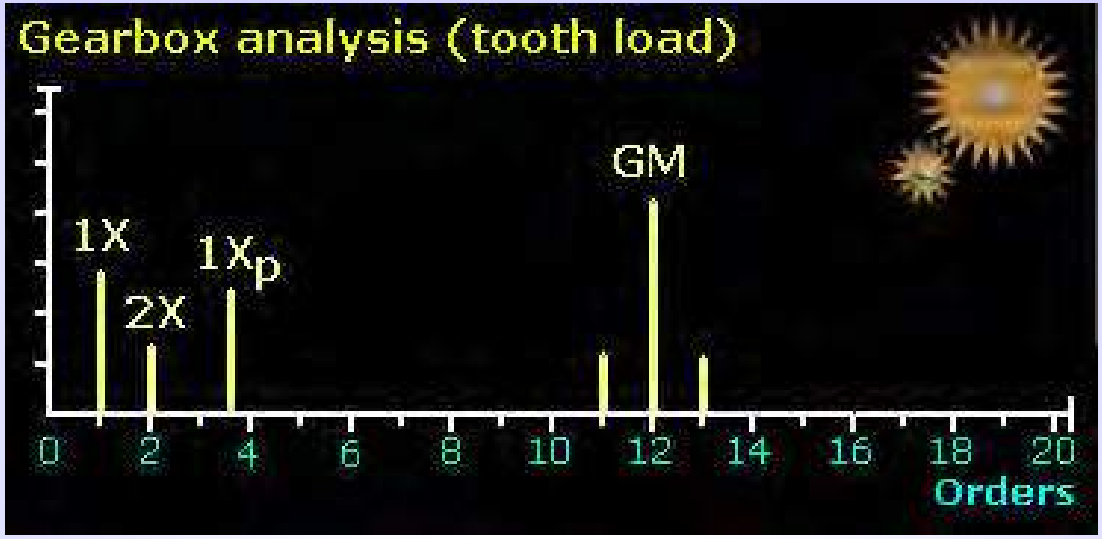
ความถี่ปรกติแสดง 1x และ 2x RPM สอดคล้องกับความถี่คู่ขบ (GMF) GMF โดยทั่วไปจะเกิดความถี่ข้างเคียงรอบตัวมัน ปลายยอดจะมีขนาดต่ำและไม่มีความถี่ธรรมชาติของ Gear ถูกกระตุ้น



กุญแจที่จะชี้ถึงสภาพฟันเกียร์สึกหรอ คือ การกระตุ้นของความถี่ธรรมชาติของเกียร์ สอดคล้องด้วยความถี่ข้างเคียงรอบตัวมันที่ความเร็วรอบของเกียร์ ที่ความถี่คู่ขบ (GMF) อาจจะเปลี่ยนหรือเกียร์ที่ความถี่คู่ขบ (GMF) อาจจะเปลี่ยนหรือไม่เปลี่ยนขนาดถึงแม้ว่าที่ค่าสูงของความถี่ข้างเคียงรอบ GMF โดยปรกติเกิดขึ้นเมื่อการสึกหรอเห็นเด่นชัดแล้วก็ตาม ที่ความถี่ข้างเคียงอาจจะเป็นตัวชี้การสึกหรอได้ดีกว่าความถี่ GMF ของพวกมัน

ความถี่คู่ขบ (GFM) มักจะไวต่อภาระ (Load) ขนาดสูงของ GFMเสมอไป โดยเฉพาะถ้าความถี่ข้างเคียงยังคงอยู่ระดับต่ำและไม่มีความถี่ธรรมชาติของเกียร์ถูกกระตุ้น การวิเคราะห์แต่ละครั้ง จะดำเนินกับระบบที่ค่าภาระการดำเนินงานสูงสุด

ปัญหา Gear รับภาระ Load ที่มากเกินไป

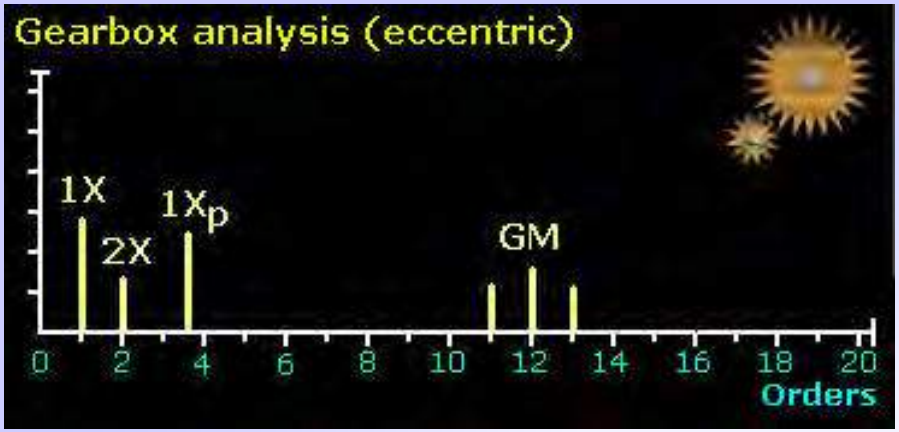


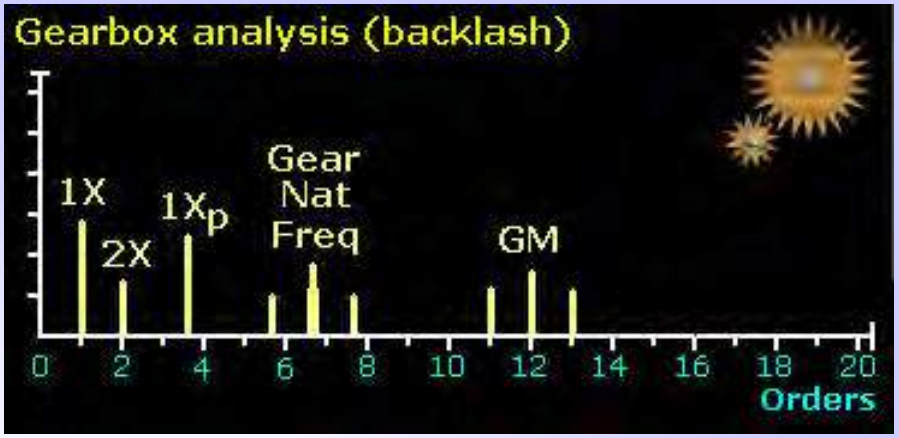
GEAR RESONANCE

One frequency that is not easily calculated is the gear resonant frequencies.

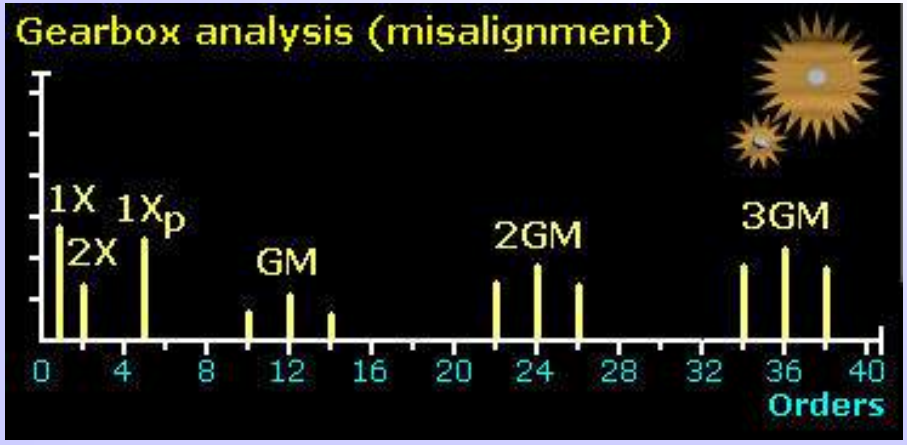
Resonant frequencies occur naturally in all structures, but do not appear in the spectral data unless some other frequency excites the resonance.

In gearboxes, excessive looseness, and eccentricity problems that cause the teeth to mesh together with excessive force will cause high levels of impacting in the machine that will cause the gear resonant frequencies to be excited

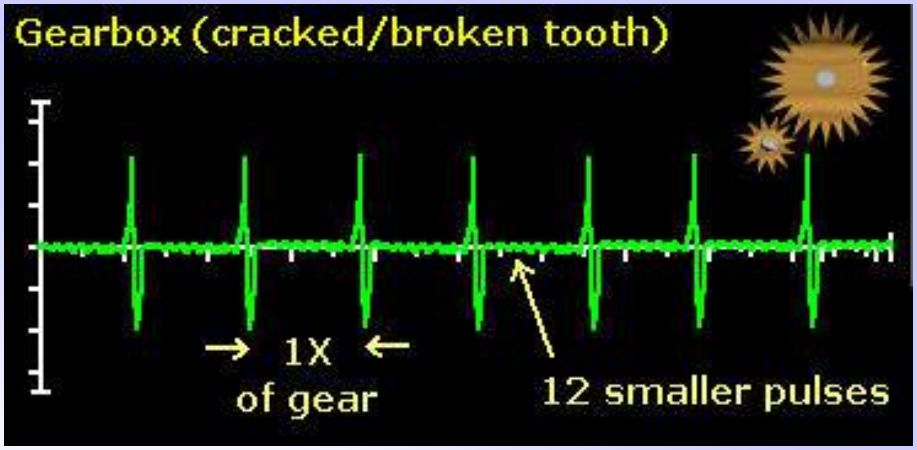




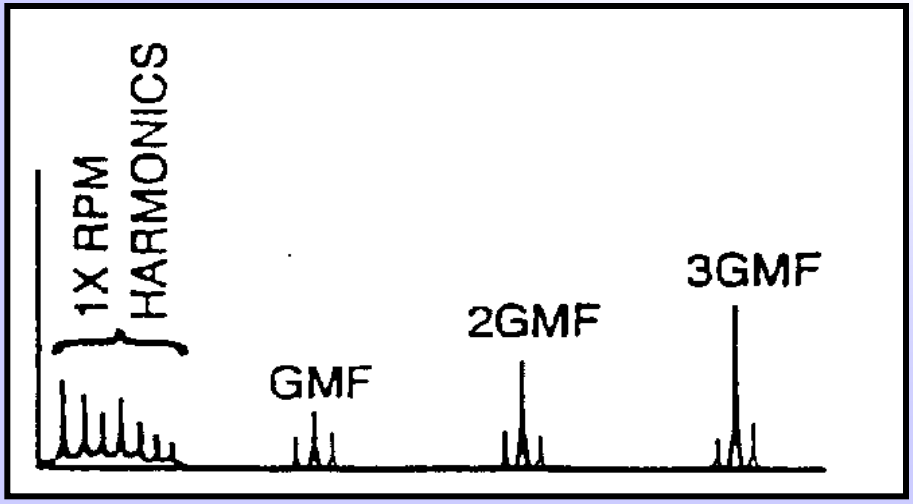
อันที่ถูกต้องแล้วขนาดที่สูงของความถี่ข้างเคียง GMF มักจะถูกแนะว่าเป็นที่การเยื้องศูนย์ของเกียร์ การคลอน (Backlash), หรือการไม่ขนานกันของเพลาซึ่งยอมให้การหมุนของเกียร์ตัวหนึ่งไป ไปปรับเปลี่ยน (Modulate) การหมุนของเกียร์อีกตัวหนึ่ง, ปัญหาของเกียร์ถูกแสดงโดยการเกิดความถี่ข้างเคียง, ค่า Backlash ที่ไม่เหมาะสมโดยทั่วไปจะกระตุ้นให้เกิด GMF และความถี่ธรรมชาติของเกียร์ซึ่งทั้งคู่จะมีความถี่ข้างเคียงที่ 1 x RPM, ขนาด GMF, มักจะถูกลดลงกับการเพิ่มขึ้นของภาระ (Load) ถ้ามีปัญหาที่ Backlash

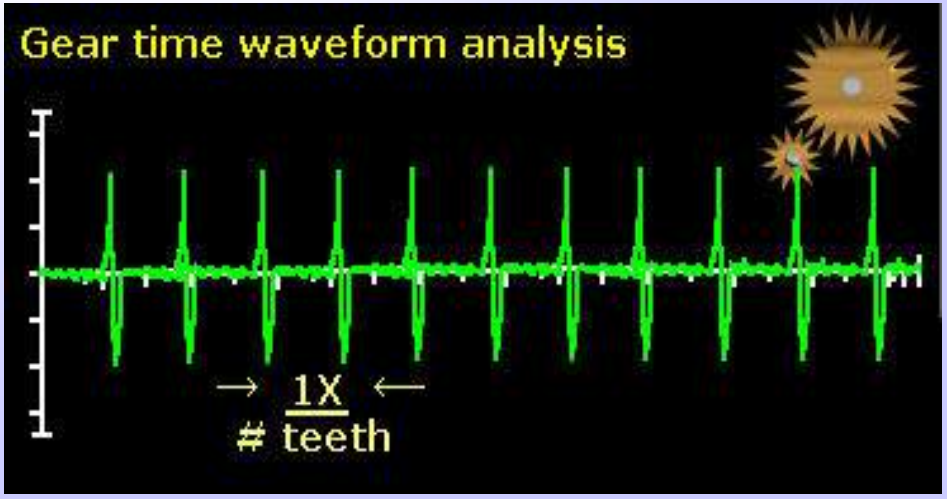


เกือบทั้งหมดของการเยื้องศูนย์การประกอบของเกียร์มักจะกระทำที่ Second Order หรือสูงกว่า GMF Harmonics พร้อมกับความถี่ข้างเคียงที่ความเร็วรอบของการทำงานเสมอ บ่อยครั้งที่จะแสดงเพียงแค่ขนาดเล็ก ๆ ของ 1 xGMF แต่ขนาดที่สูงกว่าจะอยู่ที่ 2 x หรือ 3 x GMF จุดสำคัญที่ต้องคือต้องตั้งค่าแกนความถี่ให้มากพอที่จะคลอบคลุมอย่างน้อย Harmonic ที่ 2 x GMF ถ้าระบบหัววัดสัญญาณมีความสามารถคลอบคลุมพอ

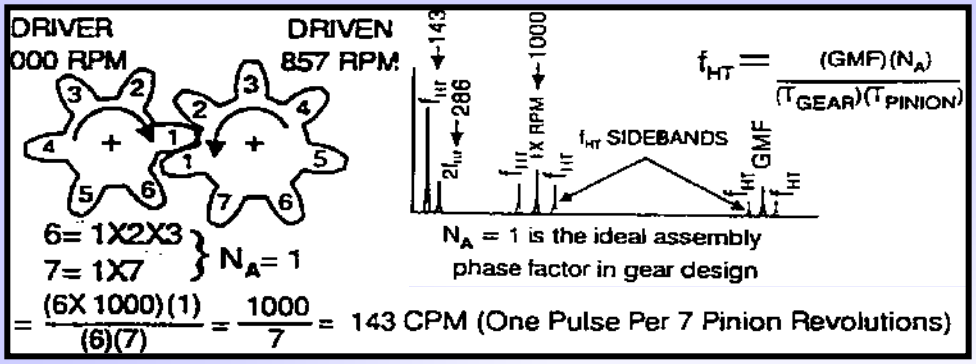


การร้าวหรือแตกของฟันเกียร์จะก่อให้เกิดขนาด 1 x RPM ของเกียร์นี้สูงรวมทั้งจะกระตุ้นให้เกิดความถี่ข้างเคียงของความถี่ธรรมชาติ (fn)ขณะที่ทำการหมุน วิธีที่ดีที่สุดในการตรวจจับด้วย Time Waveform ซึ่งมันจะแสดงการพุ่งแหลมคมทุกครั้งที่ฟันมีปัญหาขบกับฟันอื่นของเกียร์คู่ขบเวลาระหว่างการกระทบ (Δ) จะสอดคล้องกับ 1/ ความเร็วรอบของเกียร์ที่มีปัญหา ขนาดของการกระทบที่แหลมคมใน Time Waveform มักจะสูงกว่า 1 x RPM ใน FFT อย่างมาก



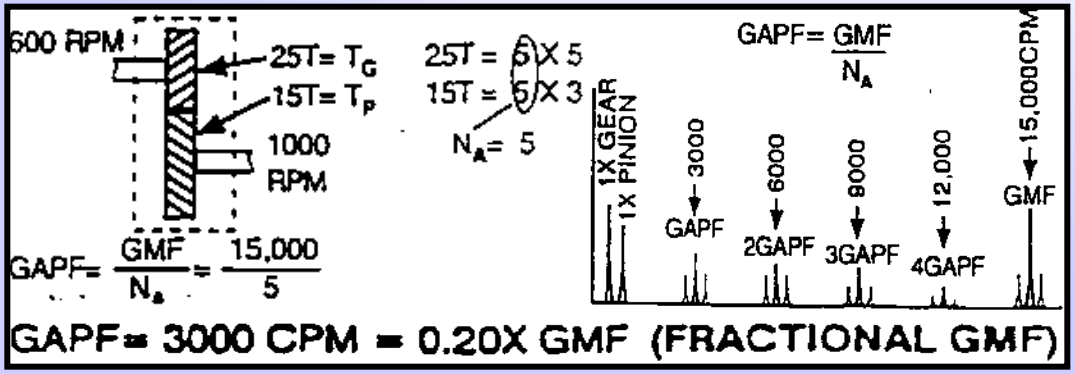


ปัญหา Hunting Tooth

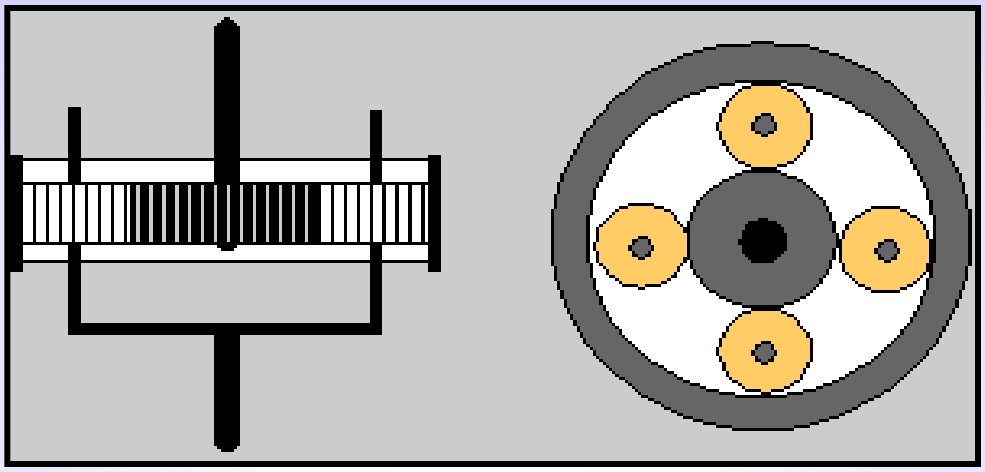


ความถี่ Hunting Tooth (fht) คือ ผลกระทบโดยเฉพาะกรณีการตรวจพบการผิดพลาดทั้งเกียร์ตามและเกียร์ขับ ซึ่งอาจจะมีการเกิดขึ้นระหว่างกระบวนการผลิตหรือการขนส่งที่ผิดพลาด มันสามารถก่อให้เกิดการสั่นที่สูง แต่เพราะมันแสดงอย่างเด่นชัดที่ความถี่ต่ำที่น้อยกว่า600 RPM มันจึงพลาดที่จะตรวจพบบ่อยครั้ง ชุดของเกียร์พร้อมด้วยปัญหาฟันแบบนี้จะก่อปัญหาซ้ำ ๆ โดยปรกติจะกระจาย เสียงคำรามจากตัวขับ ผลกระทบสูงสุดเกิดขึ้นเมื่อความผิดพลาดของทั้งฟันเกียร์ขับและเกียร์ตามเข้าขบกันในเวลาเดียวกัน (บนชุดขับเดียวกัน,สิ่งนี้อาจจะเกิดขึ้นเพียง 1 ครั้งของทุก ๆ 10-20 รอบ การหมุนขึ้นอยู่กับสูตร fnt) สังเกตุว่า T. Gear และ T. Pinion อ้างถึงจำนวนของฟันเกียร์ตามและเกียร์ขับโดยเฉพาะ Na = จำนวนของมุมประกอบเฉพาะสำหรับการรวมฟันเกียร์ที่กำหนดให้ซึ่งเท่ากับผลคูณของเลขเฉพาะ (Prime factors) กับจำนวนฟันบนแต่ละเกียร์

ปัญหา Gear Assembly Phase



ตัวอย่าง Planetary Gear



The speed of the planet $(TS)_{planet}$ is determined by multiplying input shaft speed $(TS)_{in}$ by the number of teeth on the ring gear $(\#T)_{ring}$ and dividing by the number of teeth on the planet gear $(\#T)_{planet}$.

$(TS)_{planet} = (TS)_{in} \times (\#T_{ring} / \#T_{planet})$

Then, GMF = $(\#T)_{planet} \times (TS)_{planet}$

Once the gear mesh frequency for the planet gear system is found any of the turning speeds can be determined by dividing the GMF by the number of teeth on that gear.

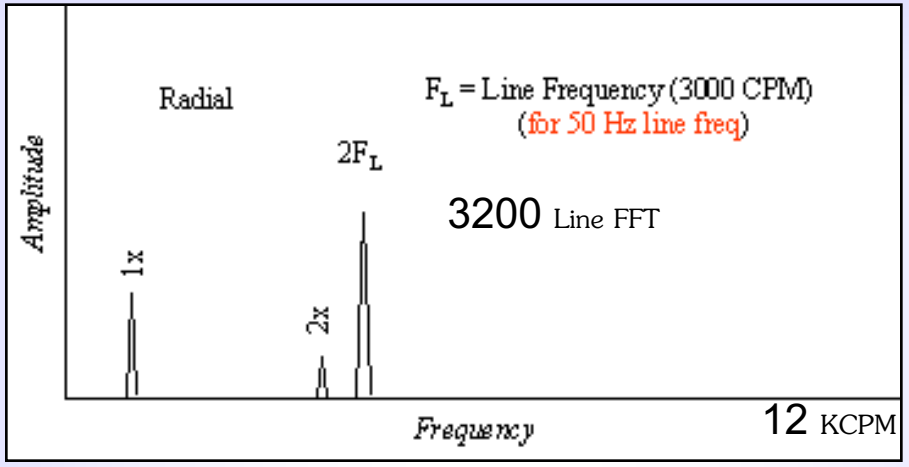
Other Orders Criteria acceptance

- The Sub synchronous frequency shall be less than 30% of Overall Acceptance Value
- Over 10X shall be less than 20% of Overall Acceptance Value
- 1st and 2nd Harmonic of Gear Mesh shall be less than 50% of Overall Acceptance Value
- 1st Harmonic of Blade Pass Frequency shall be less than 35% of Overall Acceptance Value

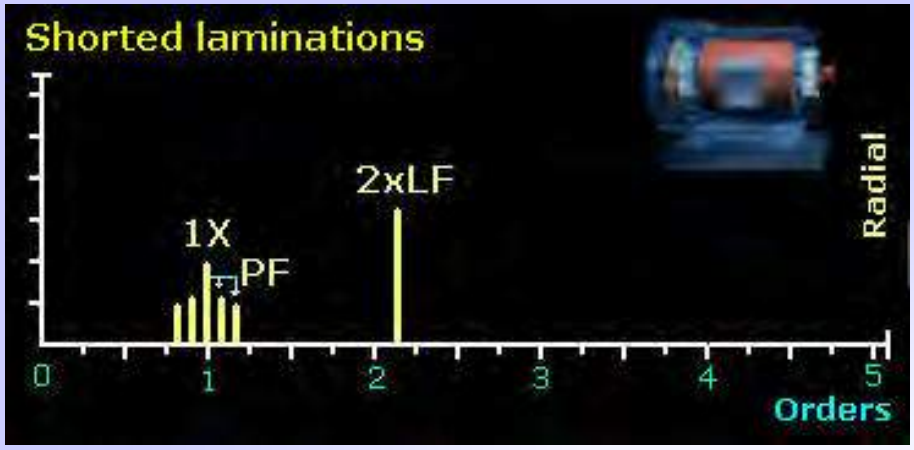
Motor Analysis

AC INDUCTION MOTORS

A. Stator Eccentricity, Shorted Laminations or Loose Iron

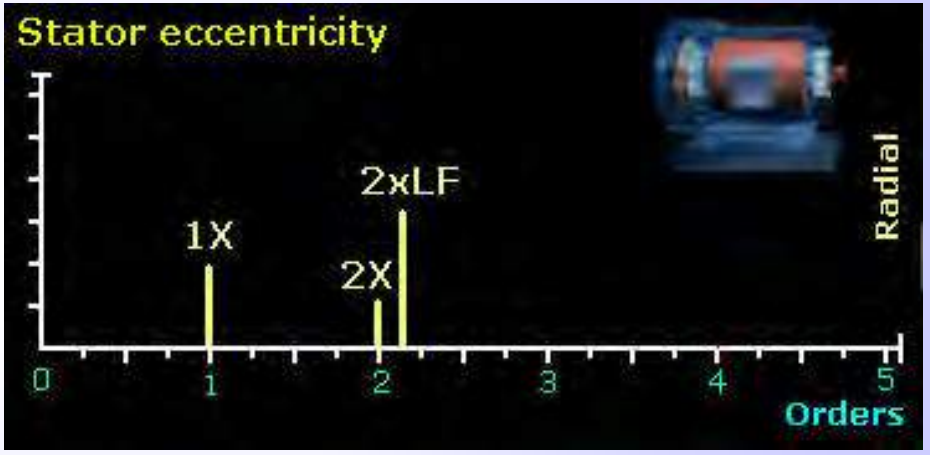


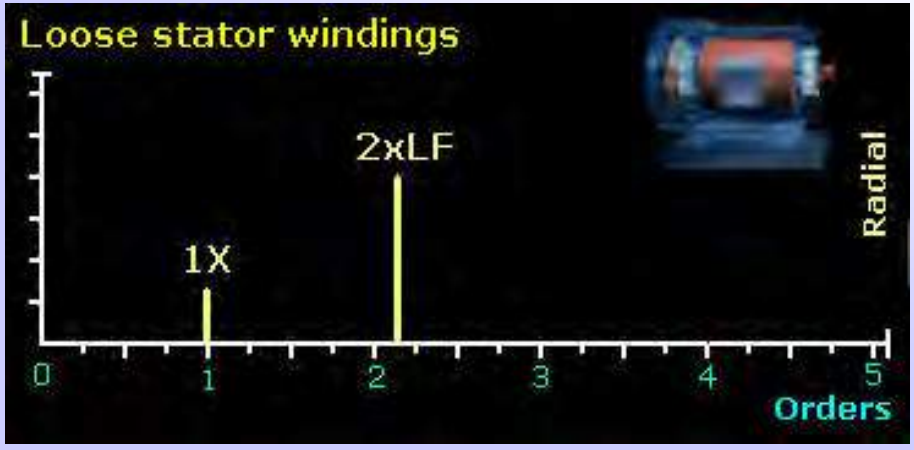
ปัญหาของ Stator จะก่อให้เกิดสูงที่ 2 x ความถี่กระแสไฟ (2FL) การเยื้องศูนย์ของ Stator ก่อให้เกิดช่องว่างอากาศที่ไม่คงที่แน่นอนระหว่างชิ้นงานหมุน และส่วนที่อยู่กับที่ซึ่งก่อให้เกิดการสั่นกระจายออกขอบทุกทิศทางอย่างมาก ความแตกต่างของช่องว่างอากาศไม่ควรเกิน 5% สำหรับมอเตอร์เหนี่ยวนำและ 10% สำหรับมอเตอร์ซินโคนัส (Synchronous) Softfoot และการมัดยึดที่ฐาน สามารถก่อให้เกิดการเยื้องศูนย์ที่ Stator ได้ การสูญเสียแกนเหล็กอาจเนื่องจากการรองรับ Stator อ่อน หรือหลวมคลอน การลัดวงจรของ Stator Laminations สามารถก่อให้เกิดความร้อน เฉพาะจุดไม่สม่ำเสมอ ซึ่งสามารถตัดโค้งแกนมอเตอร์ได้ การเกิดการสั่นสะเทือนเนื่องจากการเหนี่ยวนำความร้อนสามารถเพิ่มโตขึ้นอย่างมีนัยสำคัญกับเวลาดำเนินงาน



ปัญหามีการ **Short** ของแผ่น **Laminate** ที่ **Stator**

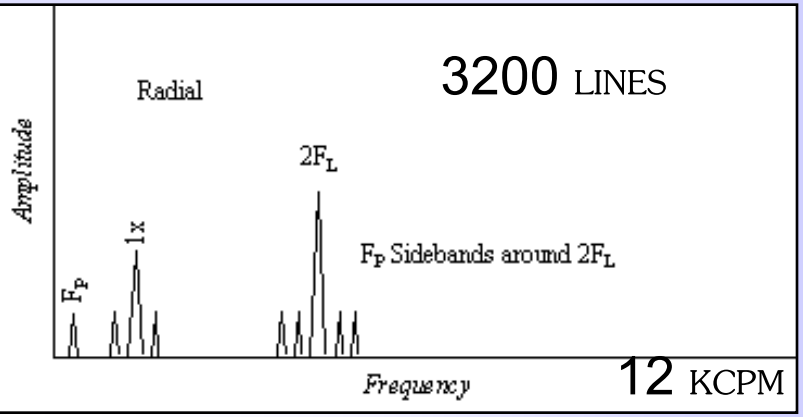
ปัญหา **Stator** ไม่ได้ศูนย์



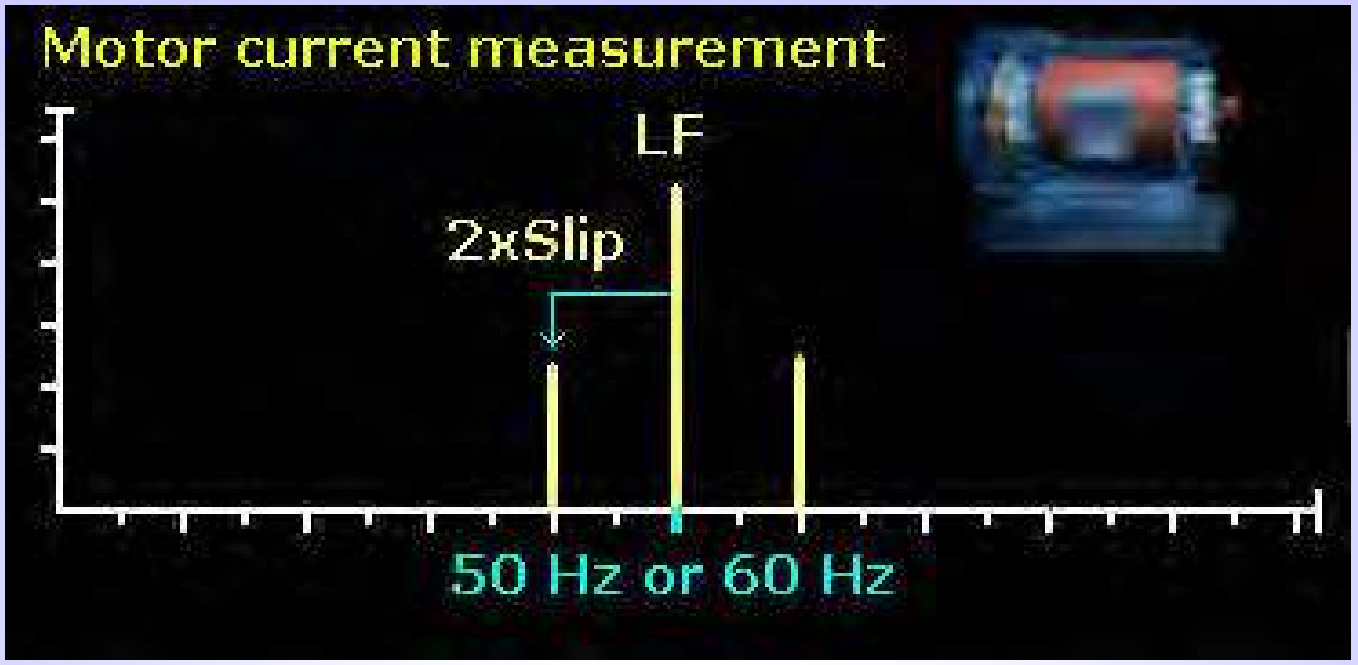


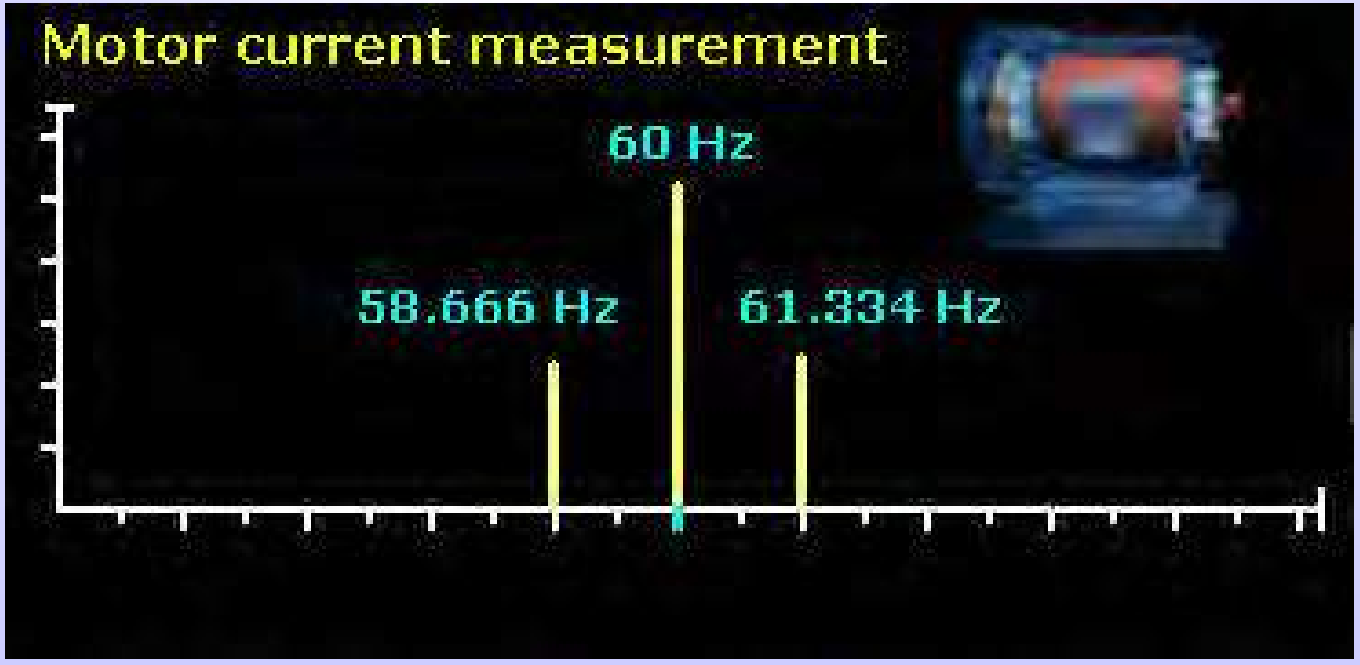
ปัญหาขดลวดใน **Stator** มีการขาด, หลุดหรือหลวม

B. Eccentric Air Gap (Variable Air Gap)

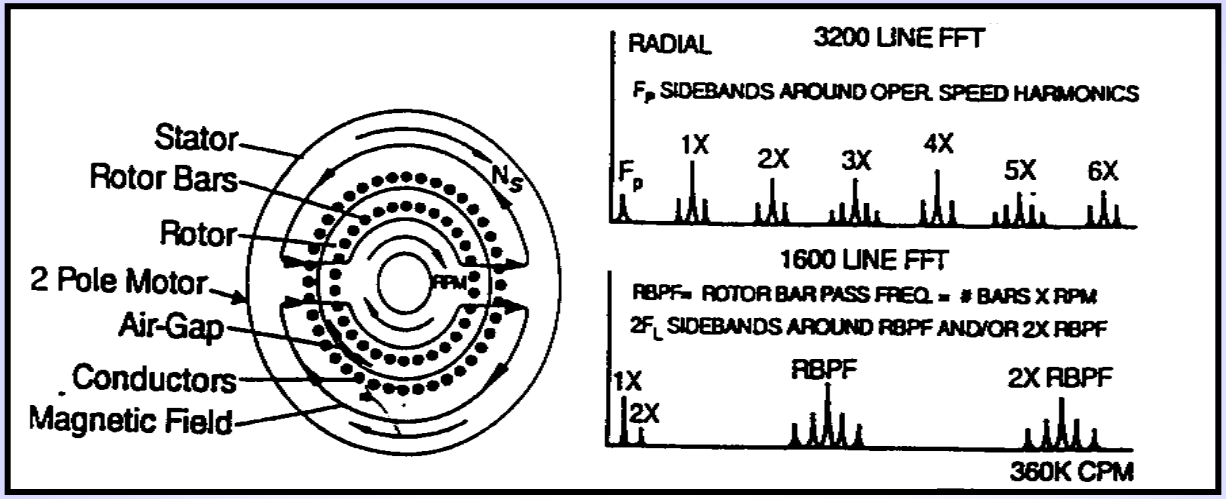
F_L = Electrical Line Frequency N_S = Synch. Speed = 120FL/P F_S = Slip Freq. = N_S – RPM F_P = Pole Pass Freq. = F_S * P P = Number of Poles	

การเยื้องศูนย์ของชิ้นงานหมุนเกิดช่องว่างอากาศระหว่าง Rotor และStator เปลี่ยนแปลงซึ่งเหนี่ยวนำการสั่นเป็นจังหวะ (ปรกติระหว่าง 2FL และ Harmonic ของที่ความเร็วในการเดินที่ใกล้ชิด) บ่อยครั้งต้องการ “ขยาย” (Zoom) แถบความถี่เพื่อแยก 2FL และ Harmonic ของความเร็วในการเดิน การเยื้องศูนย์ของ ชิ้นงานหมุนก่อให้เกิด 2FL ที่แวดล้อมด้วยความถี่ข้างเคียงเป็นความถี่ผ่านขั้ว (Pole Pass Frequency) – FP เช่นเดียวกับ FP ข้างเคียงรอบความเร็วในการเดิน FP มีปรากฏโดยตัวมันเองที่ความถี่ต่ำ (FPF = Slip Freq. x จำนวน Poles) ค่าทั่ว ๆ ไปของ FP อยู่ในช่วงประมาณ 20-120 RPM (0.3-2.0 Hz)

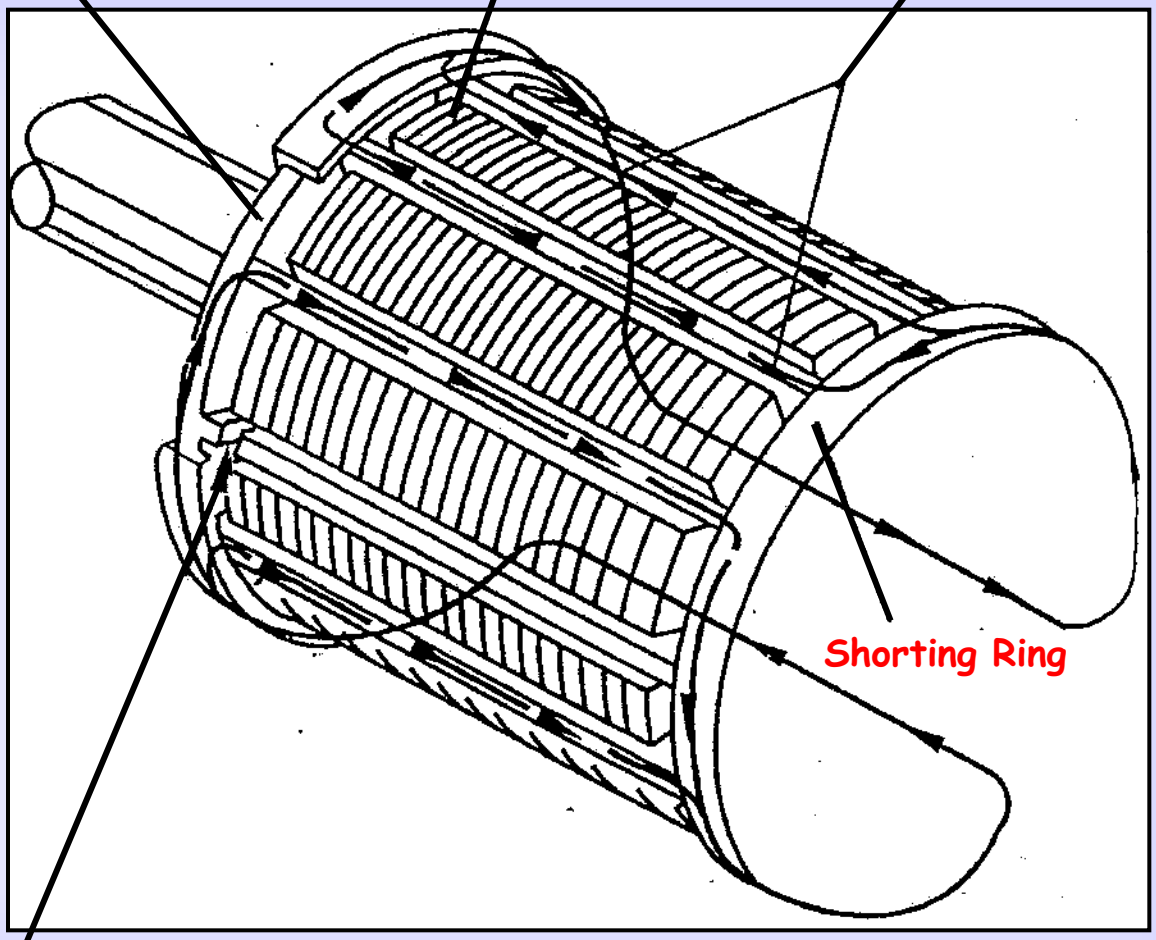

Motor current measurement
LF
2xSlip
50 Hz or 60 Hz

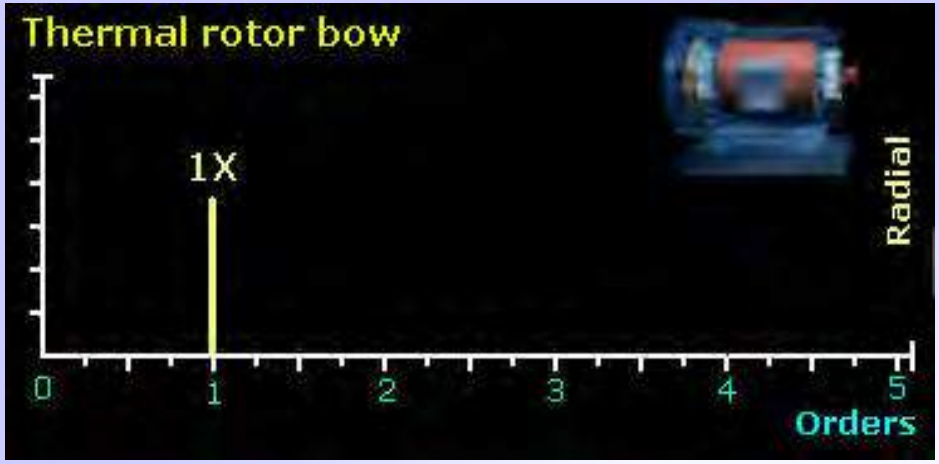

Motor current measurement
60 Hz
58.666 Hz
61.334 Hz

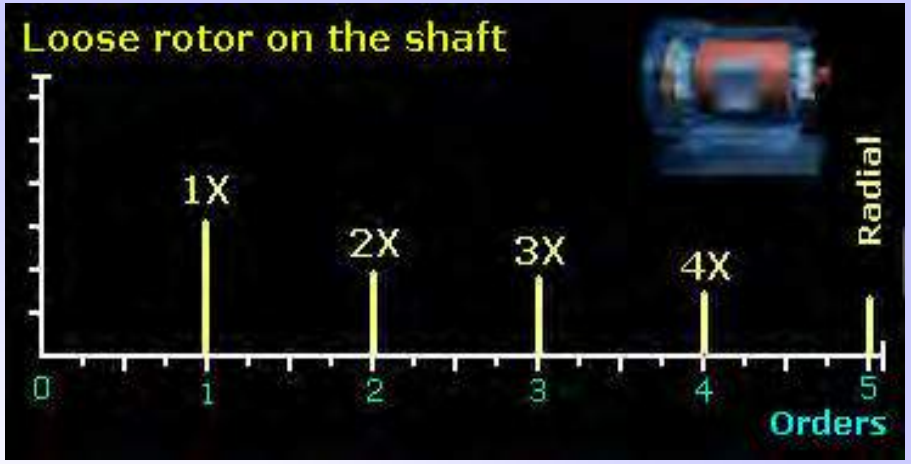
C. Rotor Problem

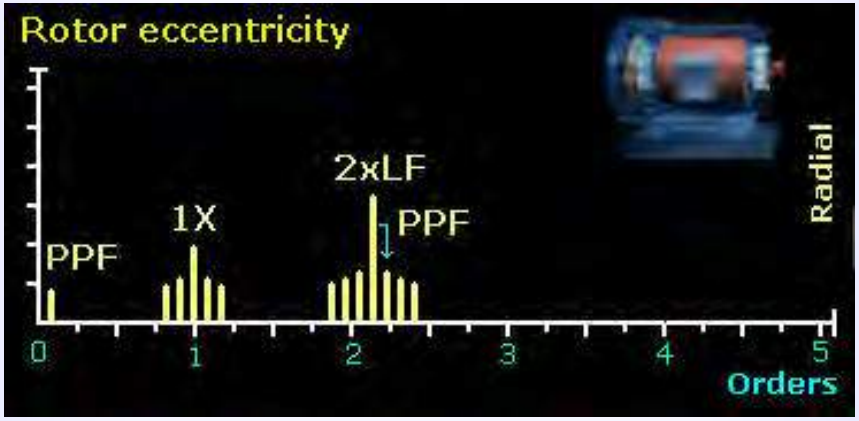


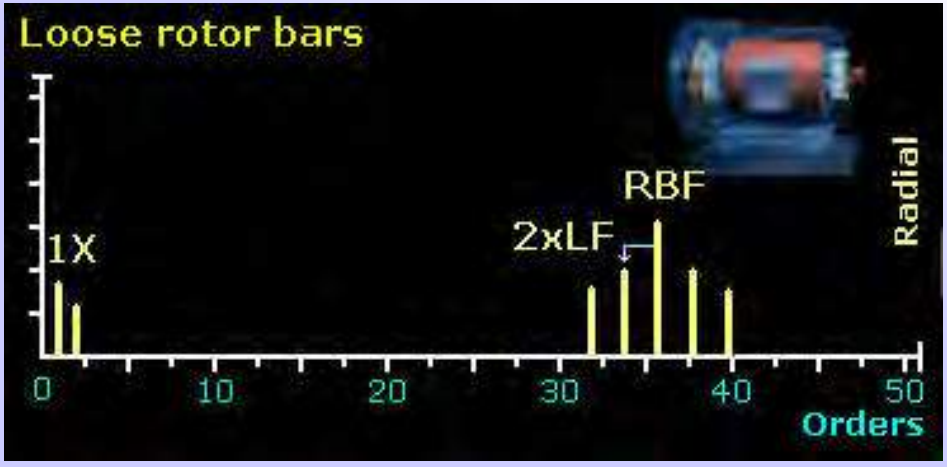
การหักหรือแตกของ Rotor Bass หรือ Shorting Rings, การเชื่อมต่อไม่ดีของ Rotor Bass และ Shorting Rings, หรือการลัดวงจรของRotor Laminations จะเกิดการสั่นสูงที่ 1 x running speed, พร้อมด้วยความถี่ข้างเคียงของ Pole pass Frequency (FP) เมื่อเพิ่มด้วยการแตกร้าวของ Rotor Bar มักจะก่อให้เกิดความถี่ผล FP ข้างเคียง รอบHarmonic ที่ 3 x, 4 x และ 5 x การสูญเสียใน Rotor Bars จะแสดงความถี่ข้างเคียงที่ 2 x ความถี่ไฟฟ้า (2FL) รอบ ๆ Rotor Bar pass Frequency และ/หรือ Harmonics ของมัน (RBPF = จำนวนของ Bars x RPM) มักจะเป็นสาเหตุเกิดระดับสูงที่ 2 x RBPF, พร้อด้วยระดับต่ำ ๆ ที่ 1 x RBPF

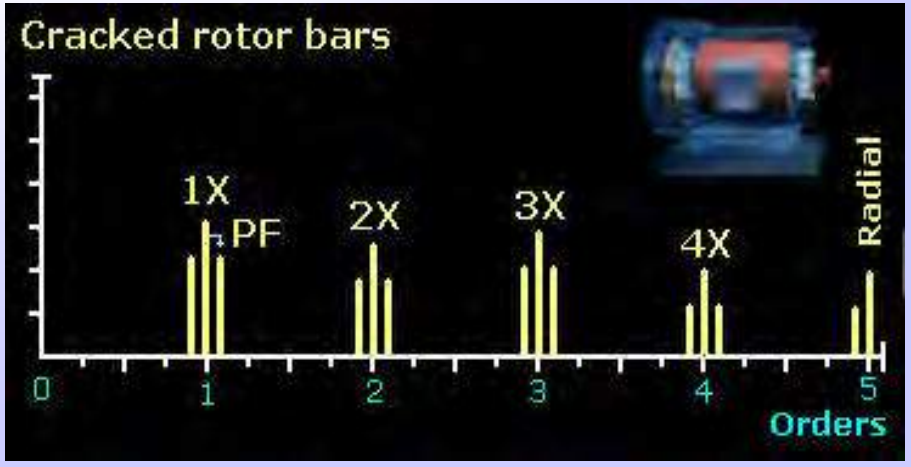

Shorting Ring
Rotor Laminations
Rotor Bar Properly Passing Current To Shorting Ring
Shorting Ring
Broken Rotor Bar Causing Localized Heating and Causing Noticeable Increase In Current On Adjacent Rotor Bars (And Generating Fp Sidebands Around 1X RPM & Harmonics)


Thermal rotor bow
1X
Radial
0
1
2
3
4
5
Orders

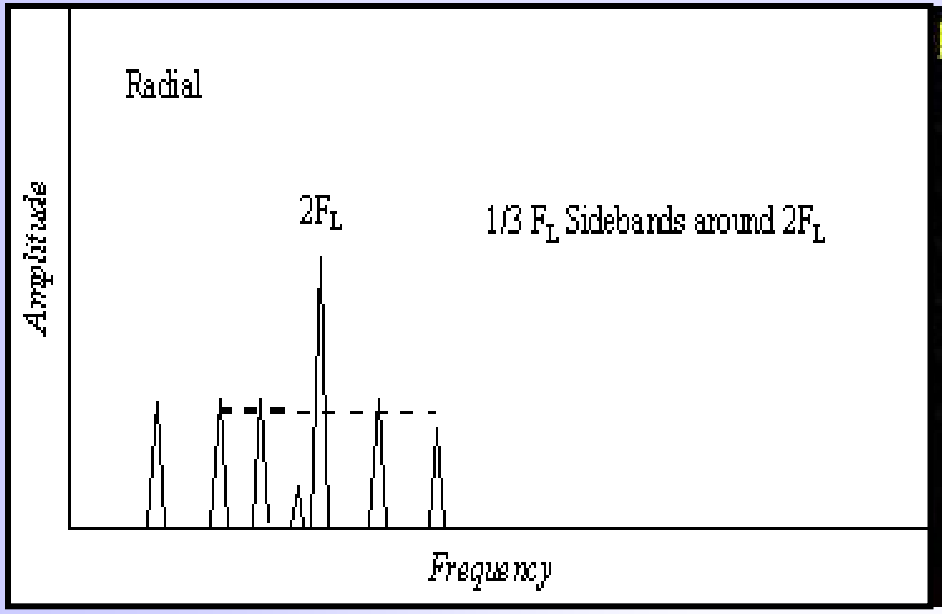

Loose rotor on the shaft
1X
2X
3X
4X
Radial
0
1
2
3
4
5
Orders

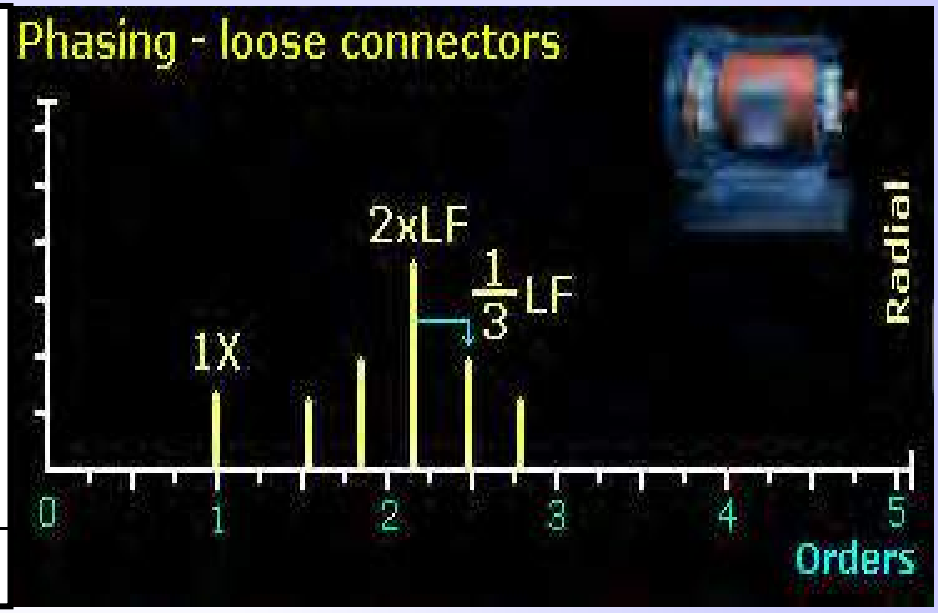

Rotor eccentricity
2xLF
1X
PPF
PPF
Radial
0
1
2
3
4
5
Orders


Loose rotor bars
RBF
2xLF
1X
Radial
0
10
20
30
40
50
Orders


Cracked rotor bars
1X
PF
2X
3X
4X
Radial
0
1
2
3
4
5
Orders

D. Phasing Problem (Loose Connector)

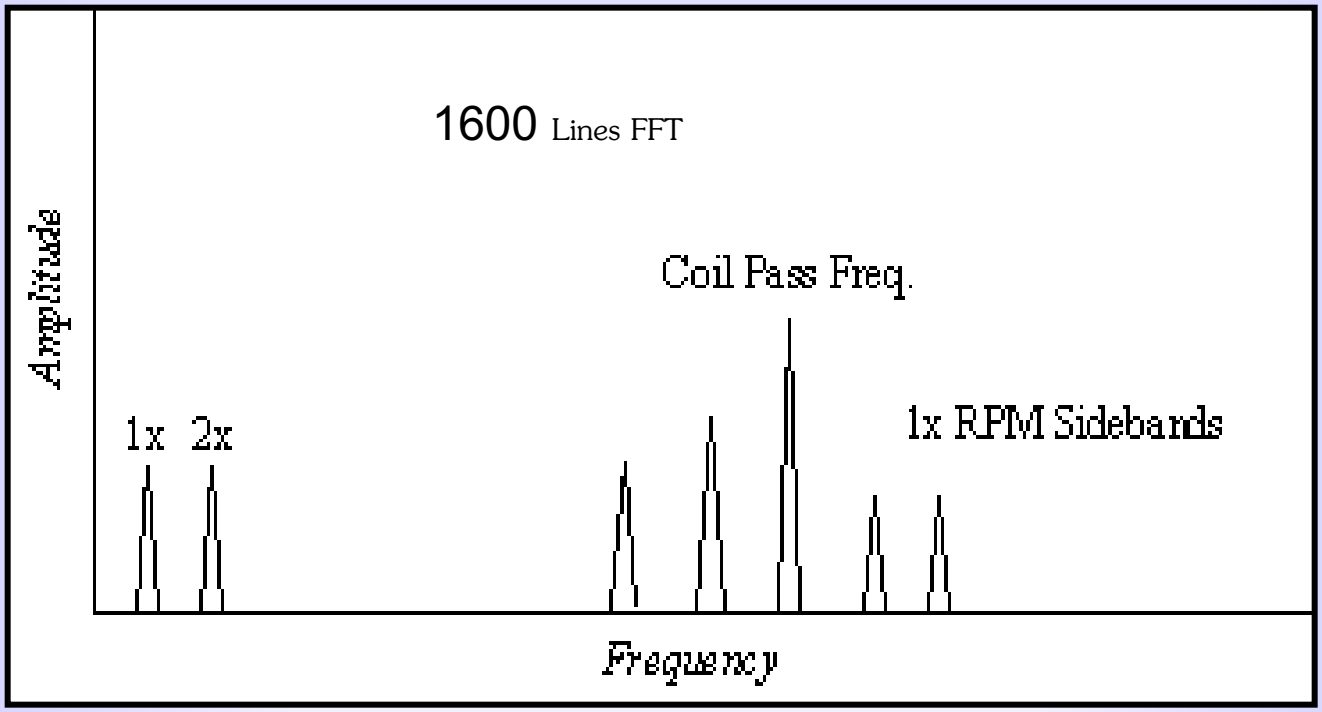




ปัญหาเฟสเนื่องจากการสูญหรือแตกหักขั้วต่อสามารถเกิดการสั่นที่มากเกินควร ตรง 2 x ความถี่ไฟฟ้า (2FL) ซึ่งจะมีความถี่ข้างเคียงรอบมันด้วย 1/3 ความถี่ไฟฟ้า (1/3 FL) ระดับที่ 2FL สามารถเกิน 1 นิ้ว/วินาที ถ้าปล่อยปละละเลยโดยไม่แก้ไข นี้คือปัญหาเฉพาะถ้าขั้วเชื่อมต่อที่เสียหายทำการแต่สัมผัสได้เป็นระยะ

AC SYNCHRONOUS MOTORS

LOOSE STATOR COIL



การสูญเสีย Stator Coils ใน Synchronous motors จะสร้างการสั่นสะเทือนค่อนข้างสูงที่ Coil Pass Frequency (CPF) ซึ่งเท่ากับจำนวนของStator Coils x RPM (จำนวน Stator coil = จำนวน coils/pole) Coils Pass Frequency จะถูกล้อมรอบด้วยความถี่ข้างเคียง 1 x RPM

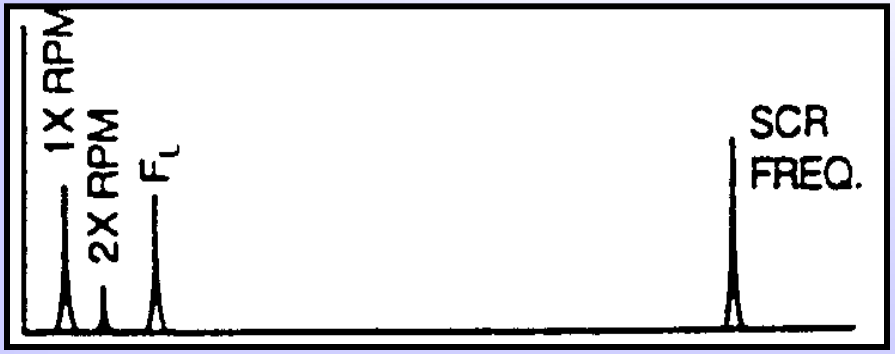
DC MOTORS AND CONTROLS

A. NORMAL SPECTRUM

SCR FREQUENCY = 6 F_L (Full-Wave Rectified)
= 3F_L (Half-Wave Rectified)

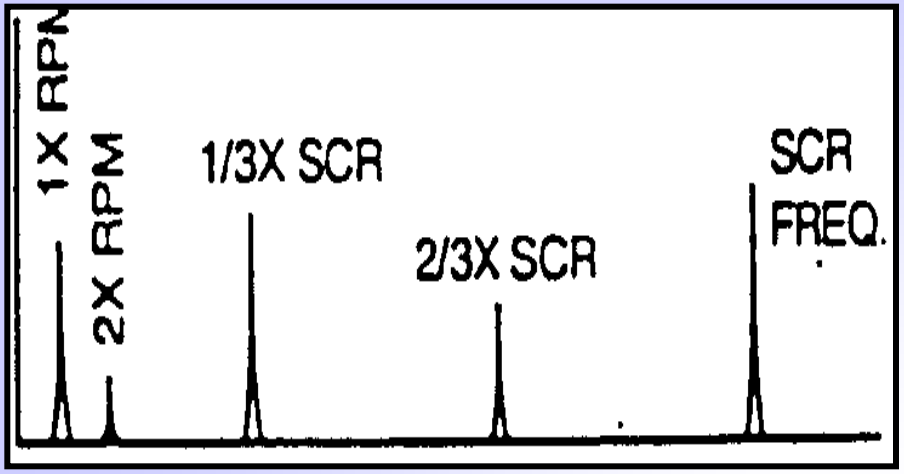
ปัญหามอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรง สามารถพบได้โดยขนาดที่สูงกว่าปรกติที่ SCR Firing Freg (SF) และ Harmonics ปัญหาเหล่านี้รวมการแตกของ Field winding, SCRs. ที่ไม่ดี และการหลวมที่ข้อต่อปัญหาอื่น รอบ Loose หรือ Blown Fuses และการลัดวงจรของControl Cards สามารถก่อให้เกิดยอดสูงที่ 1 x ถึง 6 x ความถี่กระแสไฟ

B. BROKEN ARMATURE WINDINGS, GROUNDING PROBLEMS OR FAULTY SYSTEM TUNING



เมื่อกราฟ Spectrum ของ DC Motor ก่อให้เกิด Vibration สูงที่ความถี่ SCR หรือ 2 เท่าของ SCR ปกติแล้วจะเป็นตัวบ่งชี้ถึงชุดขดลวดขาดหรือแผงควบคุมไฟฟ้าเกิดการลัดวงจร การปรับระบบไฟฟ้าใหม่จะสามารถลดปัญหา Vibration ที่ความถี่ SCR และ 2 เท่าของ SCR ได้ความถี่ที่ผิดปกติของ 1 เท่าของ SCR จะประมาณ 2.54 mm/s และที่ 2 เท่าของ SCR จะประมาณ 1 mm/s

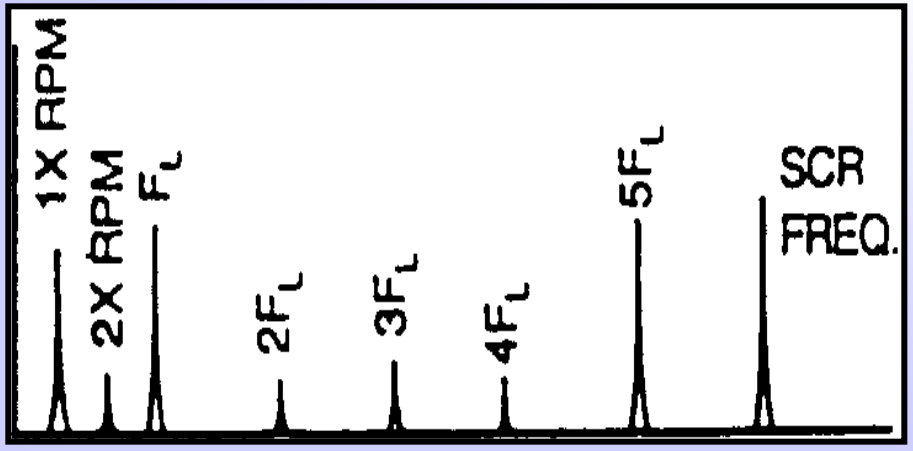
C. FAULTY FIRING CARD OR BLOWN FUSE



เมื่อ Firing Card บกพร่อง ค่ากำลังไฟฟ้าจะสูญเสียประมาณ 1 ใน 3 และจะก่อให้เกิดการเปลี่ยนแปลงความเร็วที่ผิดปกติเป็นระยะ ๆ ซึ่งจะก่อให้เกิด Vibration สูงที่ 1/3 และ 2/3 เท่าของความถี่ SCR

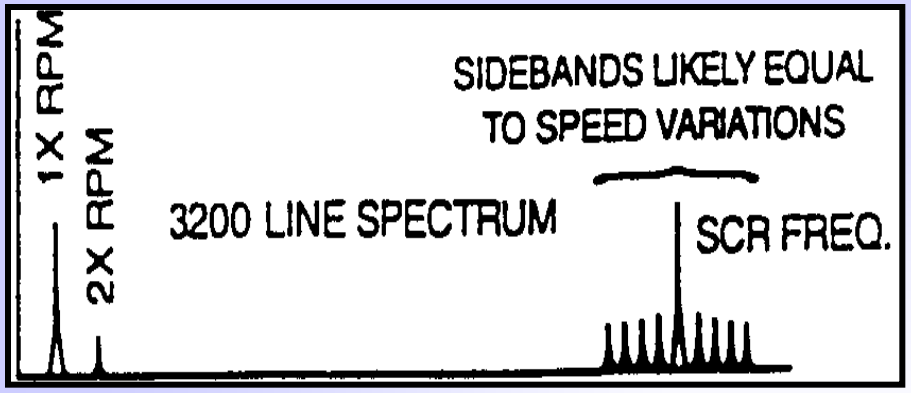
หมายเหตุ ค่าจำนวน SCR หรือ Firing Card จะต้องทราบก่อนที่จะทำการวิเคราะห์ปัญหา

D. FAULTY SCR, SHORTED CONTROL CARD, LOOSE CONNECTIONS AND/OR BLOWN FUSE



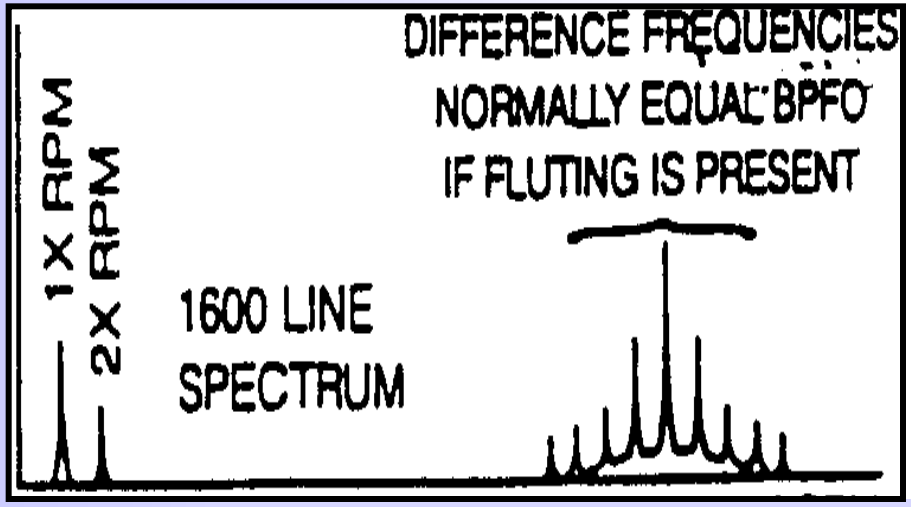
เมื่อแผง SCR เสีย, แผง Shorted Control เสีย หรือมีการหลุดหลวมของขั้วไฟ จะก่อให้เกิด Vibration สูงที่ความถี่ Line Frequency และความถี่ SCR โดยปกติแล้วถ้ามี SCR เสีย 1 ตัว จะเกิด Vibration สูงที่ความถี่ FL และหรือความถี่ที่ 5 FL สำหรับมอเตอร์แบบ 6 SCR **ข้อควรจำคือ** DC Motor ปกติแล้วจะไม่เกิดความถี่ที่ FL, 2 FL, 4 FL และ 5 FL

E. FAULTY COMPARITOR CARD



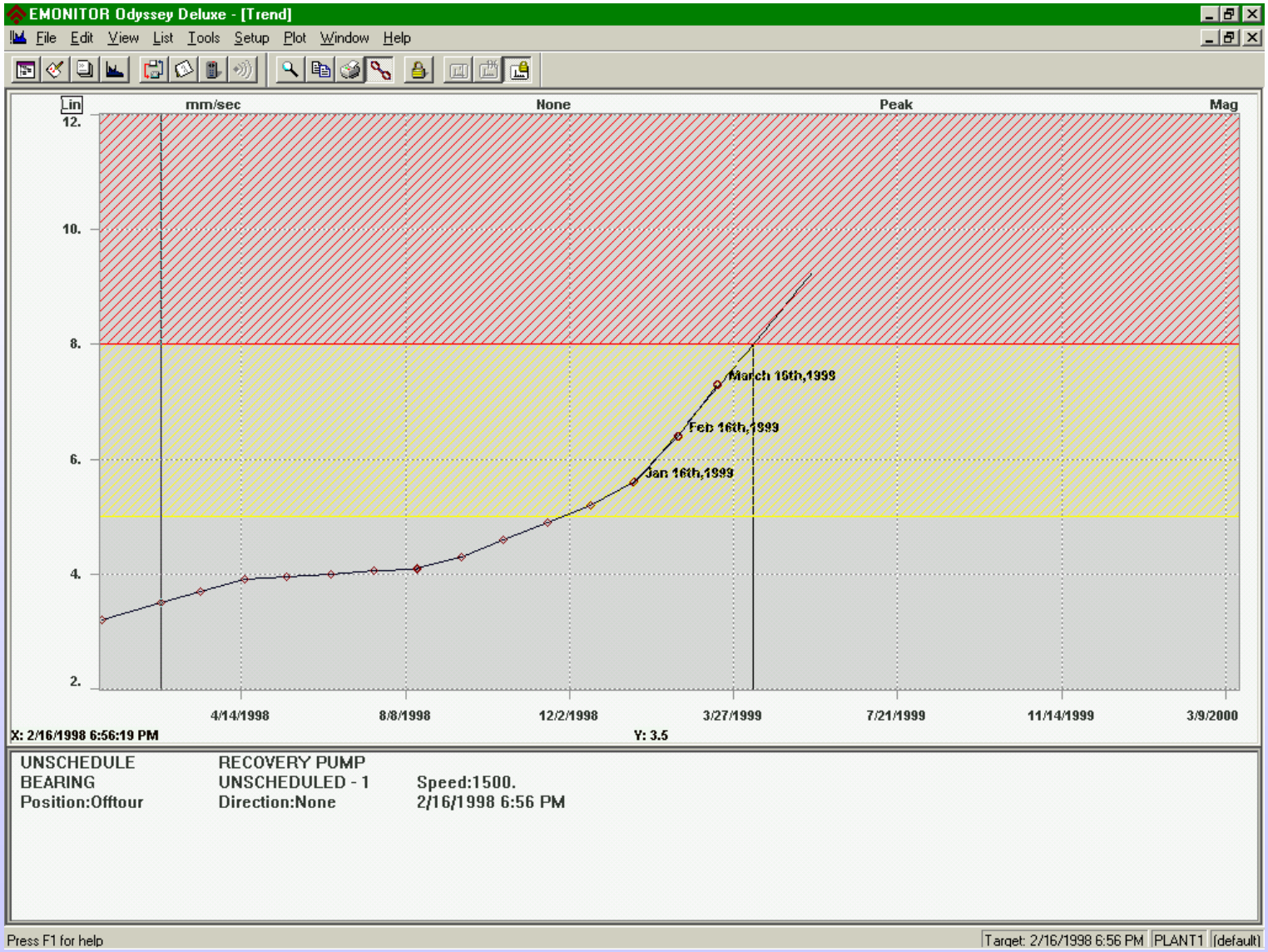
ถ้าแผง Comparitor มีปัญหา จะก่อให้เกิดความเร็วรอบที่ไม่คงที่ ซึ่งจะทำให้สนามแม่เหล็กเกิดการทำงานที่ไม่สม่ำเสมอ ปกติแล้ว Side bands จะเท่ากับค่าความเร็วรอบที่เปลี่ยนแปลงขึ้นลงนี้ ซึ่งการวิเคราะห์จำเป็นต้องใช้กราฟ Spectrum ที่มีความละเอียดสูง

F. ELECTRICAL CURRENT PASSAGE THRU DC MOTOR BEARINGS



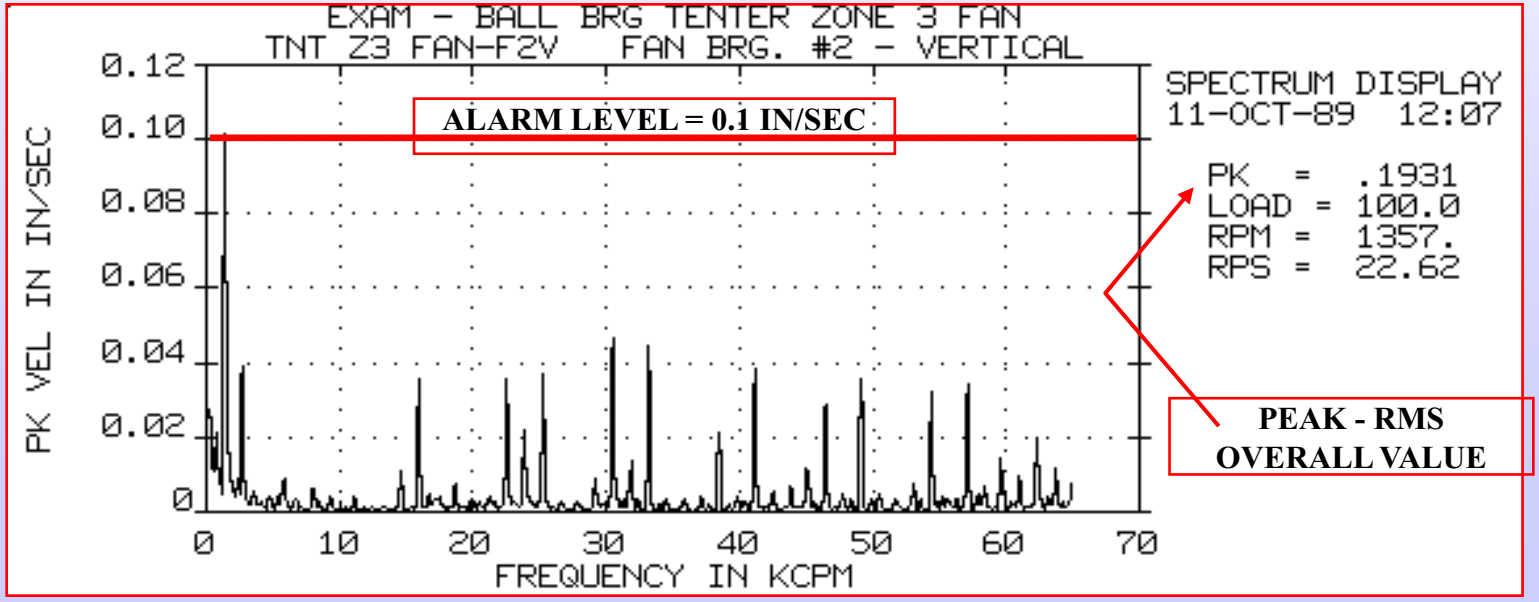
ร่องที่เกิดจากการเหนี่ยวนำกระแสไฟฟ้าในลูกปืนปกติ จะสามารถตรวจพบปัญหาได้โดยการสังเกตที่กราฟ Spectrum ที่มีลักษณะ Peak ที่ center และมี Side bands เท่ากับความถี่ของ Outer Race ของลูกปืน แม้ว่าร่องนั้นจะปรากฏทั้ง Outer Race และ Inter Race ปกติความถี่นี้จะปรากฏที่ 100,000-150,000 CPM การ Set Spectrum ควร Set ที่ 180 KCPM พร้อมกับความละเอียด 1,600 เส้น

TYPICAL TREND



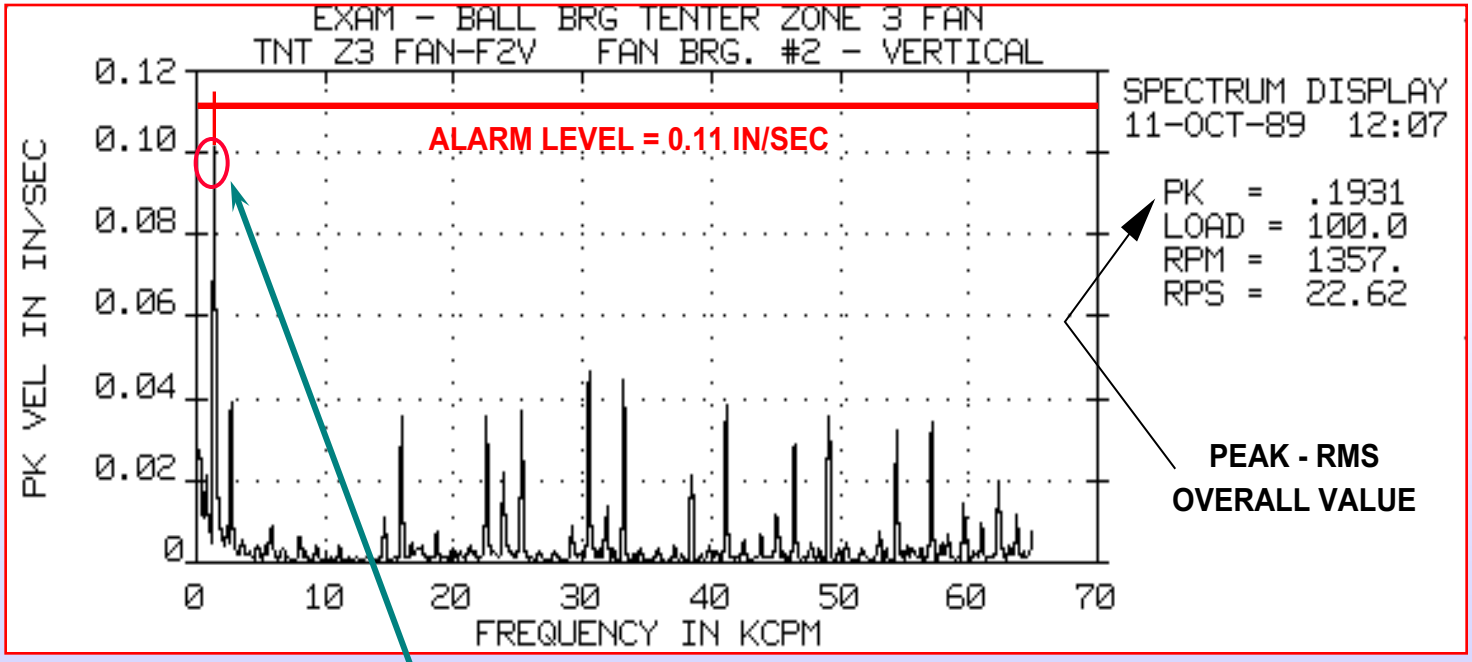
Overall Alarm

- Area (energy) under the spectrum
  - 'Shotgun' method
  - No diagnostic information
- Bearing and gear problems will not provide early warning with overall alarm



Overall Alarm

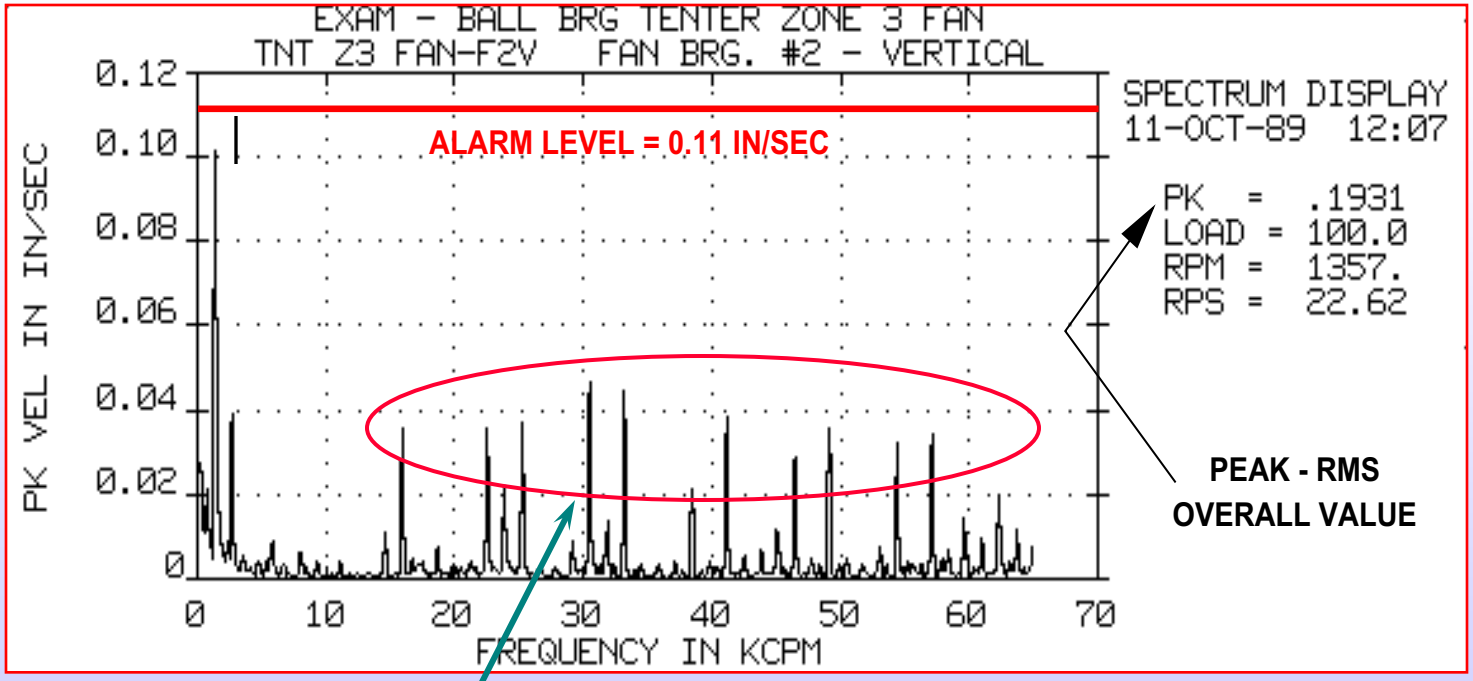
Total vibration on machine



May detect unbalance vibration
(typically higher amplitudes)

Overall Alarm

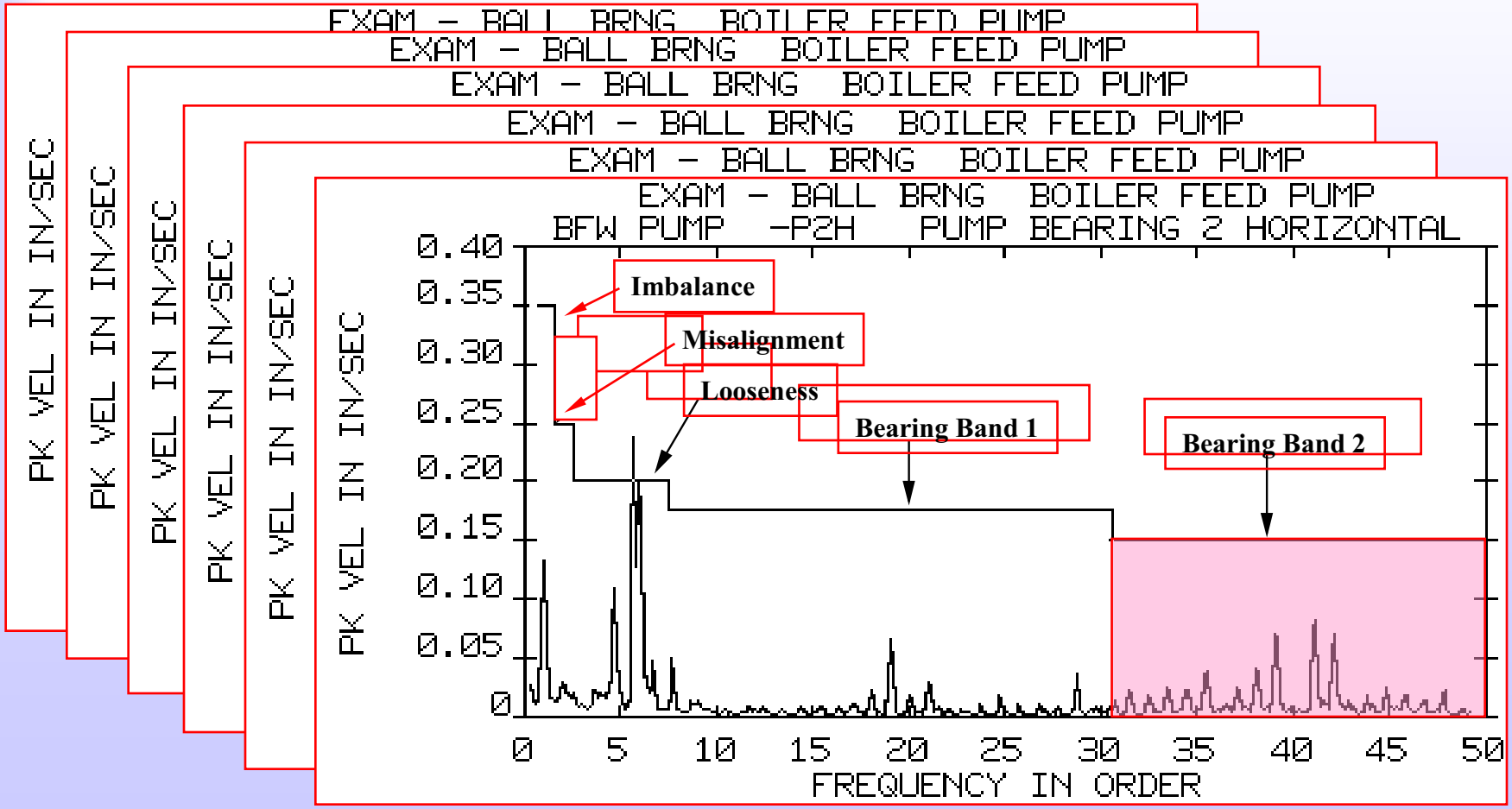
Total vibration on machine



Not sensitive enough for even advanced bearing faults (typically low amplitude signals)

Frequency Bands

- Divide spectrum into frequency bands based on the types of mechanical faults that might appear on the machine.



Possibility of Each Order

Frequency In terms of RPM	Most Likely Causes	Other Possible Causes & Remarks
1 x RPM	Unbalance	1) Eccentric journals, gears or pulleys 2) Misalignment or bent shaft - If high axial vibration 3) Bad Belts - If RPM of belt 4) Resonance 5) Reciprocating forces 6) Electrical problems 7) Looseness 8) Distortion - soft feet or piping strain
2 x RPM	Mechanical Looseness	1) Misalignment - if high axial vibration 2) Reciprocating forces 3) Resonance 4) Bad belts - if 2 x RPM of belt
3 x RPM	Misalignment	Usually a combination of misalignment and excessive axial clearances (looseness).
Less than 1 x RPM	Oil Whirl (less than $^1/_2$ RPM	1) Bad drive belts 2) Background vibration 3) Sub-harmonic resonance 4) "Beat" Vibration
Synchronous (A.C. Line Frequency)	Electrical Problems	Common electrical problems include broken rotor bars, eccentric rotor unbalanced phases in poly-phase systems, unequal air gap.
2 x Synch. Frequency	Torque Pulses	Rare as a problem unless resonance is excited
Many Times RPM (Harmonically Related Freq.)	Bad Gears Aerodynamic Forces Hydraulic Forces Mechanical Looseness Reciprocating Forces	Gear teeth times RPM of bad gear Number of fan blades times RPM Number of impeller vanes times RPM May occur at 2, 3, 4 and sometimes higher harmonics if severe looseness
High Frequency (Not Harmonically Related)	Bad Anti-Friction Bearings	1) Bearing vibration may be unsteady - amplitude and frequency 2) Cavitation, recirculation and flow turbulence cause random, high frequency vibration 3) Improper lubrication of journal bearings (Friction excited vibration) 4) Rubbing

Fault Characteristics*			
Fault	**Parameter**	**Indication**	**Remarks**
Unbalance	1x RPM	Amplitude is proportional to imbalance.	Most common cause of vibration. Correct by balancing the machine.
Misalignment of couplings or bearings. Bent Shaft.	1x RPM, 2 & 3 x RPM sometimes	Large amplitude in axial direction, 50% or more of radial vibration.	Best found by appearance of large axial vibration.
Mechanical looseness	2x RPM, often 3x RPM also	Large amplitude in radial direction.	Often accompanied by imbalance and misalignment.
Oil Whirl. Typically associated with lightly loaded bearings.	SMAX	Erratic magnitude & phase	The orbit will show a secondary loop that moves around independently of the unbalance loop, as it is not synchronous with rotation.
	Band #1	Elevated level	
Resonance	SMAX	magnitude & phase changes with speed.	Resonance and excessive bearing wear tend to produce elliptical orbits. If the contribution is due to resonance, this condition can be pinpointed if the orbit changes noticeably with changes in running speed.
	Band #3 (if defined)	Elevated level	
Shaft Rub	Band #2 (½x)	Elevated level	The orbit will show a secondary loop that remains fixed – does not rotate. As a rub becomes more severe or continuous, then the orbit becomes more complex and possibly erratic, with bearing structural resonances being excited and multiples of sub synchronous frequencies showing up
	SMAX	Change in magnitude	
Severe Shaft Rub	Band #1	Elevated & erratic	
	SMAX	Erratic magnitude & phase	
	1x RPM	Elevated	
Electrical	1x RPM & 1x & 2x line frequency	Amplitude drops entirely when power is turned off	Electrical causes of vibration show up at 50/60 Hz & 100/120 Hz (1x & 2x line frequency) and will disappear quickly when power is turned off. A "Slip-beat" vibration may occur at sleep speed times the number of poles.
All	Bearing Temperature	Temperatures will typically elevate for each of the above faults except whirl, which may result in lower than normal temperatures.	

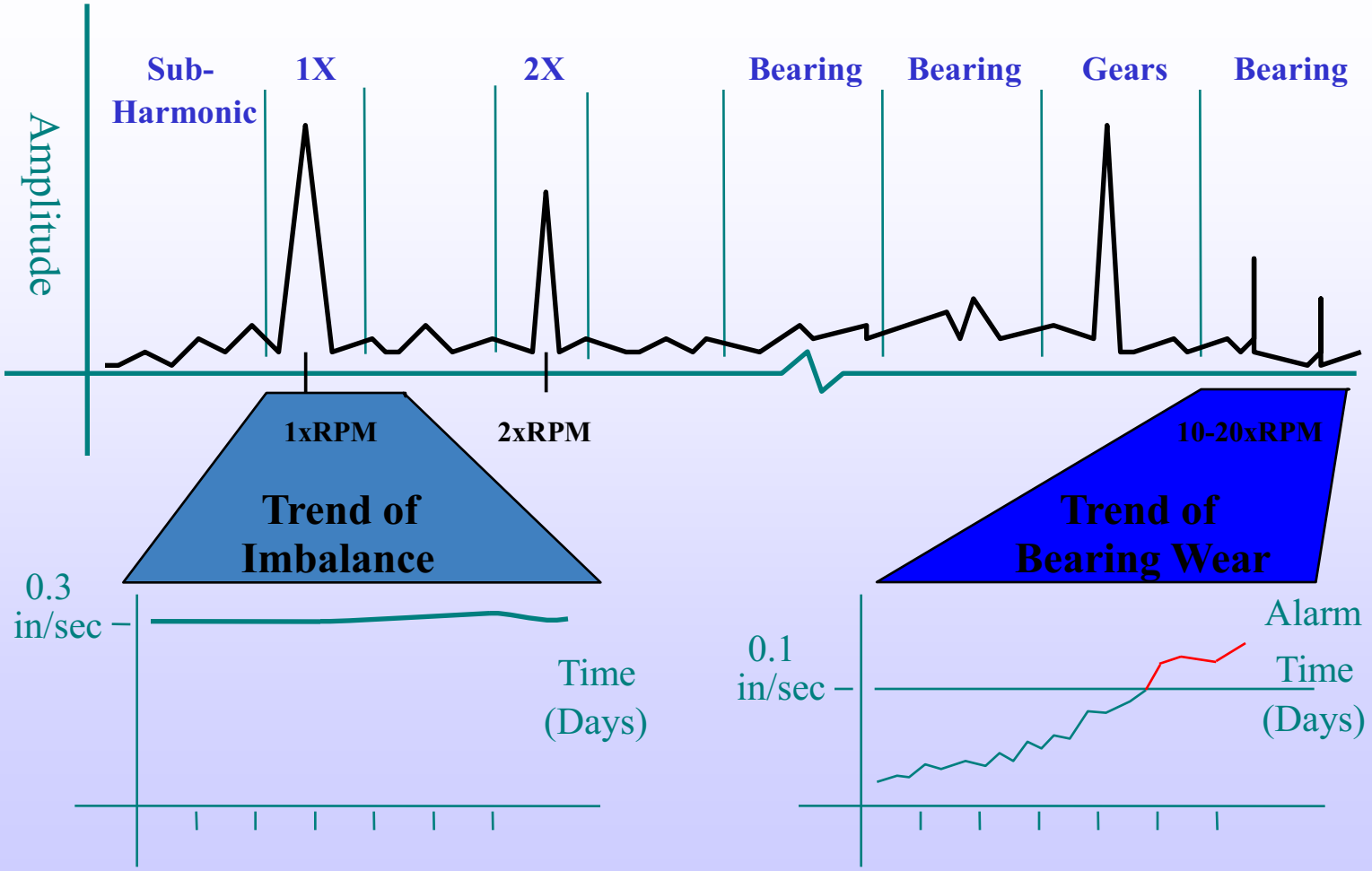
***This is not an exhaustive list of potential faults, diagnostic indicators and conditions. When unexpected changes to the monitored parameters occur, review by a certified vibration analyst may be required to identify the specific cause or problem.**

BANDS SETUP

GENERAL PURPOSE MACHINES SET-UP

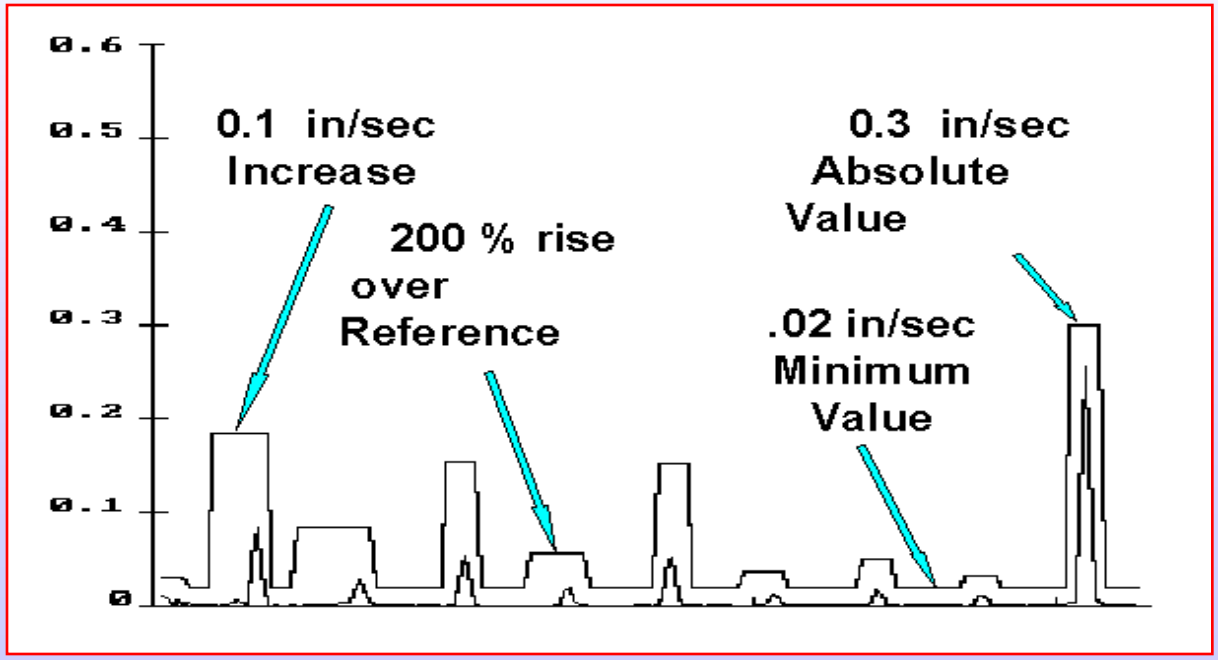
BAND NO	DEFINITIONS	SUGGESTED SETUP	MACHINE SET-UP
BAND 1	BAND FMIN BAND FMAX BAND ALARM BAND NAME	0.8 x RPM 1.2 X RPM 90 % OA ALARM 1 X RPM	
BAND 2	BAND FMIN BAND FMAX BAND ALARM BAND NAME	1.2 X RPM 2.2 X RPM 40 % OA ALARM 1.5-2 X RPM	
BAND 3	BAND FMIN BAND FMAX BAND ALARM BAND NAME	2.2 X RPM 3.2 X RPM 30 % OA ALARM 2.5-3 X RPM	

Frequency Bands With Trend

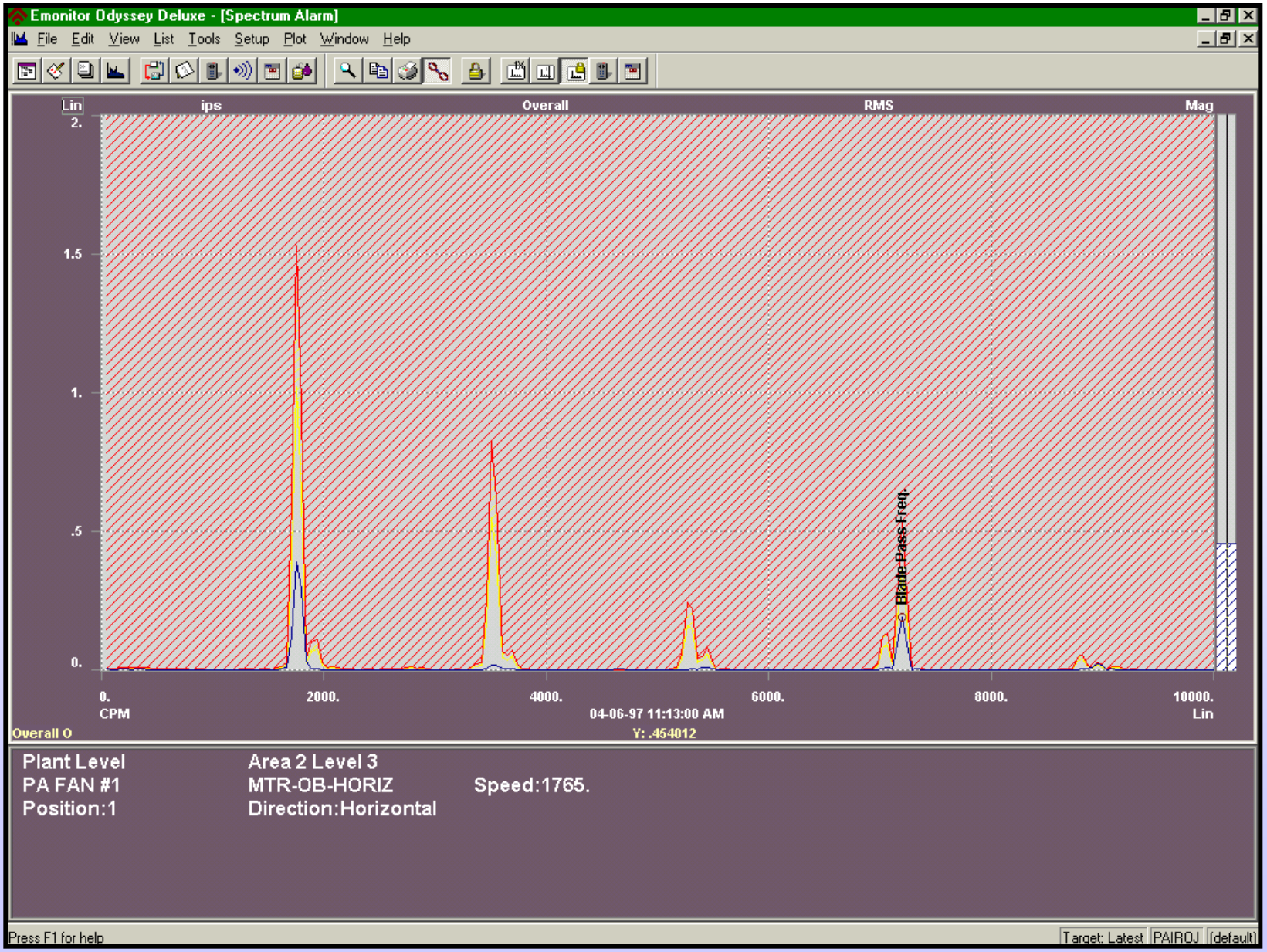


Envelope Alarming

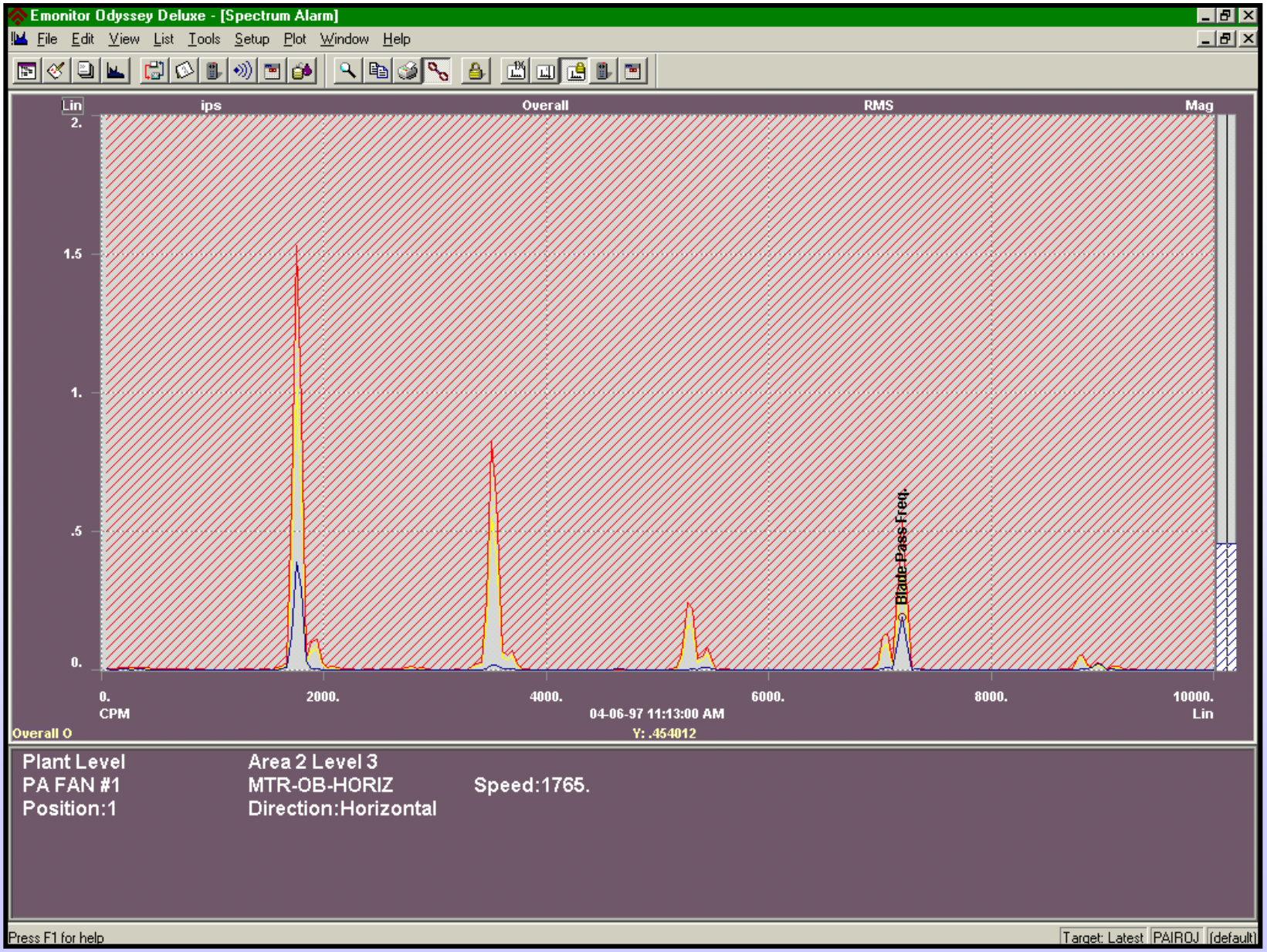
- Constructed from baseline spectra
- "Variable-shape enveloping"
- Effective in finding small changes



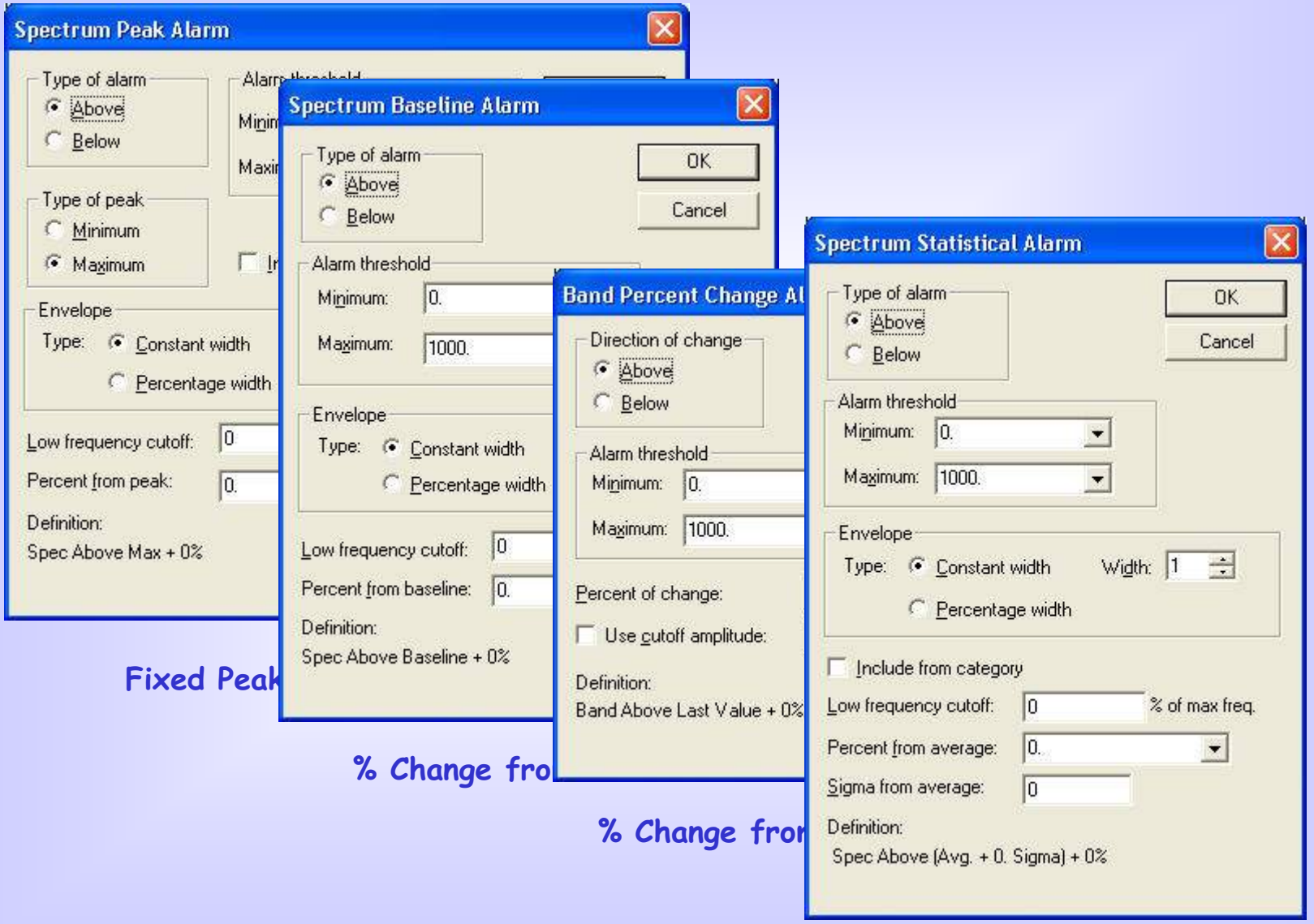
Example of Narrow Band Alarming



Example of Narrow Band Alarming



4 METHODS OF ALARM



Remembers

Thank you for your join our training course.

*Hope you all can help improvement your plant's productivity in the near future to make your plant more **profitability**.*

*please remember that it's just not only "**vibration**"*

It must be Learning, Training, Experiencing.

It still need Total Productive Maintenance, Operator, Maintenance and Inspection team have to work together to get a co-analysis

Finally, it also need other analysis tools, such as Oil and Current Analysis to integrate in one system to fast and deep analysis of machine health.

The End
Thank You

The End
Thank You

Vibration and Noise Identification Chart (Additional)

Unbalance

IRD Mechanalysis, Inc. Vibration and Noise Identification Chart Causes of Vibration (RELATIVE PROBABILITY RATINGS: 1 THRU 10)		PREDOMINANT FREQUENCIES											PREDOMINANT AMPLITUDE									PREDOMINANT NOISE							
		0-40%	40-50%	50-100%	1 X RPM	2 X RPM	Higher Multiples	1/2 RPM	1/4 RPM	Lower Multiples	Odd Frequencies	Very High Freq.	DIRECT			PROBABLE LOCATION						Phase (No of | Reference Marks)	Low Freq. "Rumble"	Loud "Roar"	"Hum"	Periodic "Beat"	High Pitch "Whine"	Very High Loud "Scre	Very High "Squeal"	Ultrasonic
													Horizontal	Vertical	Axial	rotor(shaft)	Bearings	Casing	Foundation	Piping	couplings									
UNBALANCE	Initial Unbalance				10								5	4	1	9	1					(1)			8	2				
	Shaft Bow -Lost Parts				10								5	4	1	9	1								8	2				

REMARKS:

- Most common cause of vibration whose amplitude is proportional to the amount of unbalance.
- May be aggravated by or may produce complications such as seal rubs, bearing failure or resonance.
- Overhung rotors may show relatively high Axial Vibration

Misalignment

IRD Mechanalysis, Inc. Vibration and Noise Identification Chart — Causes of Vibration (RELATIVE PROBABILITY RATINGS: 1 THRU 10)		PREDOMINANT FREQUENCIES											PREDOMINANT AMPLITUDE										PREDOMINANT NOISE							
													DIRECT			PROBABLE LOCATION													
		0-40%	40-50%	50-100%	1 X RPM	2 X RPM	Higher Multiples	1/2 RPM	1/4 RPM	Lower Multiples	Odd Frequencies	Very High Freq.	Horizontal	Vertical	Axial	rotor(shaft)	Bearings	Casing	Foundation	Piping	couplings	Phase (No of	Reference Marks)	Low Freq. "Rumble"	Loud "Roar"	"Hum"	Periodic "Beat"	High Pitch "Whine"	Very High Loud "Scre	Very High "Squeal"	Ultrasonic
MISALIGMENT LOOSENESS AND DISTORTION	Misaligment				4	5	1						3	2	5	8	1	1				(1) (2) (3)			4	4	2				
	Mechanical Looseness					8	1				1		5	4	1		3	2	2	2	1	(2) Erratic		8	1	1					
	Clearance Induced Vibration	1	8	1									5	4	1	7	1	1			1	Erratic		6	2						
	Foundation Distortion		2		5	2					1		5	4	1	3	1	1	5			Erratic		1	5	3	1				
	Case Distortion	←1→			8	1/2	1/2						5	4	1	9	1					Erratic		1	7	1	1				
	Seal Rub	1	1	1	2	1	1			1	1	1	4	3	3	8	1	1				Erratic		2	5		1		1	1	
	Rotor Rub(Axial)	←2→			3	1	1			1	1	1	4	3	3	7	1	2				Erratic		3	5						
	Piping Forces				4	5	1						3	2	5	8	1	1				(1) & (2)		3	4	3					

REMARKS:

- Misalignment appears as a large axial vibration. Use dial indicators or other methods for positive diagnosis.
- May produce friction or deflection forces which one be severe.
- Looseness creates many problems. Small amount may allow violent vibration .
- Looseness in bearings may be mistaken for oil whirl.
- Usually accompanied by unbalance and/or misalignment.
- Distortion causes vibration indirectly by generating misalignment,causing internal rubs or uneven bearing contact.
- Piping Forces & Foundation Distortion often cause resonance problems.
- Rubs are characterized by the presence of many frequencies all over the spectrum often ultra-sonic.
- Produce "Hot Spots" resulting in bent shaft, bearing cavitation and resonance.

Bad Bearings and Journal

IRD Mechanalysis, Inc. Vibration and Noise Identification Chart — Causes of Vibration (RELATIVE PROBABILITY RATINGS: 1 THRU 10)		PREDOMINANT FREQUENCIES											PREDOMINANT AMPLITUDE										PREDOMINANT NOISE							
													DIRECT			PROBABLE LOCATION													
		0-40%	40-50%	50-100%	1 X RPM	2 X RPM	Higher Multiples	1/2 RPM	1/4 RPM	Lower Multiples	Odd Frequencies	Very High Freq.	Horizontal	Vertical	Axial	rotor (shaft)	Bearings	Casing	Foundation	Piping	couplings	Phase (No of Reference Marks)		Low Freq. "Rumble"	Loud "Roar"	"Hum"	Periodic "Beat"	High Pitch "Whine"	Very High Loud "Scre	Very High "Squeal"	Ultrasonic
BAD BEARINGS AND JOURNALS	Journal & Bearing Eccentric				8	2							5	4	1	9	1					(1)			1	9				
	Radial Bgr. Damage	1 →			4	2						2	4	3	3	7	2	1				Erratic		2	4	1		1	1	1	
	Thrust Brg. Damage	9 →										1	3	2	5	6	2	2				Erratic		8	1	1					
	Bearing Excited Vibration	← 10 →											5	4	1	5	2	2	2			Erratic		6	1		3				
	Unequal Brg. Stiff Horiz/Vert					9 @ CR							5	4	1	4	3	3				Changing			1	6	2	1			

REMARKS:

- In the case of anti-friction Bearing failures, very high frequencies will be noted with the bearing responsible being the one at the point of the largest in line with gear centers.
- On motors or generators vibration disappear when power is turned off.
- On pumps and blowers, improvement may be accomplished by balancing.
- Velocity measurements are recommended when analyzing for Anti-friction bearing failures.

Gearing and Couplings

IRD Mechanalysis, Inc. Vibration and Noise Identification Chart Causes of Vibration (RELATIVE PROBABILITY RATINGS: 1 THRU 10)		PREDOMINANT FREQUENCIES											PREDOMINANT AMPLITUDE										PREDOMINANT NOISE							
		0-40%	40-50%	50-100%	1 X RPM	2 X RPM	Higher Multiples	1/2 RPM	1/4 RPM	Lower Multiples	Odd Frequencies	Very High Freq.	DIRECT			PROBABLE LOCATION						Phase (No of Reference Marks)		Low Freq. "Rumble"	Loud "Roar"	"Hum"	Periodic "Beat"	High Pitch "Whine"	Very High Loud "Scre	Very High "Squeal"	Ultrasonic
													Horizontal	Vertical	Axial	rotor(shaft)	Bearings	Casing	Foundation	Piping	couplings									
GEARING AND	Gear Inaccuracies						2				2	6	5	3	2	8	1	1				Erratic	2	1	1	2	2	1		1
COUPLINGS	Coupling Inaccuracies					1	8	1					4	3	3	7	2					Erratic			5		5			

REMARKS:

- Misalignment is prime cause of gearing failures.
- Pitting, scuffing & fractures from non-uniform loading results.
- Couplings are susceptible to be both misalignment and torsional forces.
- Friction whirl/low damping also contribute.

Critical

IRD Mechanalysis, Inc. Vibration and Noise Identification Chart Causes of Vibration (RELATIVE PROBABILITY RATINGS: 1 THRU 10)		PREDOMINANT FREQUENCIES											PREDOMINANT AMPLITUDE												PREDOMINANT NOISE							
													DIRECT			PROBABLE LOCATION						Phase (No of	Reference Marks)								
		0-40%	40-50%	50-100%	1 X RPM	2 X RPM	Higher Multiples	1/2 RPM	1/4 RPM	Lower Multiples	Odd Frequencies	Very High Freq.	Horizontal	Vertical	Axial	rotor(shaft)	Bearings	Casing	Foundation	Piping	couplings			Low Freq. "Rumble"	Loud "Roar"	"Hum"	Periodic "Beat"	High Pitch "Whine"	Very High Loud "Scre	Very High "Squeal"	Ultrasonic
CRITICALS	Critical Speed				10								5	4	1	6	4					180? Chg			5	3	2				
	Rotor &Brg. Sys. Critical				10								5	4	1	7	3					Changing			5	3	2				
	Coupling Critical				10								4	2	4	1	1					Changing			2	4	2	2			
	Overhang Critical				10								5	4	1	7	1					Changing			5	4	1				

REMARKS:

- For practical purposes, the terms "Natural Frequency", "Resonance" and "Critical Speed" are synonymous.
- Minute unbalances cause large shaft deflections due to centrifugal forces at critical speed.
- Differs from resonant vibration in that the shaft does not vibrate "Back and forth" but rotates in an ever increasing bow, assuming equal radial damping.
- Shaft will bend rather than fail fatigue as in the case of resonance.
- A critical may be improved by balancing.
- Resonance may be improved by internal damping.

Resonance

IRD Mechanalysis, Inc. Vibration and Noise Identification Chart — Causes of Vibration (RELATIVE PROBABILITY RATINGS: 1 THRU 10)		PREDOMINANT FREQUENCIES											PREDOMINANT AMPLITUDE									PREDOMINANT NOISE							
													DIRECT			PROBABLE LOCATION												
		0-40%	40-50%	50-100%	1 X RPM	2 X RPM	Hgher Multiples	1/2 RPM	1/4 RPM	Low er Multiples	Odd Frequencies	Very Hgh Freq.	Horizontal	Vertical	Axial	rotor(shaft)	Bearings	Casing	Foundation	Piping	couplings	Phase (No of Reference Marks)	Low Freq. "Rumble"	Loud "Roar"	"Hum"	Periodic "Beat"	Hgh Pitch "Whine"	Very Hgh Loud "Scre	Very Hgh "Squeal"	Ultrasonic
RESONANCE	Resonant Vibration				10								4	4	2	2	1	2	3	2		Erratic	4		3	3				
	Sub-Harmonic /Resonance							←10→					3	3	4	2	2	2	2	2		Rocking	8			2				
	Harmonic Resonance					←10→							4	4	2	2	1	1	3	3					4	2	4			
	Casing Resonance				8	1		1					5	4	1		4	4	1	1			2		2	6				
	Support Resonance				8	1		1					5	4	1		2	5	2	1			2		2	6				
	Foundation Resonance				8	1		1					4	3	3		1	4	4	1				1	8	1				
	Torsional Resonance				4	2	2				2		Torsion.			1	4	4					1	2	2	3	1	1		

REMARKS:

- Resonance-Only amplifies vibrations from other sources, cannot generate vibration.
- Can create highly dangerous situations by amplifying normal vibration in rotating machines or from pulsation in piping.
- May cause rotors or bearing abnormalities such as Resonant Whirl.
- Torsional Vibration is not usually noticeable extremely since motion is superimposed on the rotation similar to the action of a washing machine agitator.
- Failures may occur without warning unless gearing is involved resulting is noise; also bearing and case vibration.
- Special transducers usually required.
- Torsional Resonant frequencies coinciding with electrical frequencies can become very serious.

Miscellaneous Basic Causes

IRD Mechanalysis, Inc. Vibration and Noise Identification Chart		PREDOMINANT FREQUENCIES											PREDOMINANT AMPLITUDE										PREDOMINANT NOISE							
													DIRECT			PROBABLE LOCATION						Phase (No of Reference Marks)								
Causes of Vibration (RELATIVE PROBABILITY RATINGS: 1 THRU 10)		0-40%	40-50%	50-100%	1 X RPM	2 X RPM	Higher Multiples	1/2 RPM	1/4 RPM	Lower Multiples	Odd Frequencies	Very High Freq.	Horizontal	Vertical	Axial	rotor(shaft)	Bearings	Casing	Foundation	Piping	couplings		Low Freq. "Rumble"	Loud "Roar"	"Hum"	Periodic "Beat"	High Pitch "Whine"	Very High Loud "Scre	Very High "Squeal"	Ultrasonic
MISCELLANEOUS BASIC CAUSES	Bad Drive Belts															5	3		2			(1)-(2) Erratic	1	1	3	5				
	Reciprocating Forces				3	5	6						4	3	3	5	3	1	1			Erratic		8	2					
	Aero./Hydr. Forces				2		6					2	3	6	1	4	3	2	1			(1) or Multiple		3	2	1	2	2		
	Friction Induced Whirl	8	1	1									5	4	1	8	2					Erratic	6		2	2				
	Oil Whirl		10										5	4	1	8	2					Erratic	6		1	3				
	Resonant Whirl		10										5	4	1	2	2	2	2	2		Erratic	6		2	2				
	Dry Whirl											10	4	3	3	4	2	2	1		1	Erratic							2	8

REMARKS:

- Bad Belts-Strobe light will freeze faulty belt. Cure is matched belt sets, equal tension & correct alignment.
- Reciprocating Forces-Inherent in reciprocating machines-can only be reduced by design changes or isolation.
- Aero-Hydro Forces-occur usually at number of impeller blades X RPM.
- Random Pulse may produce related resonance.
- Friction Whirl-sometimes called "Hysteresis Whirl". Rare but violent.
  Cause: Rotor passes through critical; angle between unbalance & shaft "High Spot" swings 180^{o} with friction damping also 180^{o} out of phase. Frequency of vibration always at actual rotor critical speed.
- Oil Whirl - Caused by shaft being pushed around in bearing clearance by oil pressure wave.
- Frequency 1/2 shaft speed less 2%-8% due to friction effects.

Electrical

IRD Mechanalysis, Inc. Vibration and Noise Identification Chart Causes of Vibration (RELATIVE PROBABILITY RATINGS: 1 THRU 10)		PREDOMINANT FREQUENCIES											PREDOMINANT AMPLITUDE									PREDOMINANT NOISE								
													DIRECT			PROBABLE LOCATION														
		0-40%	40-50%	50-100%	1 X RPM	2 X RPM	Higher Multiples	1/2 RPM	1/4 RPM	Lower Multiples	Odd Frequencies	Very High Freq.	Horizontal	Vertical	Axial	rotor(shaft)	Bearings	Casing	Foundation	Piping	couplings	Phase (No of Reference Marks)		Low Freq. "Rumble"	Loud "Roar"	"Hum"	Periodic "Beat"	High Ftch "Whine"	Very High Loud "Scre	Very High "Squeal"	Ultrasonic
ELECTRICAL	Rotor Not Round				10								5	4	1	9	1					(1)* or			8	2				
	Rotor/Stator Misaligment				10								4	3	3	8	2					Rotating			5	2	3			
	Elliptical Stator Bore				10								5	4	1	8	2					Double			6	2	2			
	Defective Bar				10								5	4	1	9	1					Mark			2	6	2			
	Bent Rotor Shaft				10								3	2	5	9	1					(1)			8	2				
	Rotor Not Elect. Centered				10								3	2	5	6	4					(1)			3	3	4			

REMARKS:

- Phase at synchronous frequency. Electric cause of vibration will show up at 50 & 100 Hz (1 & 2 X line frequency) and disappear quickly when power is turn off.
- A "Slip-beat" vibration may occur at slip speed times number of poles.
- "Beat Frequency" related to more than one machine operating at nearly the same speed.
- Mechanical defects may be detected with conventional indicating methods.
- Defective Bar-Break bar connection, energize one phase with low voltage and turn rotor by hand.
- Current surge will indicate broken bar. Check air gaps.

Noise Radiation

- Mechanical and Electrical Defects- are noise source which appear initially as vibration and are later transferred into airborne noise.
- May be associated with Fan/Motor Unbalance;
- Bearing Noise alignment; Duct and Panel flutter-Oil Canning Effect;
- Flutter of dampers, blades, vanes,

Noise-may be due to electrical Energy transformation:

1) Magnetic Forces-A function of flux densities, number and shapes of poles or slots and air gap geometry.
2) Random Electrical Noise-Brushes, electrical arcing, sparks,etc.

- Aerodynamic-May be related to vortex shedding, pressure pulsation, windage, etc., and create both broad and narrow band noise.
- Broad Band-a) Fan blades, vanes, obstructions supports in the air stream.
  b) Mechanical rotation-Integral fans, belts, slots, etc.
  c) Abrupt changes in direction of flow or cross-section of ducts (Rumble).
- Differing flow velocities in adjacent streams-flow separations such as boundary layer effects, compression effects, etc.
- Narrow Band-a) Resonance-Organ-Piping effects, vibration strings, Panels, structural members, etc.
  b) Sharp edge vortex effect-air columns excited by blow (whistle).
  c) Mechanical Rotation-siren effects, slots, holes, vanes, grooves on rotating parts.

REMARKS:

- Impactive-Create by the forceful contact of one body or element with another such as the noise produced by a dropped hammer a thunder clap, sonic boom, etc.
- Tooth impact in gearing may be audible as well as the slap of faulty drive belts.
- Impact noise may occur so rapidly that special high speed recording technique must be used to distinguish the impact from the unpredictable transient.
- Areas with many impact generators will have a steady state
- "Drone" resulting from the accumulation of many impact "peaks"