DAY 3

-Unbalance Case Study
-Unbalance according to ISO 1940
-Unbalance Correction by Polar Diagram
-3 Types of Misalignment
-Misalignment Analysis
-4 Stages of Bearing Defected
-Bearing Defected Analysis
-Bearing Defected Case Study
-Setup Vibration Route Base Analysis

ค่า Unbalance ที่ยอมรับได้

ตาม ISO 1940

Table 1 Balance quality grades for various groups of representative rigid rotors (From ISO 1940/1)

Balance Quality Grade	Product of the Relationship ($e_{per} \times \omega$)[1), 2)] mm/s	Rotor Types - General Examples
G 4 000	4 000	Crankshaft/drives[3)] of rigidly mounted slow marine diesel engines with uneven number of cylinders[4)]
G 1 600	1 600	Crankshaft/drives of rigidly mounted large two-cycle engines
G 630	630	Crankshaft/drives of rigidly mounted large four-cycle engines Crankshaft/drives of elastically mounted marine diesel engines
G 250	250	Crankshaft/drives of rigidly mounted fast four-cylinder diesel engines[4)]
G 100	100	Crankshaft/drives of fast diesel engines with six or more cylinders[4)] Complete engines (gasoline or diesel) for cars, trucks and locomotives[5)]
G 40	40	Car wheels, wheel rims, wheel sets, drive shafts Crankshaft/drives of elastically mounted fast four-cycle engines (gasoline or diesel) with six or more cylinders[4)] Crankshaft/drives of engines of cars, trucks and locomotives
G 16	16	Drive shafts (propeller shafts, cardan shafts) with special requirements Parts of crushing machines Parts of agricultural machinery Individual components of engines (gasoline or diesel) for cars, trucks and locomotives Crankshaft/drives of engines with six or more cylinders under special requirements
G 6.3	6.3	Parts of process plant machines Marine main turbine gears (merchant service) Centrifuge drums Paper machinery rolls; print rolls Fans Assembled aircraft gas turbine rotors Flywheels Pump impellers Machine-tool and general machinery parts Medium and large electric armatures (of electric motors having at least 80 mm shaft height) without special requirements Small electric armatures, often mass produced, in vibration insensitive applications and/or with vibration-isolating mountings Individual components of engines under special requirements

Continued

G 2.5	2.5	Gas and steam turbines, including marine main turbines (merchant service) Rigid turbo-generator rotors Computer memory drums and discs Turbo-compressors Machine-tool drives Medium and large electric armatures with special requirements Small electric armatures not qualifying for one or both of the conditions specified for small electric armatures of balance quality grade G 6.3 Turbine-driven pumps
G 1	1	Tape recorder and phonograph (gramophone) drives Grinding-machine drives Small electric armatures with special requirements
G 0.4	0.4	Spindles, discs and armatures of precision grinders Gyroscopes

1) $\omega = 2\pi n/60 \approx n/10$, if n is measured in revolutions per minute and ω in radians per second.

2) For allocating the permissible residual unbalance to correction planes, refer to "Allocation of U_{per} to correction planes."

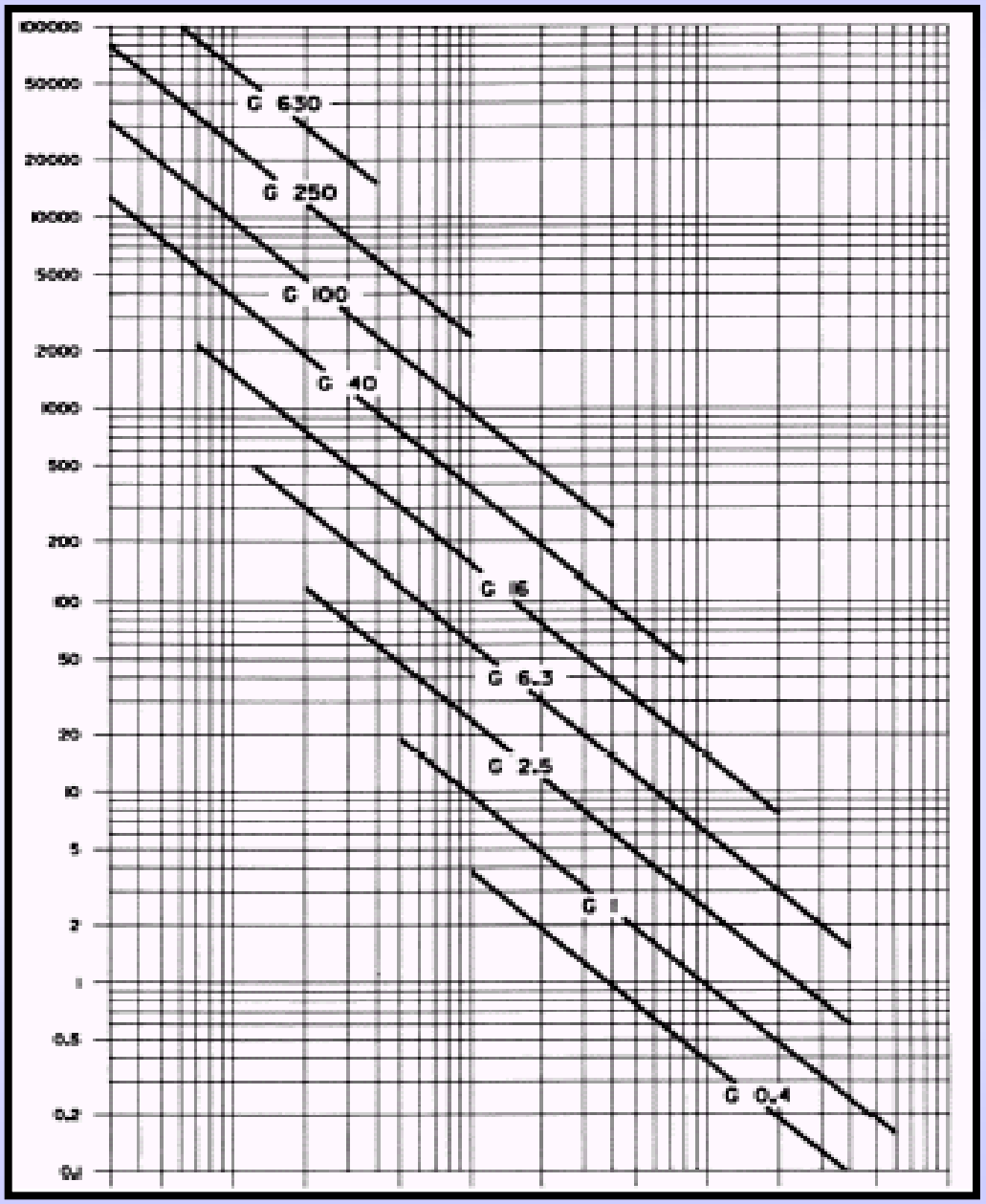
3) A crankshaft/drive is an assembly which includes a crankshaft, flywheel, clutch, pulley, vibration damper, rotating portion of connecting rod, etc.

4) For the purposes of this part of ISO 1940/1, slow diesel engines are those with a piston velocity of less than 9 m/s; fast diesel engines are those with a piston velocity of greater than 9 m/s.

5) In complete engines, the rotor mass comprises the sum of all masses belonging to the crankshaft/drive described in note 3 above.

Maximum permissible residual unbalance, e per , ISO 1940/1

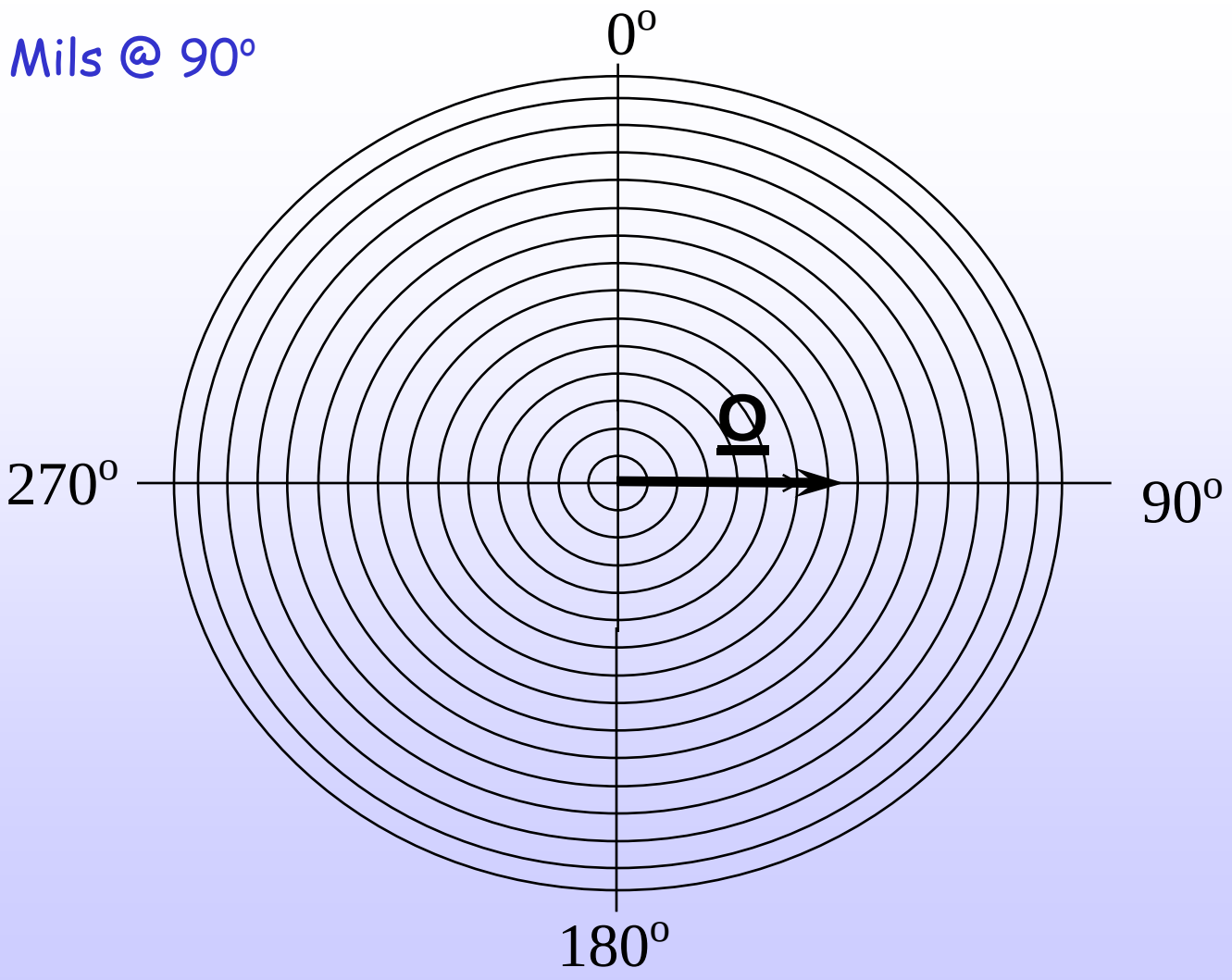
Permissible residual in G-mm/Kg
or
Center of Gravity Displacement , e, in microns



Example to correct Unbalance by Polar diagram

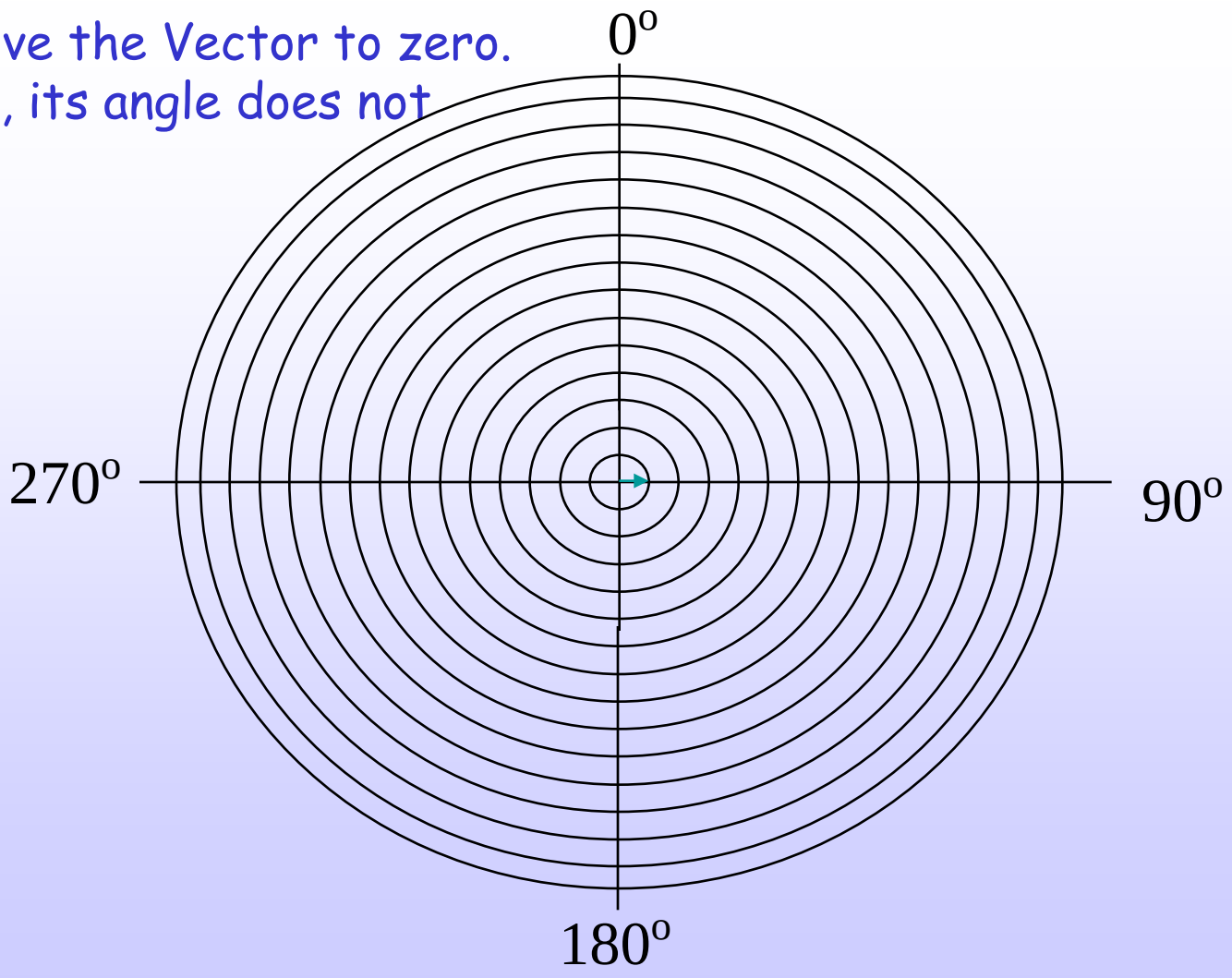
Graphical Example

O : 6 Mils @ 90°



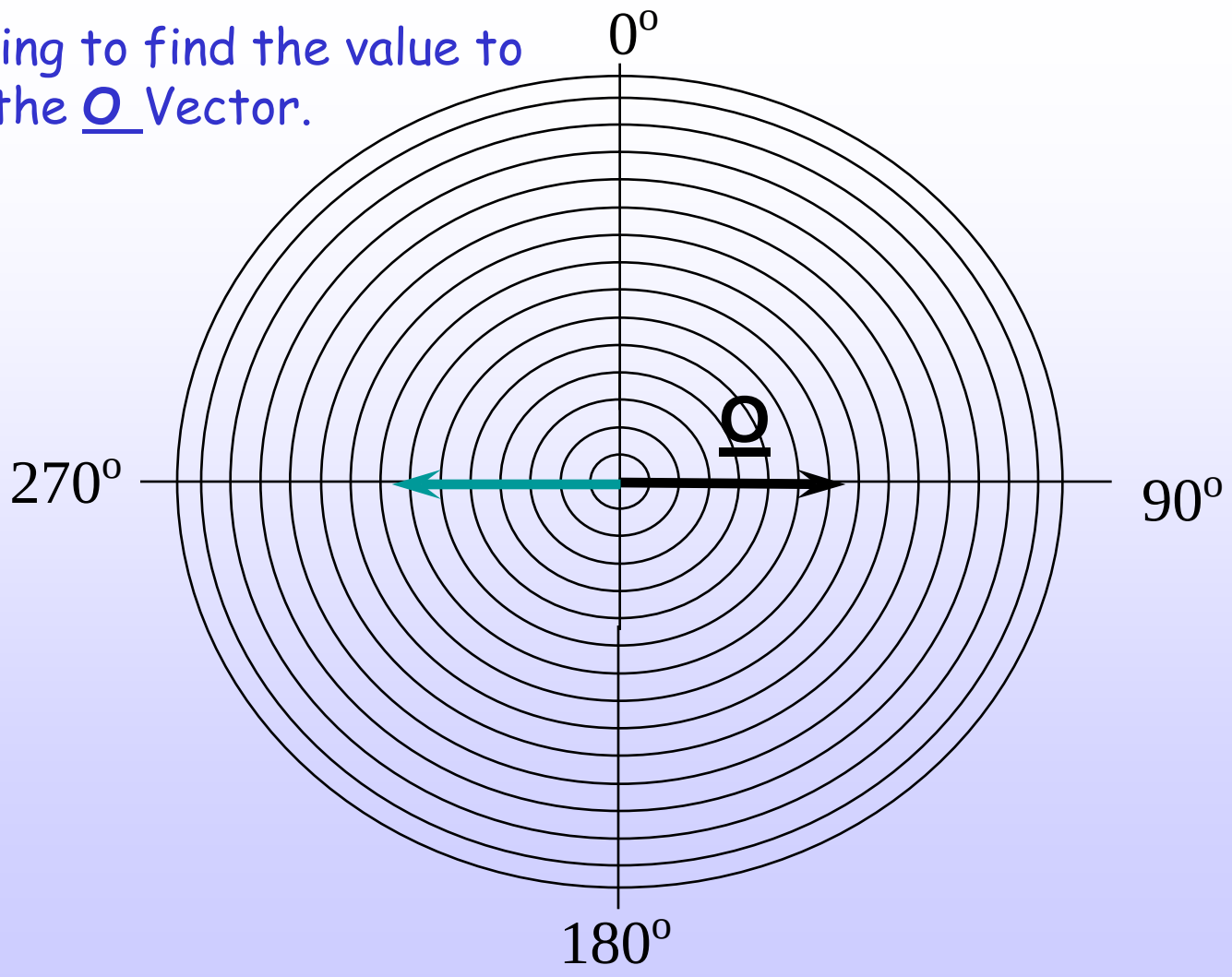
Graphical Example

Goal is to drive the Vector to zero. At this point, its angle does not matter.



Graphical Example

We are trying to find the value to cancel out the **O** Vector.



Two Problems

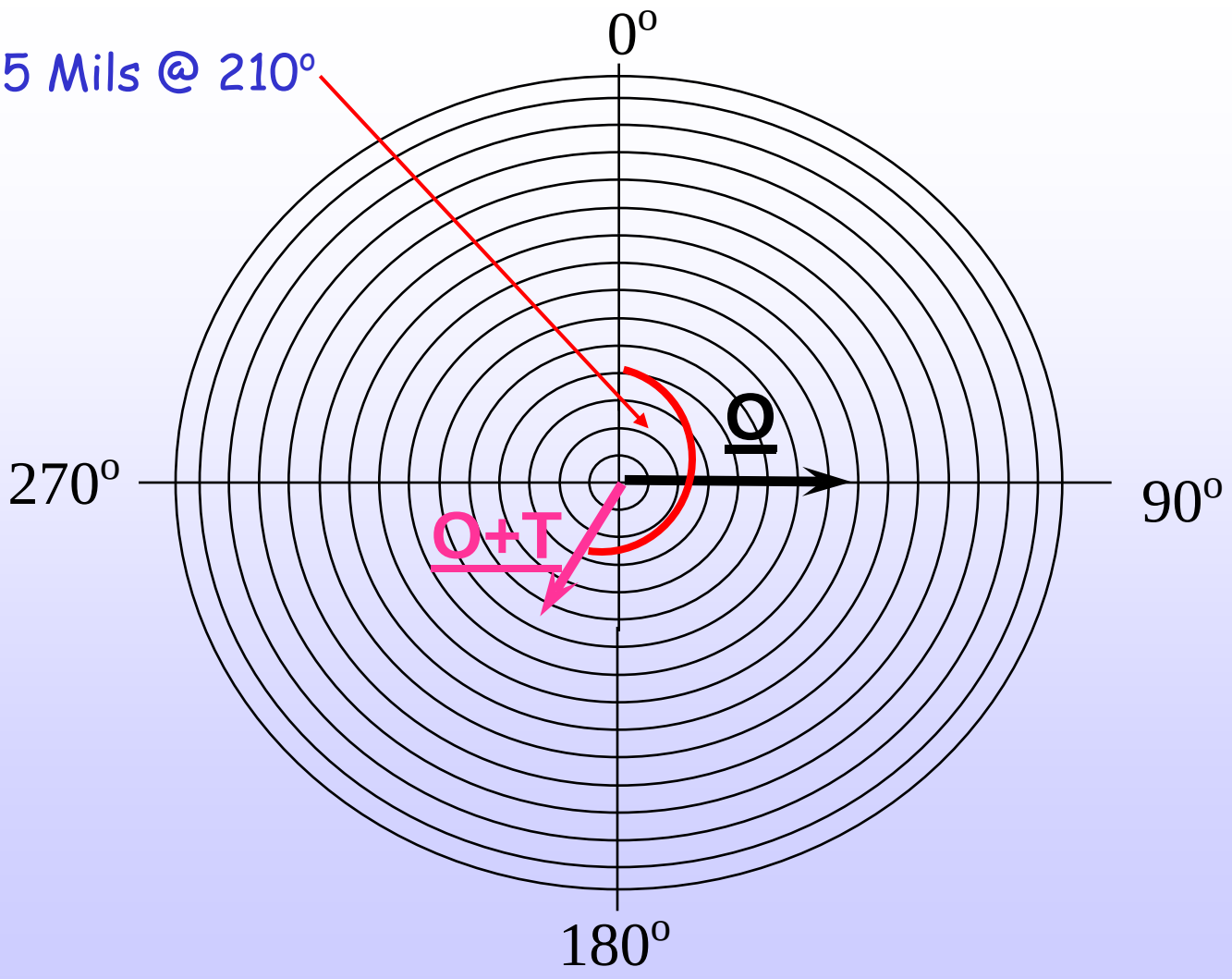
- How much weight = 6 mils of vibration?
- Where should it be placed?

The Solution

- Add a trial weight = 6 grams at 25°
- and measure the results

Trial Weight

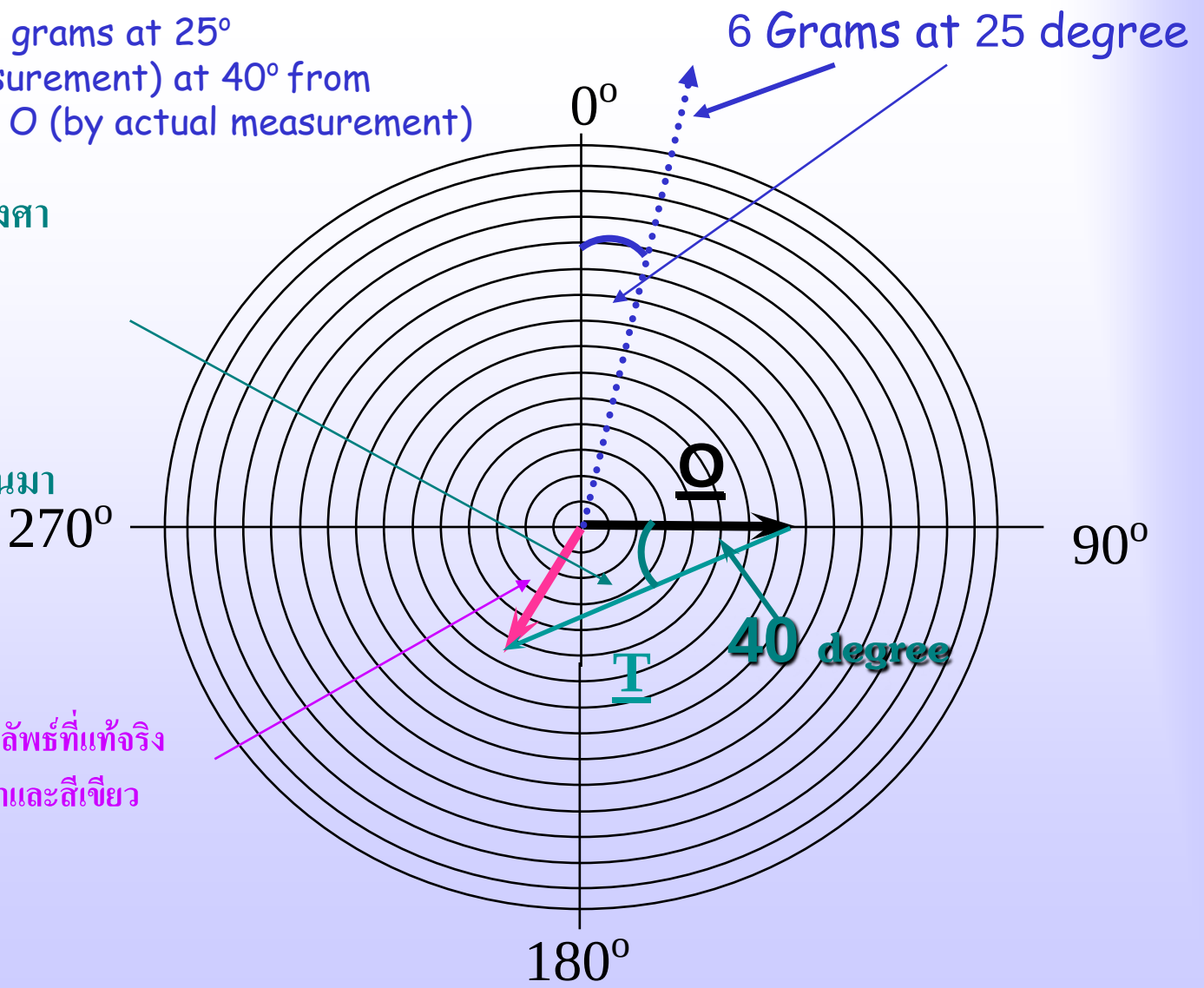
New Run = 4.5 Mils @ 210°



Trial Weight Results

Resultant Vector from 6 grams at 25°
= 9.1 mil (by actual measurement) at 40° from
the opposite of vector O (by actual measurement)

ผลของ 6 grams 25 องศา
ถ้ามองในรูป Vector
จะได้ตามรูปสีเขียวตาม
ขนาดและมุมนั้นๆ
เป้าหมายคือขยับเส้นนี้ขึ้นมา
ที่มุม 270



เส้นและมุมของสีชมพูคือผลลัพธ์ที่แท้จริง
ซึ่งคือผลของ vector สีดำและสีเขียว

คำนวณว่าต้องการ Vibration ขนาด 6 mils ต้องใช้กี่กรัม

9.1 mils Vibration เกิดจาก Trial Weight

ขนาด 6 grams

6 mils Vibration ควรใช้ weight

ขนาด $\frac{6 \times 6}{9.1} = 4$ grams

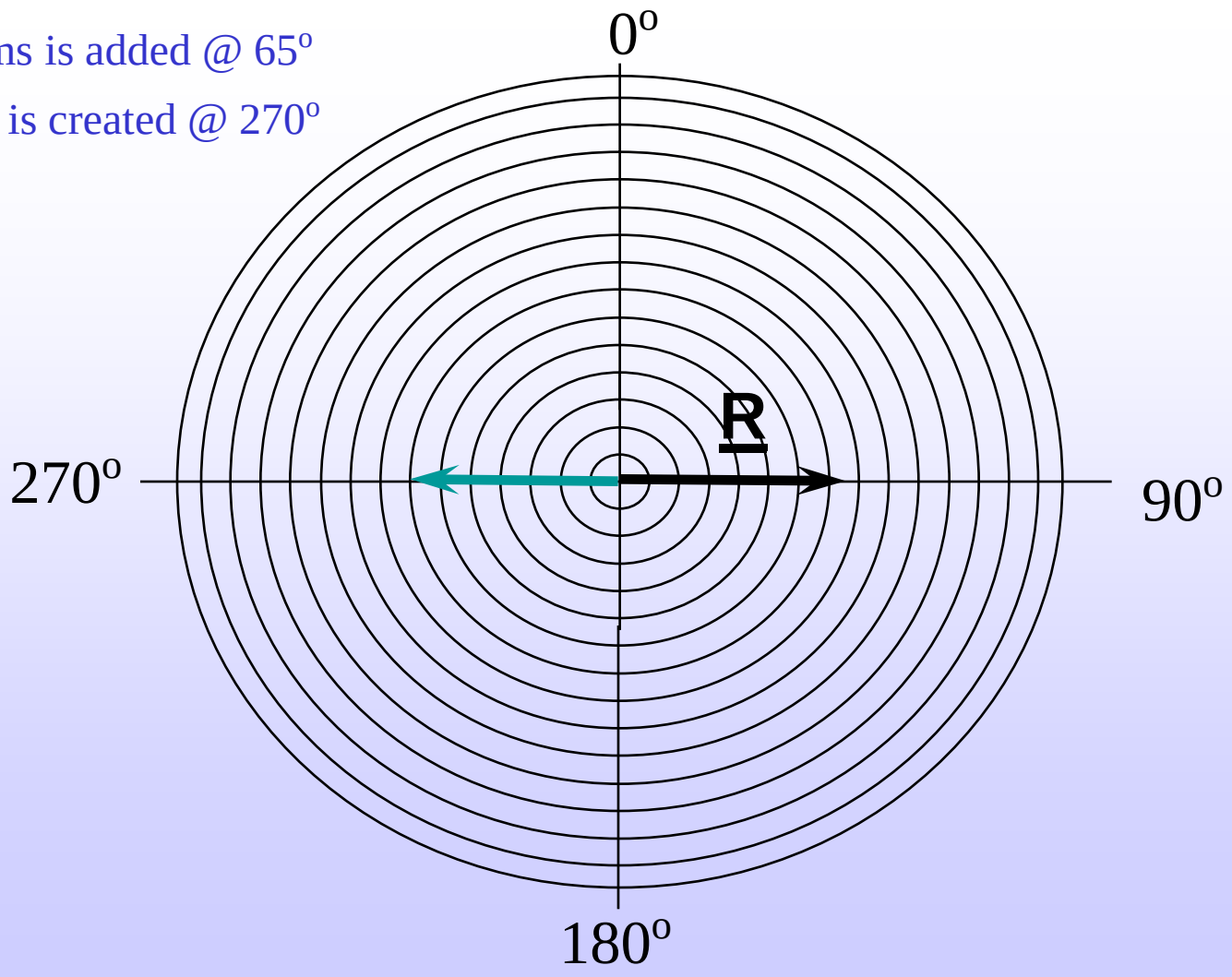
Adding Correction Weights

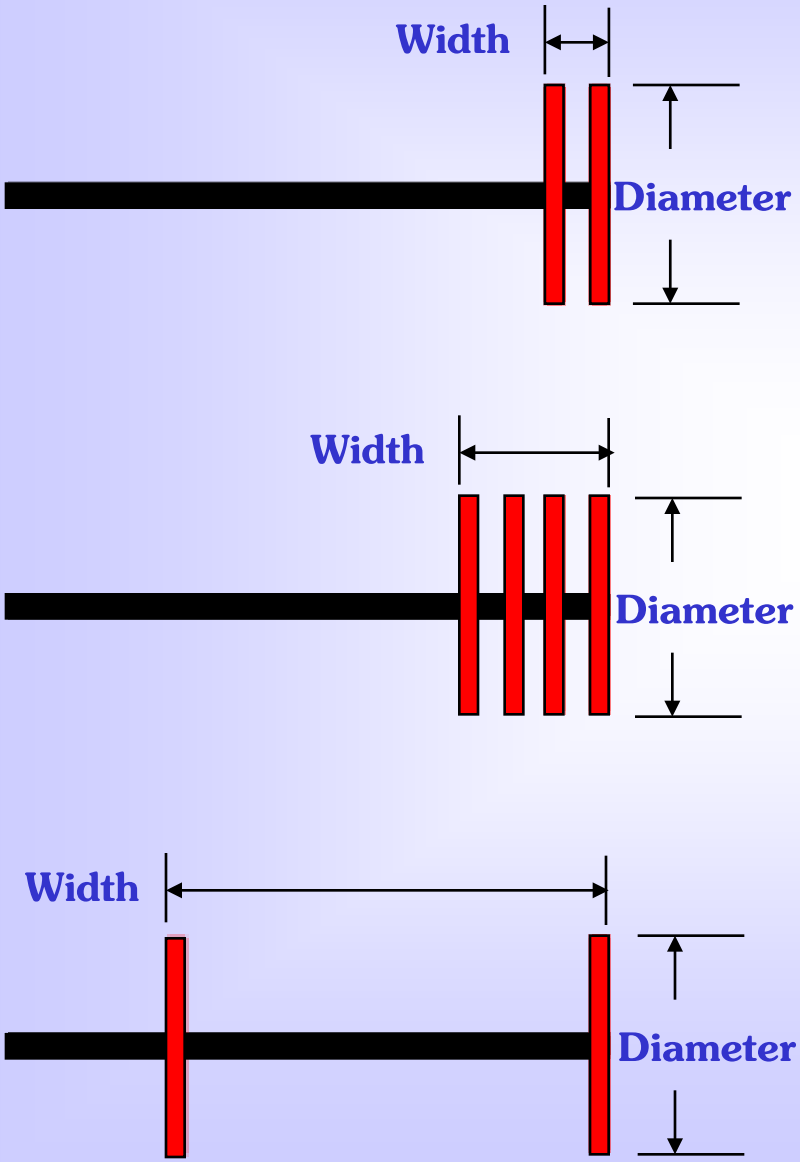
- The correction Weight 4 grams is added at 65 degree.
- Our goal is to have vibration less than 1 mil. If we don't obtain this goal, we will trim run the weights again.

Adding Correction Weight

4 Grams is added @ 65º

6 Mils is created @ 270º





W/D RATIO	1-PLANE	2-PLANE
< 0.5	0-1000 RPM	> 1000 RPM
0.5 to 2	0-150 RPM	150-2000 RPM or >70% of 1st Critical
> 2	0-100 RPM	>100 RPM up to 70% of 1st Critical

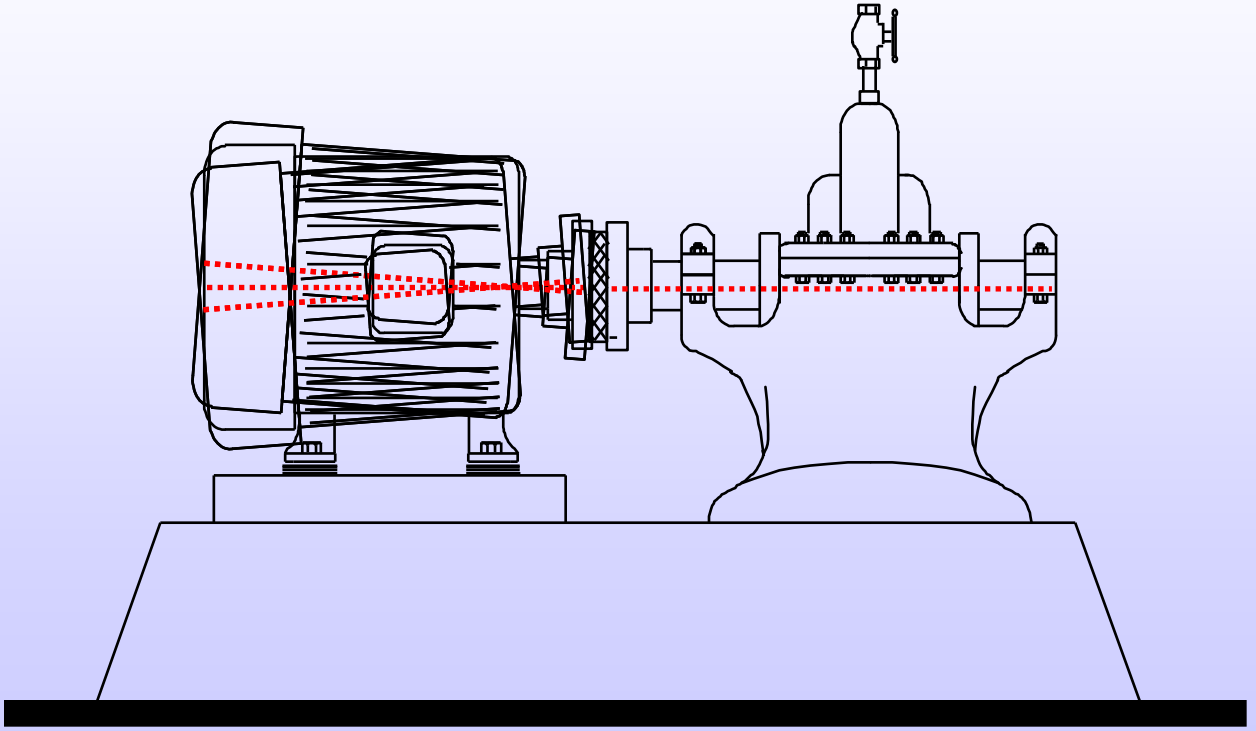
$$\text{Trial Weight} = \frac{0.1 \times \text{Rotor Mass} \times 9.81 \times 900}{\text{Radius} \times [\,\text{Speed} \times 3.14\,]^2}$$

Rotor Mass in Grams

Radius in meters

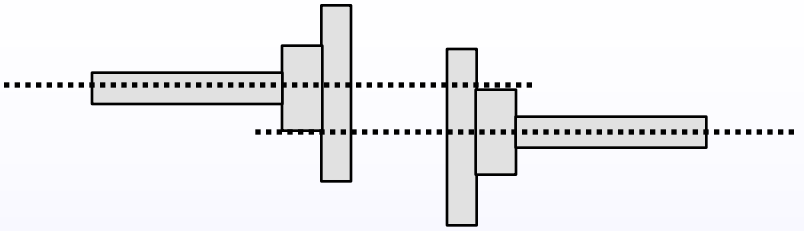
What is Misalignment?

- Deviation from a common centerline during operation.

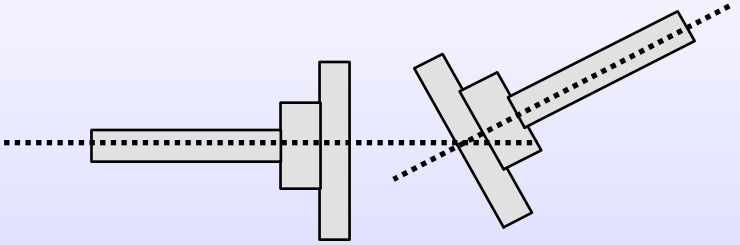


Types of Misalignment

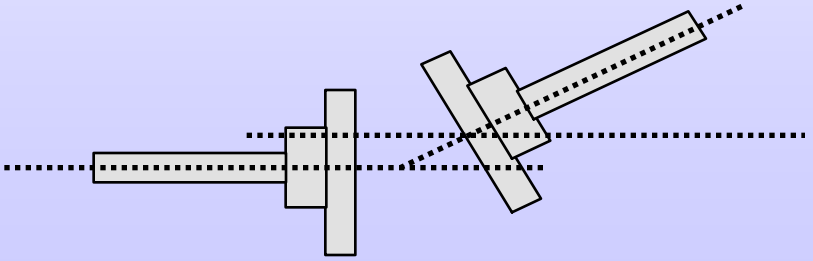
Offset



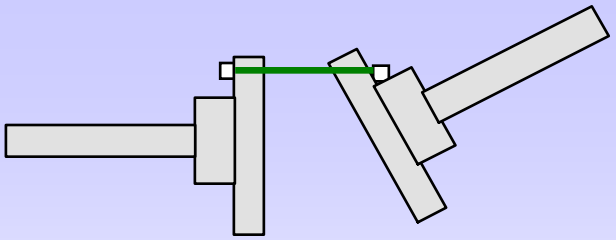
Angular

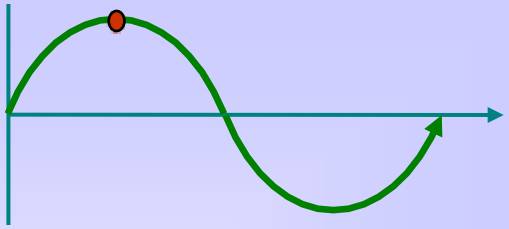


Both

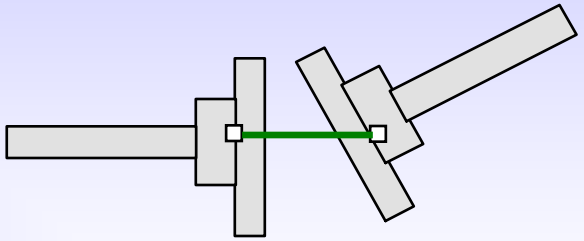


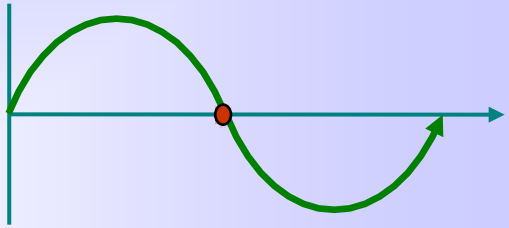
0 degree



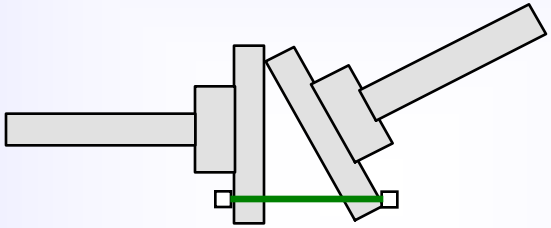


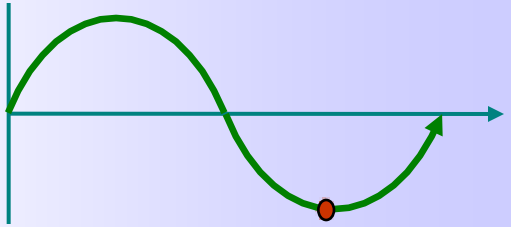
90 degree



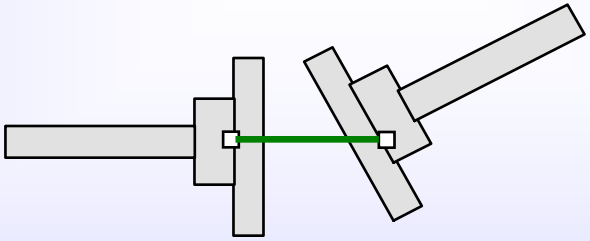


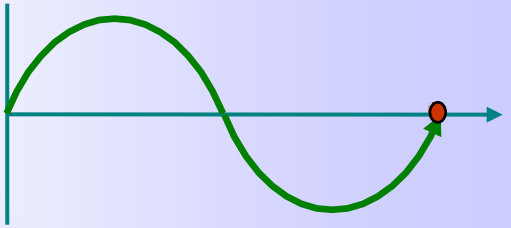
180 degree



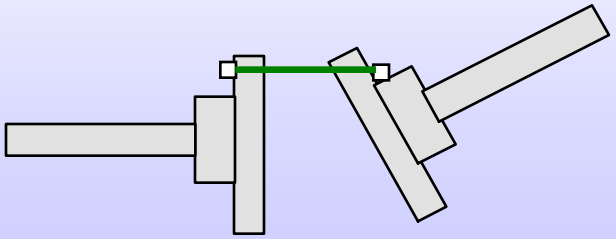


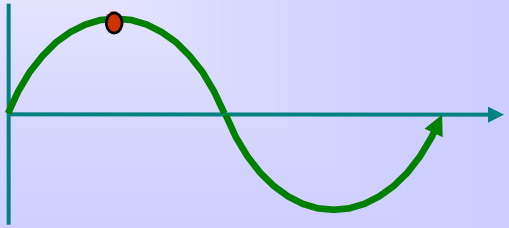
270 degree



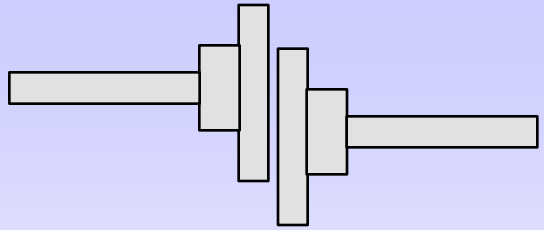


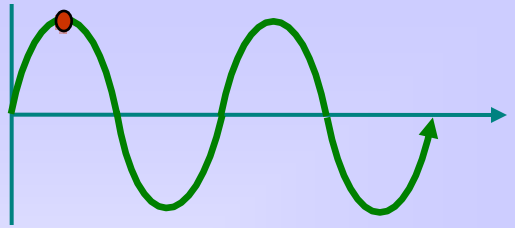
360 degree



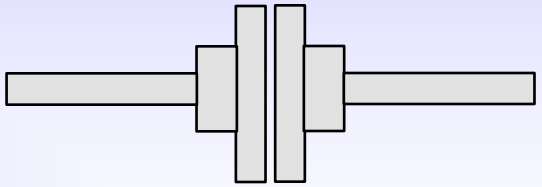


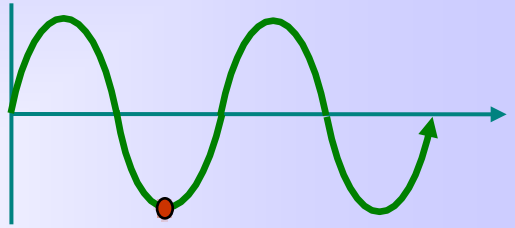
0 Degree



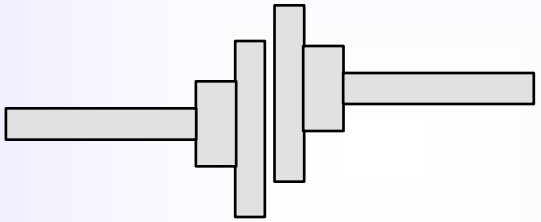


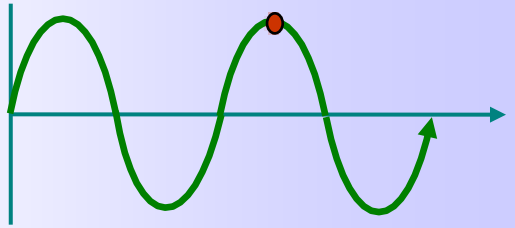
90 Degree



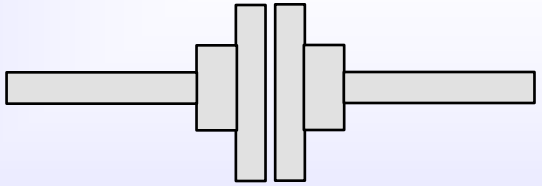


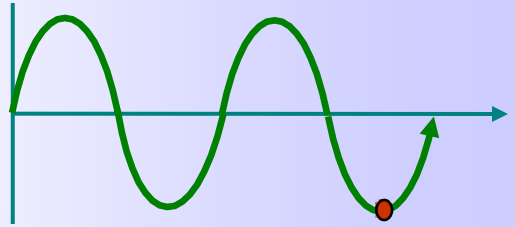
180 Degree



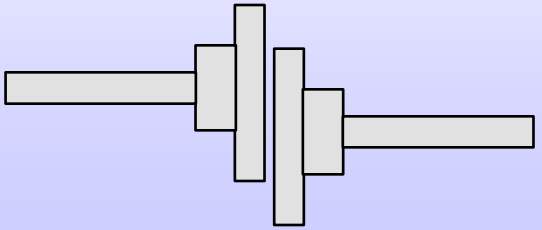


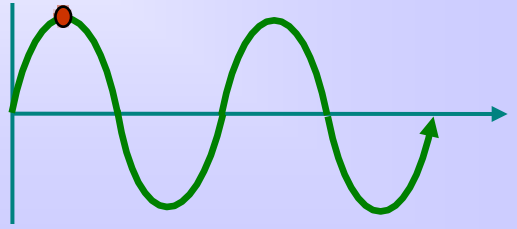
270 Degree





360 Degree





Misalignment

Characteristics:

2X shaft RPM axial dominates

High axial at 1, 2 and 3X shaft RPM

High radial at 1, 2 and 3X shaft RPM

Harmonics of shaft RPM above 4X are usually low

Phase readings show a 180° shift across the coupling

The criteria acceptance for 2X is 50% and 3X is 40% of Overall Acceptance Value

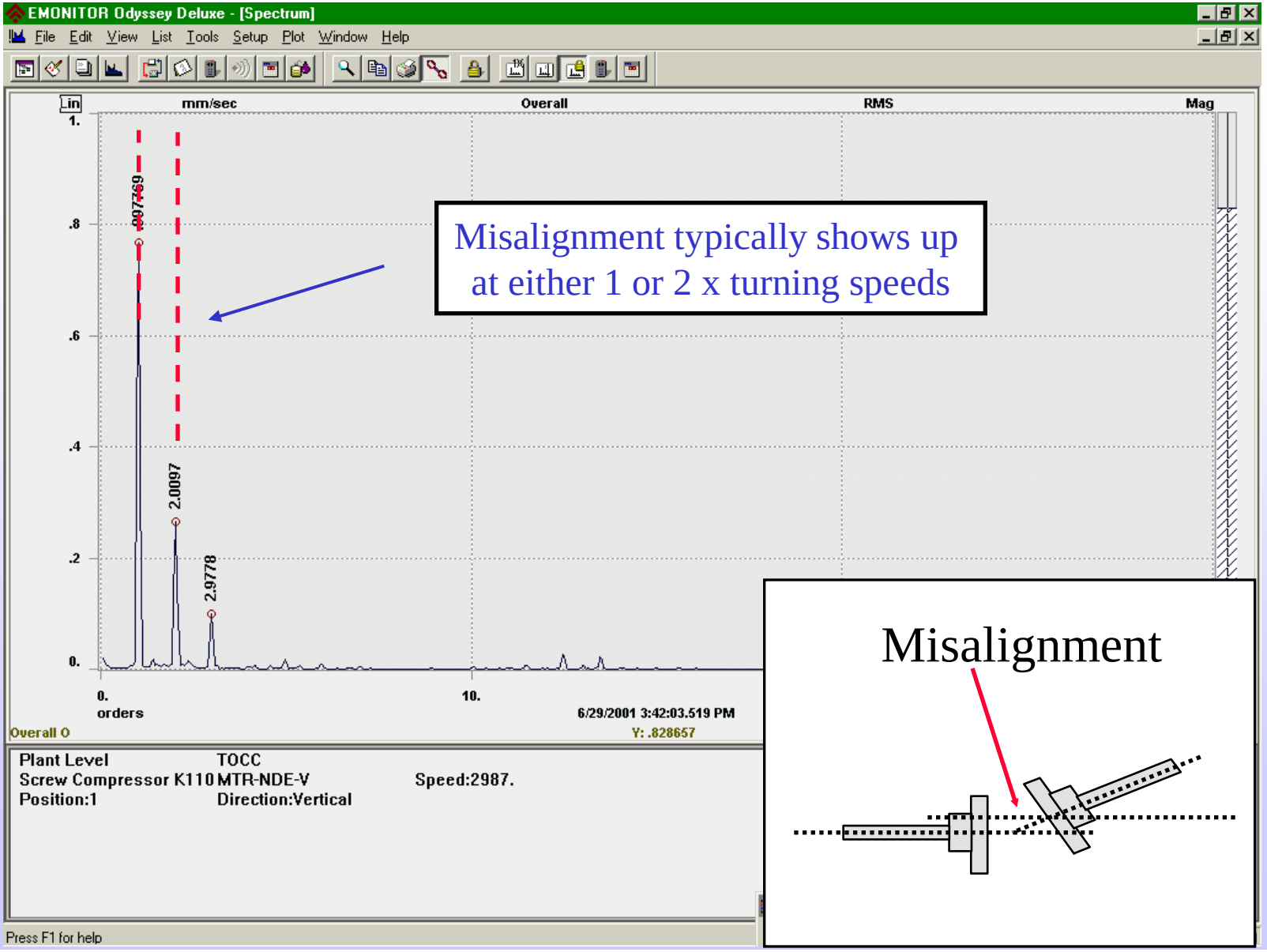
SYMPTOMS OF MISALIGNMENT

- Radial vibration is highly directional
- 1X RPM, 2 X RPM, and 3 X RPM can be present, depending on the type and extent of misalignment

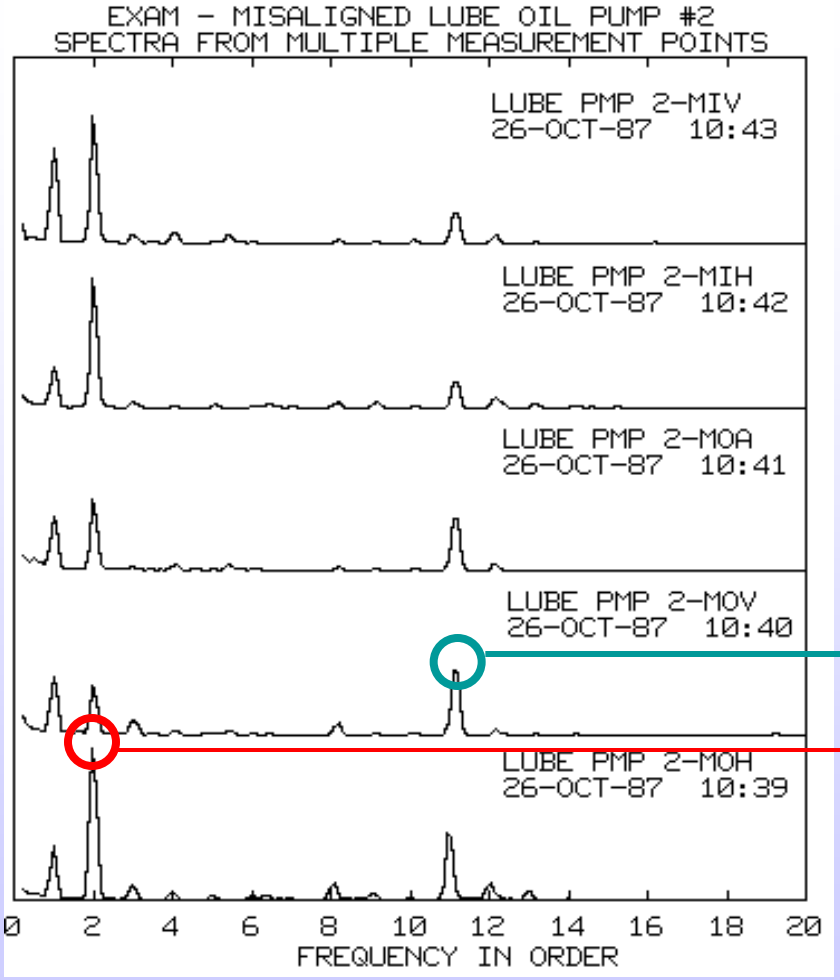
Misalignment	Symptom	Direction
Angular	1X RPM	Axial
Parallel	2 X RPM	Radial (H & V)
Combination	1/2/3 X RPM	Radial & Axial

- Problems internal to the coupling usually generate a 3 X RPM vibration.
- Combination misalignment may produce 1, 2, or 3 X RPM or **ANY** combination of the three frequencies. The key symptom is the phase shift across the coupling

Misalignment



Misalignment



- 2X shaft RPM is dominant location of vibration
- Vane pass is due to 11 blade pump impeller

Vane Pass

Freq: 59.50
Order: 2.010
Spec: .640

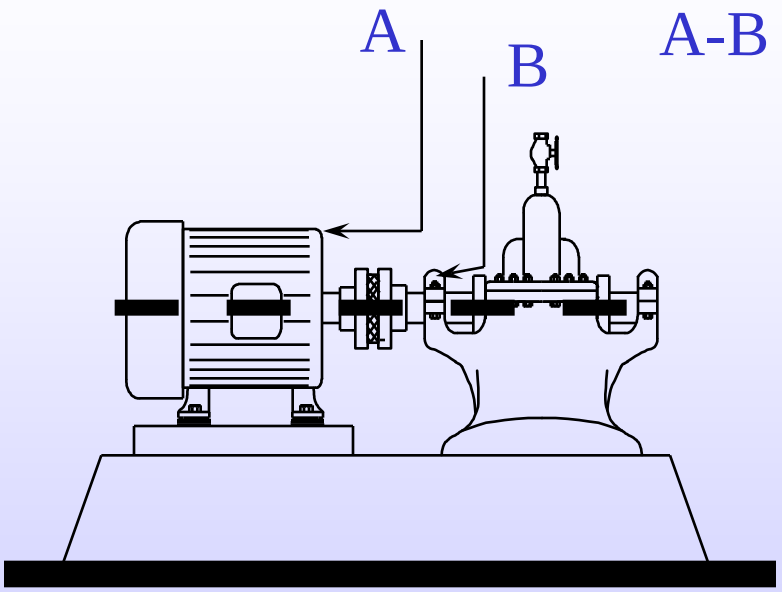
Using Phase to Distinguish Misalignment From Unbalance

- Take phase readings across coupling.
- Axial to axial 180° out of phase = misalignment.
- When shafts are misaligned, the horizontal bearing-to-bearing phase relationship is rarely similar to the vertical bearing-to-bearing relationship on either sides of the machine.

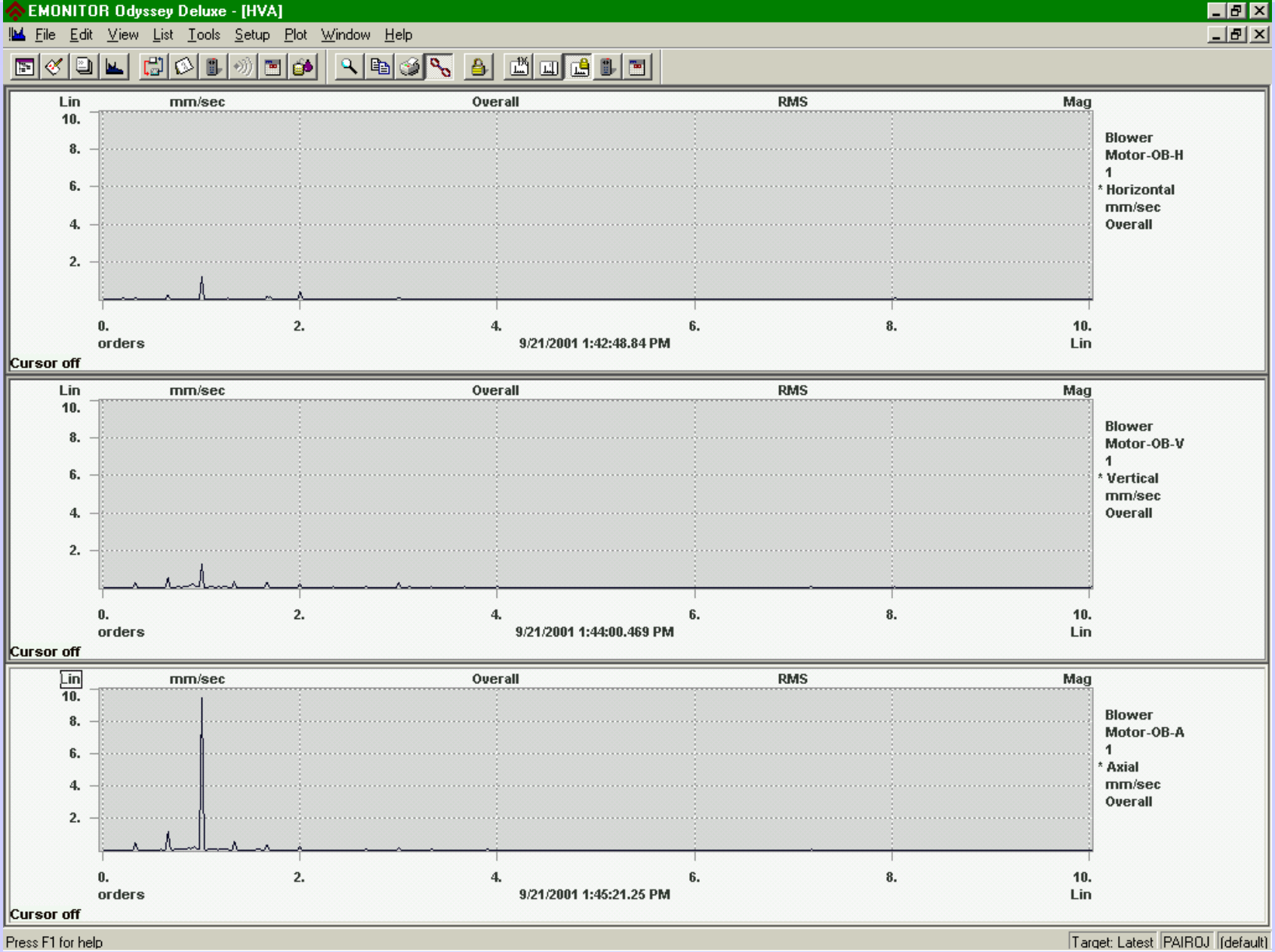
Using Phase to Distinguish Misalignment From Unbalance

- If the phase readings on the coupling side bearing on each machine are essentially in phase or 180° out of phase horizontally and vertically, it is almost certainly misalignment.
- This phase relationship has other causes such as a bow in the shaft.
- Please check for this condition also using a dial indicator.

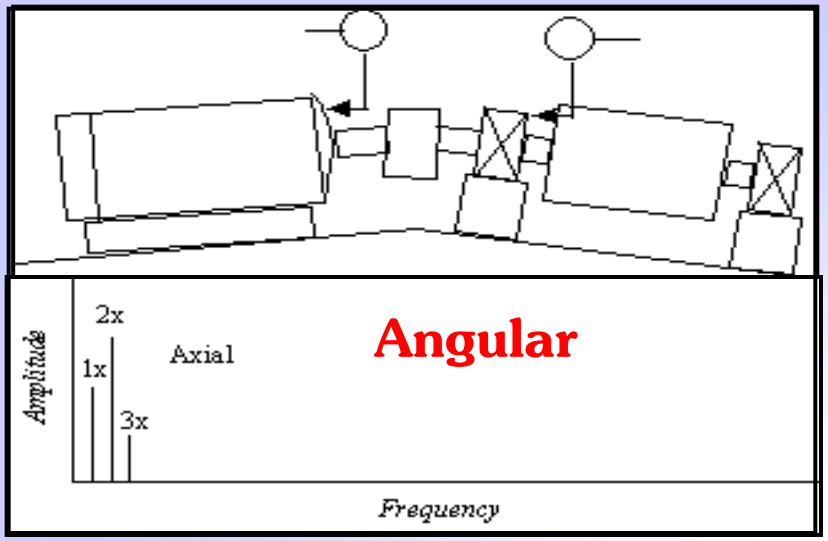
Using Phase to Distinguish Misalignment From Unbalance



A-B = 180° +/- 30°

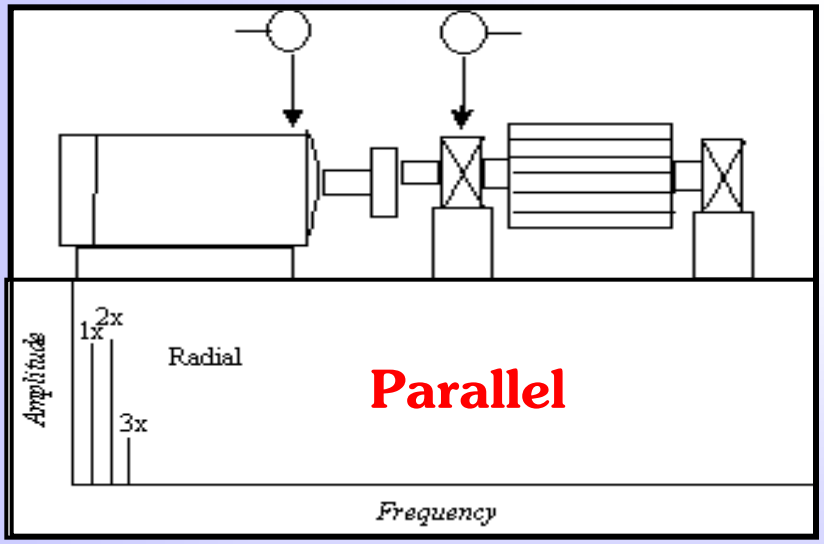


Misalignment Case Study



Angular

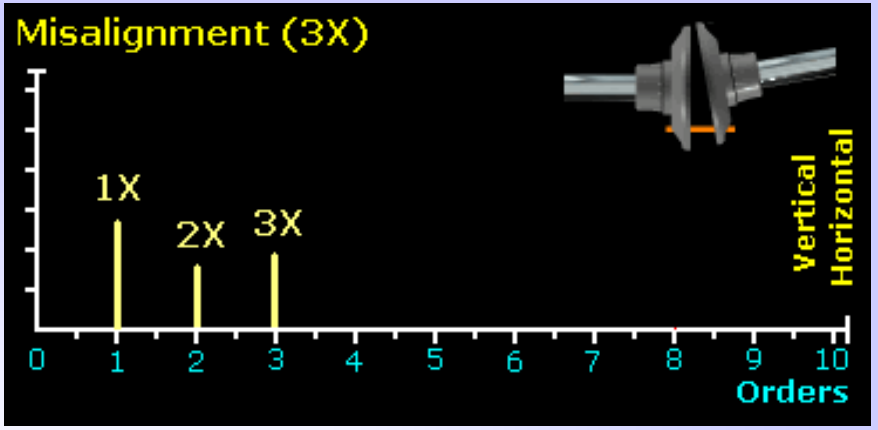
การเยื้องแนวเชิงมุมมีลักษณะโดยค่าการสั่นสะเทือนตามแนวแกนสูง ทิศทางตรงกันข้ามที่ 180 องศา ระหว่างด้านหน้าแปลน รูปแบบจะมีการสั่นสะเทือนสูงตามแนวแกนด้วยความถี่1 เท่า และ 2 เท่า ของรอบการหมุน อย่างไรก็ตามก็ไม่ผิดปกติถ้าจะเกิดขึ้นที่ความถี่ 1 เท่า, 2 เท่า หรือ 3 เท่าของรอบการหมุนอาการเหล่านี้จะแสดงถึงปัญหาการประกอบหน้าแปลนด้วยเช่นกัน

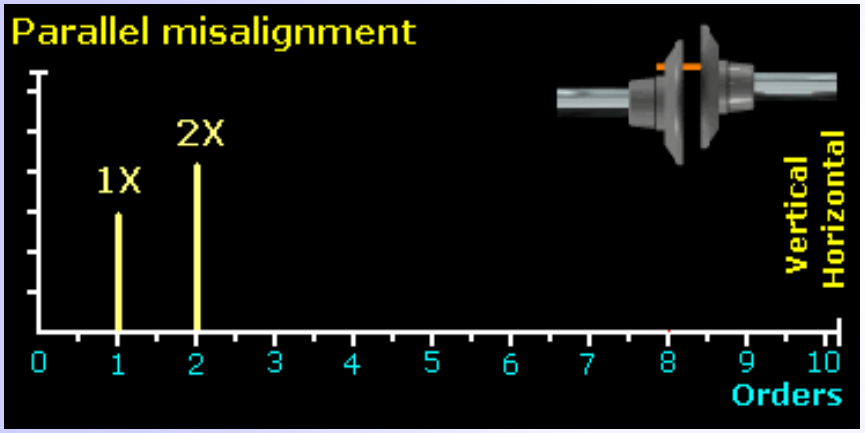


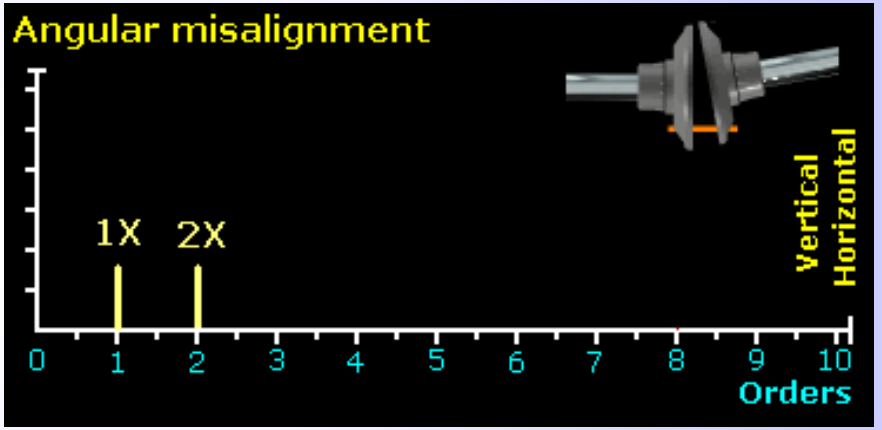
Parallel

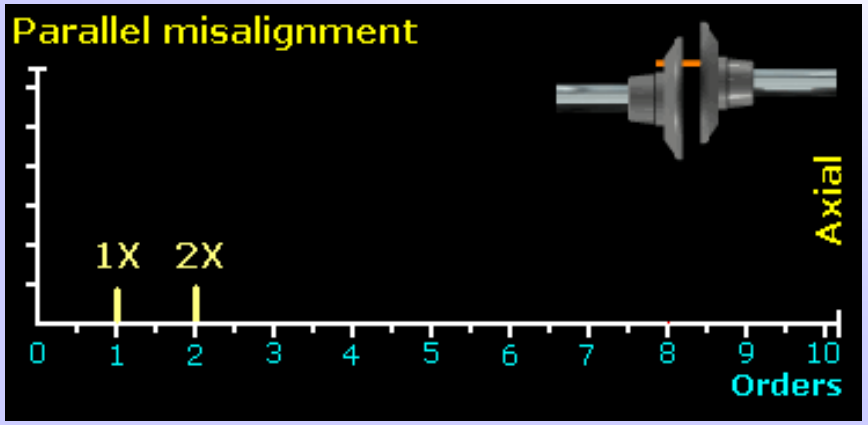
การเยื้องแนวเชิงขนาน มีอาการสั่นสะเทือนคล้ายคลึงกับการเยื้องแนวเชิงมุด แต่จะแสดงค่าการสั่นสะเทือนตามแนวรัศมีสูง ทิศทางตรงกันข้ามที่ 180 องศา ระหว่างหน้าแปลน โดยปกติแล้วที่ความถี่ 2 x RPM จะมีค่าสูงกว่าที่ความถี่ 1 x RPM แต่ที่ค่าความสูงสัมพัทธ์กับความถี่ 1 x RPM มักจะถูกกำหนดโดยรูปแบบของหน้าแปลนและการก่อ สร้าง เมื่อการเยื้องแนวเชิงมุมหรือเชิงขนานเริ่มต้นรุนแรง ก็จะสามารถก่อให้เกิดขนาดการสั่นสูงที่ความถี่จำนวนเท่าของรอบการหมุนที่สูงขึ้นได้ (4 เท่าถึง8 เท่า) หรือชุดของความถี่จำนวนเท่าของรอบาการหมุนที่สูงขึ้นนี้จะปรากฏ คล้ายคลึงกับชุดแบบการหลวมคลอนเชิงกล การก่อสร้างการยึดประกอบมักจะมีอิทธิพลอย่างใหญ่หลวงต่อรูปแบบของแถบความถี่ เมื่อการเยื้องแนวรุนแรงขึ้น

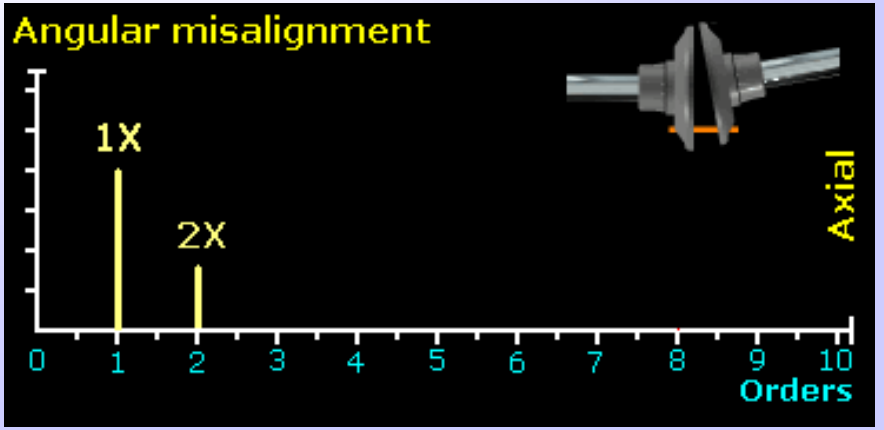
ตัวอย่างการเยื้องศูนย์แบบต่างๆ และวัดในตำแหน่งต่างๆ





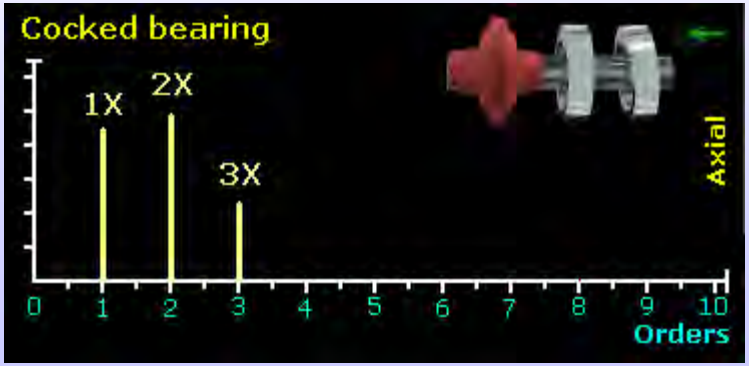






Misalign Bearing Cocked on Shaft

ชุดตั้งรองรับจะก่อให้เกิดการสั่นสะเทือนตามแนวแกน จะเกิดเหตุการเคลื่อนไหวบิดตัวด้วยตำแหน่งมุมต่างกันประมาณ 180องศา จากบนไปล่าง และ/หรือ จากด้านหนึ่งไปอีกด้านหนึ่งในทิศทางตามแนวแกนของเสื้อรองรับงานเดียวกัน ความพยายามที่จะปรับแนวหน้าแปลนหรือการถ่วงดุลย์ ชุดหมุนจะไม่มีผลต่อการแก้ไขปัญหาการสั่นสะเทือน ชุดรองรับที่ถูกต้องถอดออกและติดตั้งอย่างถูกต้องเสียใหม่



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.

Some Coupling Types' recommendation

Coupling Types	Recommendation peak at
Three Joint/ Jaw Coupling	3X →
Rubber or Bun Type Coupling	2X →
Shim Pack Coupling	2X and 6X
Grid Coupling	4X →

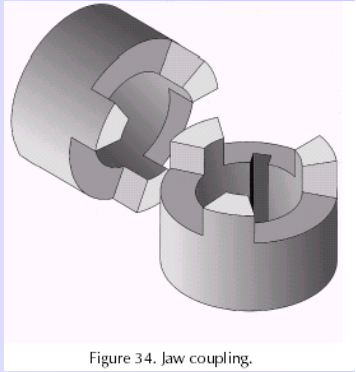


Figure 34. Jaw coupling.

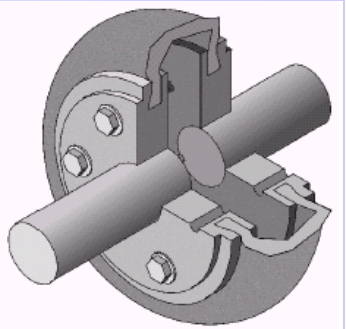


Figure 31. Bun coupling.

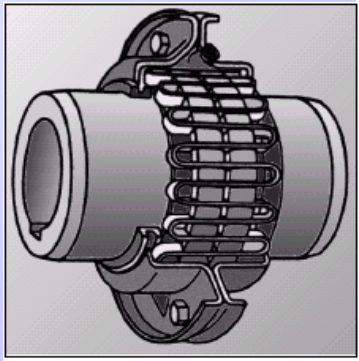
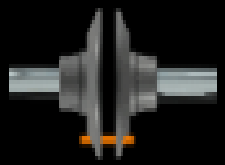
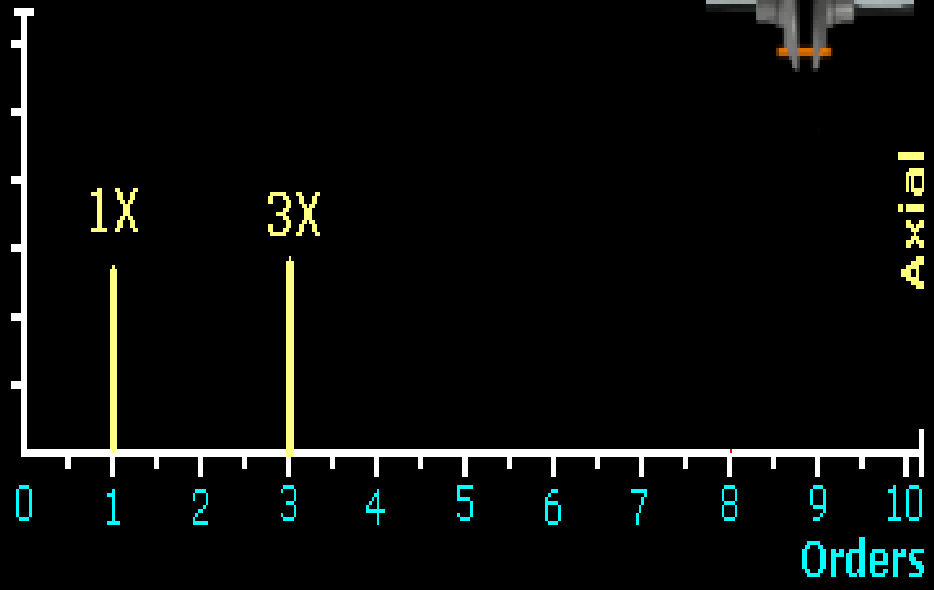


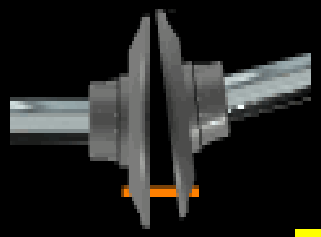
Figure 30. Example grid coupling.

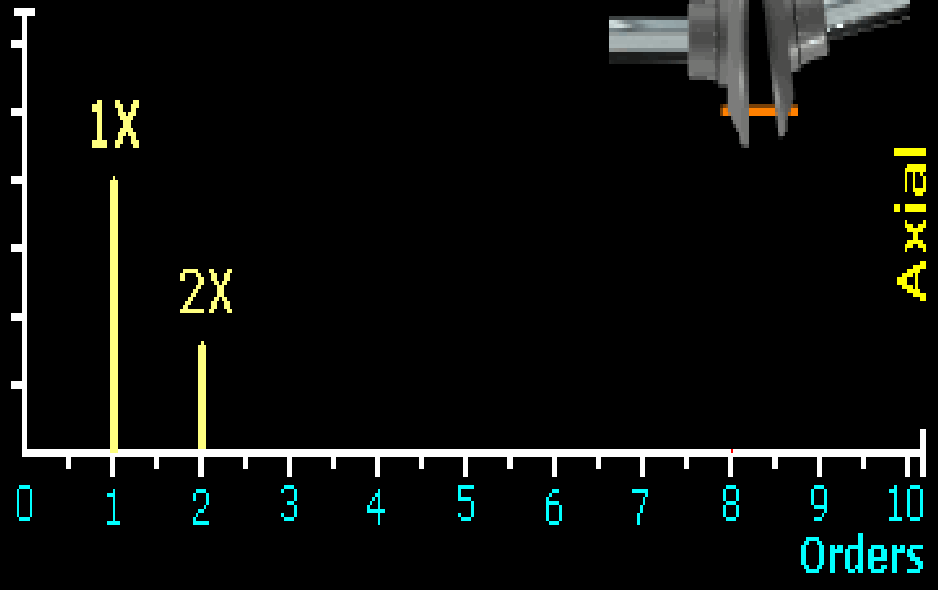
Coupling wear (3-jaw couplings)



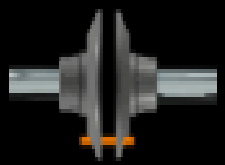


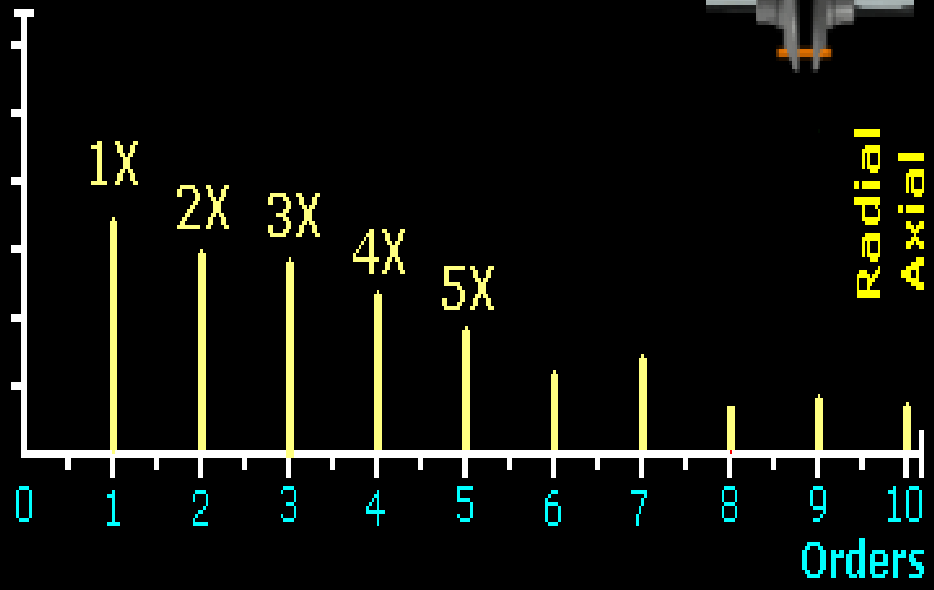
Coupling (non-parallel face)



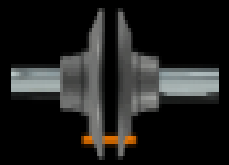


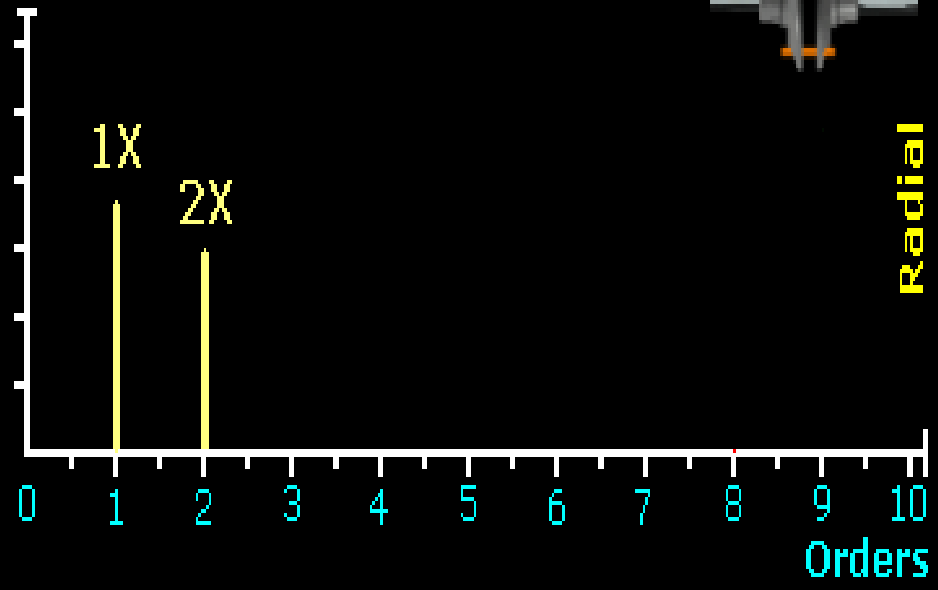
Coupling wear

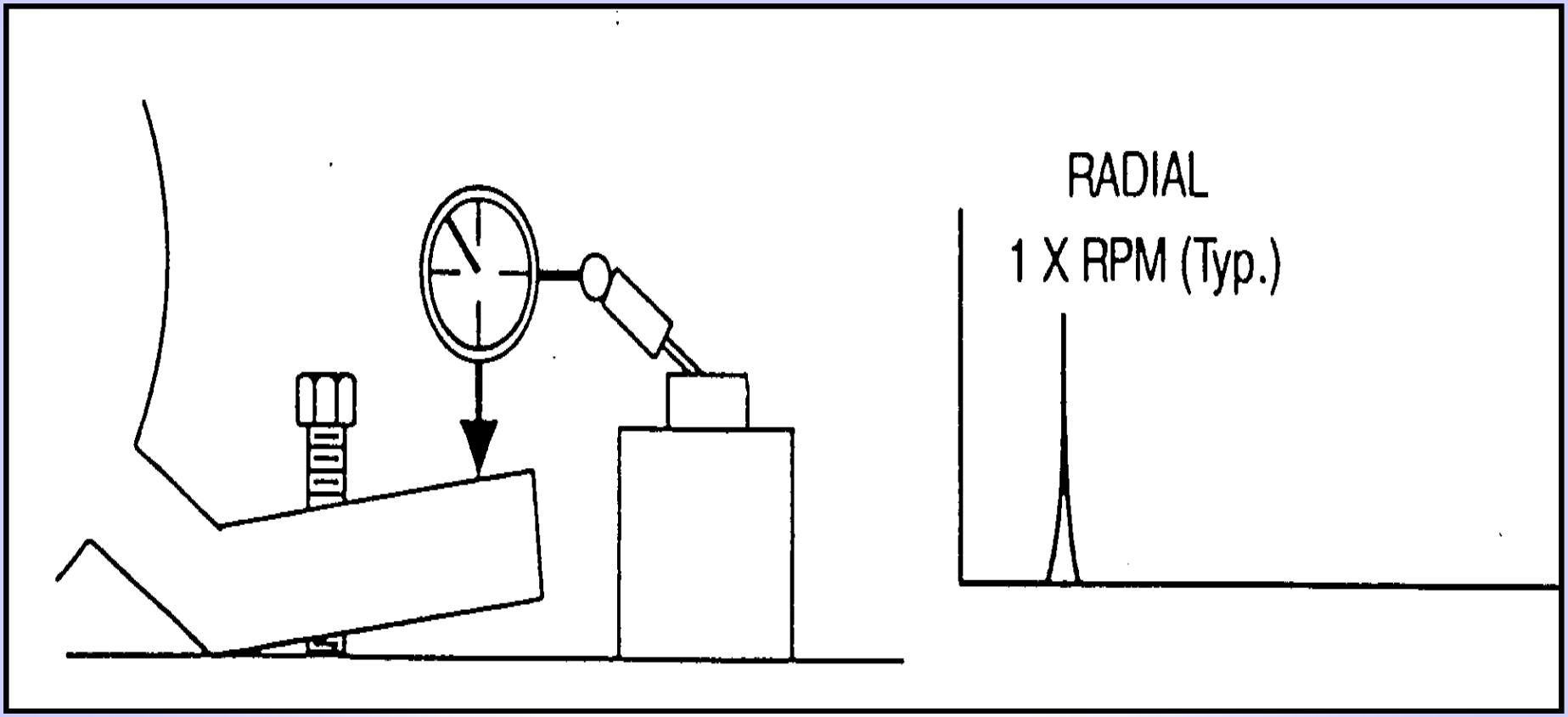




Coupling imbalance







SOFT FOOT, SPRUNG FOOT, AND FOOT-RELATED RESONANCE

50 -75 microns tolerance

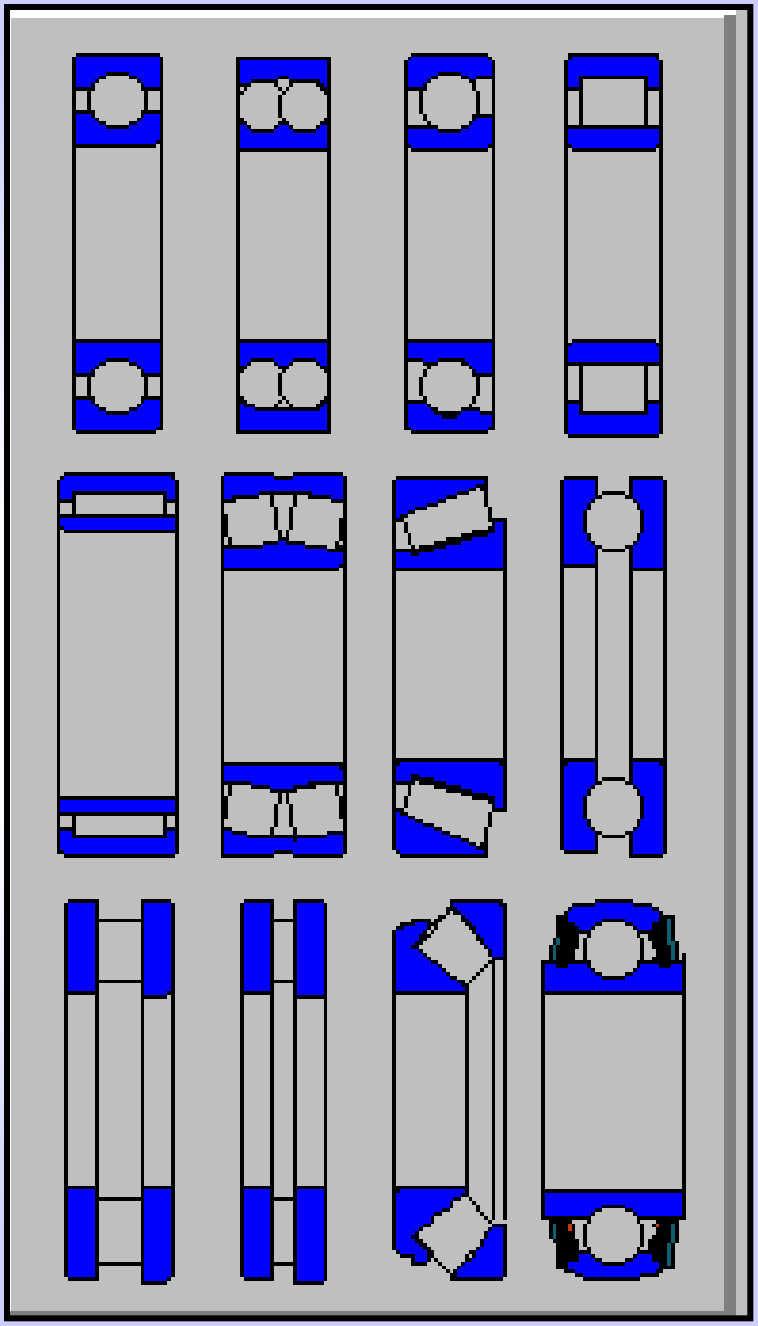
Misalignment Acceptable/ Tolerance

Machine Speed	Angularity in 1/100	Offset in Microns
750	0.15	200
1000	0.1	150
1500	0.07	100
3000	0.05	50

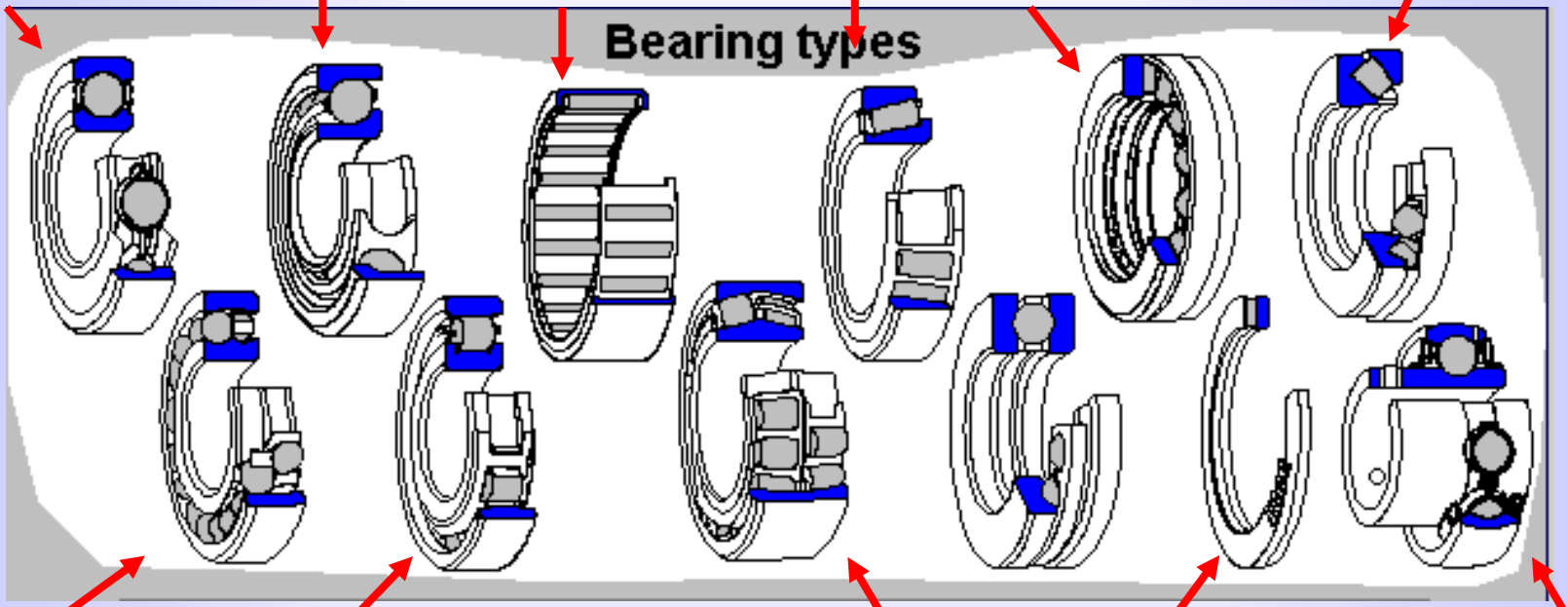
1 Filler mil = 10 microns

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

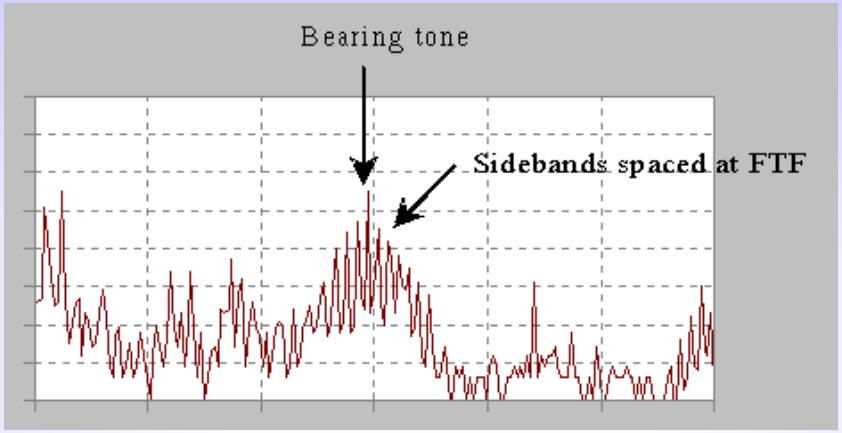
Spherical Roller Bearing

Needle Roller Thrust Bearing

Y-Bearing

Single Direction Thrust Ball Bearing

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

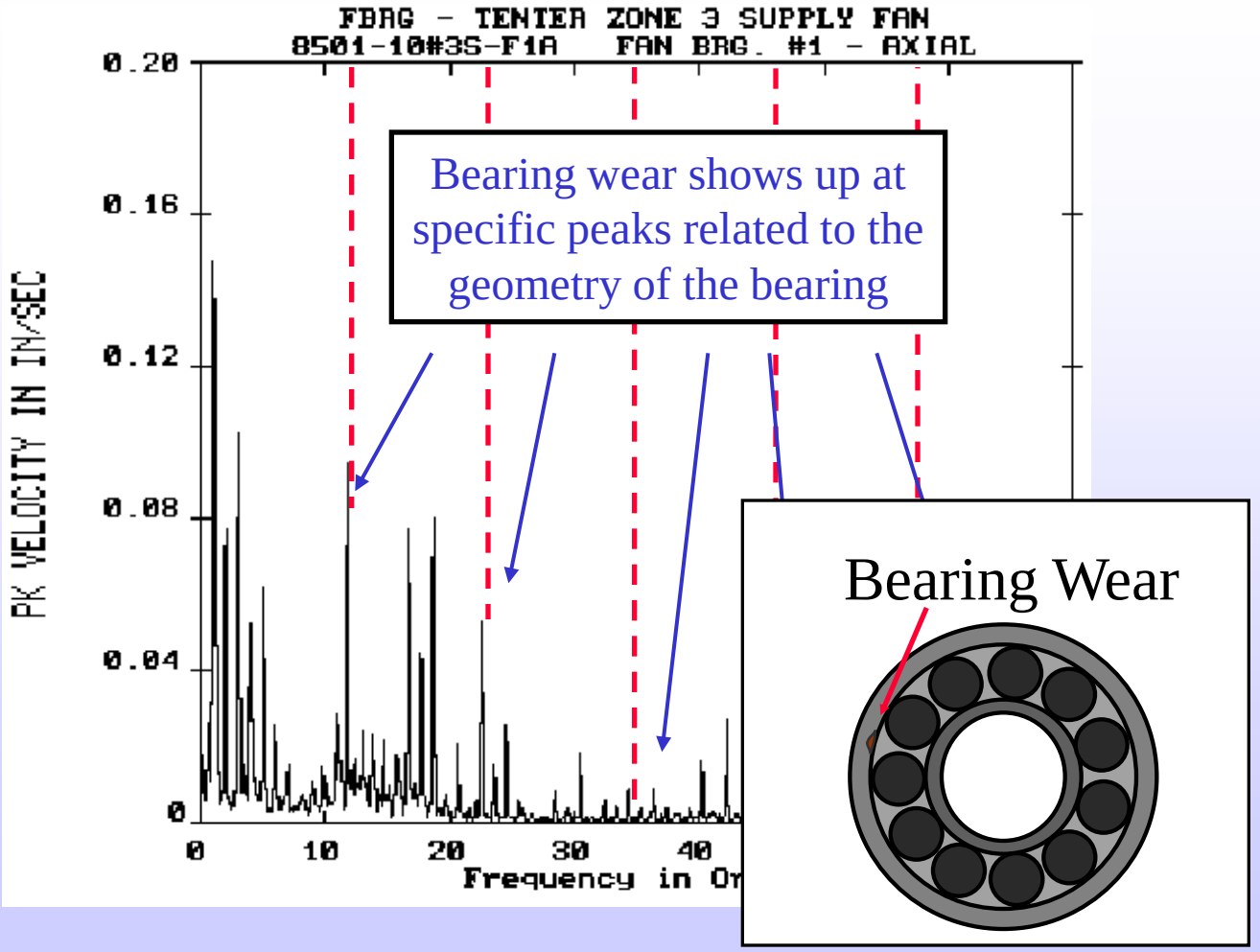
B_d = Ball / Roller Diameter

P_d = Bearing Pitch Diameter

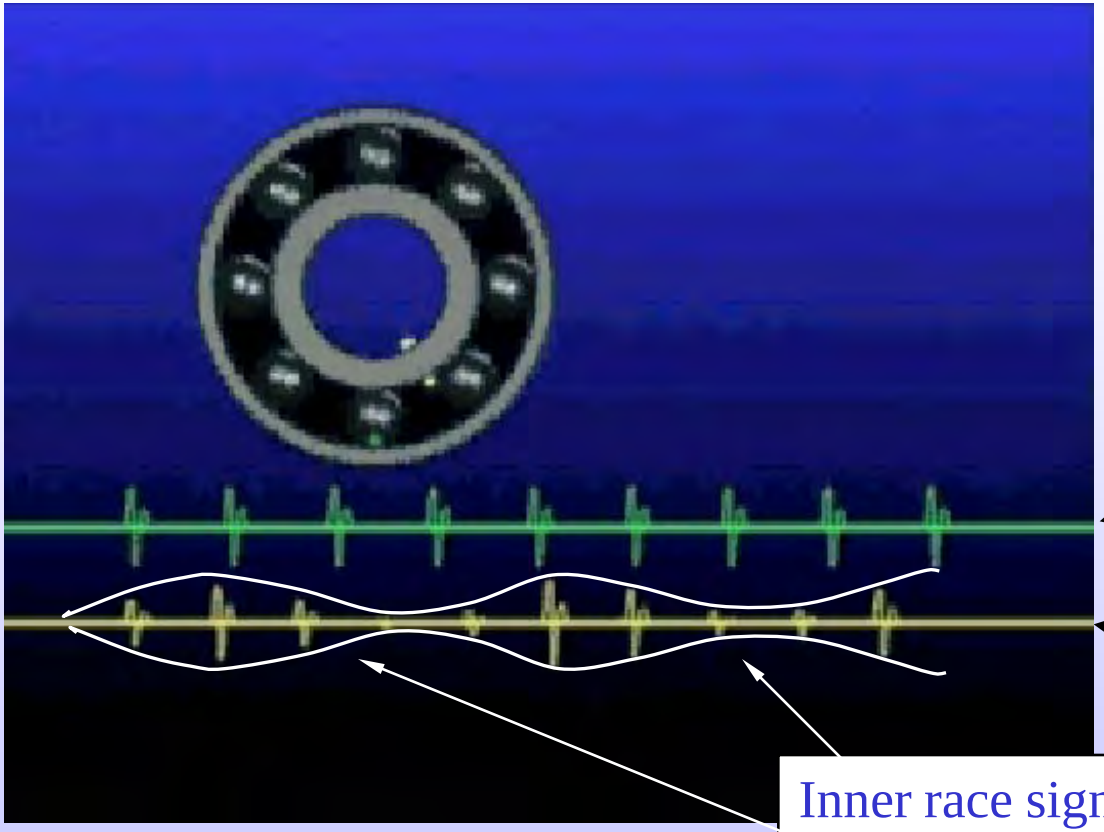
Θ = Contact Angle

Remember that BPOR + BPIR = Number of Balls

Roller Bearing Faults



How Bearing Faults Generate Vibration

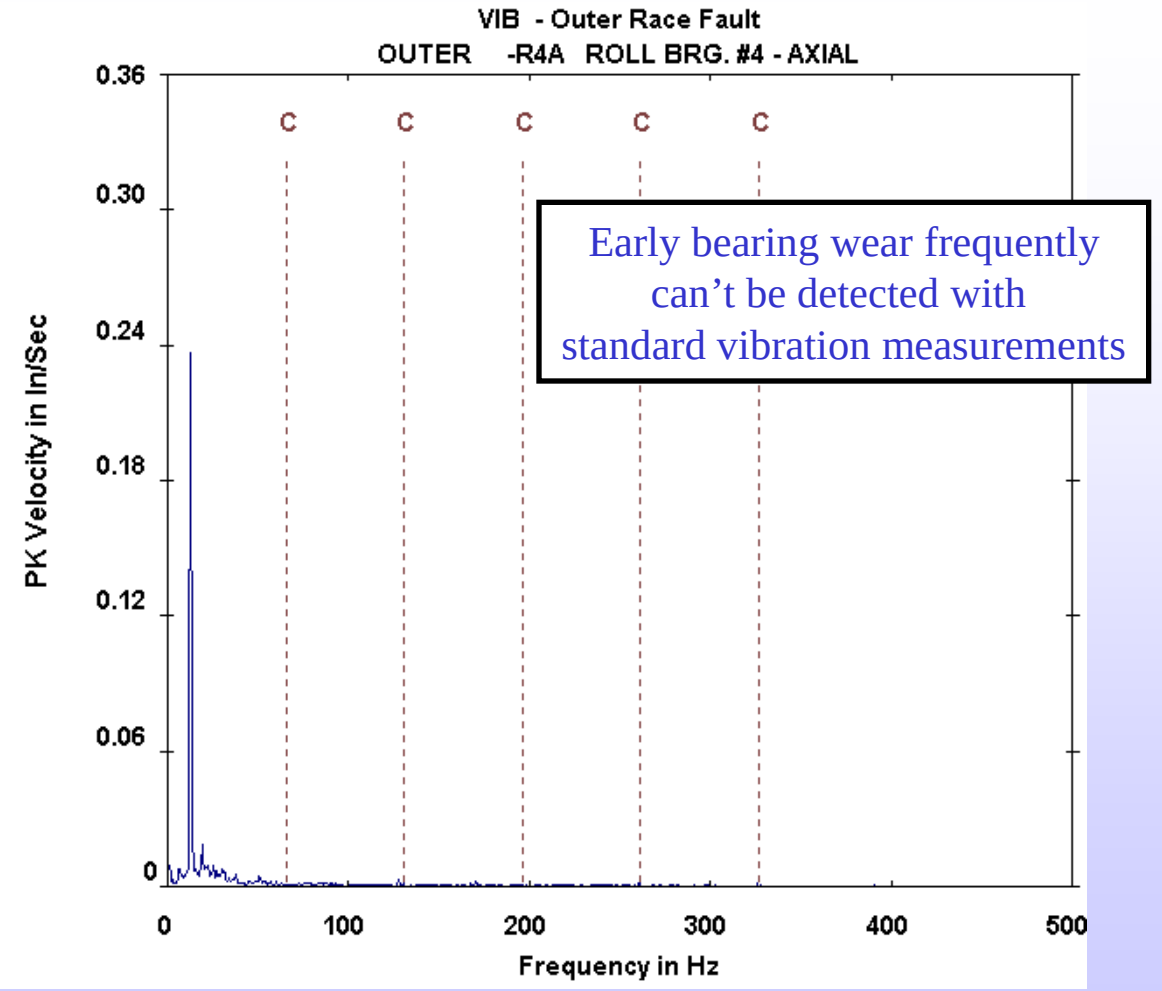


Outer Race Impacting

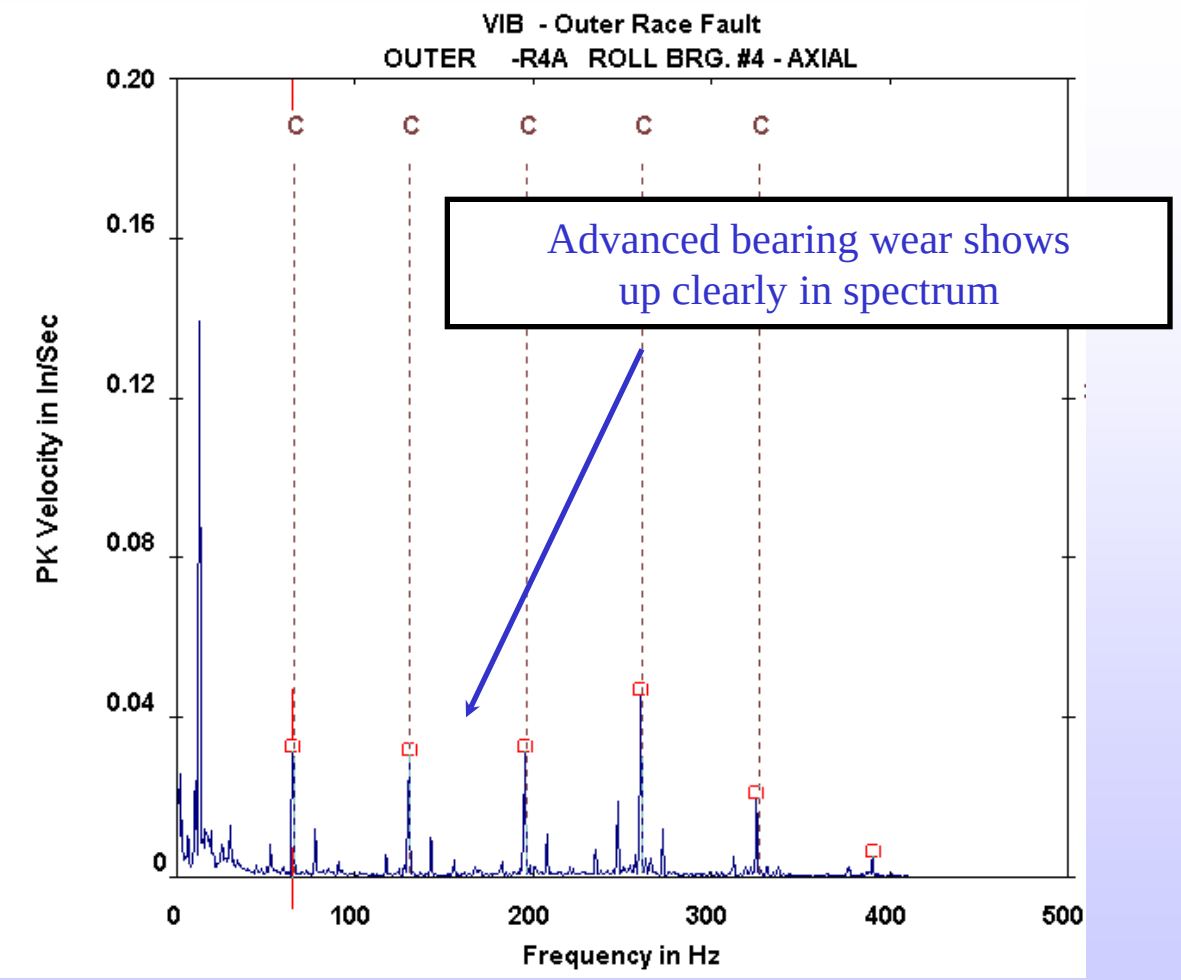
Inner Race Impacting

Inner race signal with modulation

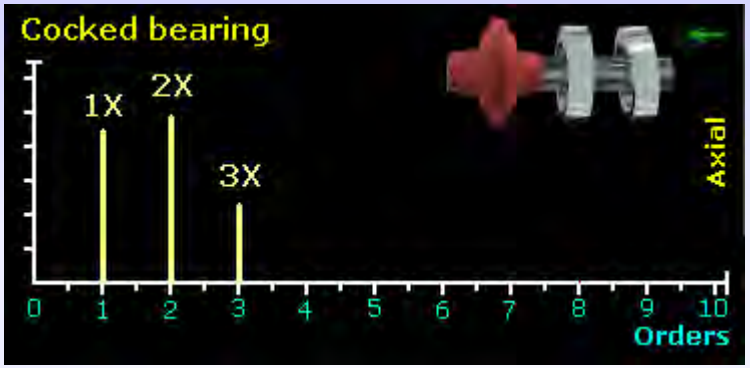
Onset of Outer Race Defect



Actual Outer Race Defect



Cocked Bearing



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

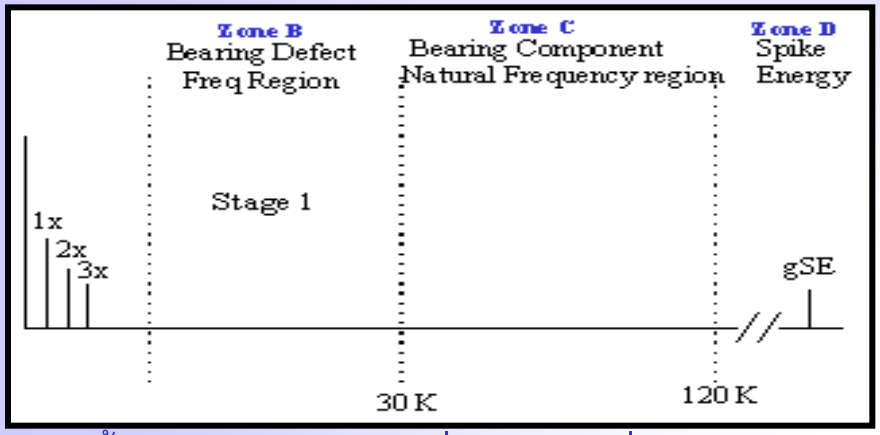
IRD Mechanalysis, Inc. Vibration and Noise Identification Chart Causes of Vibration (RELATIVE PROBABILITY RATINGS: 1 THRU 10)		PREDOMINANT FREQUENCIES											PREDOMINANT AMPLITUDE										PREDOMINANT NOISE							
		0-40%	40-50%	50-100%	1 X RPM	2 X RPM	Higher Multiples	1/2 RPM	1/4 RPM	Lower Multiples	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								
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			

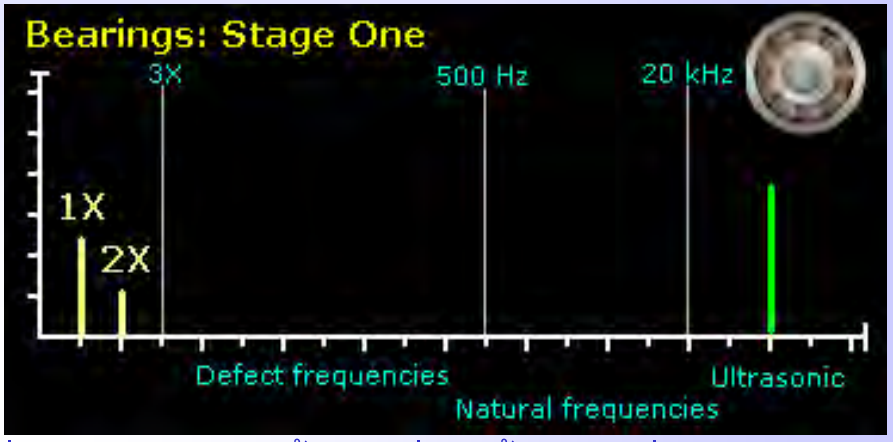
REMARKS:

- 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.

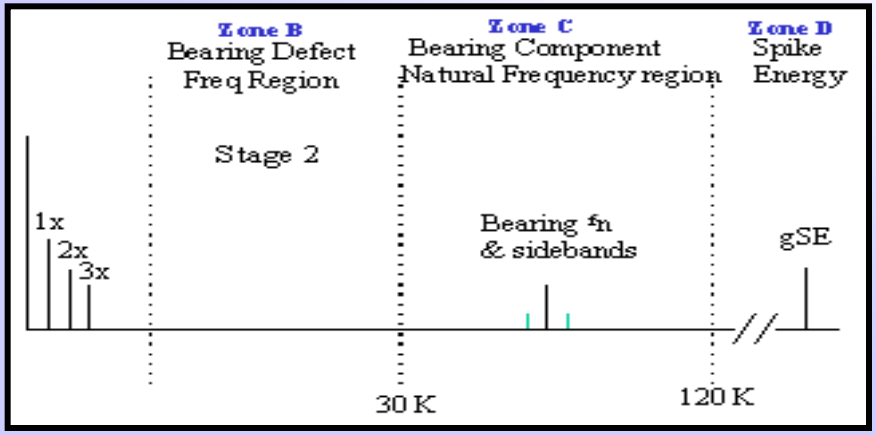
ขั้นตอนการเสียหายของตลับลูกปืนแบบเม็ดกลิ้ง :

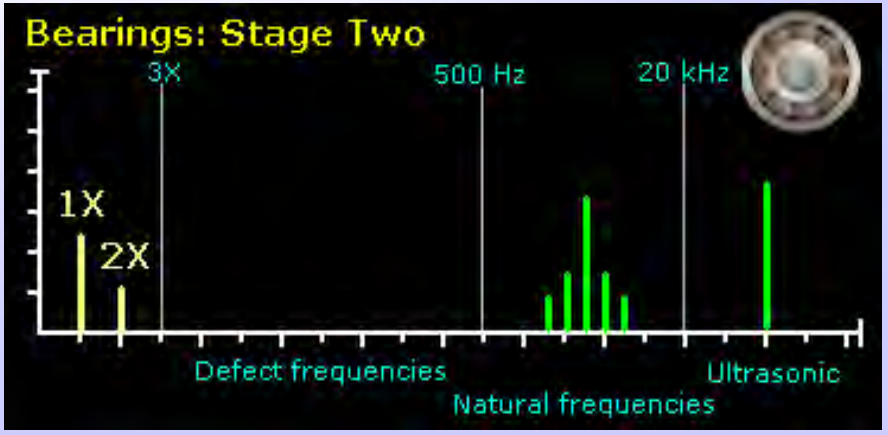
ขั้นที่ 1 : สิ่งชี้บ่งเริ่มแรกของปัญหาตลับลูกปืนปรากฏในรูปความถี่เหนือเสียง (Ultrasonic Frequency) ที่ประมาณ 20-60 กิโลเฮริทซ์ (1,200,000 – 3,600,000 รอบ/นาที) เหล่านี้คือความถี่ที่สามารถประเมินได้ด้วย Spike Energy (gSE), HFD (g) และ shock pulse (dB) ยกตัวอย่างSpike Energy อาจปรากฏขึ้นครั้งแรกที่ประมาณ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



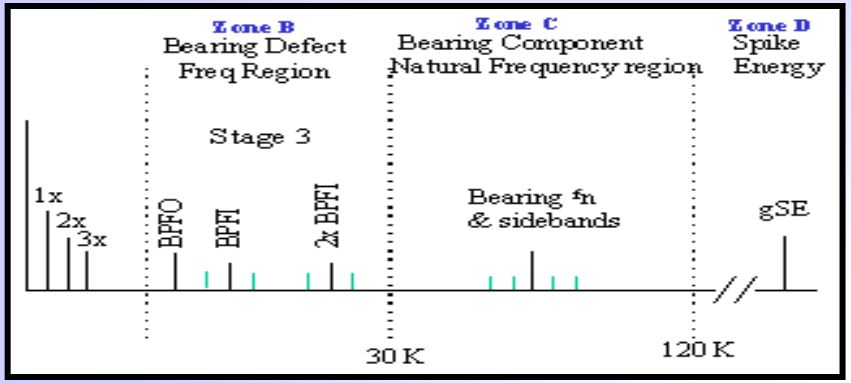


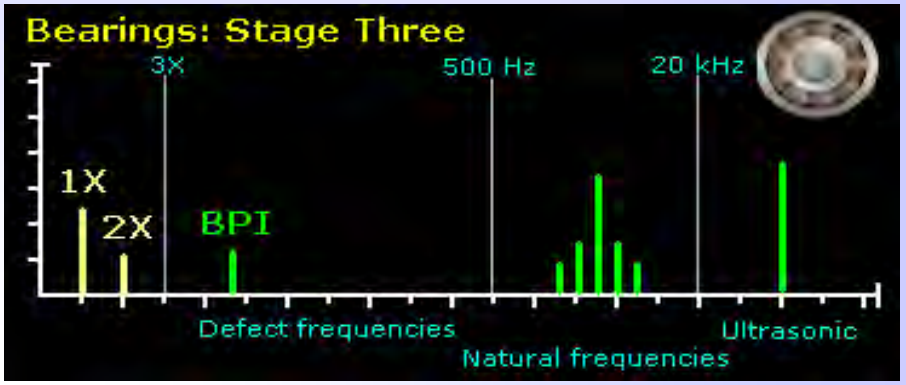
ขั้นที่ 2 : ริ้วรอยเสียหายเล็กน้อยที่ตลับลูกปืนเริ่มต้น “เคาะ” ความถี่ธรรมชาติ (fn.) ของชิ้นส่วน ซึ่งเกิดขึ้นเด่นชัดที่ 30,000 –120,000 รอบ/นาที ความถี่ข้าง(Sideband) เกิดขึ้นที่สูงกว่าและต่ำกว่าความถี่ธรรมชาติ เมื่อสิ้นสุดขั้นที่ 2 Spike Energy เพิ่มขึ้น (ตัวอย่างจาก 0.25 gSE ไปเป็น 0.5 gSE)



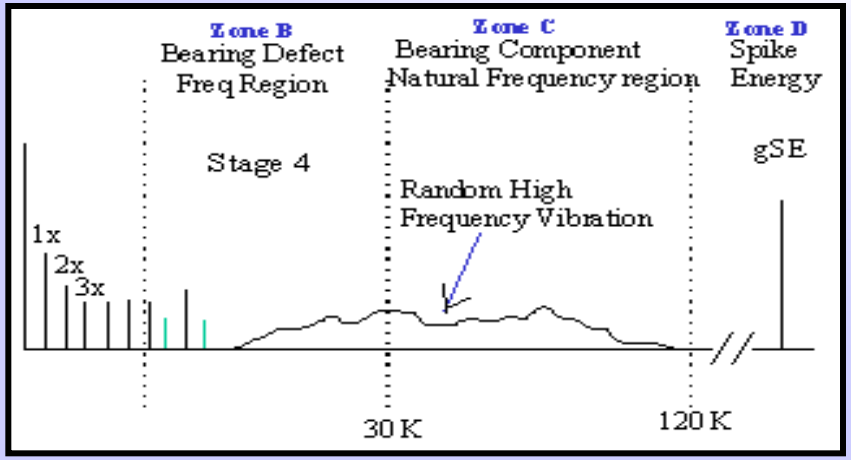


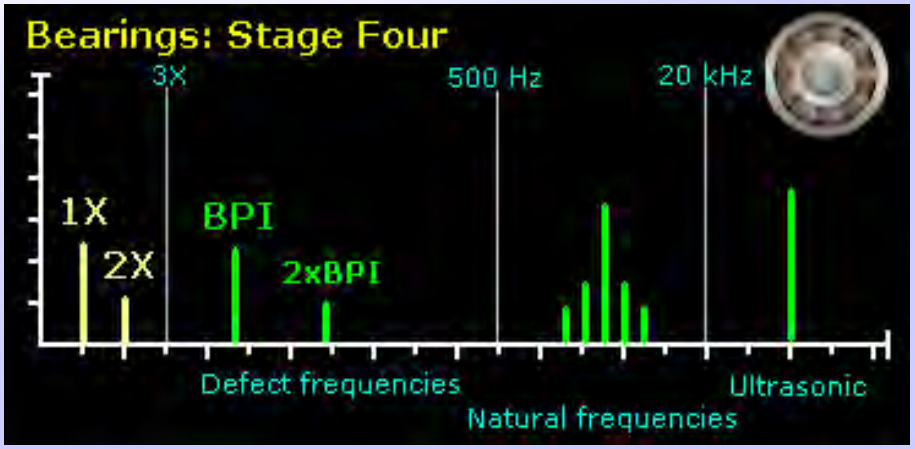
ขั้นที่ 3 : ความถี่ที่เสียหายและความถี่จำนวนเท่าของความถี่ที่เสียหายเริ่มปรากฏ (อ่านหัวข้อความถี่ที่เสียหายของตลับลูกปืนแบบเม็ดกลิ้ง) เมื่อการสึกหรอขยายตัวขึ้น จำนวนเท่าความถี่ที่เสียหายก็ปรากฏชัดมากขึ้น และจำนวนความถี่ข้างโตขึ้น ทั้งรอบความถี่เหล่านี้และความถี่ธรรมชาติของตลับลูกปืนSpike Energy เพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่อง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



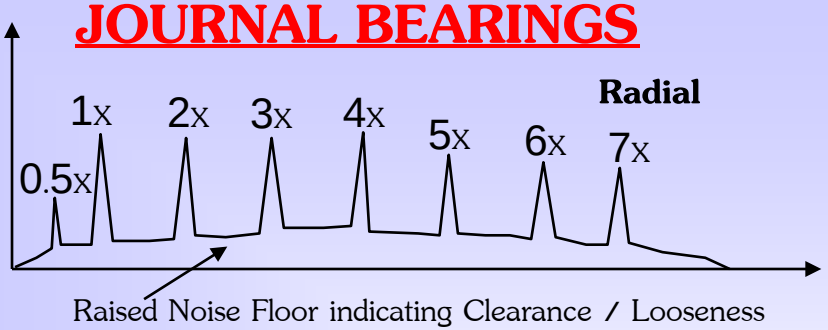


ขั้นที่ 4 : มุ่งเข้าวาระสุดท้าย ขนาดของการสั่นสะเทือนที่จำนวนความถี่เท่ากับรอบการหมุนเริ่มได้รับผลกระทบ มันเริ่มโตและปกติแล้วที่จำนวนความถี่เป็นเท่ารอบการหมุนก็โตขึ้น ความถี่ที่เสียหายของตลับลูกปืนและความถี่ธรรมชาติของชิ้นส่วนเริ่มขยายฐานเข้าต่อเชื่อมกัน ไม่เห็นแต่ละส่วนชัดเจนและถูกแทนที่สุ่มสุ่มด้วยแถบความถี่แบบ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



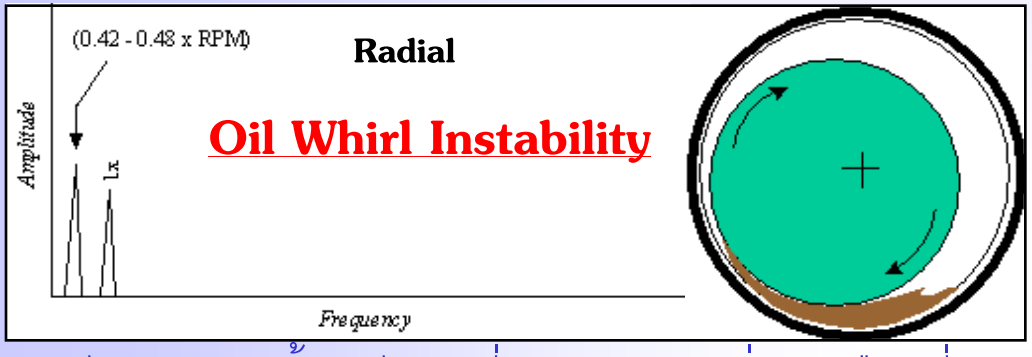


JOURNAL BEARINGS



Wear / Clearance Problems

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



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

Steps in Developing a Conditioned Based Maintenance Program

- Program Audit/Assessment
- Equipment Survey
  - Prioritizing equipment
- CbM Technique Selections
- Select Surveillance Intervals
- CbM Equipment Selections
- Personnel Selections
- Decisions on how to integrate into site maintenance and operations
  - Work Requests, Planning and Scheduling
  - Work Acceptance and History
- Personnel Training
- Database Setups
  - CbM Database
  - Equipment Database
- Establish Equipment Limits
- Establish Baselines
- Routine Data Collection
- In-depth Analysis
- Correct Machinery Faults
- Program Justification

Step 1: Define Program Focus

- Identify Critical Machines
  - Effect on production
  - Availability of back-up machine
  - Cost to repair
  - Time to repair

- For Example:

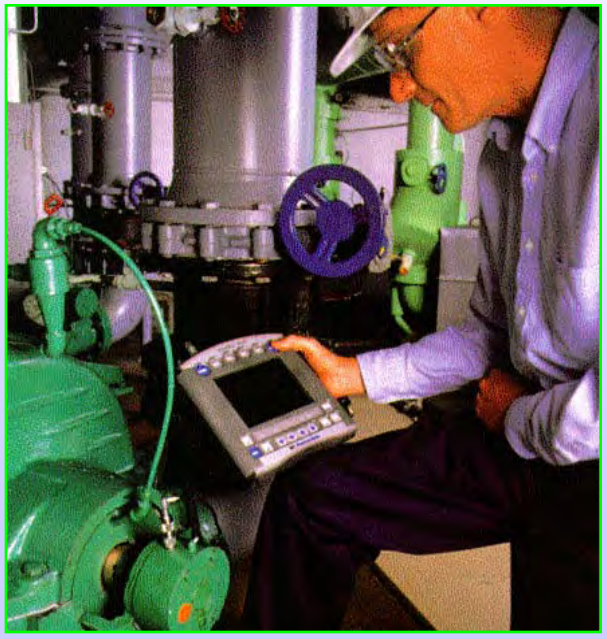
  Class A (Critical Machines) mean Plant Shutdown and no Standby unit. Lost in both Production Time, Quality, Reliability, Scrap for start-up and Waiting Time for spare unit. Interval Time = 2 weeks.

  Class B (Necessary Machines) means Plant Shutdown but there are Standby units. Lost in Production Time, Quality, Reliability, Scrap for start-up and etc. Interval Time = 4 weeks.

  Class C (Balance of Plant) means no Plant Shutdown, and there are Standby units, but lost in Production Speed, Quantity, Quality, Reliability and etc. Interval Time = 3 months.

Step 2: Determine Collection Methods

- Route-based periodic
  - general plant equipment
  - walk around survey
  - manual measurement
  - monthly reading typical
  - readily accessible

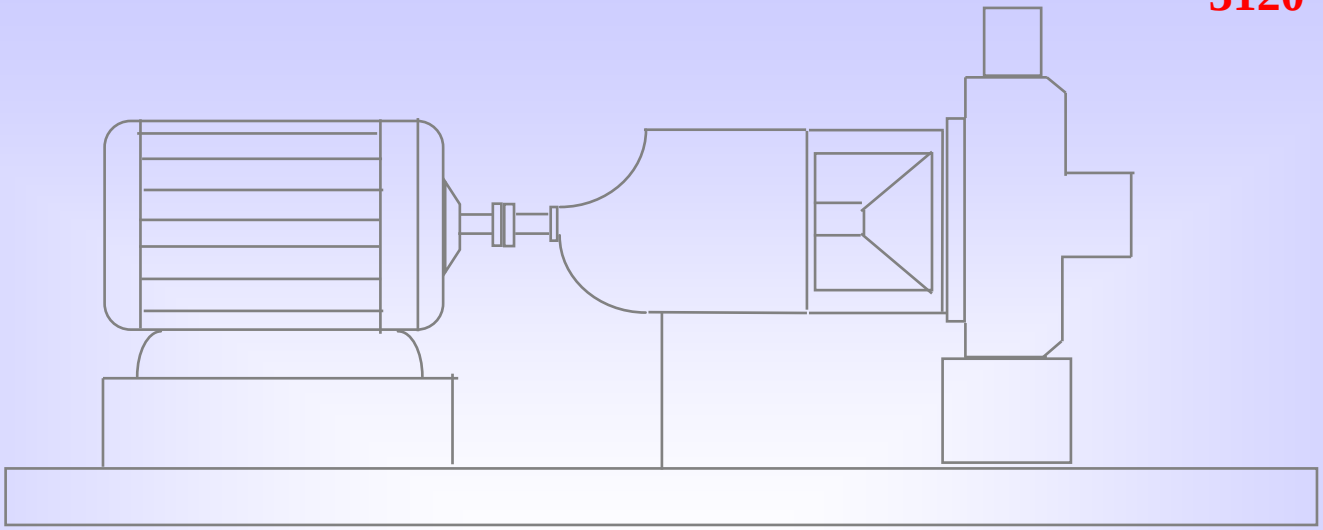


- Online monitoring
  - critical equipment
  - installed sensors
  - automatic monitoring
  - define measurement interval
  - inaccessible or hazardous area

Step 3: Create Database

- Enter machine information
  - Machine ID (asset code)
  - Description
  - Operating speed (RPM)
- Define measurement points
  - Point ID (identification)
  - Description
  - Sensor type (accelerometer)
  - Analysis Parameters (how to analyze signal)
  - Alarm Limits (allowable amount of vibration)

3120



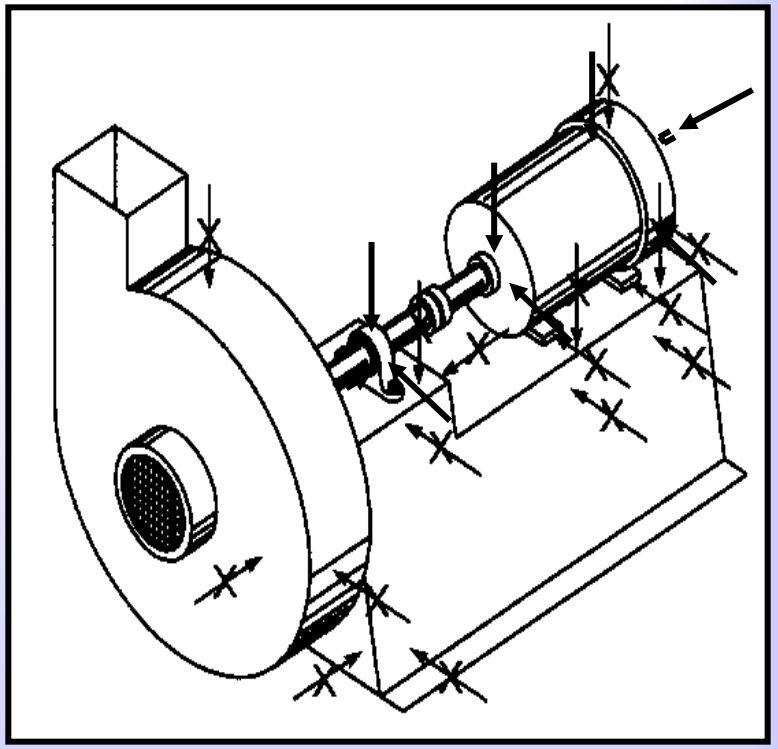
MACHINE IDENT: 3 COND XFER PUMP

AREA: NGS-3
ROUTE:

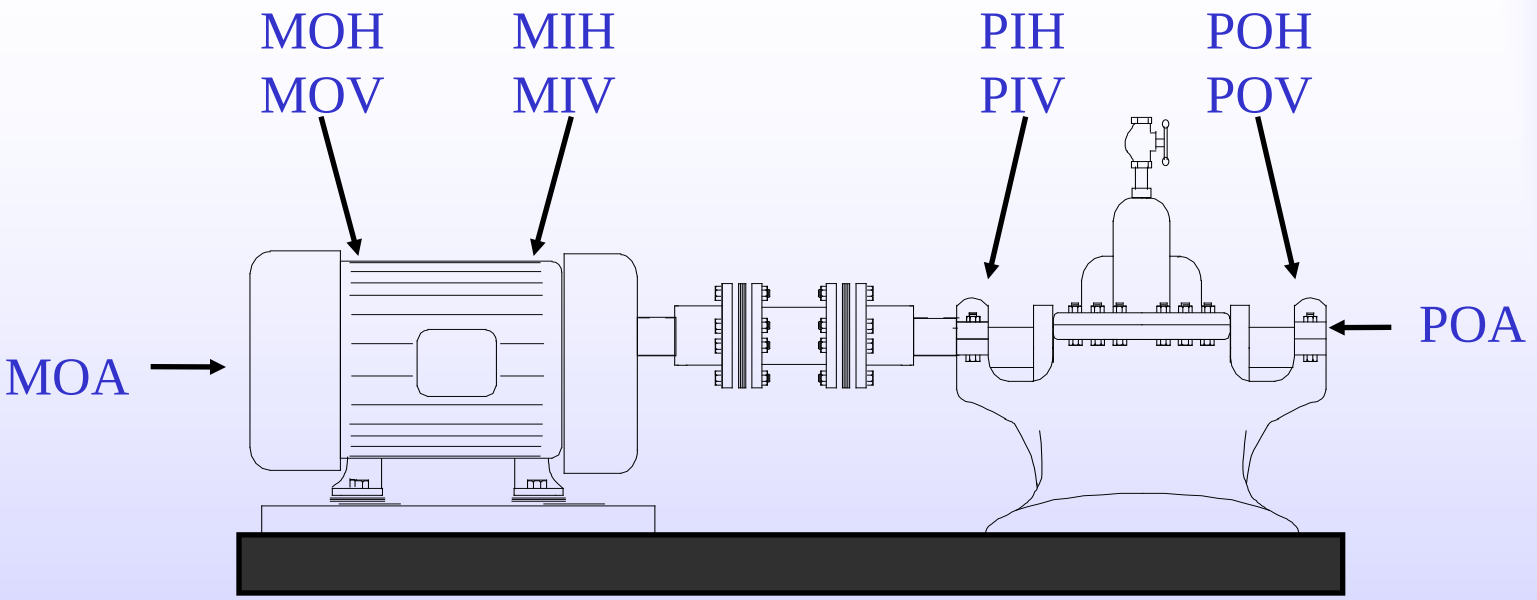
DRIVER	INTERMEDIATE	DRIVEN
RPM min: 2970	RPM in:	RPM min.: 2970
max.:	out:	max.:
MFGR:WESTINGHOUSE	RATIO:	MFGR:WESTINGHOUSE
MODEL: 7209	MODEL:	MODEL:
SER NO.:	SER NO.:	SER NO.:
V 480 P 3 A 109	RATING:	RATING:
pulley: ___ID	BELT #:	# BLADES:
BRG#: BALL 6312 (I)	BRG#: (I)	BRG#: BALL (I)
BRG#: BALL 6312 (O)	BRG#: (O)	BRG#: BALL (O)
H.P.: 100	GEAR T: CT	GEAR T: CT
OTHER:	OTHER:	OTHER:

Choose measurement locations

- Select optimum locations. For acceleration and ultra-sonic rolling element bearing detection get as close to the machine bearings as possible (ideally within load zone).
- If you have to compromise on safety or frequency response consider installing a permanently mounted transducer
- Never compromise safety.
- Measure as near as possible to the vertical & horizontal centerlines.
- Axial measurements as parallel to the shaft as possible - same location.
- Do not mistake seal locations for bearing locations e.g. on pumps
- Avoid measurements on locations with a low dynamic resistance e.g. protective covers



Measurement Point Locations

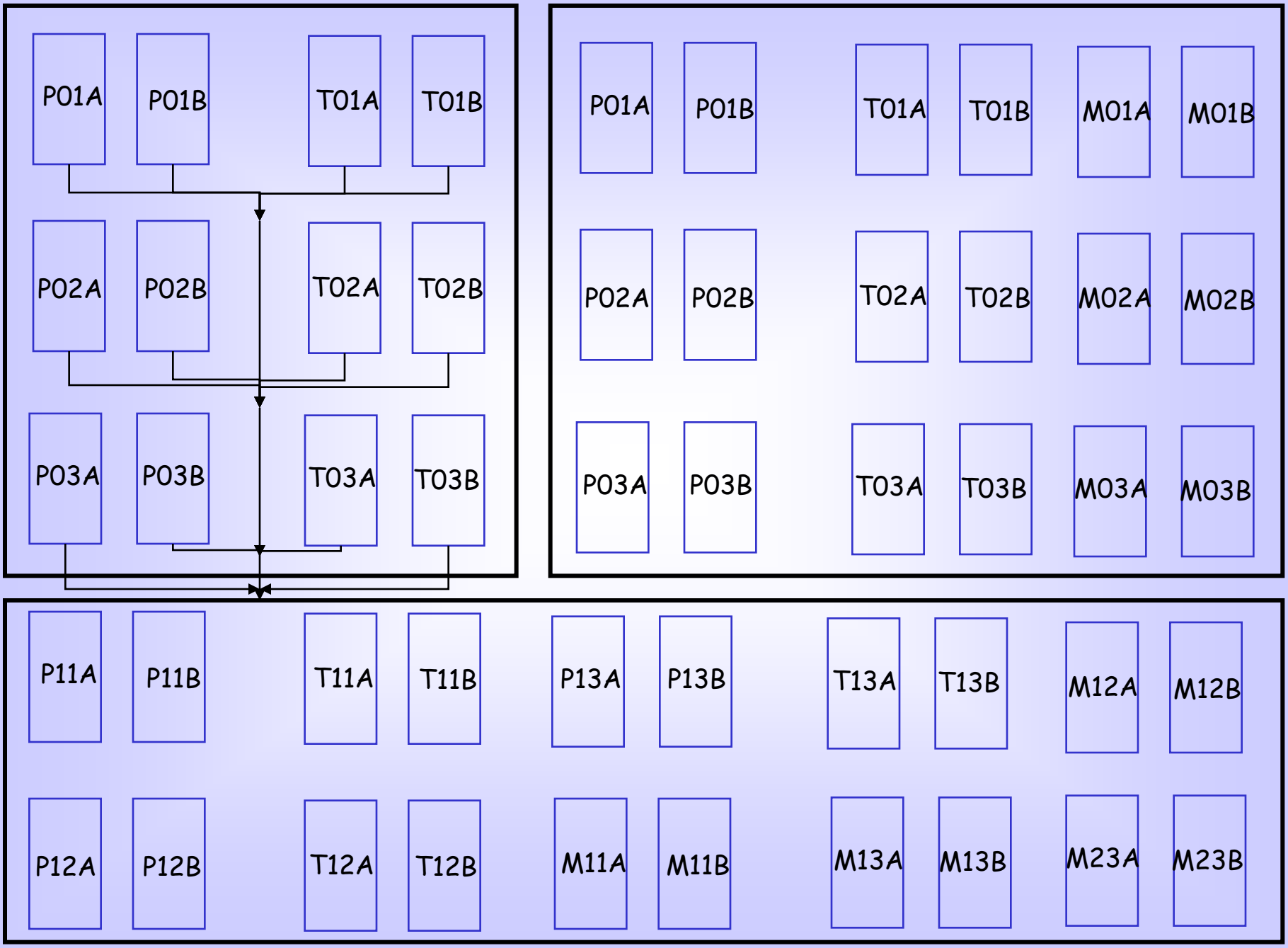


2 per bearing + 1 axial measurement per shaft

Use a consistent naming convention

Number from the DE of prime mover to the NDE of driven unit.

Location on the Machinery	Option 1	Option 2
Motor Outboard Bearing (Non drive end)	1	MOV
Motor Inboard Bearing (Drive end)	2	MIV
Fan (Driven) Inboard Bearing	3	FIV
Fan (Driven) Outboard Bearing	4	FOV


P01A
P01B
T01A
T01B
P02A
P02B
T02A
T02B
P03A
P03B
T03A
T03B
P01A
P01B
T01A
T01B
M01A
M01B
P02A
P02B
T02A
T02B
M02A
M02B
P03A
P03B
T03A
T03B
M03A
M03B
P11A
P11B
T11A
T11B
P13A
P13B
T13A
T13B
M12A
M12B
P12A
P12B
T12A
T12B
M11A
M11B
M13A
M13B
M23A
M23B

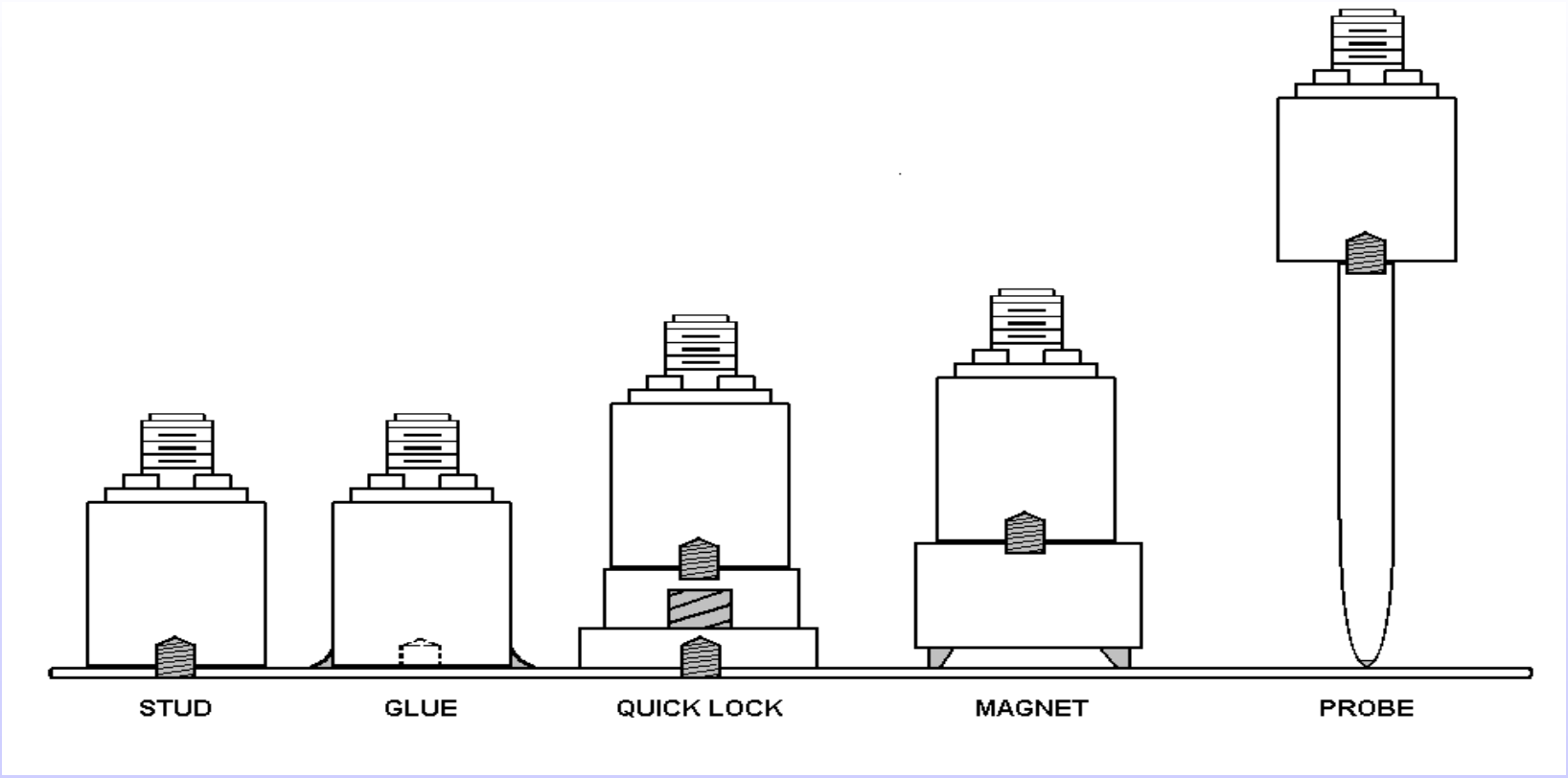
Step 4: Collect Data

- Accurate vibration data is collected in a route mode
- Analyzers, data collectors and continuous monitoring systems
- Database is built in the computer
- May need to trend parameters other than vibration
- Establish alarm and warning levels
  - From experience
  - From manufacturers recommendations
  - Published Corporate Specifications
  - Vibration Severity Charts
  - Overall Alarm Charts

IMPORTANCE- THE VIBRATION TRANSDUCER

- The "Heart" of Every Vibration Instrument
- Converts Mechanical Vibration Energy into an equivalent Electrical Voltage Signal
- Different transducers detect:
  - Displacement (Eddy-Current or proximity probes)
  - Velocity (Velocity Pickup or Velometer)
  - Acceleration (Accelerometer)
- Accelerometers are the most common
  - All parameters can be obtained (displacement and velocity through integration)
  - Can be made fairly cheaply / rugged
  - Not affected by mounting direction or shaft runout

MOUNTING MAKES A DIFFERENCE

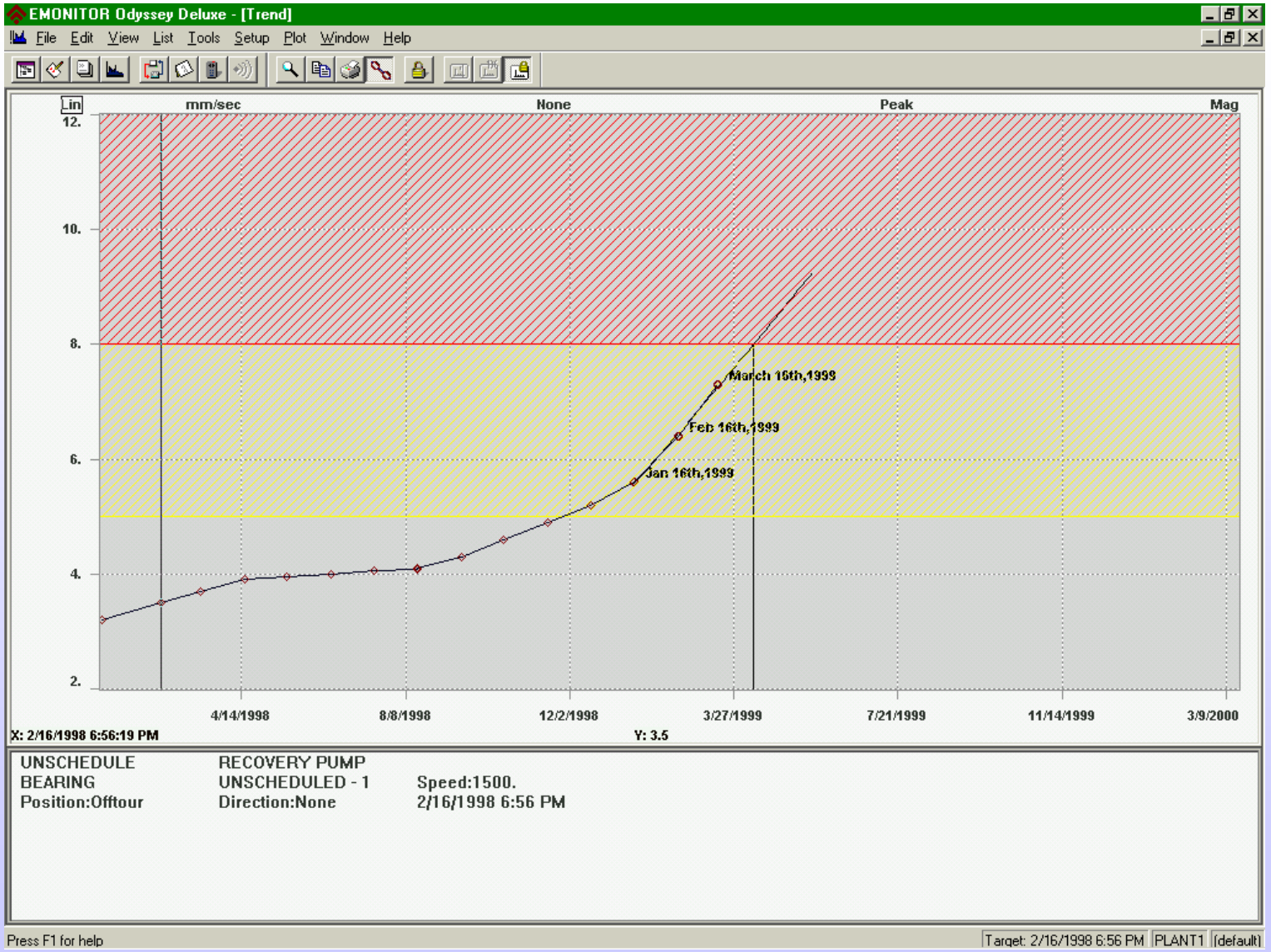


ANALYSIS - EVALUATE BASED ON:

How Do We View These Measured Items?

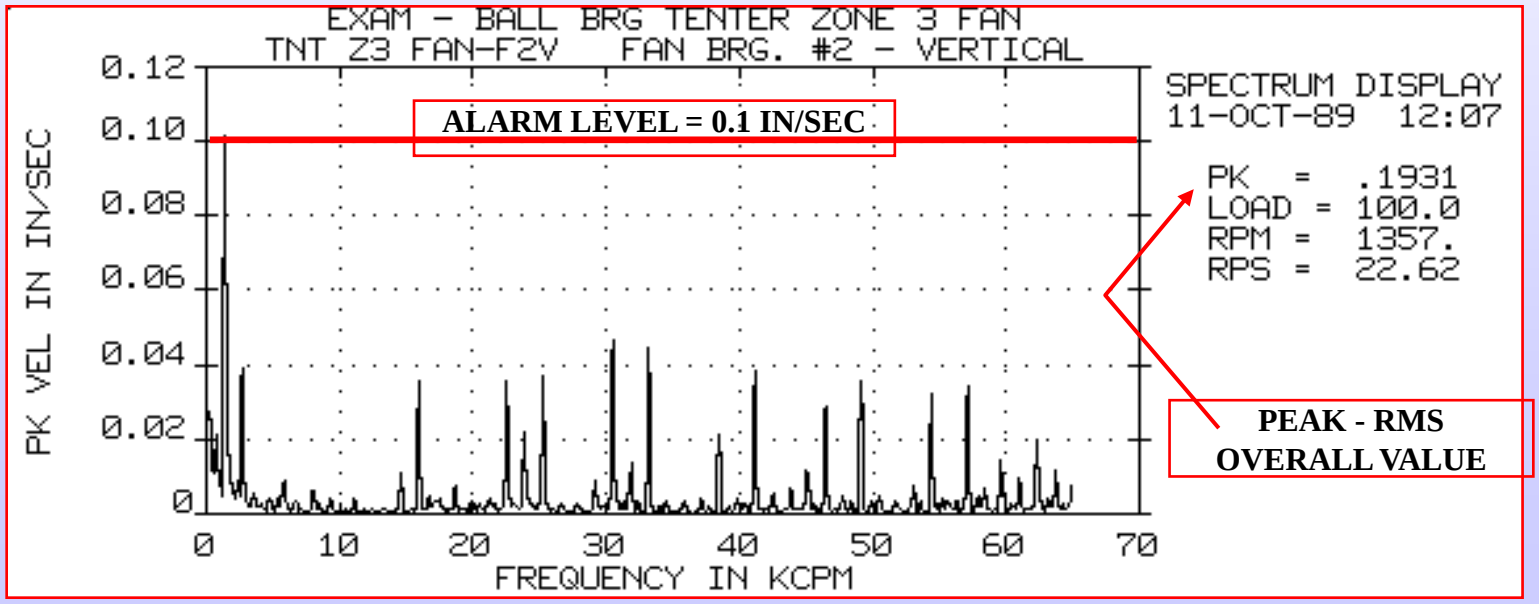
- Trend
- Spectrum Graphs (Frequency Domain)
- Time Waveform (Time Domain)
- Waterfall Diagram Or Plot

TYPICAL TREND



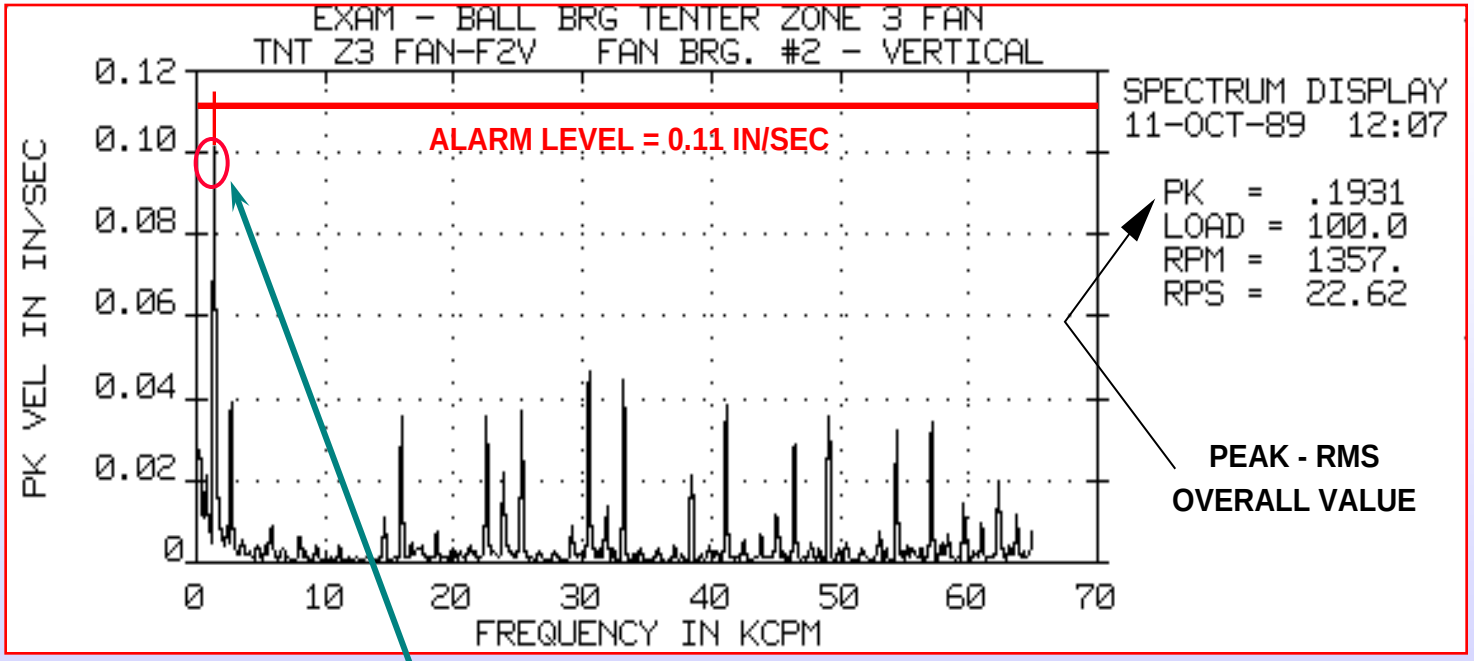
Overall Alarm

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



Overall Alarm

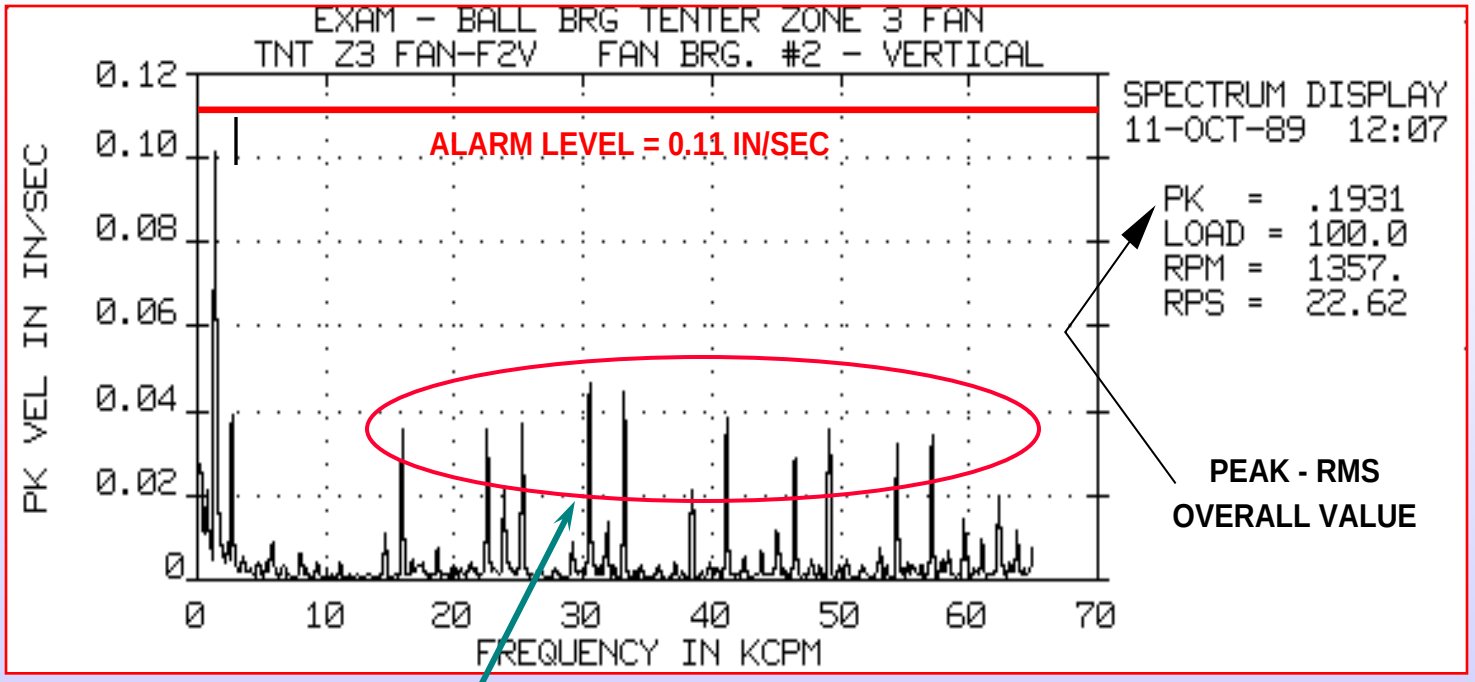
Total vibration on machine



May detect unbalance vibration
(typically higher amplitudes)

Overall Alarm

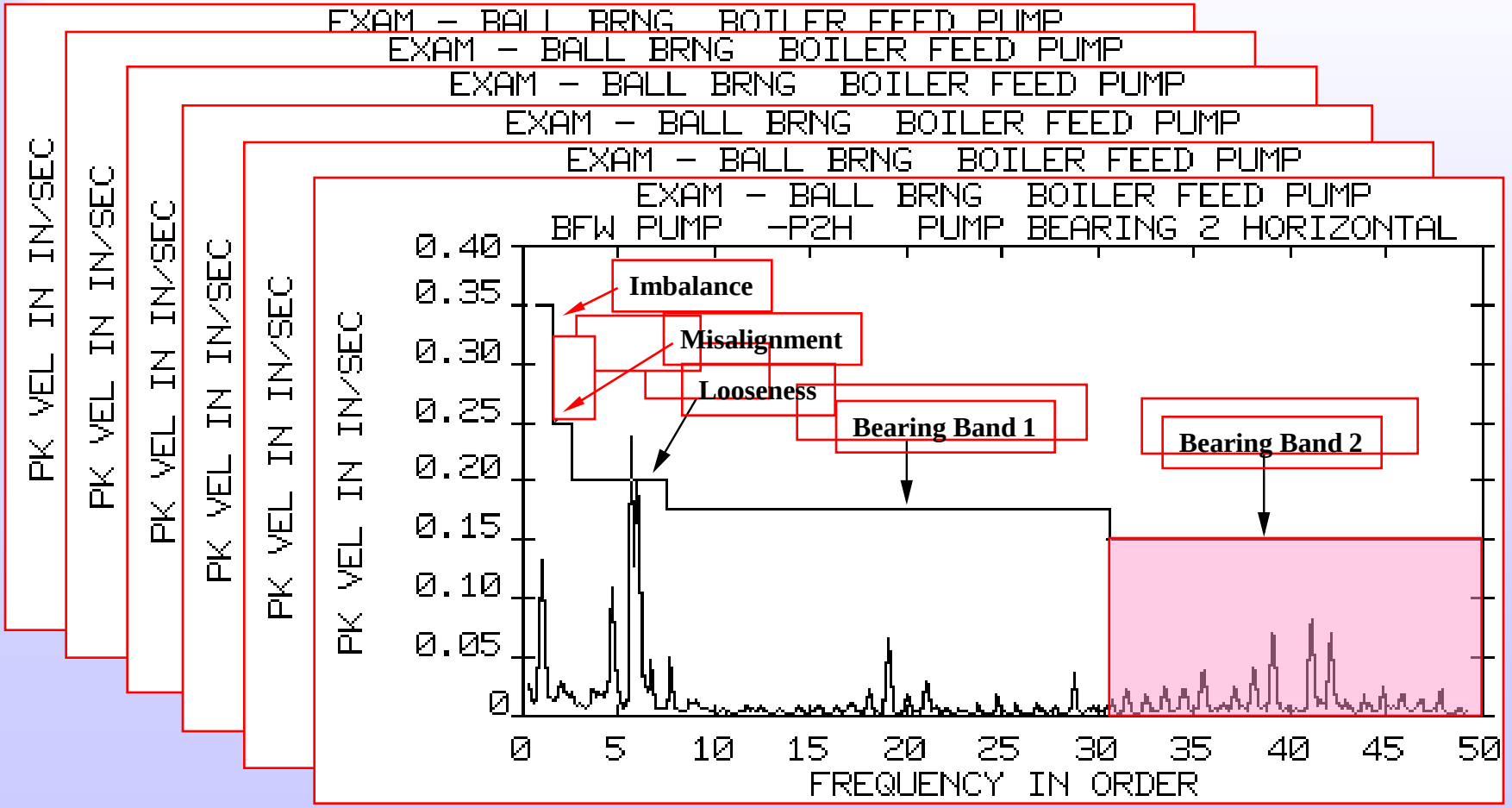
Total vibration on machine



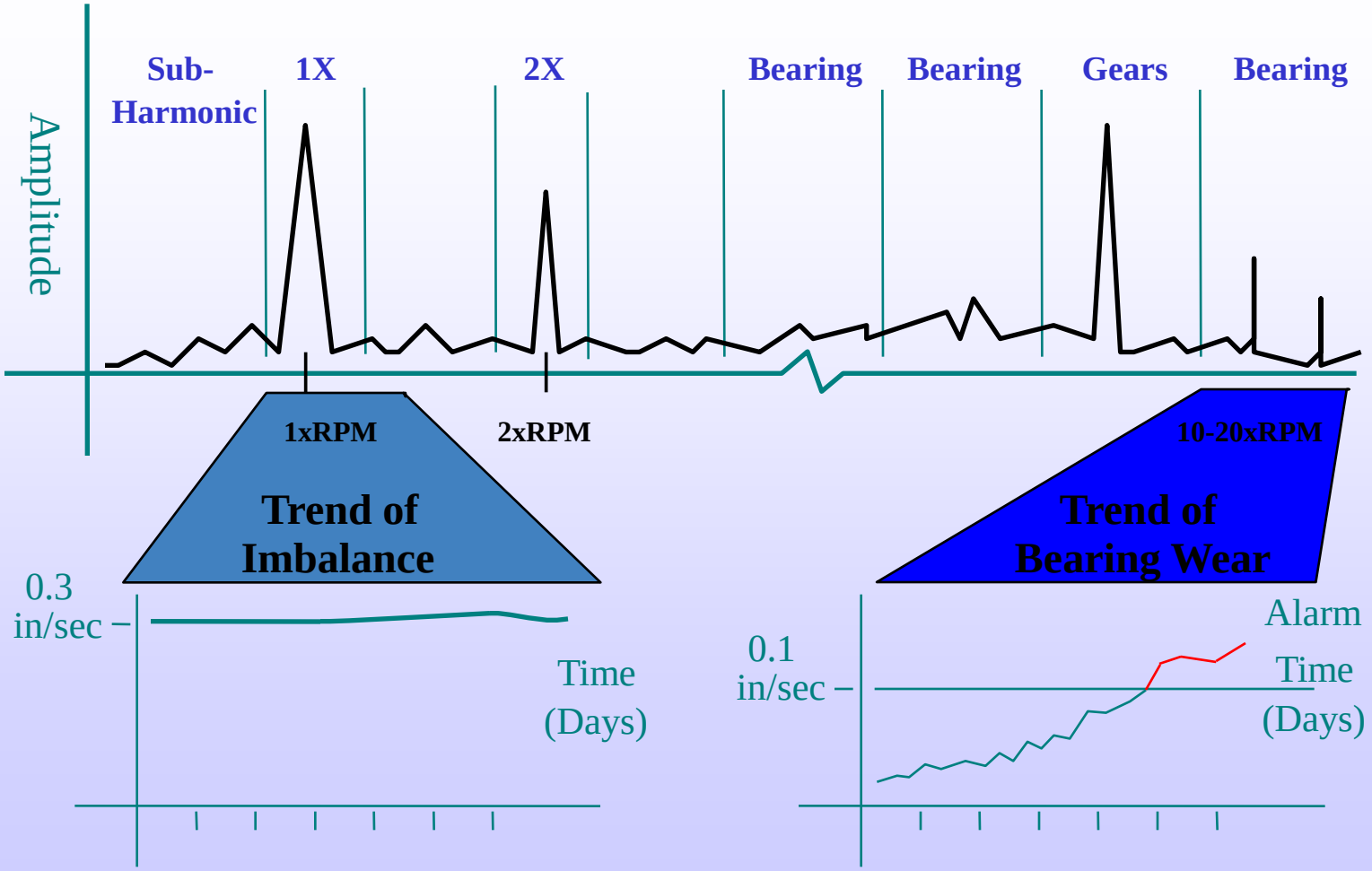
Not sensitive enough for even advanced bearing faults (typically low amplitude signals)

Frequency Bands

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

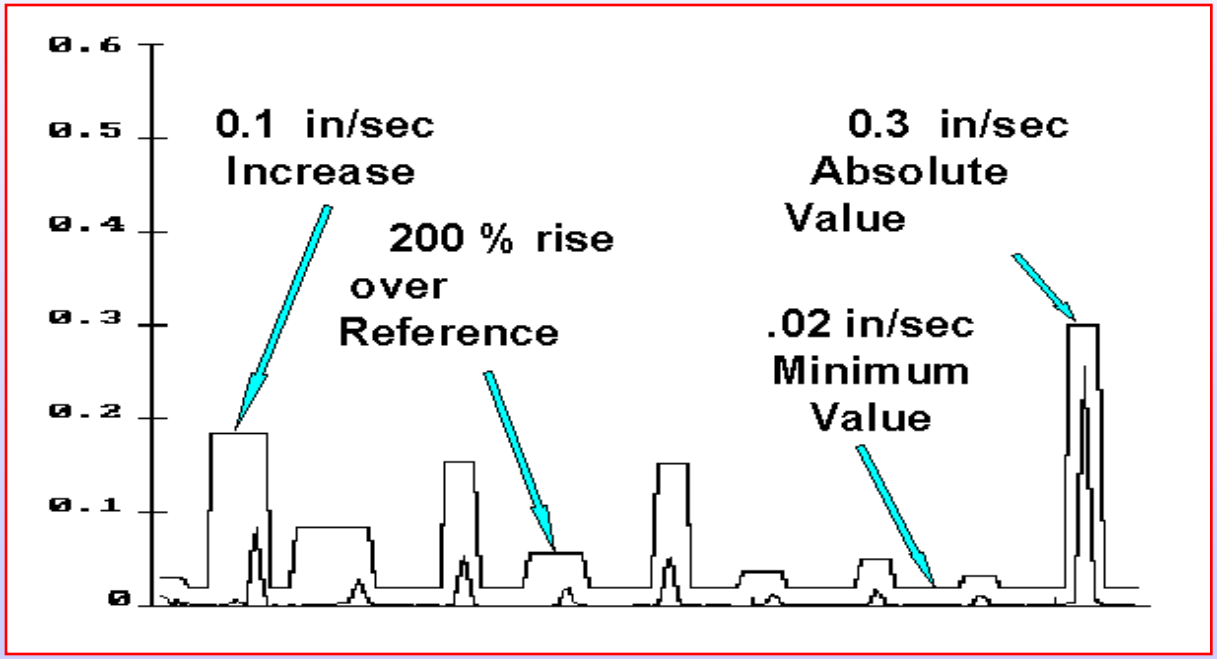


Frequency Bands With Trend

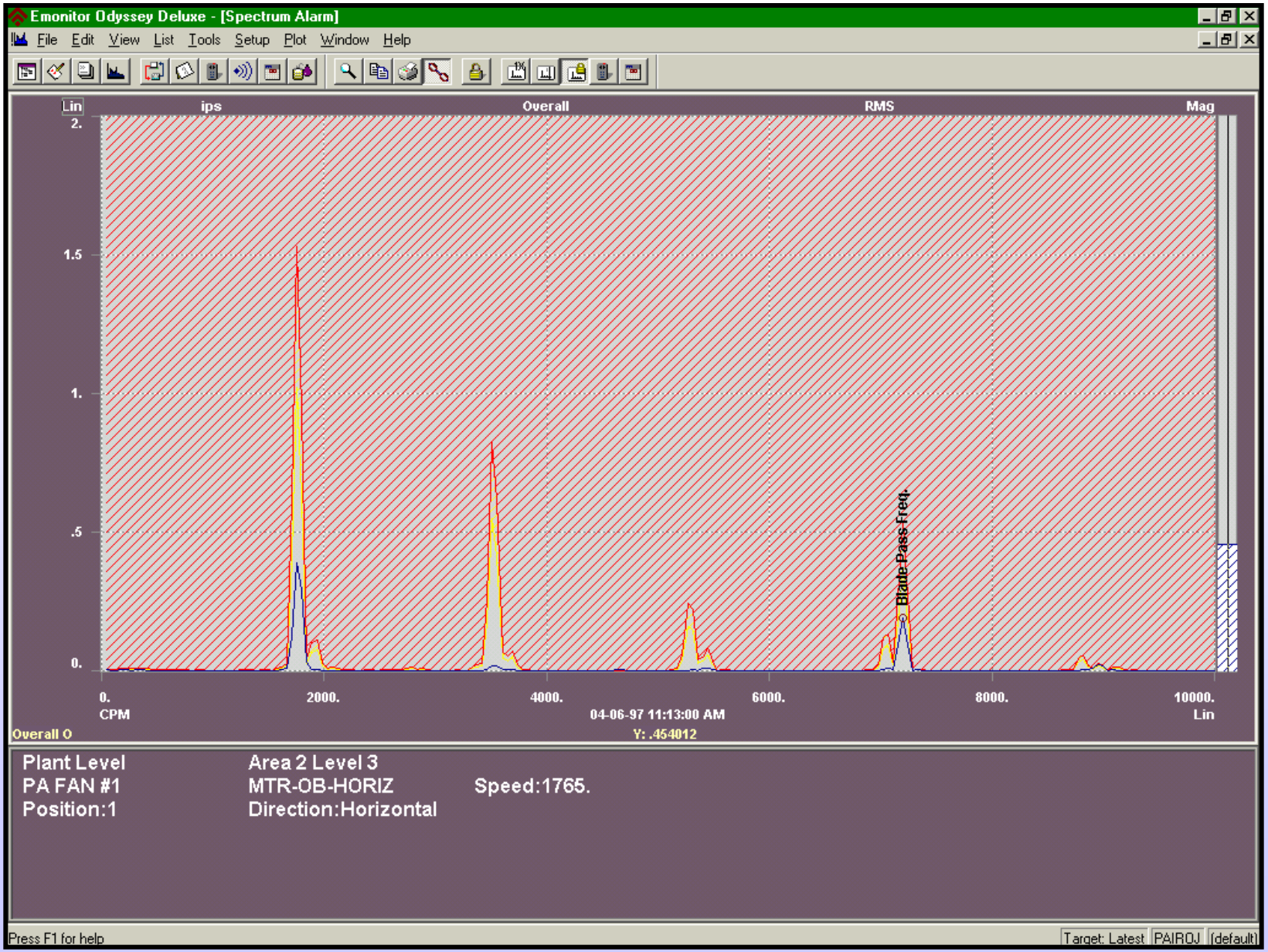


Envelope Alarming

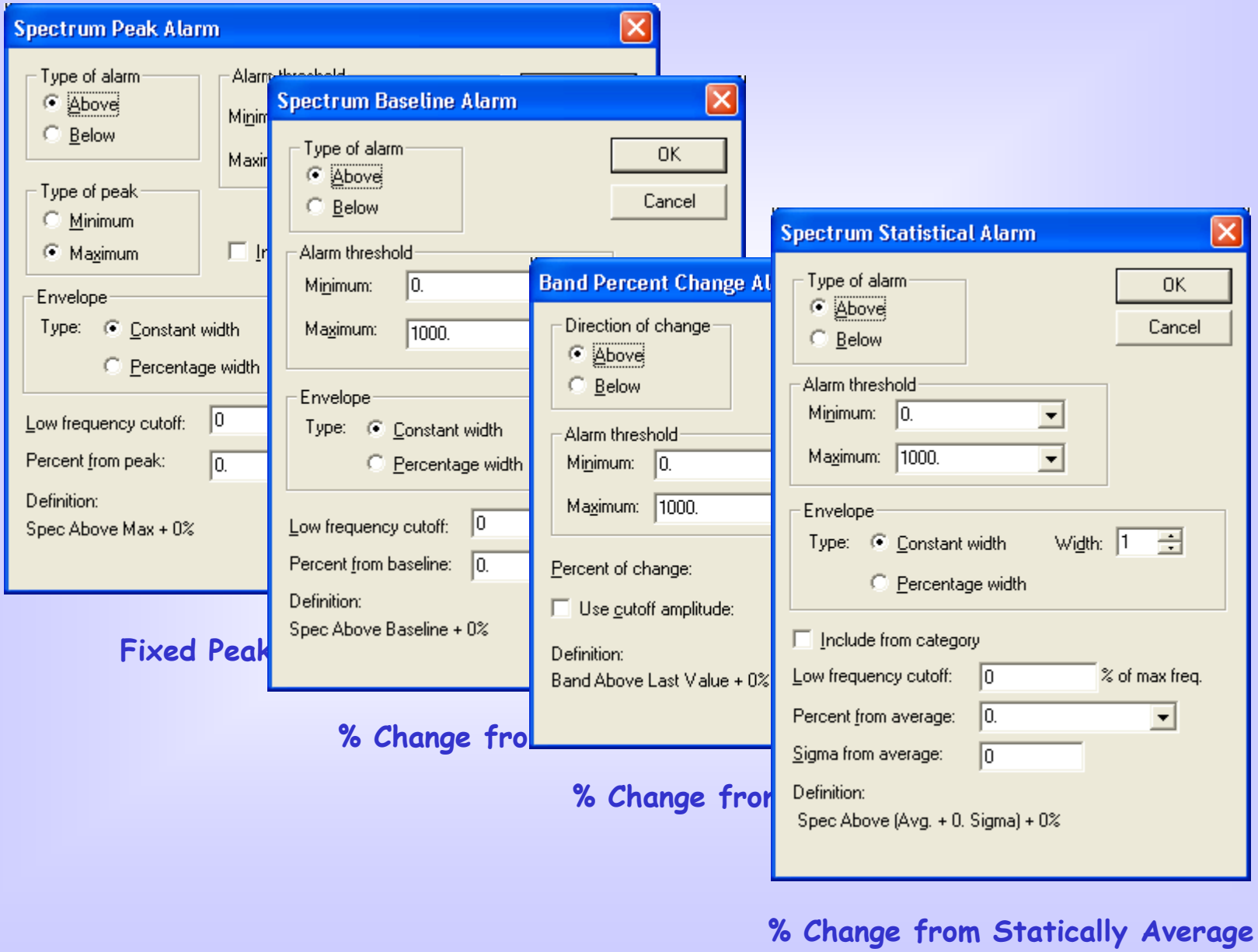
- Constructed from baseline spectra
- "Variable-shape enveloping"
- Effective in finding small changes



Example of Narrow Band Alarming



4 METHODS OF ALARM



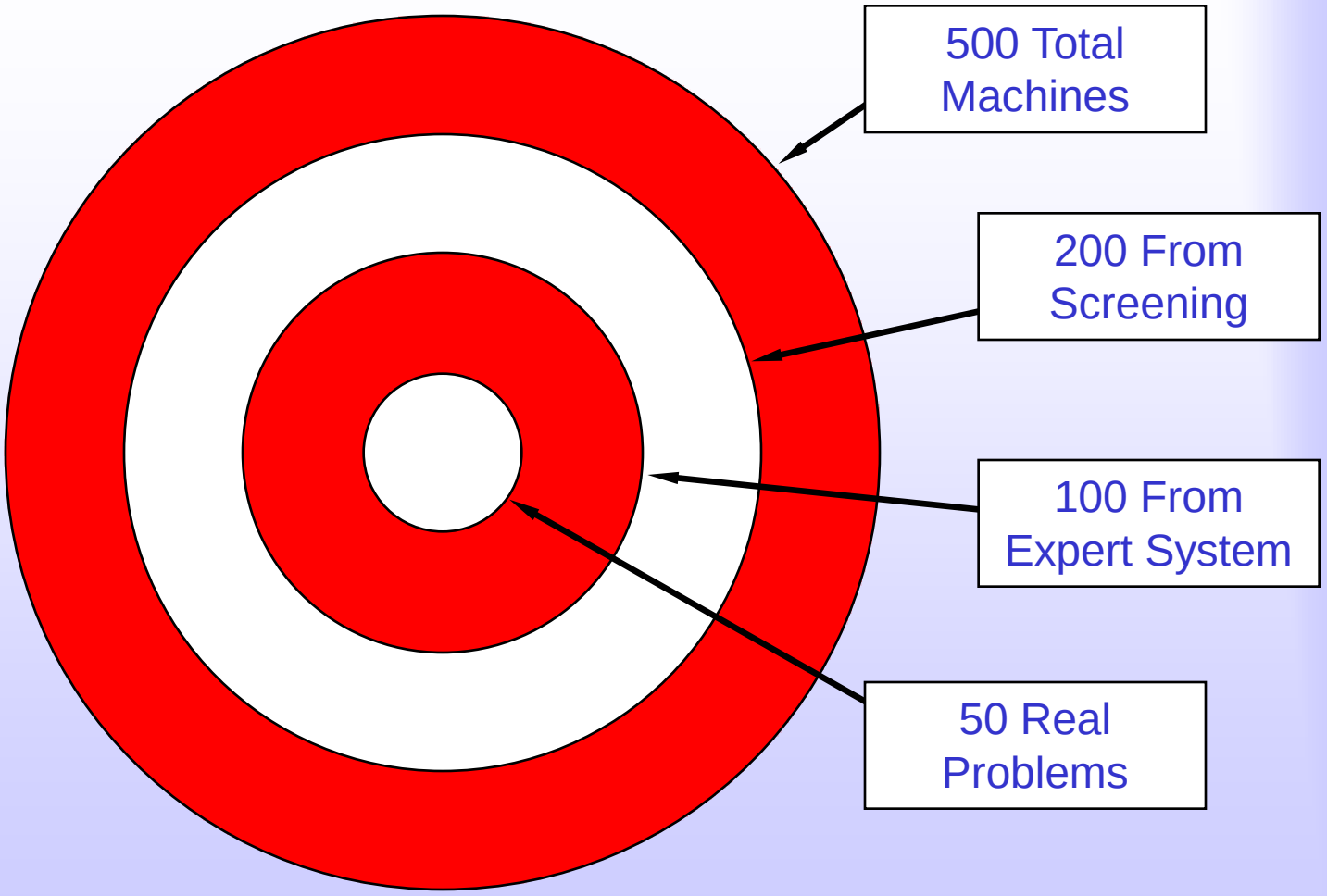
INTERPRETING THE DATA

- Identify the machine component with the vibration problem (motor, pump, gears)
  - In most (not all) cases the problem component will have the highest amplitude
  - In cases that have a common problem frequency, amplitude and phase must be used
- Reduce the number of possible problems from several hundred to only a few

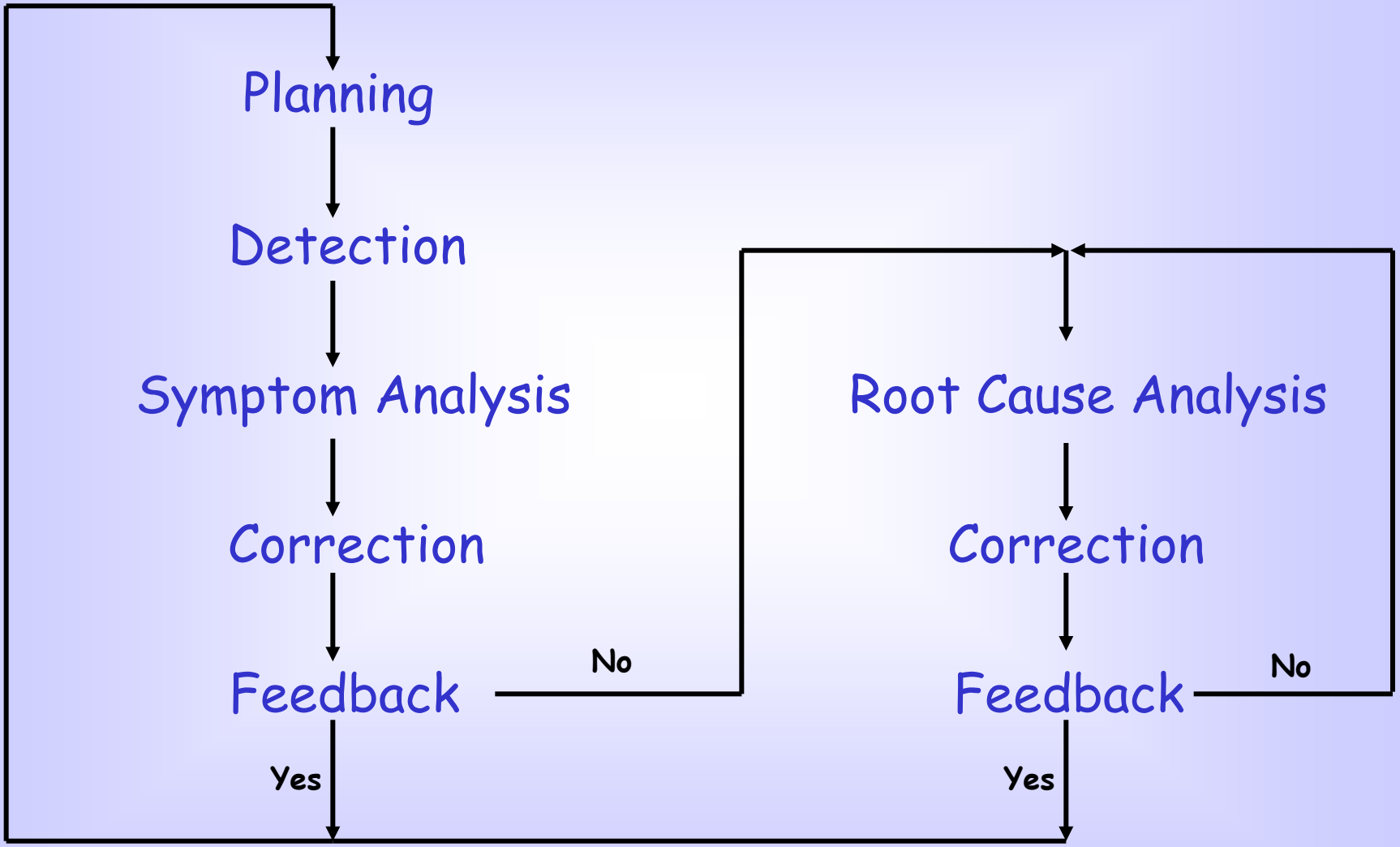
OVERVIEW OF THE MOST COMMON PROBLEMS

- Unbalance……30%
- Bent Shafts……3%
- Misalignment……30%
- Looseness……2%
- Eccentricity Problems……2%
- Resonance……10%
- Belt Drive Problems……2%
- Defective Rolling Element Bearings……10%
- Sleeve Bearing Problems……5%
- Electric (Induction) Motor Problems……2%
- Gear Problems……4%

Step 6: Getting to the Real Problem



Key Success to Vibration implementation



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.