



泵浦振動分析基本概念



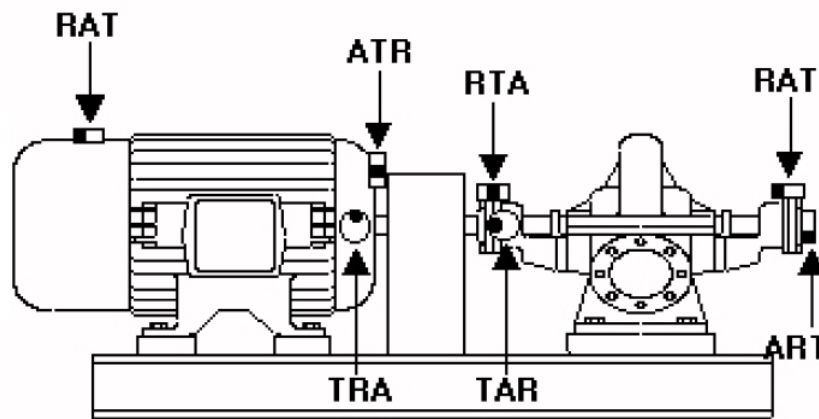
葉和熹

旭裕科技股份有限公司

簡煥然

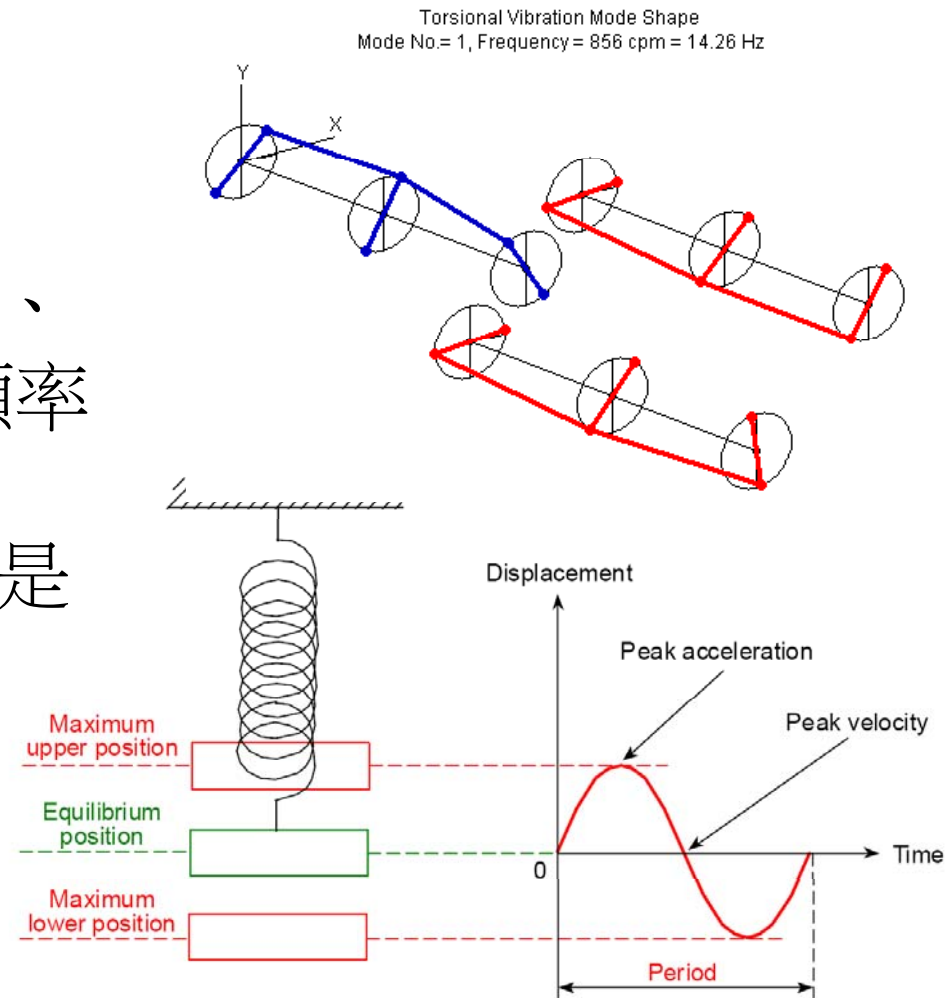
煜然有限公司 智權研發經理
勤益科技大學 冷凍空調系 兼任講師

振動量測位置



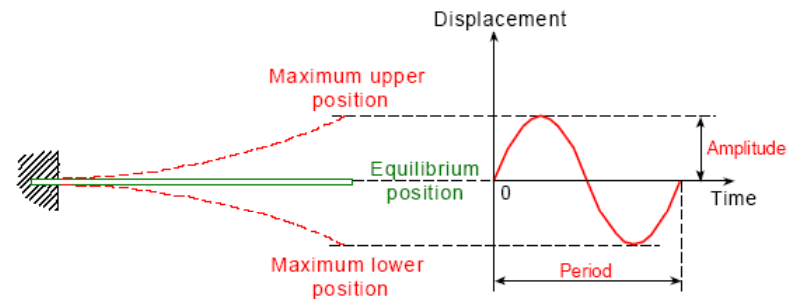
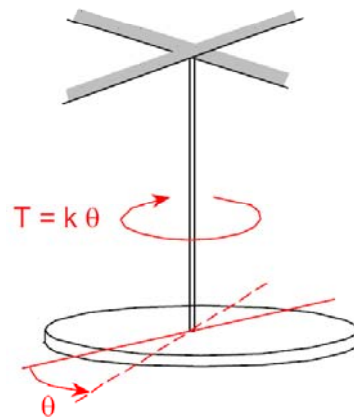
振動是什麼？

- 振動可以是單一頻率、少數個頻率或許多個頻率組合而成。
- 振動可以是週期性或是非週期性的
- 線性振動/扭轉振動 (Torsional vibration)



振動的類型

- 橫向振動(Lateral vibration) ◦
- 軸向振動(Axial vibration)
- 扭轉振動(Torsional vibration)

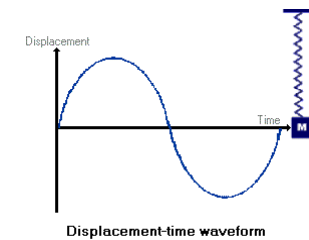




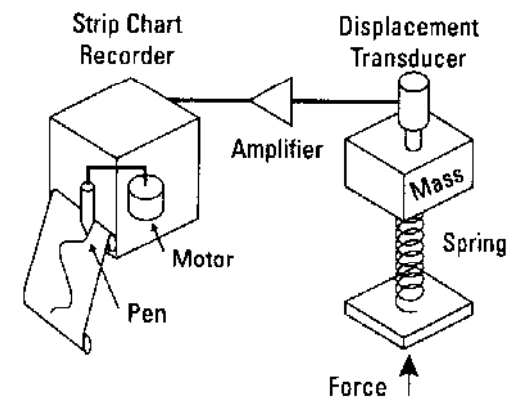
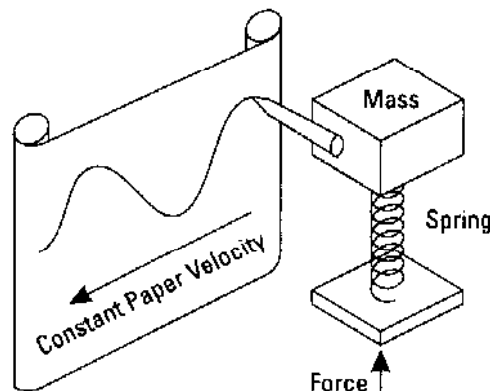
振動三要素

項目		單位	意義
振幅 Amplitude	位移 Displacement	μm	振動幅度的大小
	速度 Velocity	mm/sec	振動的快慢
	加速度 Acceleration	g	振動快慢的變化
頻率 Frequency		CPM，或 Hz	單位時間之振動次數 可研判振動來源
相角 Phase		$^{\circ}$ (degree)	兩振動體相對位置之 比較可研判振動模式

時域

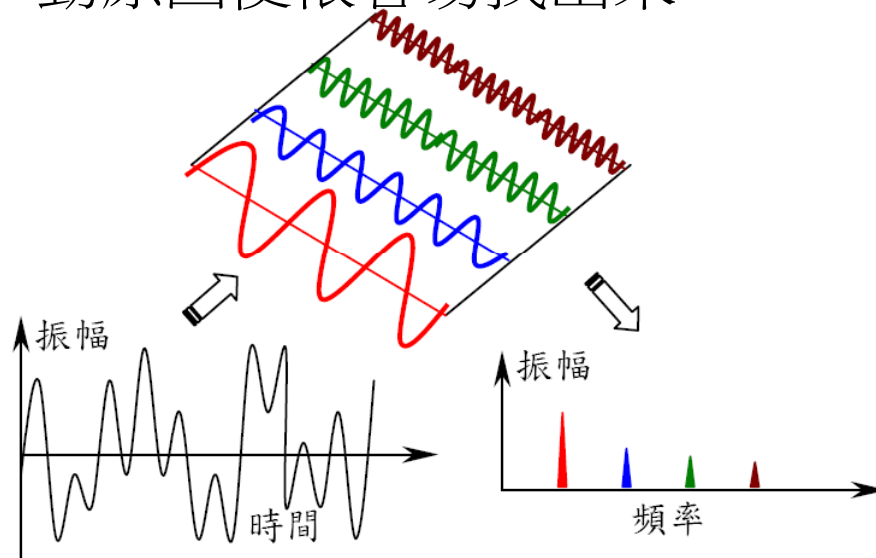


傳統觀察訊號方法在時域進行，時域是待測變數對時間關係的記錄，給人親切而直覺的表達方式，但只是用於簡單的紀錄與觀察。

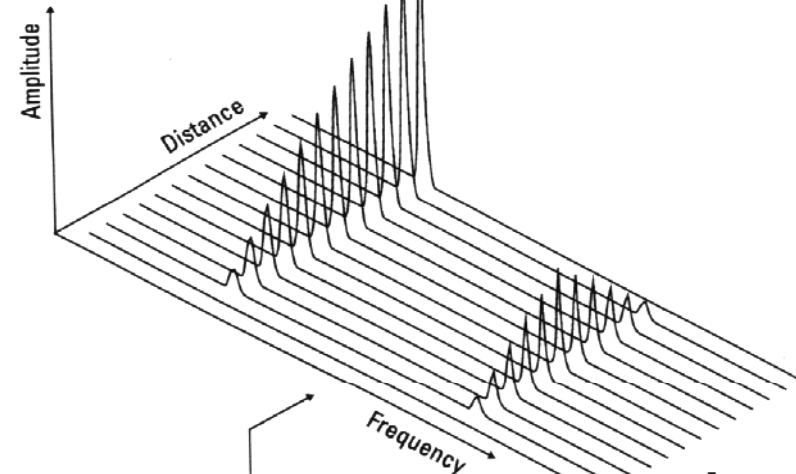


頻域

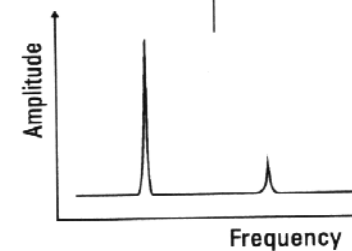
頻域的概念最早是由法國的數學家**傅利葉**所證明任何波形都可以用**正弦波**的和來表示，時域看不出振動的原因的訊息，但轉換到頻域後，對應的振動原因便很容易找出來。



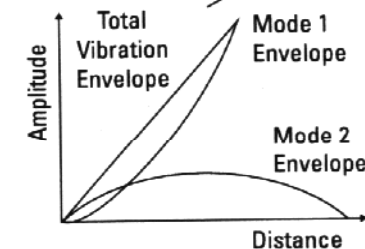
a) Three-dimensional coordinates showing frequency, distance and amplitude



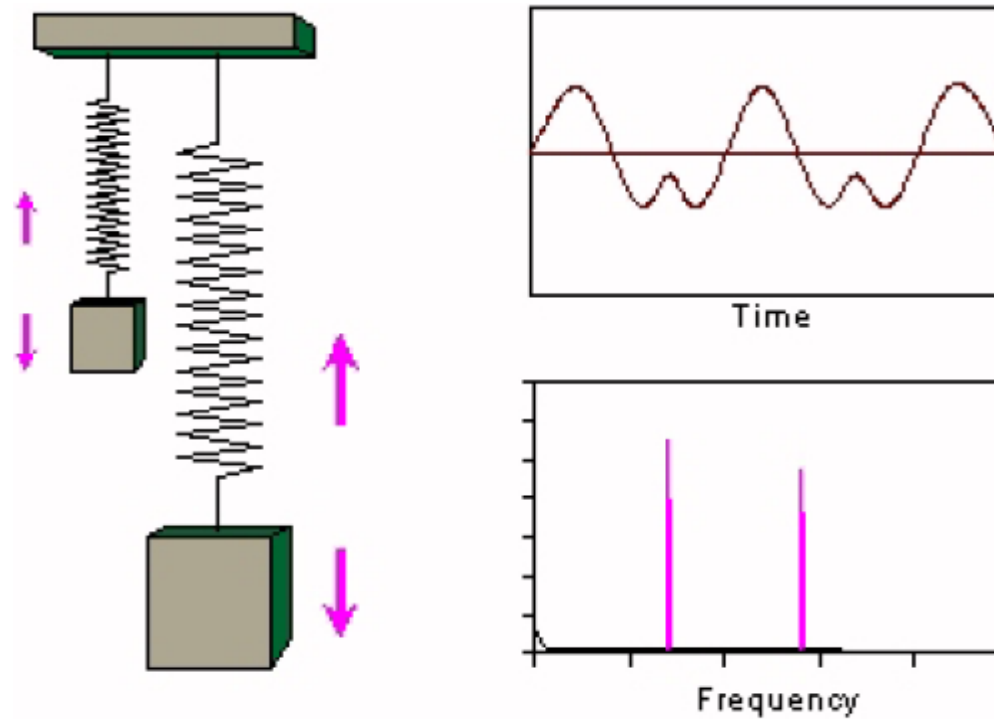
b) Frequency domain view



c) Modal domain view

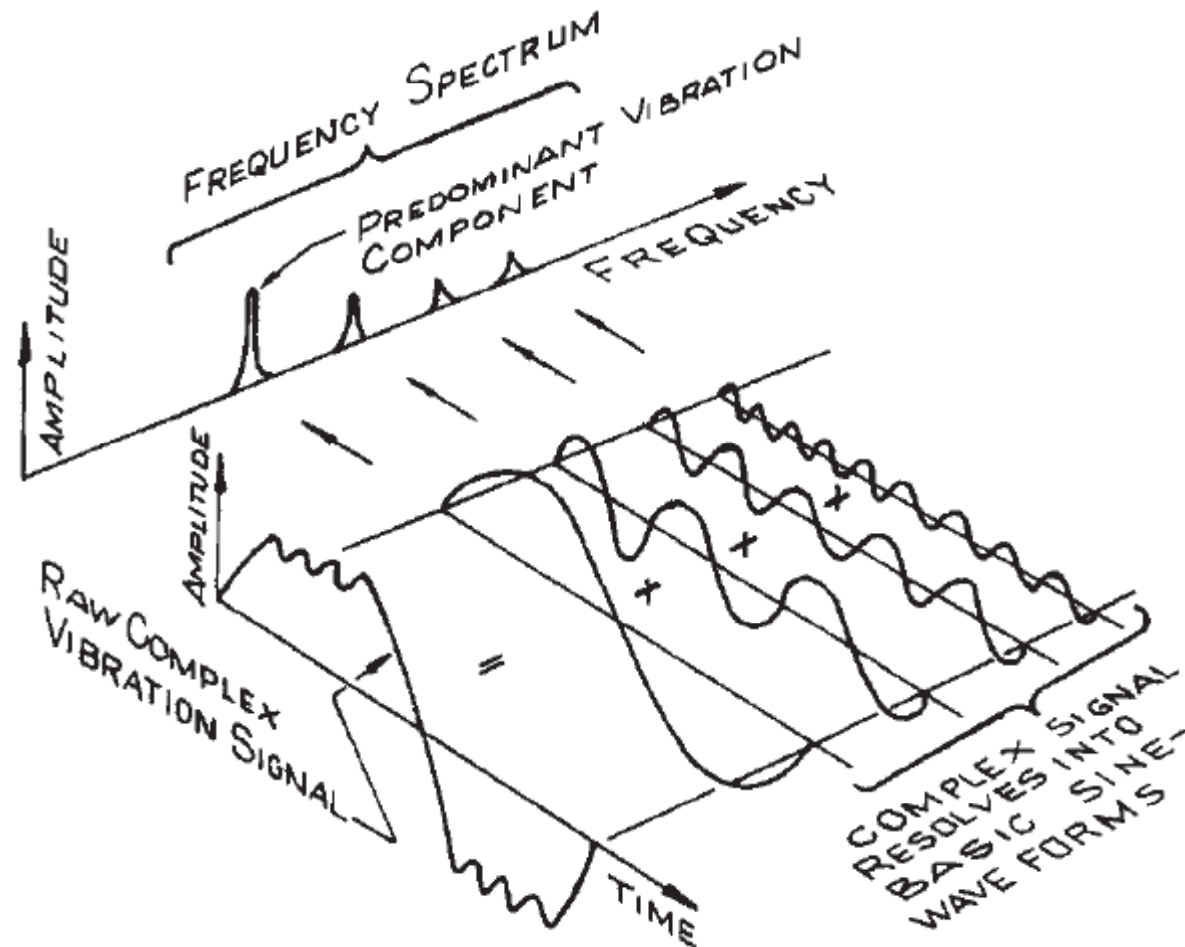


時域與頻域

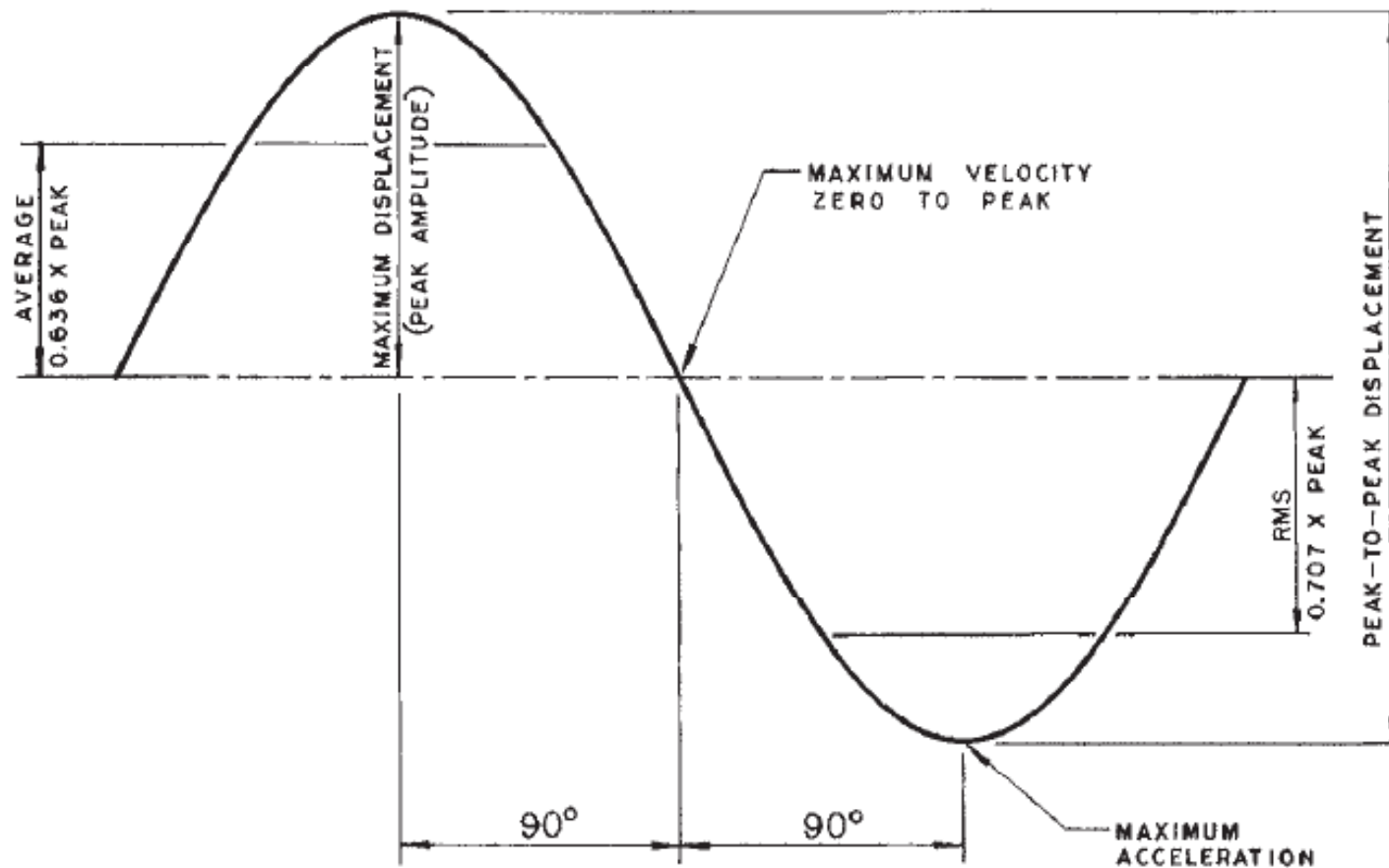


Time Domain vs Frequency Domain

複雜振動信號之分解



振動測量參數的基本關係



振幅單位之表示方式

振幅物理量	公制單位	英制單位	常用振幅表示方式	應用範圍
位移值	μm	mil	P-P值或P值	用於低轉速設備及低頻振動量測
速度值	mm/sec	inch/sec	RMS值或P值	ISO標準，目前最常用的單位
加速度值	g	g	RMS值	用於軸承狀況及高頻振動量測

dB值(分貝值)做為振幅單位，而其換算公式則為

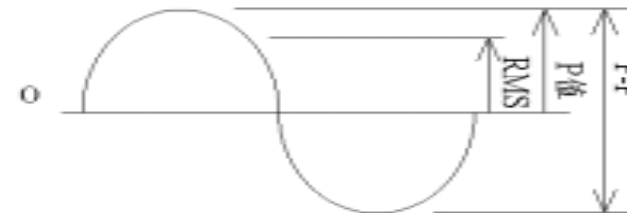
$$\text{dB} = 20 \log_{10} (V / V_{\text{ref}})$$

V_{ref} 的ISO值為 $1 \times 10^{-6} \text{ m/sec}$

V_{ref} 的美制值為 $1 \times 10^{-8} \text{ m/sec}$

$$\text{P-P值} = 2 \times \text{P值}$$

$$\text{P值} = 1.414 \times \text{RMS值}$$





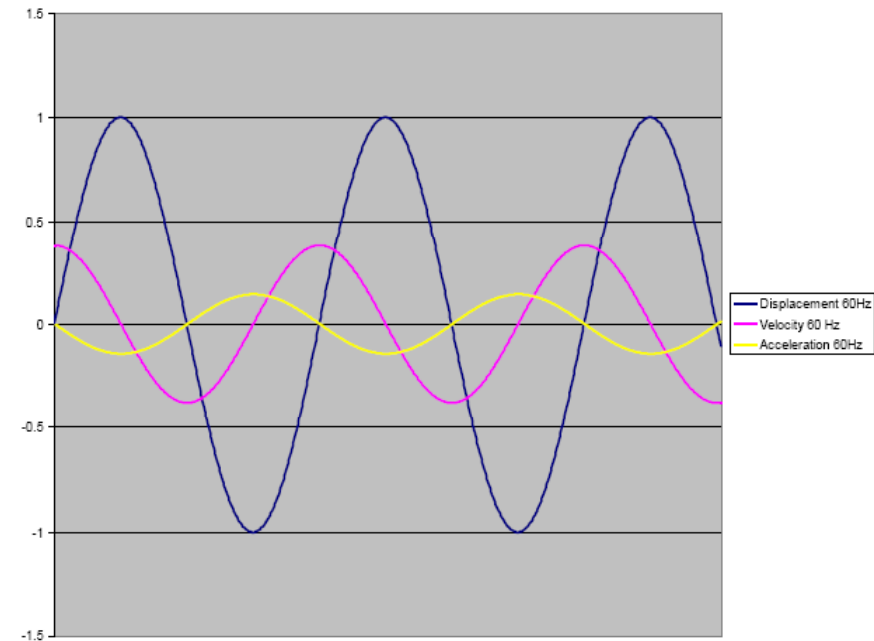
振幅單位之關係

— 振幅單位中加速度、速度與位移之間的換算

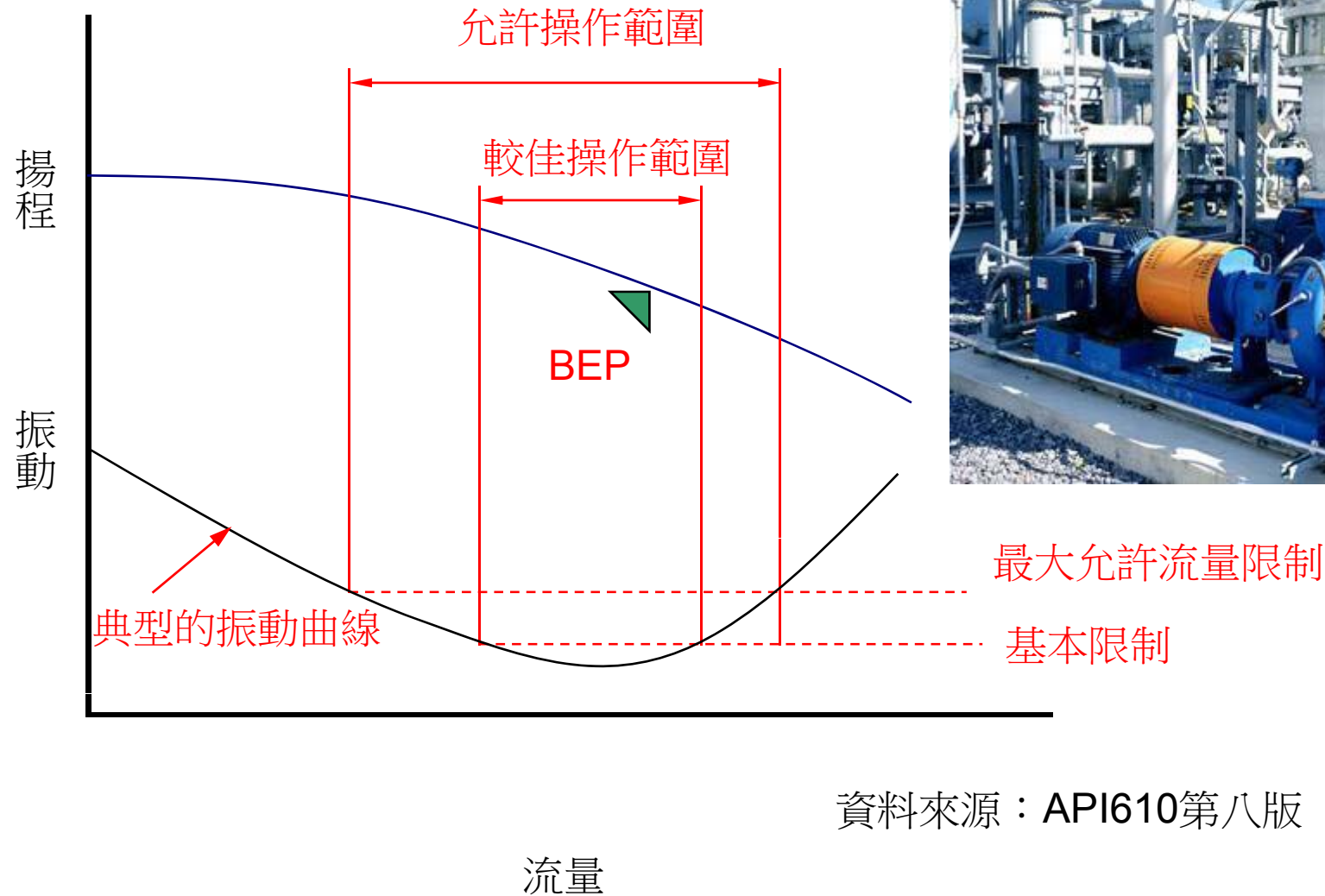
$$a = A \times \sin(\omega t)$$

$$v = -\frac{A}{\omega} \cos(\omega t) = \frac{A}{\omega} \sin\left(\omega t - \frac{\pi}{2}\right)$$

$$d = -\frac{A}{\omega^2} \sin(\omega t)$$



泵浦性能曲線與振動特性關係



資料來源：API610第八版



ISO 2372 振動管制標準

設備分及說明

Cass I : 15kW以下的
設備

Cass II :
15kW~75k
W的設備

Cass III : 75kW以上
剛性基礎設
備

Cass IV : 75kW以上
擾性基礎設
備

Machine			ClassI	ClassII	ClassIII	ClassIV
	in/s	mm/s	Small machines	medium machines	large rigid foundation	large soft foundation
振動速度 (RMS值)	0.01	0.28				
	0.02	0.45		good		
	0.03	0.71				
	0.04	1.12				
	0.07	1.80		satisfactory		
	0.11	2.80				
	0.18	4.50		unsatisfactory		
	0.28	7.10				
	0.44	11.2				
	0.70	18.0		unacceptable		
	0.71	28.0				
	1.10	45.0				



ISO 1940 平衡管制標準

平衡等級G	e. ω (mm/sec)	轉動件種類
G 4000	4000	剛性裝配之單數汽缸低速船用柴油引擎曲柄軸驅動件。
G 1600	1600	剛性裝配之大型二行程引擎曲柄軸驅動件。
G 630	630	剛性裝配之大型四行程引擎曲柄軸驅動件、彈性裝配之船用柴油引擎曲柄軸驅動件。
G 250	250	剛性裝配之快速四行程柴油引擎曲柄軸驅動件。
G 100	100	六汽缸以上之快速柴油引擎曲柄軸驅動件汽車、火車、卡車等汽油、柴油引擎整體。
G 40	40	汽車車輪、鋼圈、車輪總成、傳動軸。彈性裝配六汽缸以上之快速四行程汽油、柴油引擎曲柄軸驅動件。汽車、火車、卡車等之引擎曲柄軸驅動件。
G 16	16	特殊需求之驅動軸(螺旋槳軸、萬向傳動軸)、粉碎機之零件、農用機械之零件。汽車、火車、卡車等之柴油引擎零件。特殊需求六汽缸以上之引擎曲柄軸驅動件。
G 6.3	6.3	加工製造業之機器零件。船舶之渦輪推進機齒輪。離心式鼓風機、風車、飛輪、泵浦。航空氣體渦輪機轉動體總成。工具機之零組件、一般馬達轉子。
G 2.5	2.5	氣體渦輪機及蒸汽渦輪機。剛性渦輪式發電機轉子。渦輪式空壓機。工具機主軸。特殊中、大型馬達轉子。小型馬達轉子、渦輪驅動泵浦。
G 1	1	錄音機及唱盤之驅動件磨床之轉軸零組件、特殊小型馬達轉子。
G 0.4	0.4	精密磨床之轉軸零組件、陀螺儀。



泵浦之振動量範圍(ISO 5199)

在額定轉速的 $\pm 5\%$ 及在額定流量 $\pm 5\%$ 並無空蝕現象之條件下，其泵浦之振動量如下：

轉速 n	在軸之中心高 h_1 ，其振動速度之最大 r.m.s.值	
	$h_1 \leq 225\text{mm}$	$h_1 > 225\text{mm}$
min^{-1}	mm/s	mm/s
$n \leq 1800$	2.8	4.5
$1800 < n \leq 4500$	4.5	7.1

以 ISO2372為基準



附屬書2表1 軸受許容最高温度及び許容温度上昇

単位 °C

	許容温度上昇 (周囲温度40 °C以下の場合。ただし、許容最高温度を上回ってはならない。)		許容最高温度		
	軸受表面 において	メタル温度計 感温部を挿入 測定した場合	軸受表面 において	メタル温度計 感温部を挿入 測定した場合	排油温度
自然冷却式 普通潤滑油	40	45	75	80	—
自然冷却式 耐熱性潤滑油	55	60	90	95	—
水冷式	—	受渡当事者間の 協定による。	—	80	—
強制潤滑式 普通潤滑油	—	—	75	80	80



泵浦之振動量範圍(API 610)

項目	選定位置的振動量	
	軸承座	泵浦主軸
軸承種類	全部	流體動力平軸承
較佳之操作範圍: 全域 特定頻域	$V_u < 3.0 \text{ mm/sec RMS}$ (0.12 in./sec RMS) $V_f < 2.0 \text{ mm/sec RMS}$ (0.08 in./sec RMS)	$A_u < (5.2 \times 10^6 / N)^{0.5} \mu\text{m pk/pk}$ Not to exceed: $A_u < 50 \mu\text{m pk/pk}$ for $A_f \geq N$: 75% of A_u For $A_f < N$: 33% of A_u
允許(含較佳)之操作範圍	30%	30%

V_u = 未過濾速度

V_f = 已過濾速度

A_u = 未過濾位移經FFT計算

A_f = 已過濾位移經FFT計算

N = 轉速 (RPM)



離心泵浦振動頻譜範例



0.3N	Diffuser Stall
0.5N	Oil Whirl
0.8N	Impeller Stall
1N	Unbalance
	Bent Shaft
	Misalignment
	Looseness (lesser magnitude)
	Eccentric
	Motor Electrical
	Offset casing halves, double suction
	Uneven flow entering impeller eye
2N	Cracked shaft
	Misalignment (lesser magnitude)
	Looseness
3N	Misalignment (less magnitude than 2N)
xN	Vane pass frequency, x = # vanes
yN	Gear tooth frequency, y = # gear teeth
1~4N	Drive belts
Range of several N	Anti-friction bearings
2N	Reciprocating unit

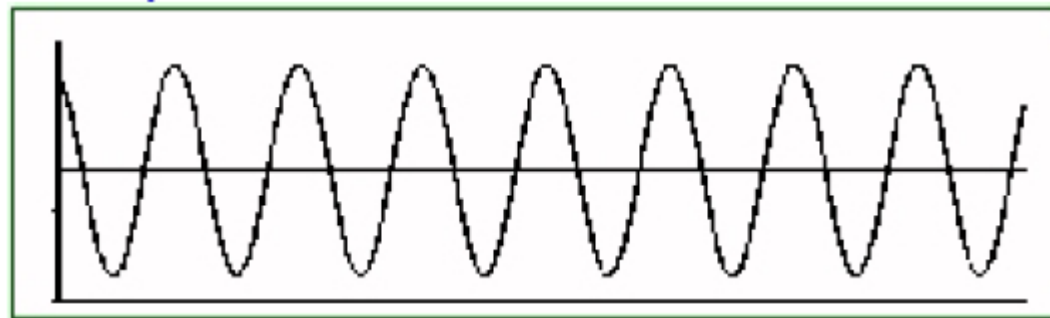


振動原因與頻率的關係

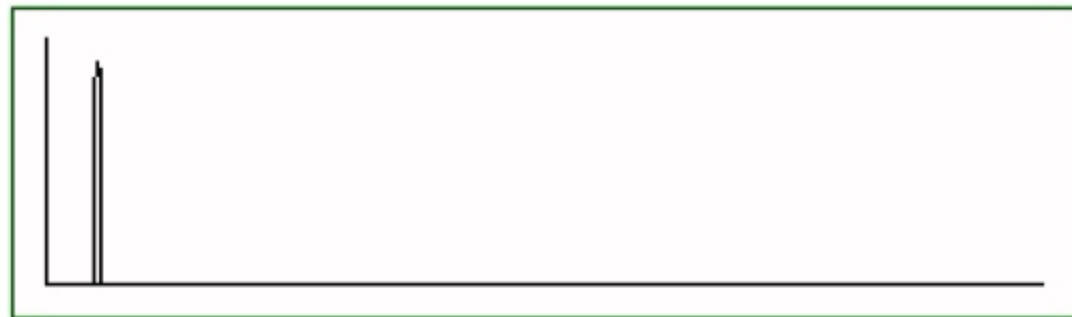
頻率	振幅	原因	備註
1 倍轉速	徑向最大,與不平衡量成正比。	不平衡	
1 倍轉速 常態	軸向振動50%或更多的 徑向	連軸器或軸承的 不對心與彎曲的 軸	容易由大的軸向振動來確認。 過度的法蘭負載或造成不對 心。
非常高頻. 幾次轉速	不規則	磨損的軸承	最大高頻振動靠近損壞的軸 承處
2 倍轉速		機械不緊密	檢察灌漿與底座的鎖緊度
1,2,3&4倍之皮帶轉速	不穩定或脈動	壞的傳動皮帶	用閃頻燈發現不良的皮帶.
1 或 2 倍的同步頻率	當動力被關掉時而消失	與電有關	3600 or 7200 cps for 60Hz
葉片數倍的轉速		流力的影響	
極高頻,隨機		空蝕	

頻率分析原則一

一個正弦波只有一個頻率成分



Time

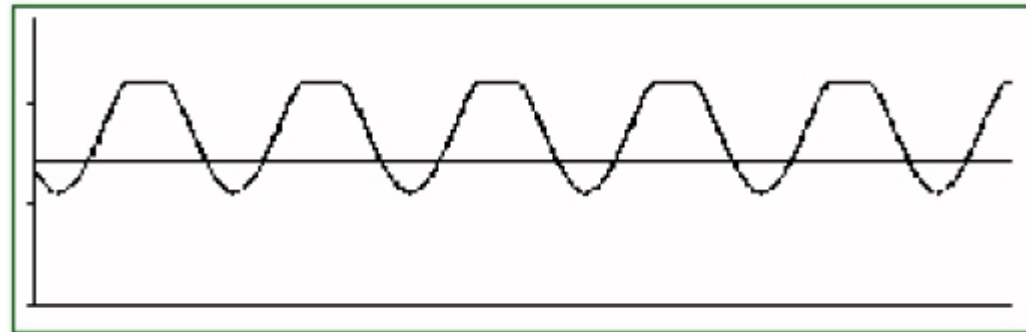


Frequency

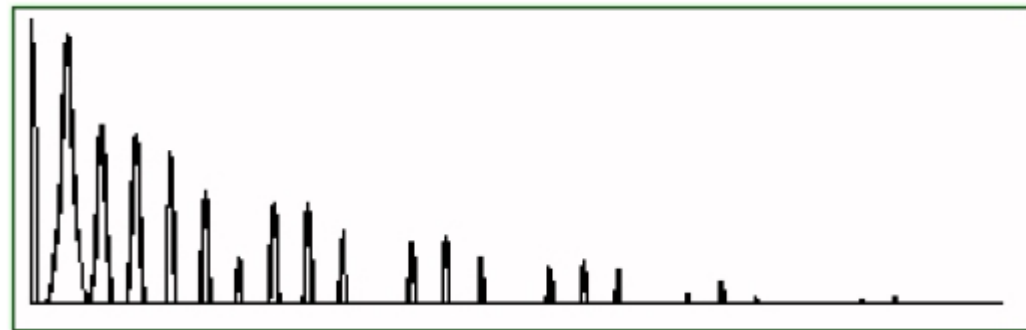
The Spectrum of a Sine Wave

頻率分析原則二

在機器的週期信號生產諧振(Harmonics)



Time

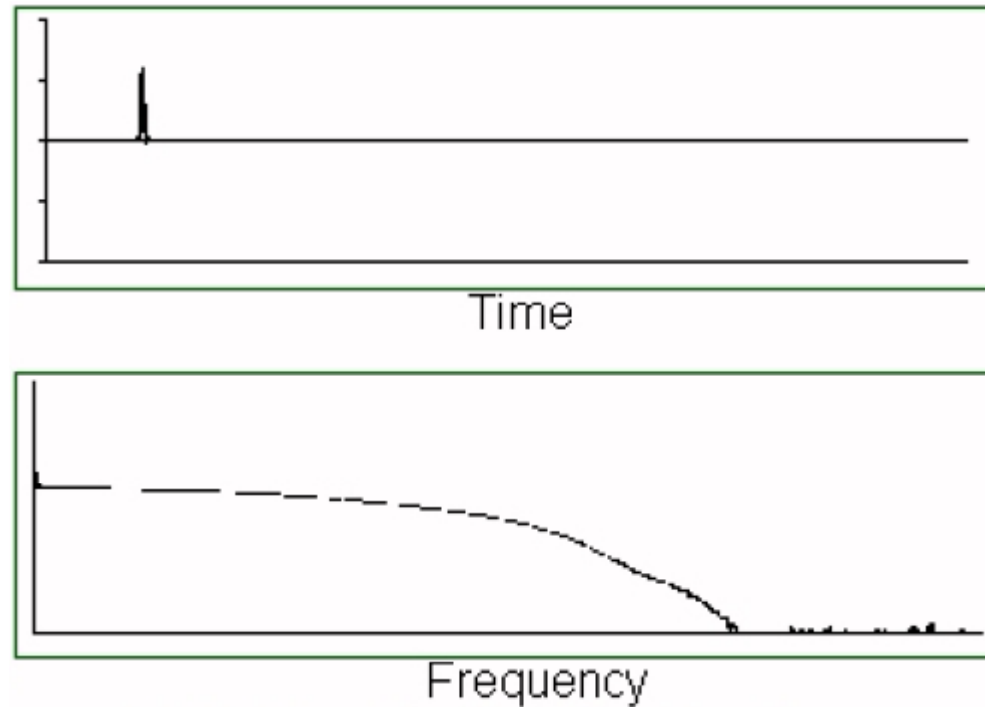


Frequency

The Spectrum of a Periodic Signal

頻率分析原則三

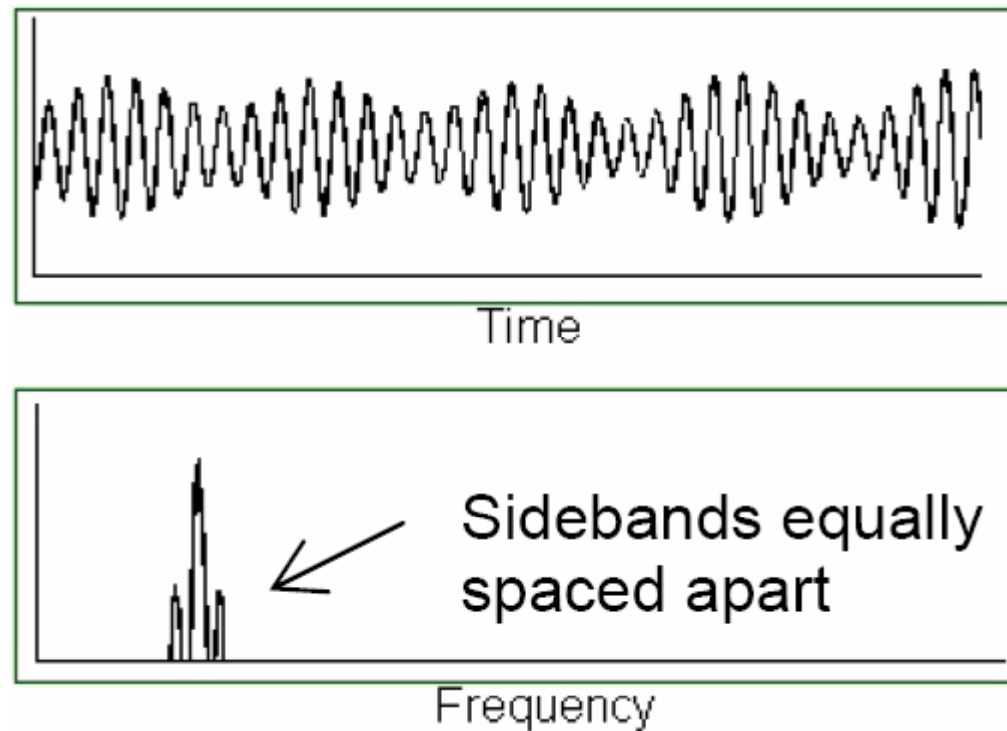
脈波或隨機噪聲生產連續頻譜



The Spectrum of a Short Impulse

頻率分析原則四

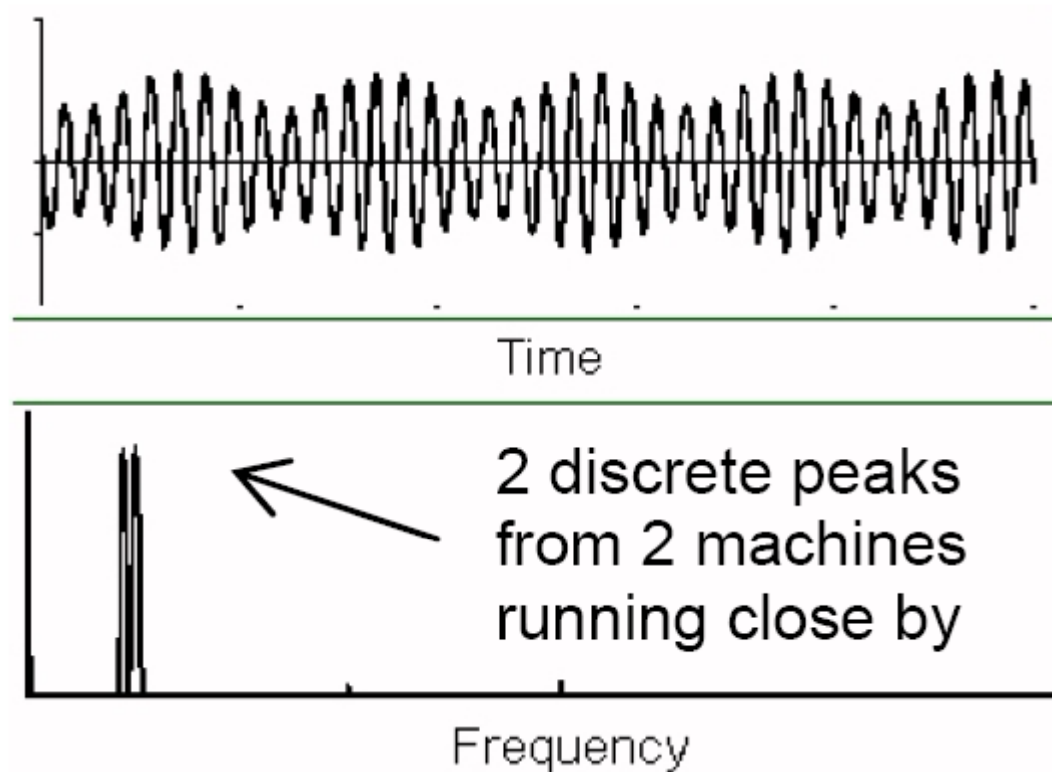
振幅變調產生旁波(例如齒輪故障)



The Spectrum of an Amplitude
Modulated Wave Form

頻率分析原則五

搏動看起來像波形上的振幅變調



Spectrum of a Beating Signal



一倍頻振動增大的原因分析

據統計，有19%的設備振動來自動不平衡即一倍頻，而產生動不平衡有很多原因。現場測量的許多頻譜結果也多與機器的一倍頻有關係，下面僅就一倍頻振動增大的三個方面進行分析。

- 單一一倍頻信號
- 相關一倍頻信號
- 其它與一倍頻有關的原因



單一一倍頻信號的原因

頻譜特徵為時域波形為正弦波，振動頻率以一倍頻為主。

- 力不平衡
- 力偶不平衡
- 動不平衡
- 外力作用下（旋轉）產生的共振



相關一倍頻信號的原因

- 轉子永久彎曲
- 轉子存在裂紋使撓度增大
- 滑動軸承間隙變大
- 軸承壓蓋鬆動
- 軸系同軸度差



其它與一倍頻有關的原因

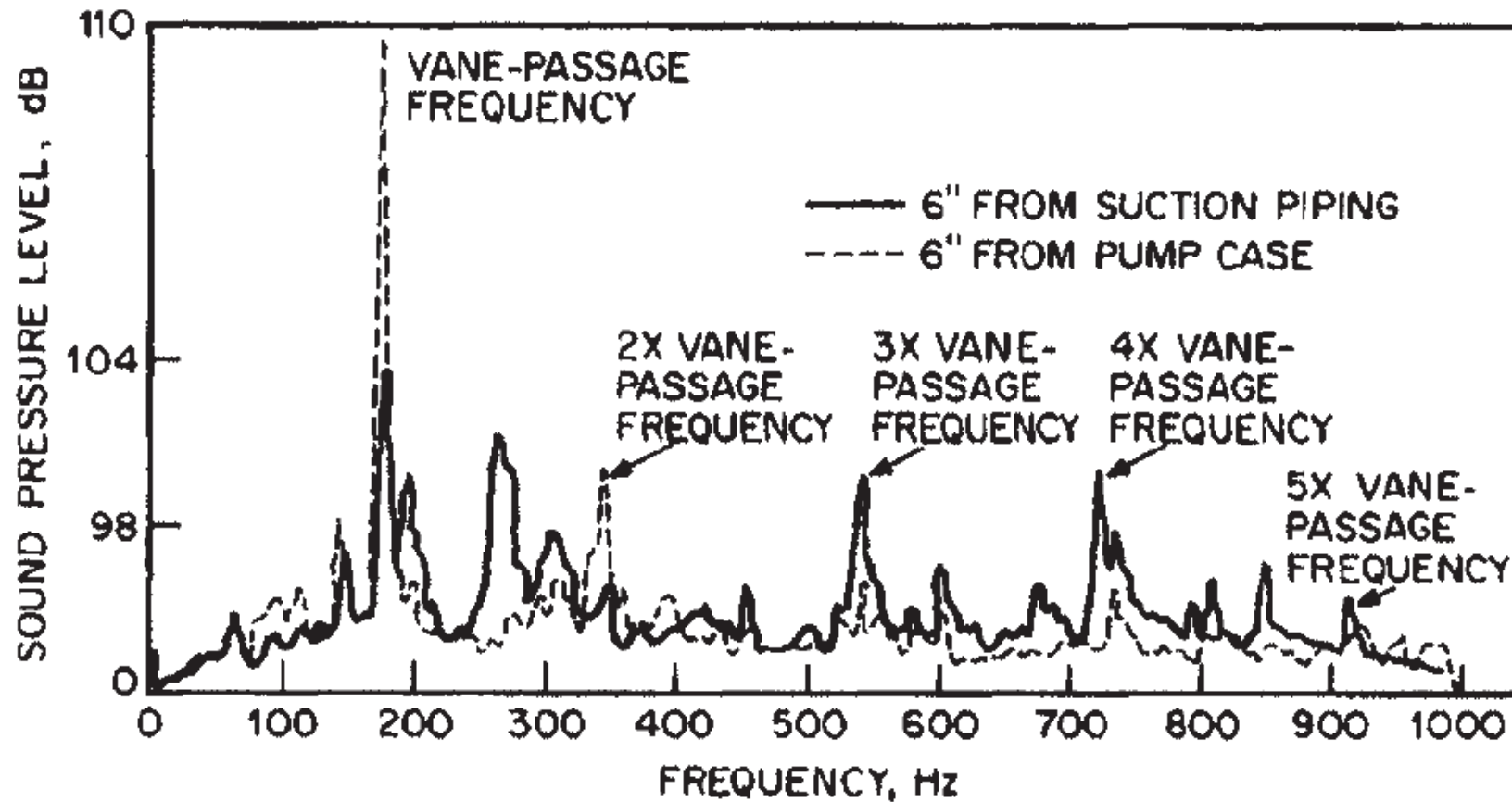
- 電機、風機等底座龜裂，引起剛度變化，易產生共振。
- 聯軸器製造安裝偏差造成的磨損；不配套的連接螺帽/螺栓缺損；聯軸器螺帽磨損。
- 轉子溫度梯度影響
- 潤滑油溫度變化引起的失穩。
- 轉子或軸承剛性變化。
- 電磁異常。
- 齒輪機構中齒輪的累積製造誤差。



泵浦振動之水力原因

- 操作偏離於幫浦最佳效率點(BEP)。
- 空蝕作用。
- 葉輪葉片太接近泵浦切水處(如泵殼舌端)。
- 內部的回流。
- 空氣透過渦旋進入系統等。
- 在系統內是紊流(而非層流)。
- 水鎚。

離心泵浦的空蝕和葉片流路的頻譜





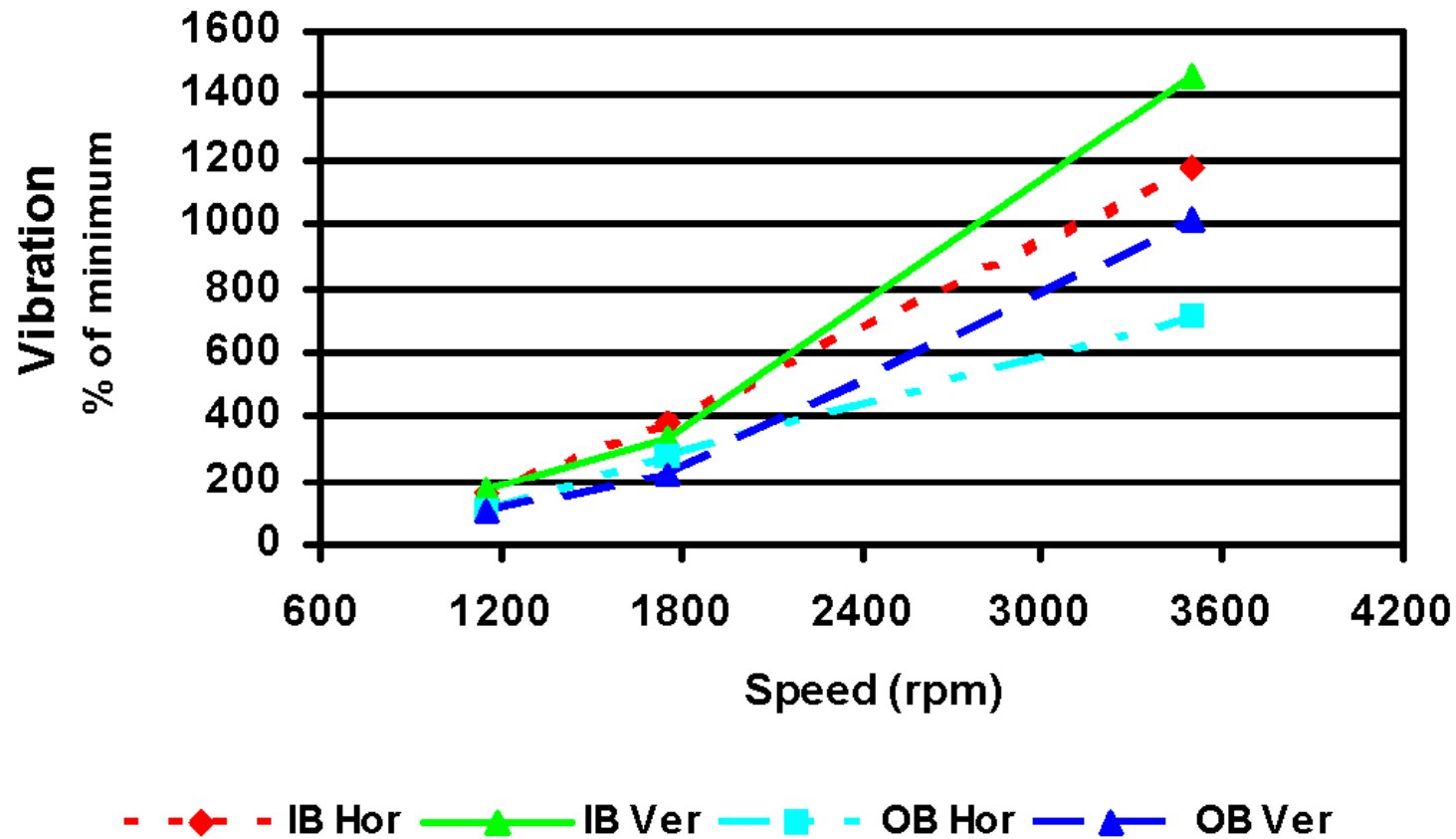
泵浦振動之其他原因

- 來自附近設備的諧和振動。
- 在可變速或皮帶輪驅動泵浦時，需留意泵浦以臨界的速度運轉這個問題。
- 軸封在褶合面黏貼。這可能發生在無潤滑液體。



振動與轉速

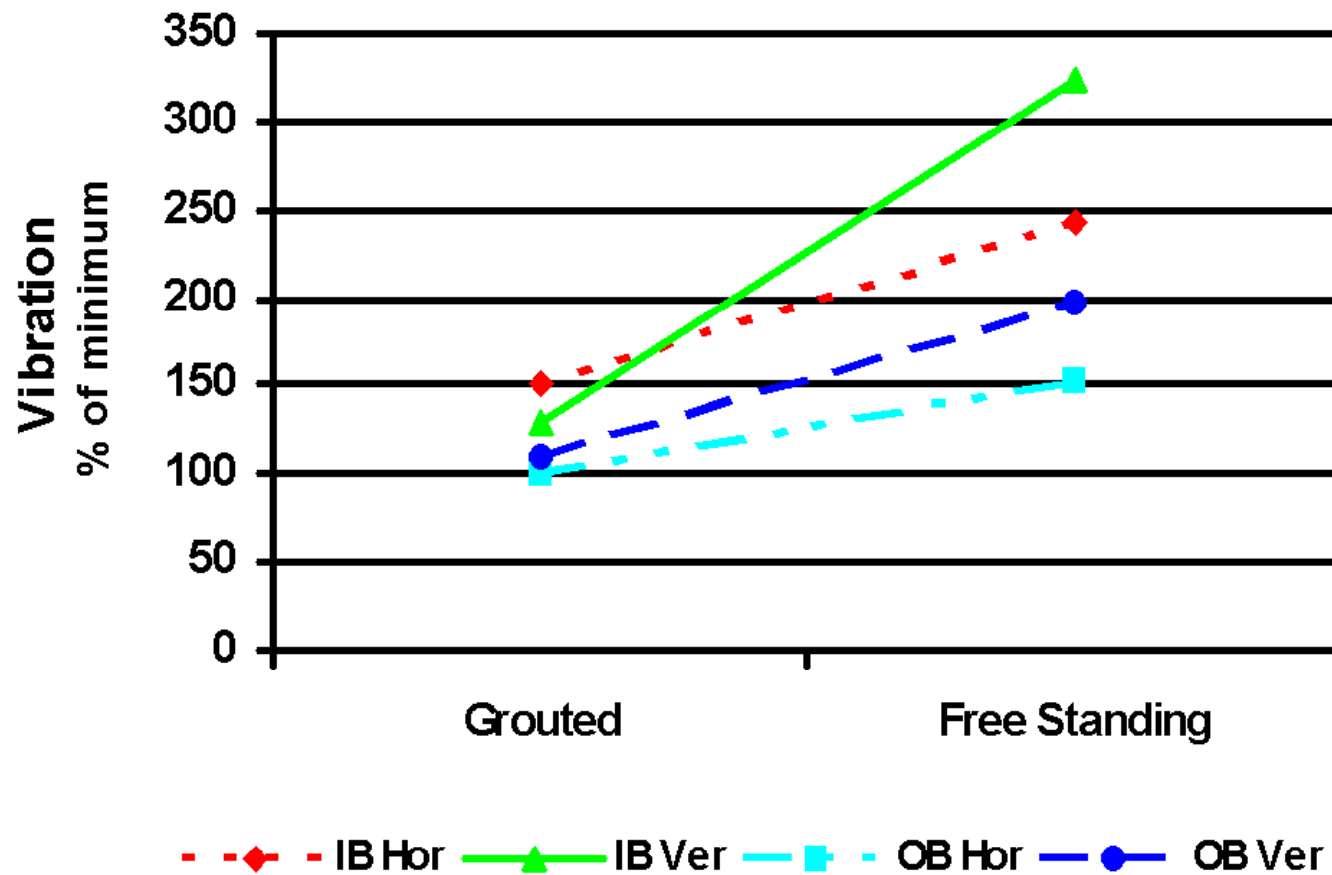
VIBRATION vs SPEED





振動與底座

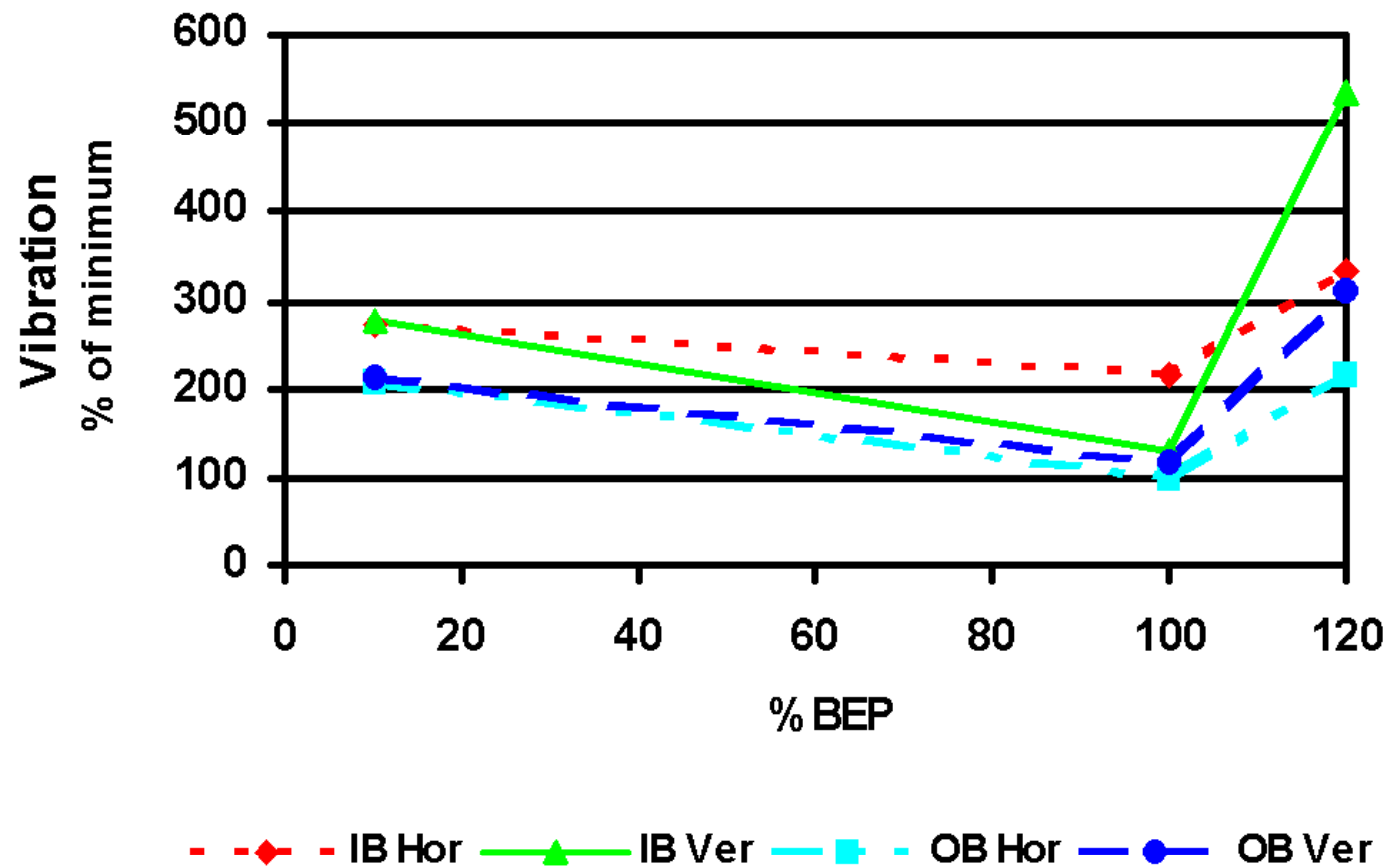
VIBRATION vs BASEPLATE



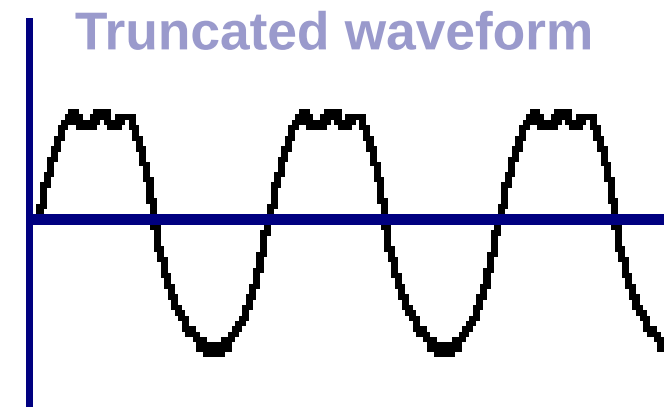
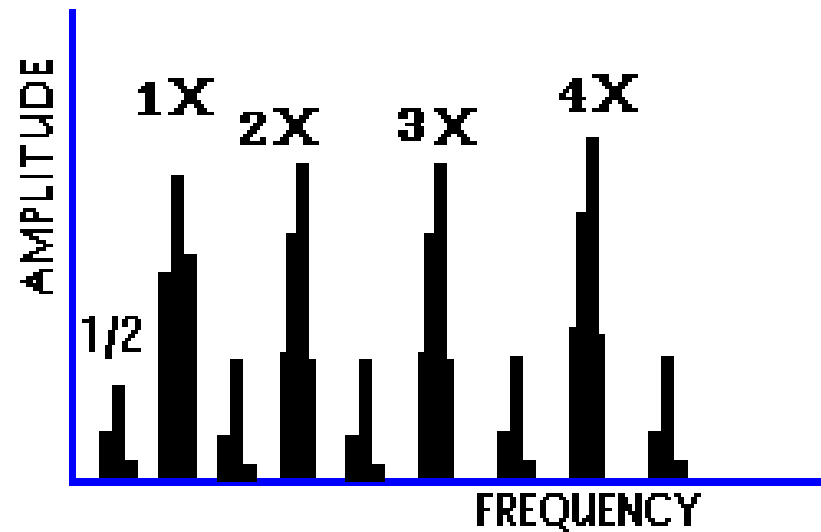


振動與流量

VIBRATION vs % BEP



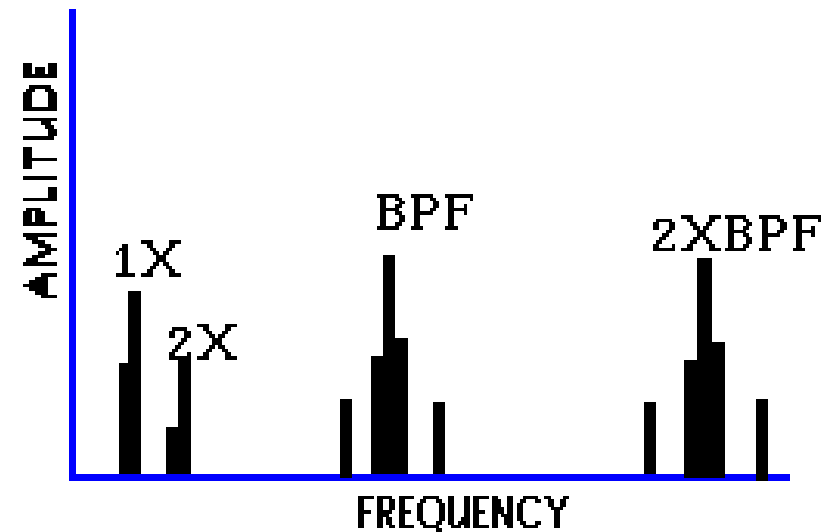
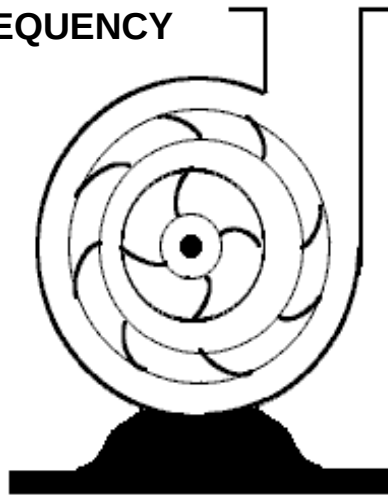
轉子摩擦



- 與機械不緊密性有相似的頻譜。
- 通常產生一系列可以激發自然頻率的頻率。
- 副諧振頻率可能出現。
- 摩擦可能是部分或透過一次完全的運轉週期。

水力和空氣動力學的力

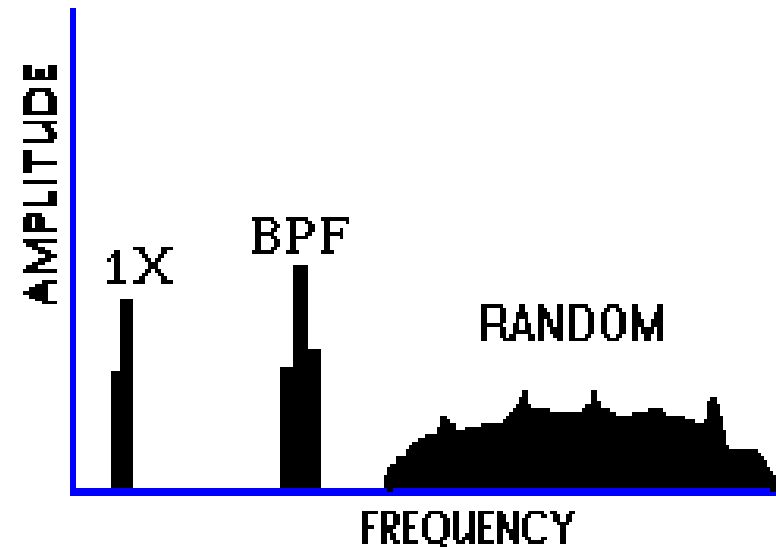
BPF = BLADE PASS
FREQUENCY



- 假如葉片與機殼之間的間隙是不相等時，葉片間通過頻率可能有高的振幅。
- 如果軸上葉輪磨損環干涉，其高的葉片數倍頻可能呈現。
- 偏心轉子能引起在葉片數倍頻的振幅。

水力和空氣動力學的力

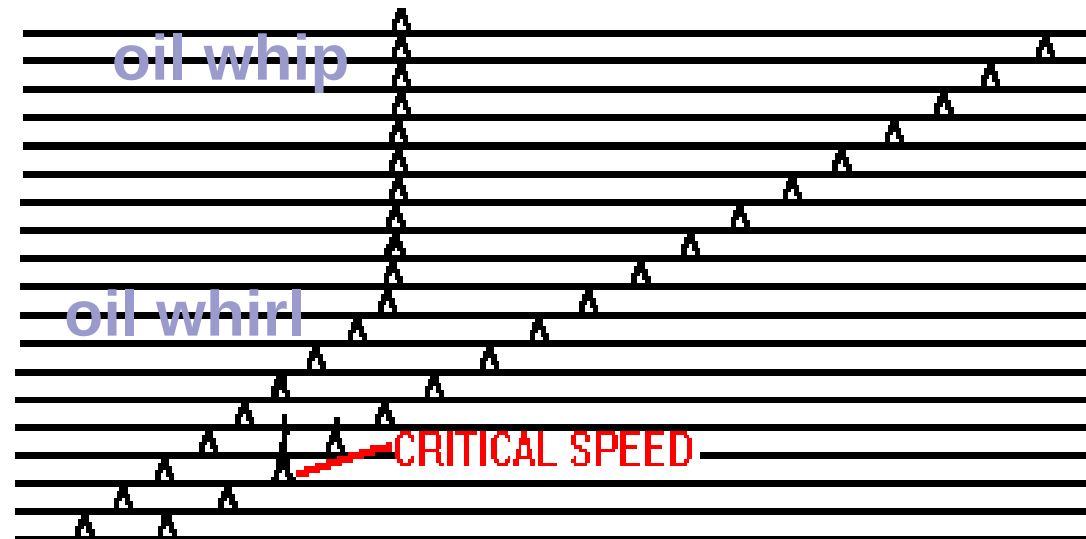
空蝕



- 空蝕將產生與葉片數倍頻(BPF)諧振之隨機或高頻寬能量的疊加。
- 通常指示不適當的吸入壓力。
- 葉輪葉片和泵浦機殼的腐蝕是可能發生。
- 聽起來像礫石通過幫浦的聲音。

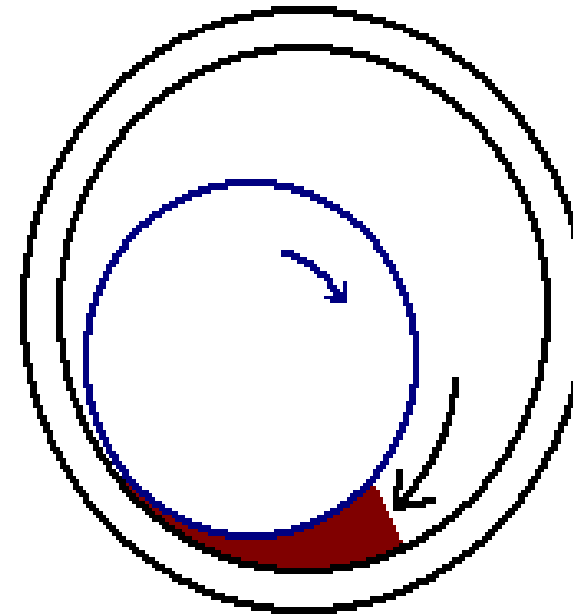
油膜拍擊之不穩定現象

- 油拍擊可能發生於在 $2X$ 轉子臨界頻率的操作點。
- 當轉子運轉至 $2X$ 臨界轉速時，油旋轉接近於臨界和過高的振動將阻止油膜來資助主軸。
- 油旋轉速度將鎖定轉子的臨界頻率。若速度增加其拍擊頻率將不在增加。



油膜旋轉之不穩定現象

- 通常發生在42-48%的運轉速度。
- 振幅有時是劇烈。
- 旋轉本來不是穩定的，由於它增加離心力而增加旋轉力。





電機故障之特徵頻率

故障類型	特徵頻率
氣隙不均	有 $2F_L + nF_p$ 以及 $N_r + nF_p$ 之頻叢產生。 ($n=1,2,3,\dots$)
轉子條斷裂	有 $2F_b + nN_r$ 之頻叢產生。 ($n=1,2,3,\dots$)
相不平衡	產生 $2F_L$ 電源頻率。

交流電頻率： F_L (50Hz or 60Hz)

轉子極數： P

馬達轉速： N_r (rpm)

轉子條數： B

磁場同步轉速： N_s (rpm) = $30 * F_L / P$

轉差(滑差)頻率： F_s (rpm) = $N_s - N_r$

極通頻率： F_p (rpm) = $P * F_s$

轉子條通過頻率： F_b (rpm) = $B * N_r$



轉子系統故障之特徵頻率

故障類型	特徵頻率
轉子不平衡	軸向或徑向的1X幅值較大，而諧波頻率較小。
軸彎曲	此問題會引起軸向的振動。軸中心處彎曲會造成1X的振動；若靠近聯軸器的彎曲會造成2X的振動。
不對心	角度不對心:典型出現1X和2X頻率的軸向振動。 平行不對心:通常出現1X和2X的徑向振動，且 2X 比 1X 大。 當角度或平行等嚴重不對心時，會在4X~8X的
鬆動	轉速頻率及諧波頻率有明顯增大的趨勢。



主軸撓曲

Y = 主軸撓曲

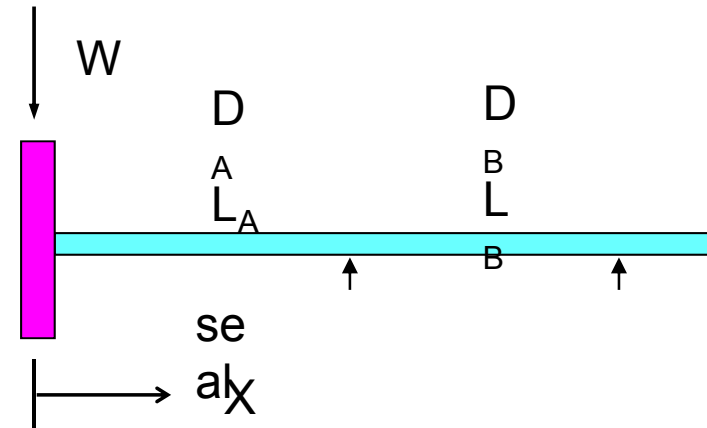
L_A, L_B = 距離

D_A, D_B = 軸徑

I_A, I_B = 不同軸徑的慣性矩.

E = 主軸材質的彈性系數

W = 葉輪重量 + 水力徑向力



$$Y = \frac{W}{3E} \left(\frac{L_A^3}{I_A} + \frac{L_A^2 L_B}{I_B} \right) - \frac{W}{3E} \left[x \left(\frac{3L_A^2}{2I_A} + \frac{L_A L_B}{I_B} \right) - \frac{x^3}{2I_A} \right]$$

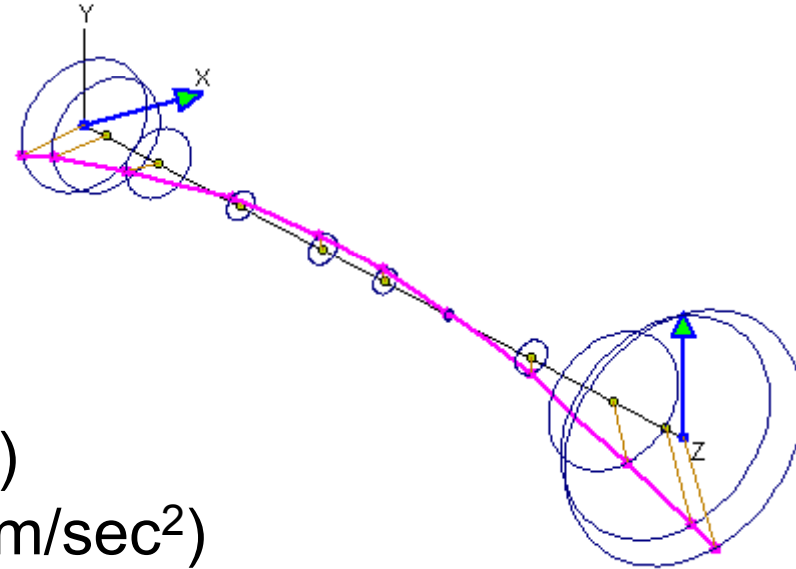
主軸之臨界轉速

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{Y}}$$

f = 振動頻率 (每秒振動數)

g = 重力加速度 (9.80665 m/sec^2)

Y = 軸之撓曲 (m)



滾珠軸承運轉之振動

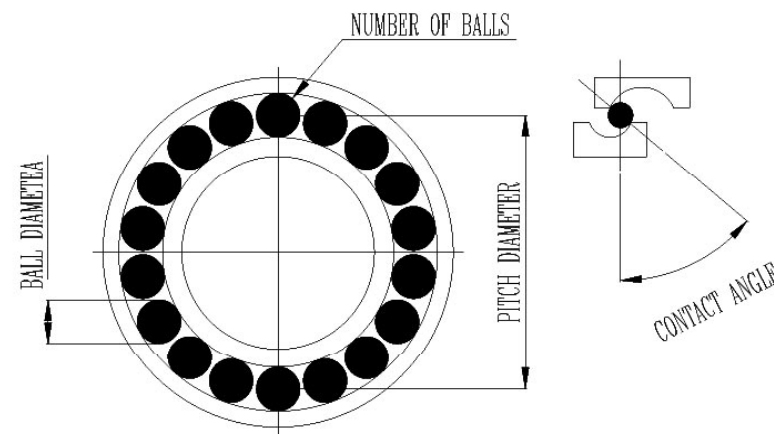
軸承由於滾珠與內外環接觸，當這些元件有瑕疵時，每次滾珠通過此處既產生一次小撞擊，而此撞擊頻率可由軸承幾何形狀與轉速而決定。



軸承損壞之特徵頻率

故障類型	特徵頻率(Hz)
基本軌跡頻率	$FTF = \frac{RPM}{2 \times 60} \left(1 - \frac{BD}{PD} \cos \theta \right)$
滾珠通過外圈頻率	$BPFO = \frac{Z \times RPM}{2 \times 60} \left(1 - \frac{BD}{PD} \cos \theta \right)$
滾珠通過內圈頻率	$BPFI = \frac{Z \times RPM}{2 \times 60} \left(1 + \frac{BD}{PD} \cos \theta \right)$
滾珠滾動頻率	$BSF = \frac{PD}{2 \times BD} \frac{RPM}{60} \left(1 - \left(\frac{BD}{PD} \right)^2 \cos^2 \theta \right)$

轉速：RPM
 軸承節徑：PD
 滾珠直徑：BD
 滾珠數：Z
 接觸角： θ





軸承損壞所造成振動頻譜特性

- 這些頻率可能與某些主要頻率（如主軸轉速、共振頻率、齒輪嚙合頻率等）調變，而以旁波(side band)方式出現。
- 可能出現這些頻率的倍頻信號。
- 可能連帶激發出某些元件的共振頻率。
- 軸承之損傷越嚴重，其旁波(side band)越多，即時域信號之PK與RMS值之比例降低。



軸承損壞之四個階段

- 階段一（約有10%~20%的 L_{10} 使用壽命）
在此階段，頻譜儀上並無明顯的變化，唯一可偵測的是**Spike Energy**上的變化**GSE**的總量可能從0~0.25左右。
- 階段二（約有5%~10%的 L_{10} 使用壽命）
在此階段，會聽見些許的軸承噪音，在速度單位上依然沒有什麼變化，但變成加速度單位就可看到些許的振幅，如果用**dB**則更明顯。
- 階段三（約有1%~5%的 L_{10} 使用壽命）
在此階段，軸承的零組件損壞頻率**BPFI**、**BPFO**、**BSF**、**FTF**均會出現在速度單位上的頻譜，此時軸承內徑滑軌道或滾珠均會出現裂痕或損壞。
- 階段四（約有1hr至1%的 L_{10} 使用壽命）
1倍頻的振幅會增加，**2X**、**3X**的階波則會增加。但**Spike Energy**會下降。此時各零件的自然頻率可能會消失在頻譜上，繼而代之的是一些高頻的雜訊及階波。