

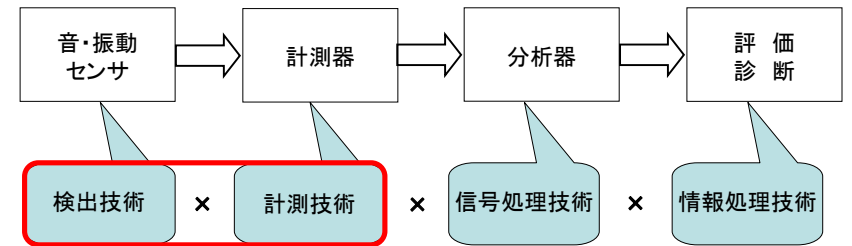
第4回 状態監視振動診断技術者コミュニティ

事例に基づいた状態監視
信号処理技術のノウハウ

博士(工学) 小村 英智

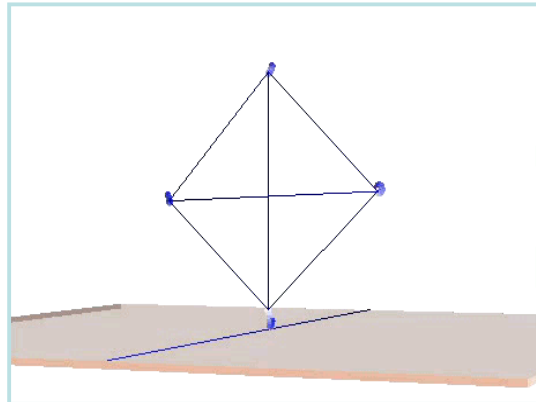
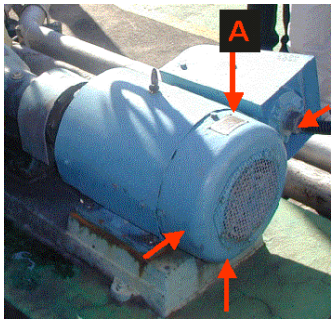
3DIM 技研

状態監視技術

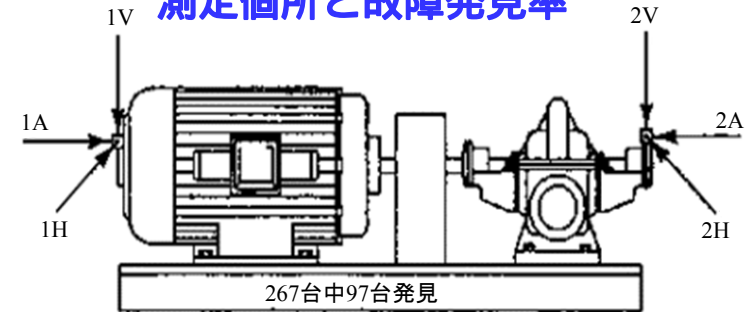


状態監視技術は、これら各技術の総合したものであり
各技術の積で結果が求まる。
何れかの技術が乏しいと期待する結果が得られない。

異常モータの事例
左右に大きく振動する

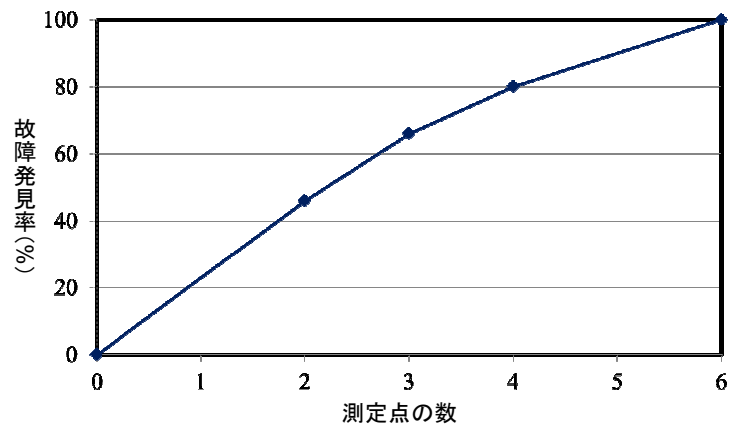


測定箇所と故障発見率



測定箇所と測定方向	故障発見台数	故障見逃台数	故障発見率
1A, 1V, 1H, 2A, 2V, 2H	97	--	100%
1A, 1V, 2A, 2V	78	19	80%
1A, 1V, 2V	64	33	66%
1V, 2V	45	52	46%
1H, 2H	45	52	46%

測定箇所と故障発見率

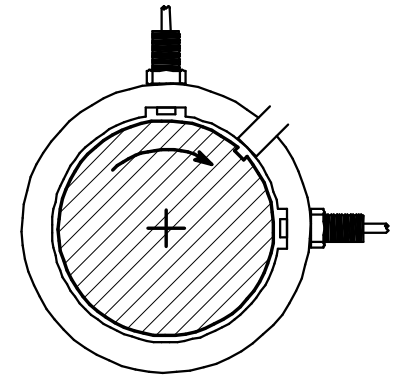


"Using Transducers for Machinery Fault Detection", Bert Lundgard, DLI Engineering, published in Sensors magazine, November, 1988, by Helmers Publishing Inc., Peterborough, NH.

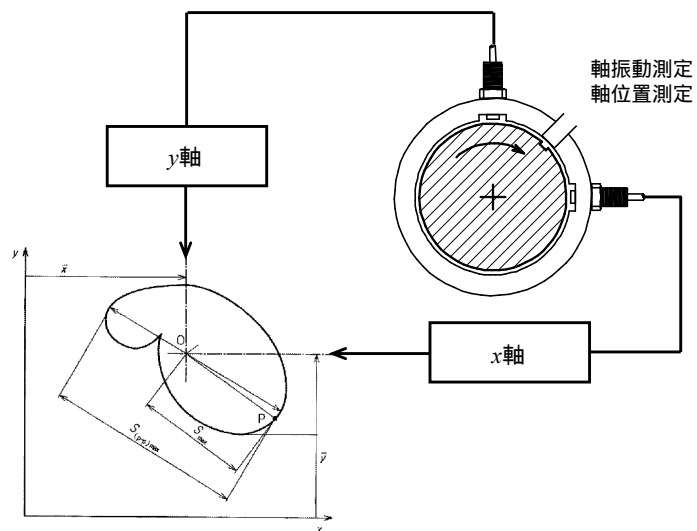
変位の測定

変位は鉛直方向, 水平方向, 軸方向の並進振動で3次元振動

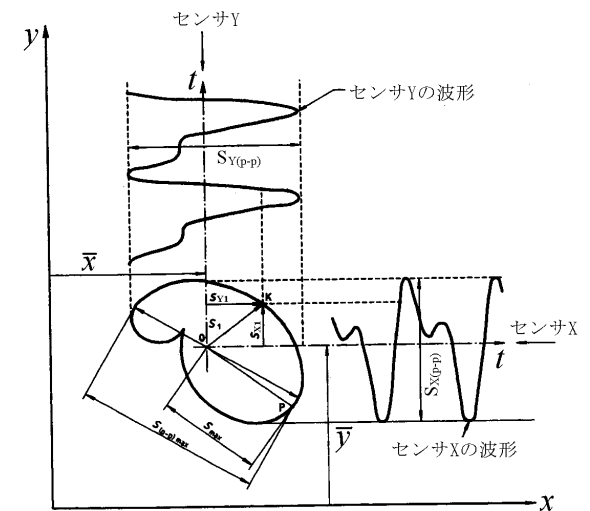
回転軸に対して垂直方向と水平方向の2次元測定で十分



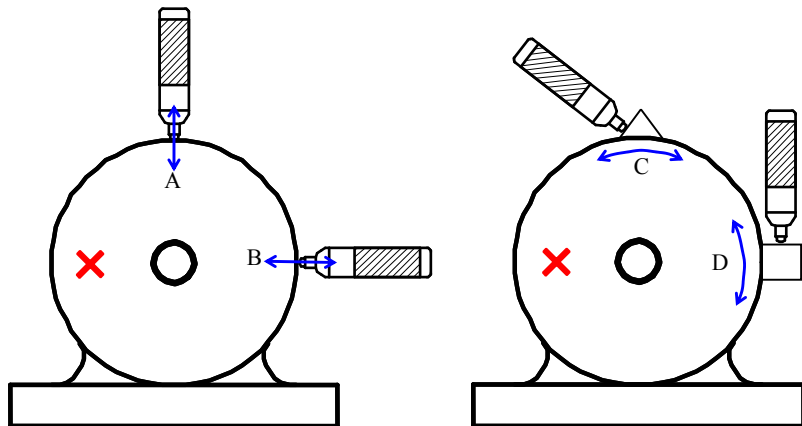
2軸の変位測定



軸位置の軌跡



タンジェシャル振動



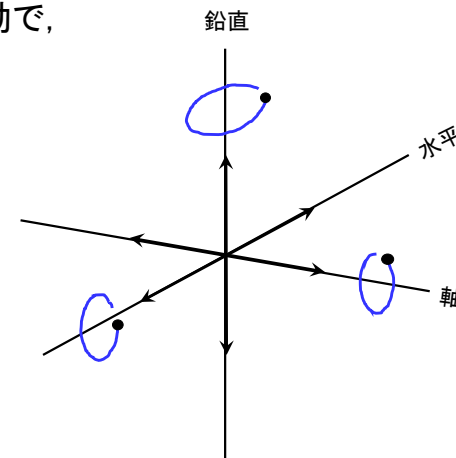
- vertical 鉛直方向
- horizontal 水平方向
- axial 軸方向

- radial 半径方向, 押し当て方向
- tangential 正接tangent方向
- axial 軸方向

振動速度の次元数

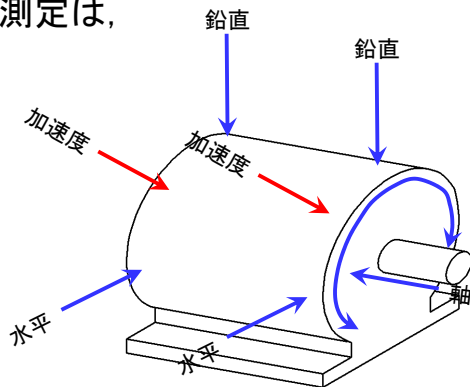
振動速度は剛体振動で,

鉛直方向,
水平方向,
軸方向
と
鉛直軸の回転,
水平軸の回転,
軸方向の回転
の 6 次元



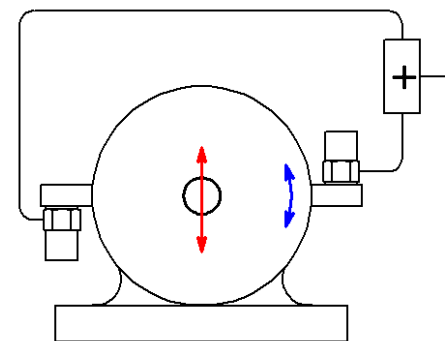
振動速度の測定

回転機械の振動測定は,
鉛直方向,
水平方向,
軸方向
の並進 3 次元と
軸方向の回転
の 4 次元



振動加速度は弾性波振動で 1 次元

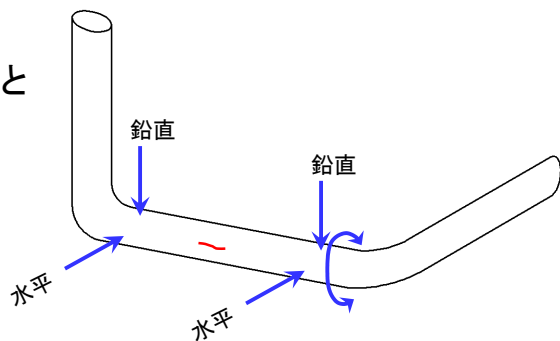
タンジェシャル振動



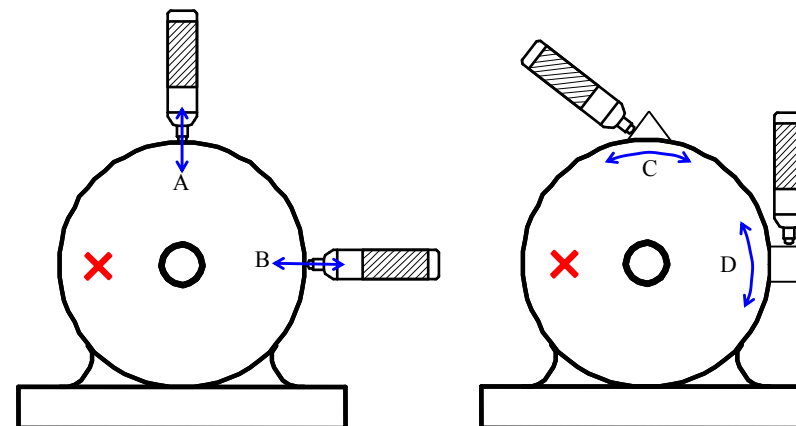
- 同じ感度の加速度センサーを並列に接続する.
- 赤の上下方向の振動は打ち消し合う.
- 青の正接方向の振動は二倍になる.

振動速度の測定

配管は、鉛直方向、水平方向、の並進2次元と配管の回転の3次元



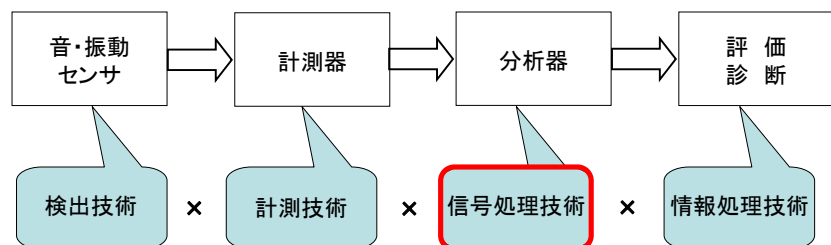
タンジェンシャル振動



- vertical 鉛直方向
- horizontal 水平方向
- axial 軸方向

- radial 半径方向, 押し当て方向
- tangential 正接tangent方向
- axial 軸方向

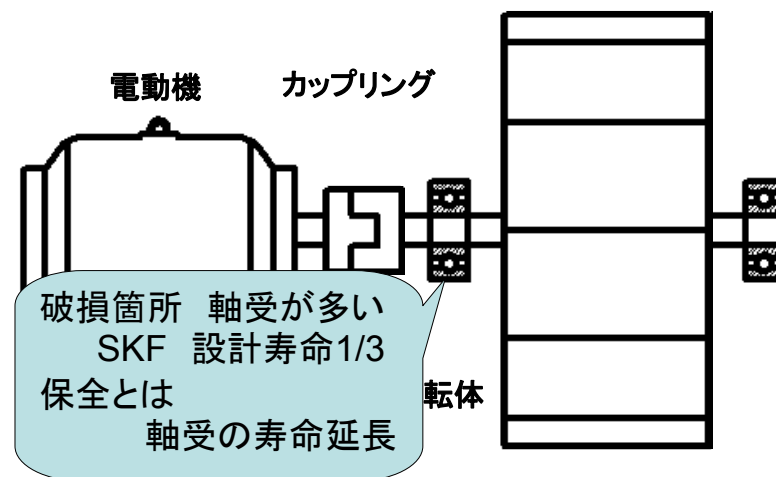
状態監視技術



フーリエ(Fourier)解析
 ヒルベルト(Hilbert)変換
 ケプストル(Cepstrum)解析
 フルスペクトル(Full spectrum)解析
 ウェーブレット(Wavelet)解析

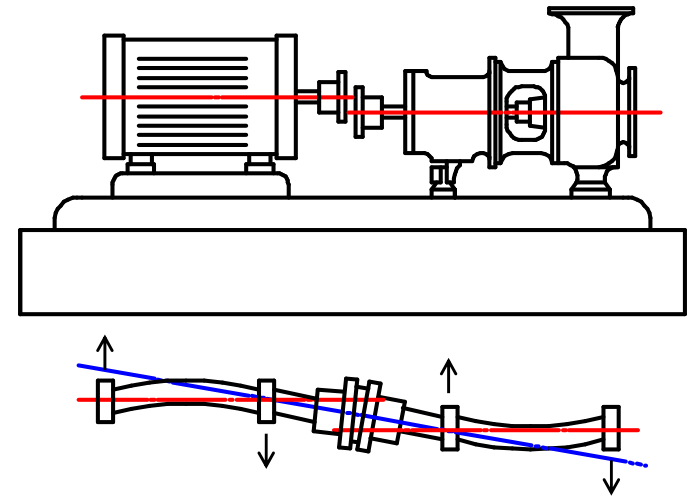
フーリエスペクトルの加工処理
 振幅確率密度関数の加工処理

回転機械の構成

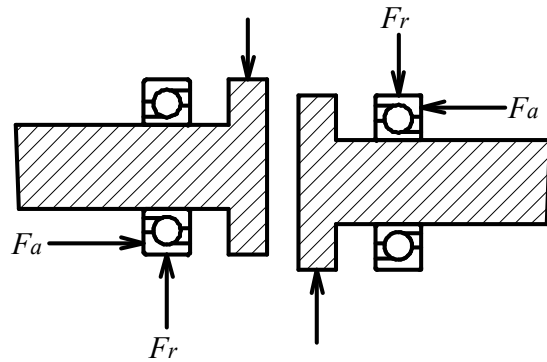


構造系異常

ミスアライメントによるストレス(2)



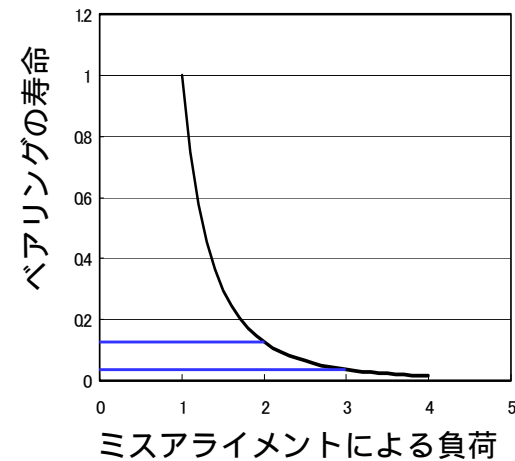
ミスアライメントによる軸受の寿命



$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^3$$

$P = F_r + F_a$: ベアリングに掛かる負荷
 C : ベアリングに特有な定数
 L_{10} : ベアリングの寿命時間

ミスアライメントによる軸受の寿命



負荷が 2倍



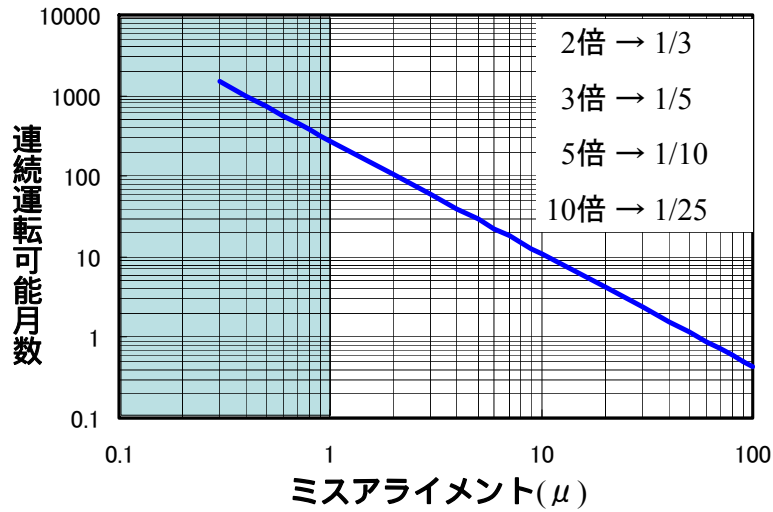
寿命は 1/8

負荷が 3倍



寿命は 1/27

ミスアライメントと回転機械の寿命

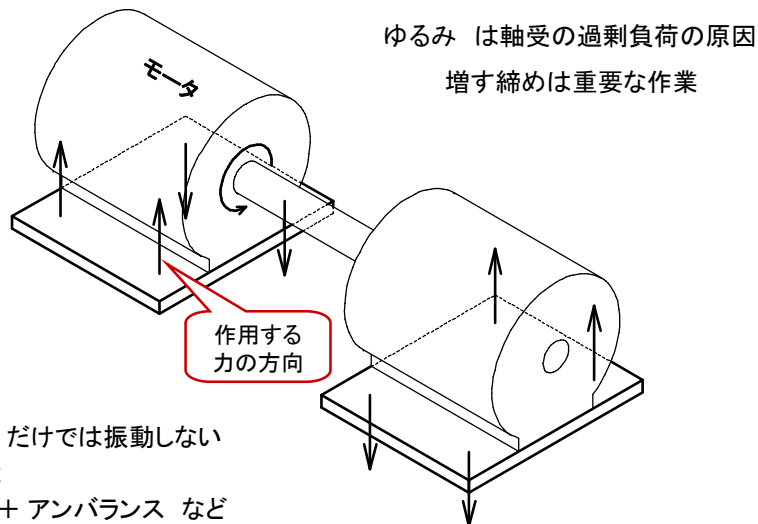


偏心量, 偏角量の許容値 (参考値)

単位: mm

回転数	円周方向(α) 偏心量		面方向(β) 偏角量	
	新設	修理	新設	修理
1,800以下	0.03	0.05	0.02	0.03
1,800 ~ 3,600 rpm	0.02	0.03	0.01	0.02
3,600 ~ 9,500 rpm	0.01	0.02	0.005	0.01
9,500 ~ 30,000 rpm	0	0.005	0	0.005

ゆるみとガタ



ゆるみ だけでは振動しない
ガタ は
ゆるみ + アンバランス など

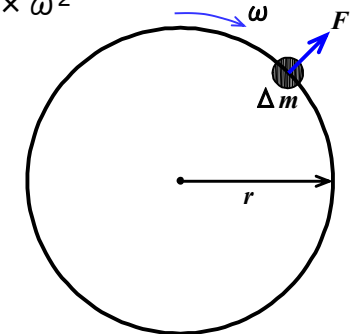
アンバランス力(遠心力)

$$\text{アンバランス力}(F) = \underbrace{\text{質量}(\Delta m) \times \text{回転半径}(r)}_{\text{不つり合い}(U)} \times \omega^2$$

$$\text{アンバランス力}(F) = \text{不つり合い}(U) \times \omega^2$$

・不つり合い(U) = 質量(Δm) × 回転半径(r)

・不つり合い(U) = 総質量(m) × 偏心量(e)



アンバランスと軸受寿命

$$H = \left(\frac{C}{L + 6.7753 \times 10^{-5} MVF} \right)^3 \times \left(\frac{16667}{RPM} \right)$$

ここで:

- H = 転がり軸受の寿命(時間)
- C = 軸受の基本動定格荷重(ポンド)(製造メーカーの仕様)
- L = 軸受に掛かる負荷(ポンド)
- M = 振動に対抗する質量の重さ(ポンド)
- V = 測定された振動速度(インチ/s)
- F = 振動周波数(CPMかRPM)

Balancing, Identification and Correction
Lance Bisinger : Computational Systems Incorporated Knoxville, TN 37932

アンバランスと軸受寿命

$$H = \left(\frac{C}{L + 1.6 \times 10^{-4} MVF} \right)^3 \times \left(\frac{277.78}{F} \right)$$

ここで:

- H = 転がり軸受の寿命(時間)
- C = 軸受の基本動定格荷重(kg)(製造メーカーの仕様)
- L = 軸受に掛かる負荷(kg)
- M = 振動に対抗する質量の重さ(kg)
- V = 測定された振動速度(mm/s)
- F = 振動周波数(Hz)

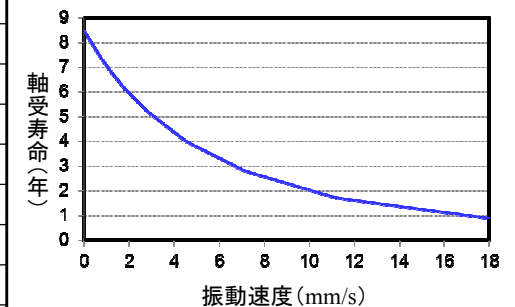
ISO10816-1の判定基準 振動速度 mm/s (rms)

区分境界の値 (mm/s)	クラス I	クラス II	クラス III	クラス IV
45	D	D	D	D
28				C
18				B
11.2				A
7.1	C	C	B	B
4.5				A
2.8				A
1.8	B	B	A	A
1.12				A
0.71	A	A	A	A
0.45				A
0.28	A	A	A	A

アンバランスと軸受寿命の例

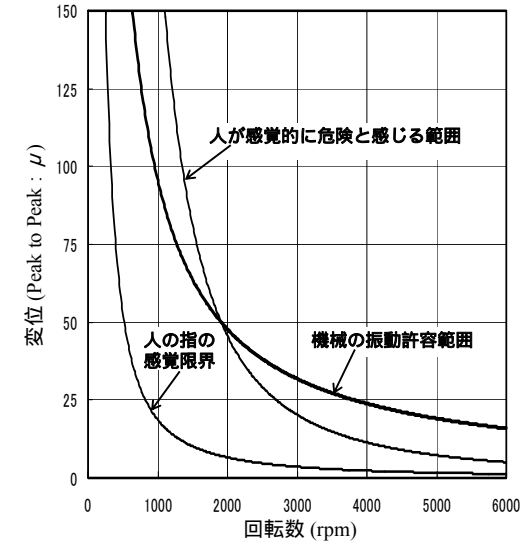
- C = 軸受の基本動定格荷重 10,000 kg
- L = 軸受に掛かる負荷 500 kg
- M = 振動に対抗する質量の重さ 6,500 kg
- F = 振動周波数 30 Hz

振動速度値	軸受寿命(年)
18.0 mm/s	0.88
11.2 mm/s	1.72
7.1 mm/s	2.81
4.5 mm/s	4.02
2.8 mm/s	5.22
1.8 mm/s	6.14
1.12 mm/s	6.90
0.71 mm/s	7.42
0.0 mm/s	8.46



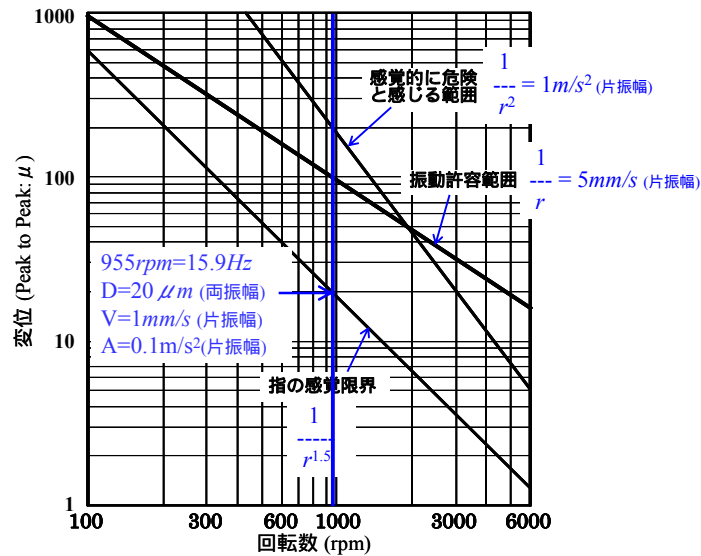
構造系異常の絶対判定

S.J.Shuey 「人の指先の振動感度」

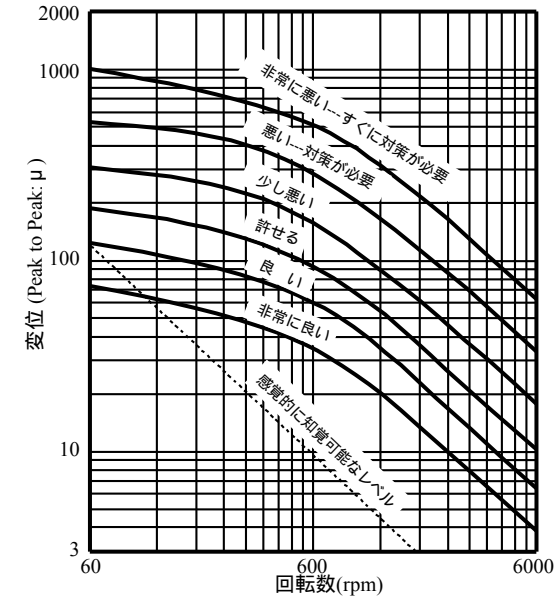


Power Engineering誌
1973年5月

S.J.Shuey 「人の指先の振動感度」



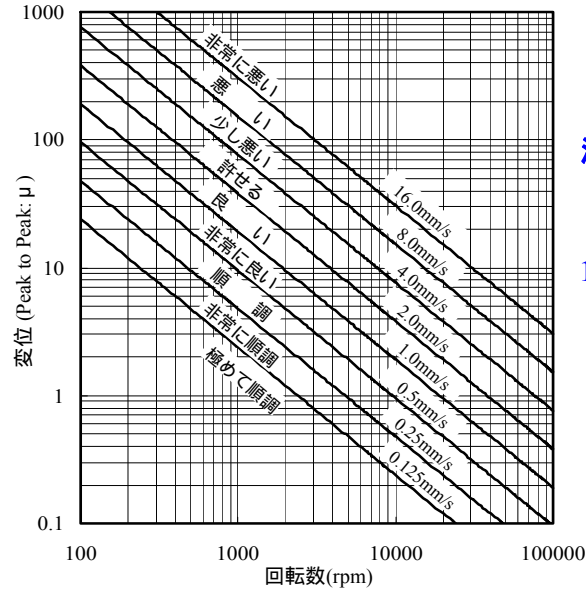
T.C.Rathbone チャート



Power Plant Engineering誌
1939年11月

1区分
おおむね
5dB間隔

IRD 一般機械用振動許容チャート



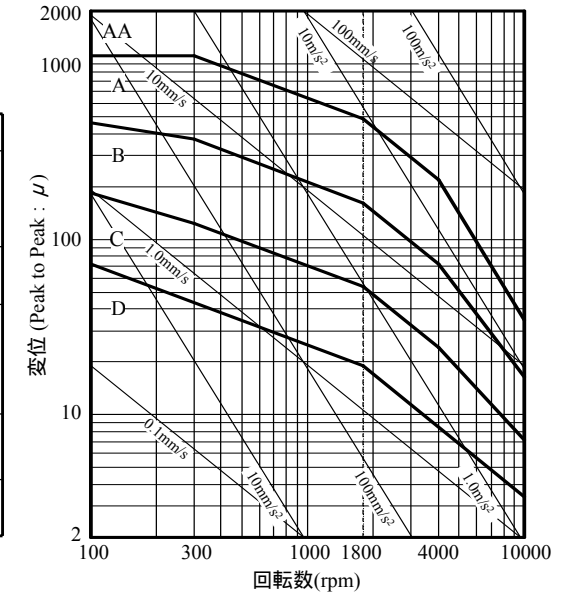
測定値が
振動速度

1区分
6dB間隔

M.P.Blake 振動新基準チャート

サービス係数

係数	設 備
2	つり上げられた状態のスティックシャフト型遠心分離機、多段渦巻ポンプ、特性不明な種々の装置
1.6	タービン、タービン発電機、回転型圧縮機
1	単段渦巻ポンプ、電動機、送風機 一般的な化学装置用機器 (重要度の低いもの)
0.5	シャフトサスペンド型遠心分離器
0.3	リンクサスペンド型遠心分離器



ISO2372の判定基準 振動速度 mm/s (rms)

区分境界の値 (mm/s)	クラス I	クラス II	クラス III	クラス IV
45				
28				D
18			D	
11.2		D		C
7.1	D		C	
4.5		C		B
2.8	C		B	
1.8		B		A
1.12	B		A	
0.71		A		
0.45	A			
0.28				

クラス I : 15kW以下のモーター
 クラス II : 15kW ~ 75kWのモーターや300kW以下の機械
 クラス III : 剛な重い基礎に据え付けた大型機械
 クラス IV : 比較的柔い基礎に据え付けた大型機械

1974年

ISO10816-1の判定基準 振動速度 mm/s (rms)

Range of typical zone boundary values r.m.s. vibration velocity (mm/s)			
45			
28			
18			
14.7			Zone boundary C/D 4.5 to 14.7
11.2			
9.3			Zone boundary B/C 1.8 to 9.3
7.1			
4.5		Zone boundary A/B 0.71 to 4.5	
2.8			
1.8			
1.12			
0.71			
0.45			
0.28			

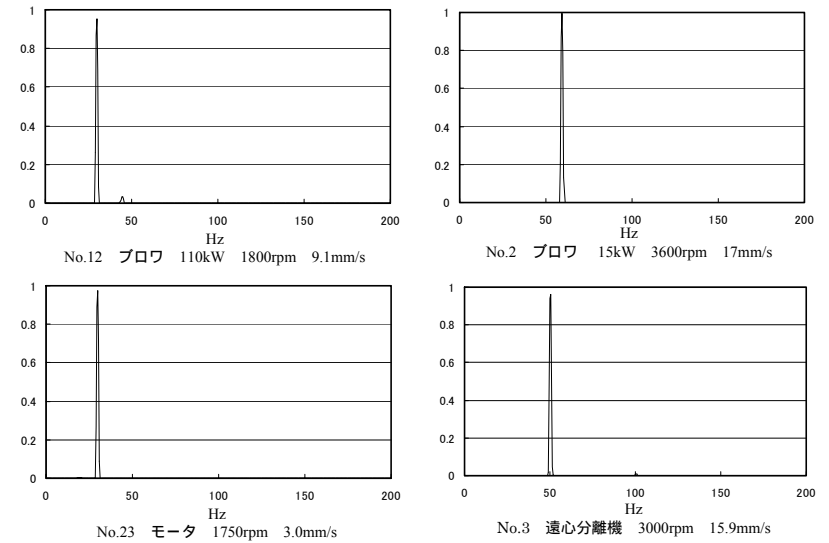
2009

フーリエスペクトルの加工処理

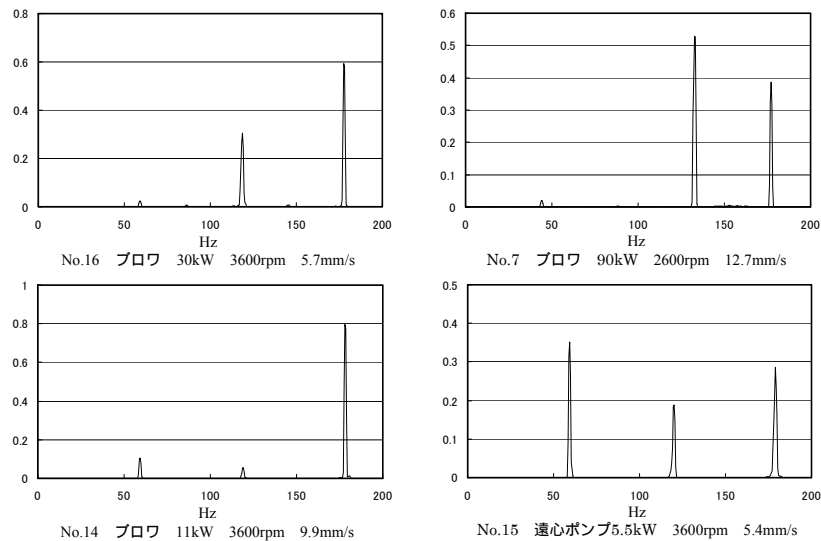
対象

アンバランス
ミスアライメント
緩み, ガタ

アンバランスのスペクトル例



ミスアライメントのスペクトル例

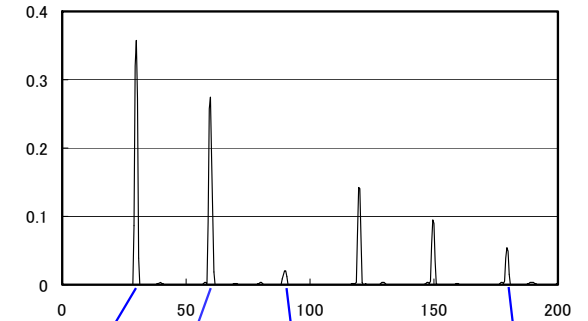


振動数領域の劣化パラメータ

$$a_{ps} = \sum p(f_i)$$

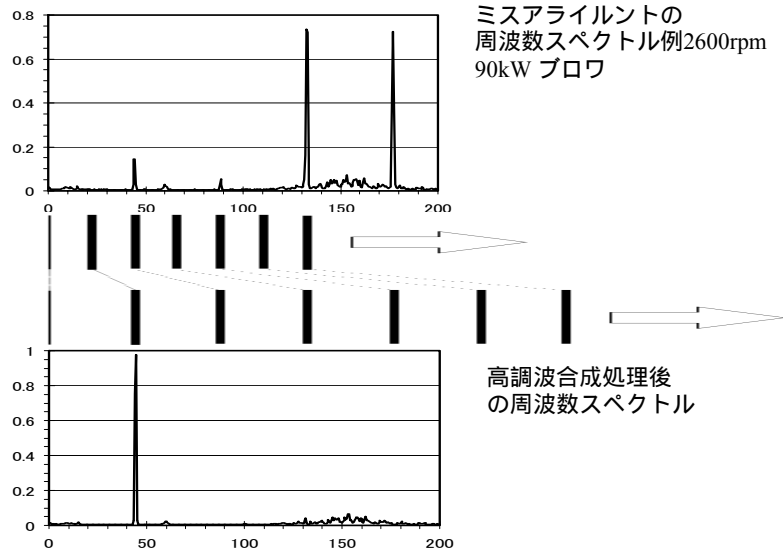
$$s(f_i) = p(f_i) / a_{ps}$$

f_{sd} : 異常値

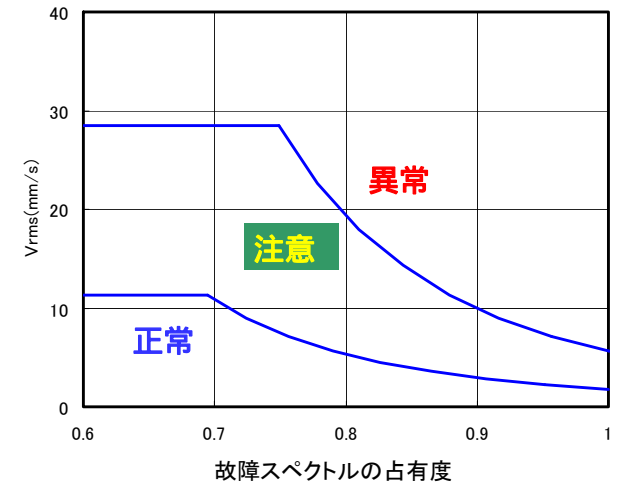


$$f_{sd} = s(f_r) + s(2f_r) + s(3f_r) + \dots + s(nf_r)$$

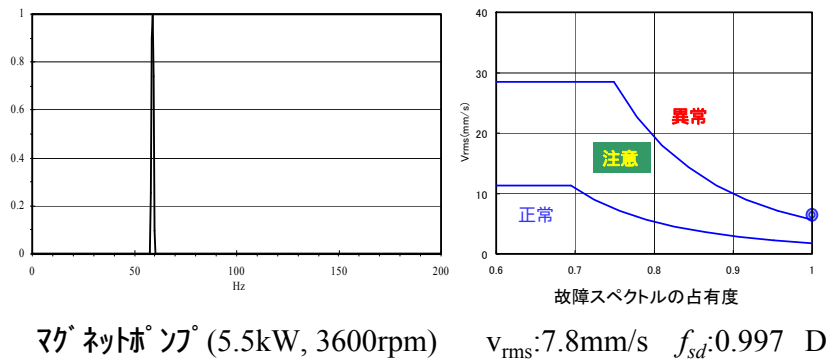
高調波合成処理の例



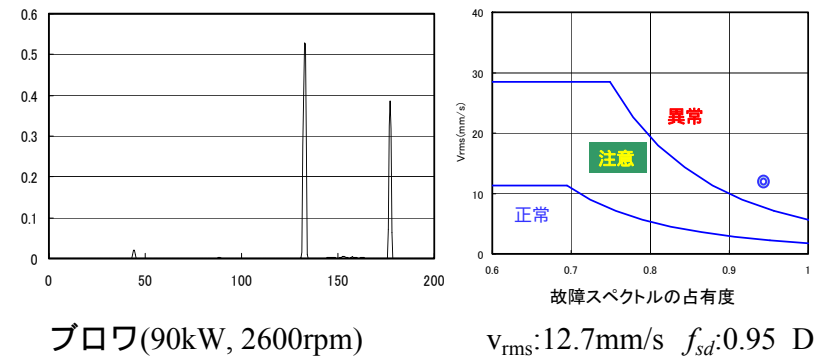
振幅領域と振動数領域による判定チャート



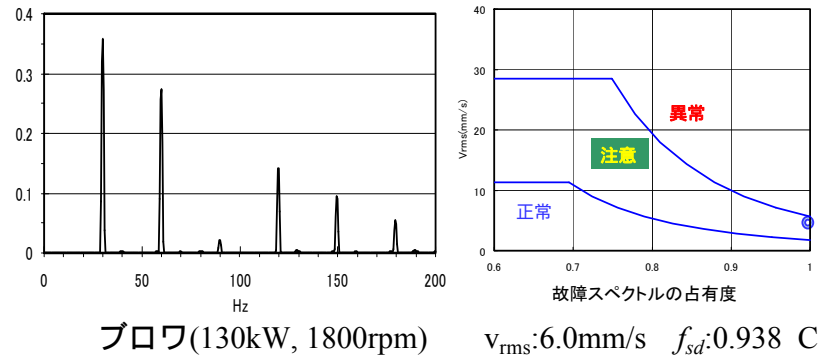
アンバランス状態の事例



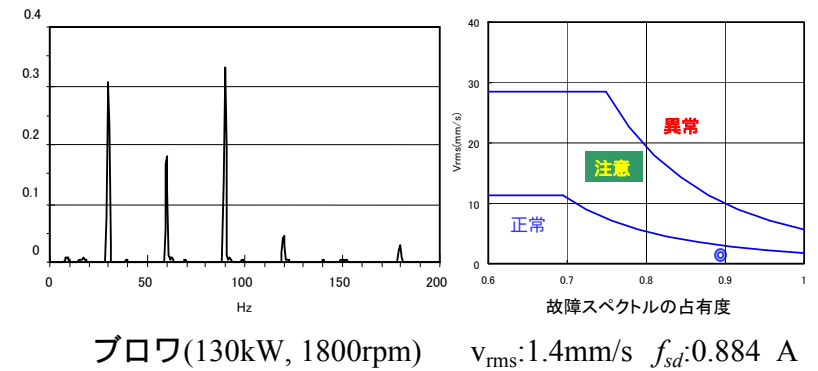
ミスアライメント状態の事例



ガタ状態の事例

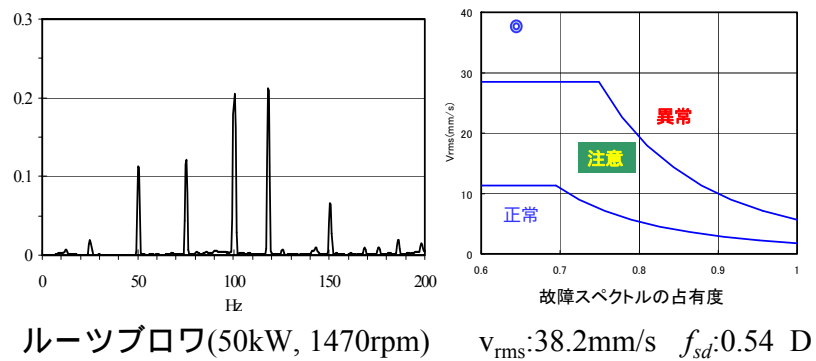


正常状態の事例

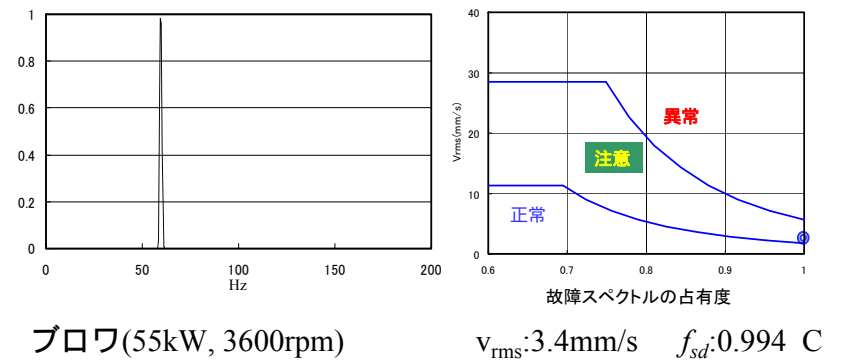


軸受に内輪傷があり

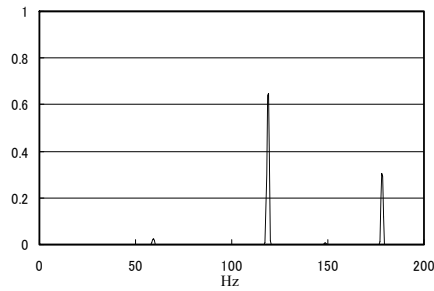
占有率が低いが v_{rms} が大きいので異常と診断した事例



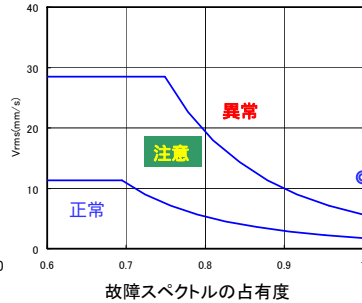
正常を注意(アンバランス)と誤診した事例



正常を異常(ミスライメント)と誤診した事例



ルーツプロワ(1800rpm)



$V_{rms}: 11.6 \text{ m/s} \quad f_{sd}: 0.99 \text{ D}$

振幅確率密度関数の加工処理

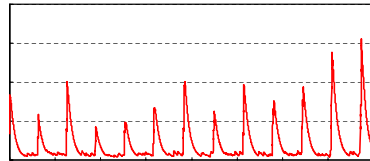
対象

転がり軸受

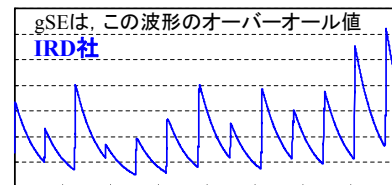
HFD, gSEとは

HFD: High frequency demodulation

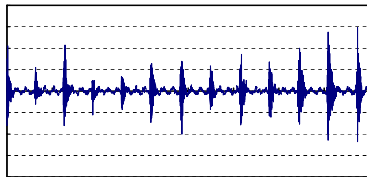
HFDは、この波形のオーバーオール値



Hilbert変換 または エンベロープ波形

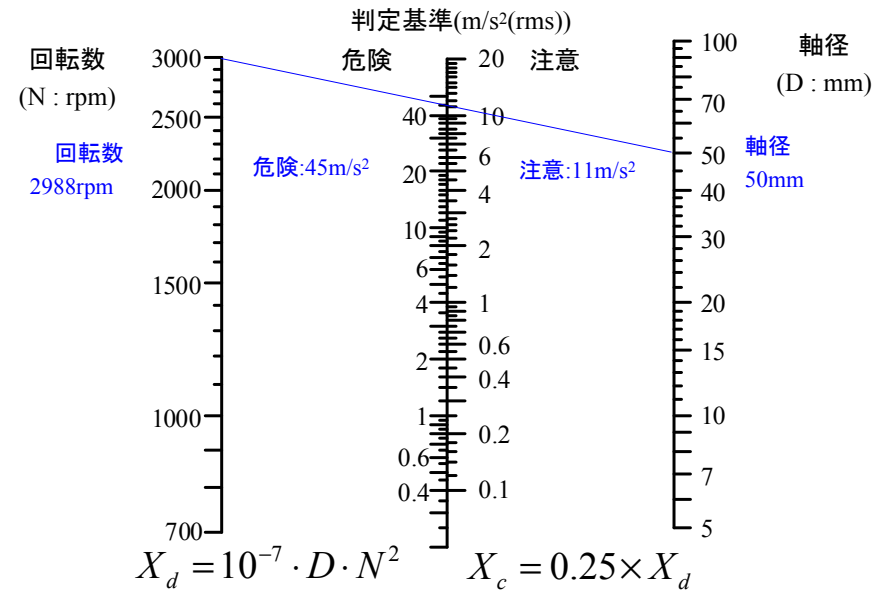


振動加速度のp-p値の波形

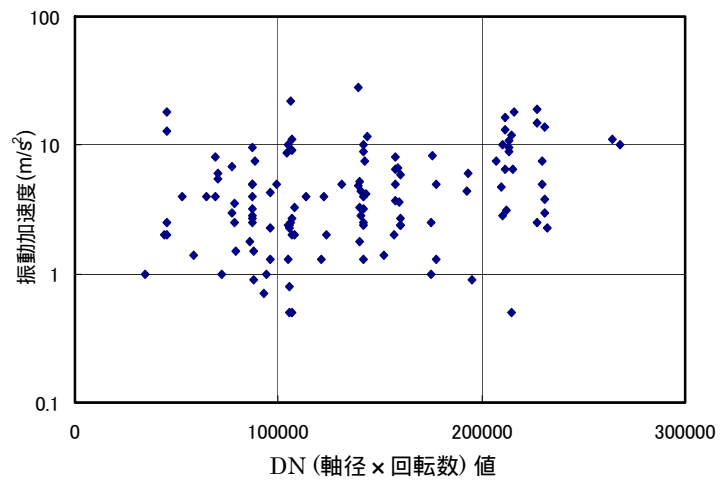


外輪欠陥のある振動加速度波形

転がり軸受の判定基準の例

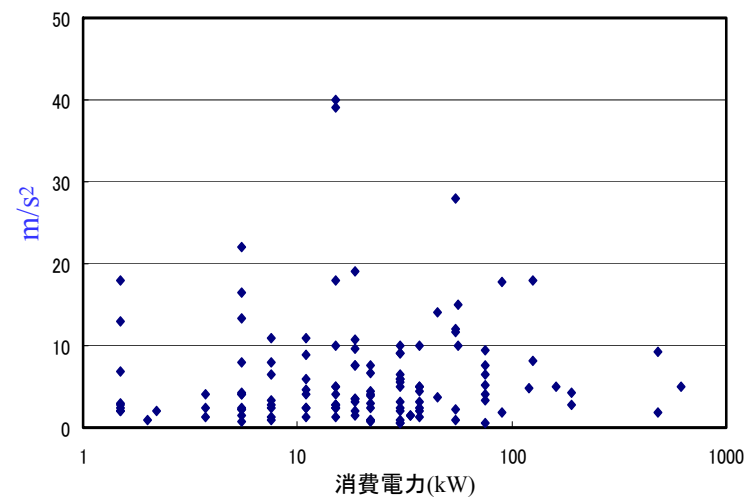


DN値と振動加速度の関係



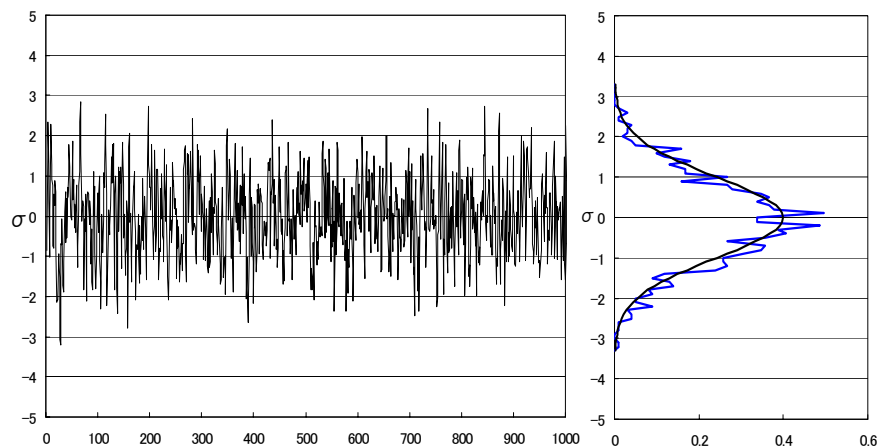
出典: 昭和エンジニアリング(株)

診断パラメータと電力の関係



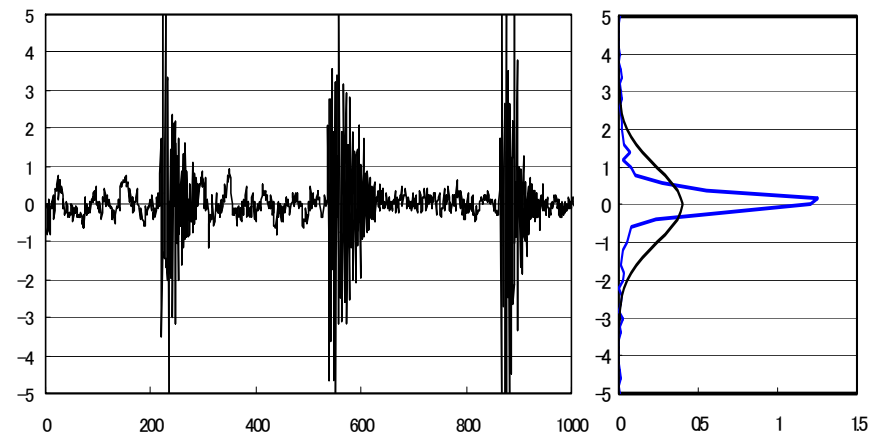
出典: 昭和エンジニアリング(株)

正常な転がり軸受の振幅確率密度関数



正規分布適合性検定：適合度0.85

傷のある転がり軸受の振幅確率密度関数



正規分布適合性検定：適合度0.005以下

豊田先生、曰く

正常な機械が発する音・振動の振幅確率密度関数は正規分布

正規分布からのズレ成分が異常成分

$$\underbrace{p(x)}_{\text{振動波形の}} = \underbrace{\varphi(x)}_{\text{正規分布}} + \underbrace{r(x)}_{\text{ズレ成分}}$$

振動波形の
振幅確率密度関数

 正規分布
(正常成分)

 ズレ成分
(異常成分)

確率密度関数のGram-Charlier級数展開

$$p(x) = c_0 \varphi^{(0)}(x) + \frac{c_1}{1!} \varphi^{(1)}(x) + \frac{c_2}{2!} \varphi^{(2)}(x) + \frac{c_3}{3!} \varphi^{(3)}(x) + \frac{c_4}{4!} \varphi^{(4)}(x) + \dots$$

$$\varphi(x) = e^{-\frac{x^2}{2}}$$

$$p(x) = \underbrace{\varphi(x)}_{\text{正常成分}} - \frac{c_3}{3!} H_3(x) \varphi(x) + \frac{c_4}{4!} H_4(x) \varphi(x) - \frac{c_5}{5!} H_5(x) \varphi(x) + \frac{c_6}{6!} H_6(x) \varphi(x)$$

正常成分

ズレ成分 (異常成分)

$$c_3 = -s_3$$

$$c_4 = s_4 - 3$$

$$c_5 = -s_5 + 10s_3$$

$$c_6 = s_6 - 15s_4 + 30$$

Gram-Charlier級数という。

H_n : エルミートの多項式

$$p(x) = \varphi(x) - \frac{s_3}{3!} (x^3 - 3x) \varphi(x) + \frac{(s_4 - 3)}{4!} (x^4 - 6x^2 + 3) \varphi(x) + \dots$$

x_i を実効値 σ で正規化すると

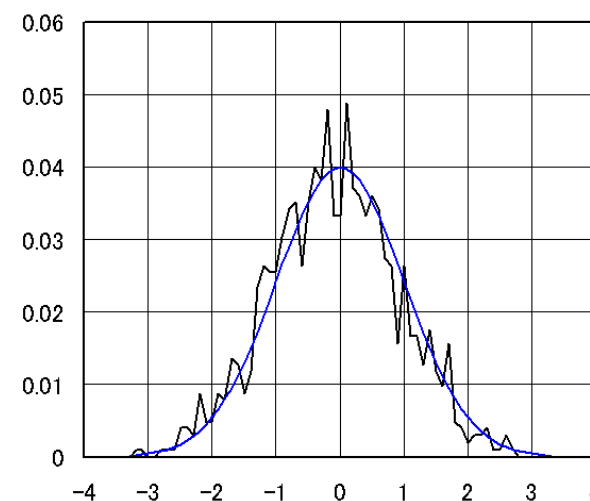
$$s_3 = \sum_{i=1}^n x_i^3 \quad \text{歪み度 (Skewness)}$$

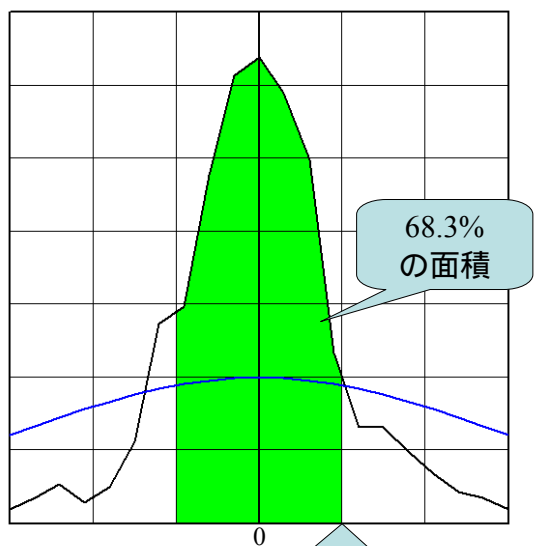
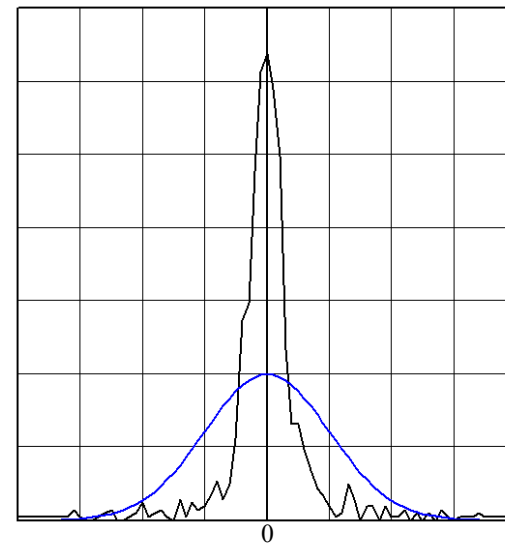
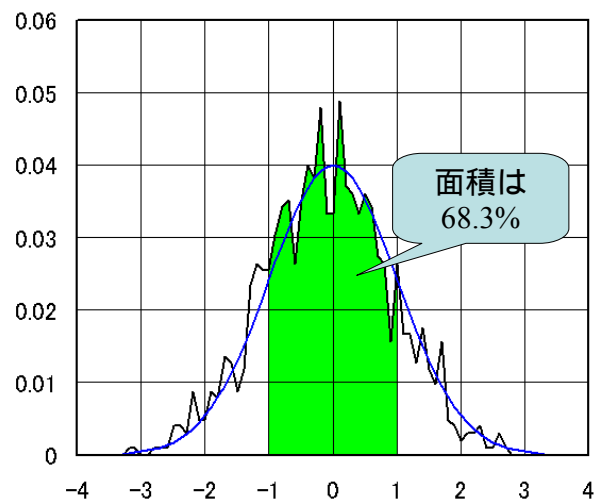
$$s_4 = \sum_{i=1}^n x_i^4 \quad \text{尖り度 (Kurtosis)} \quad \text{摩耗系劣化パラメータとして極めて有効。}$$

英国Southampton大学のR.M.Steward教授が提唱した

「正常な機械が発する振動の尖り度が3になる」ことが

Gram-Charlier級数展開を行うことで証明された。



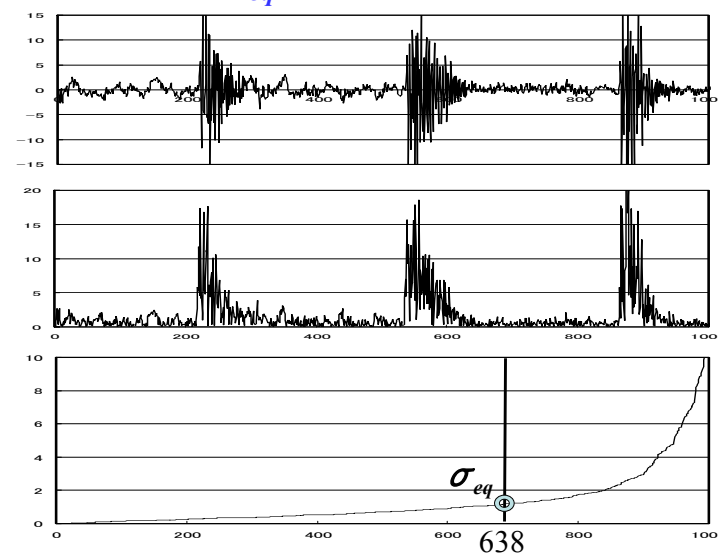


等価実効値

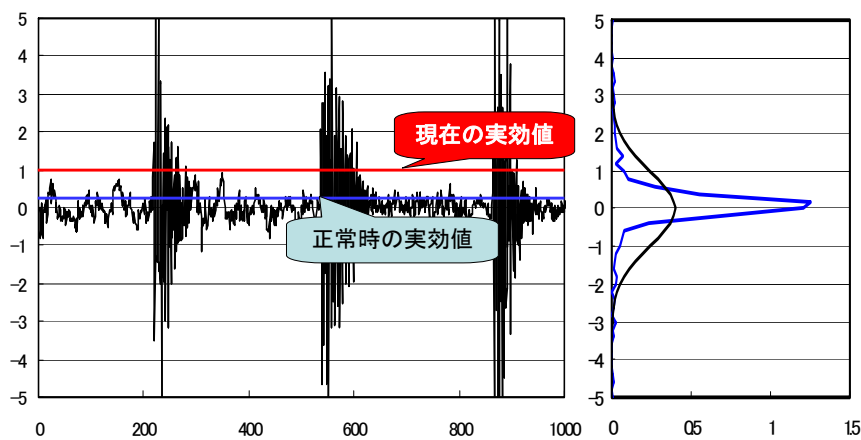
Equivalent rms : σ_{eq}

正常時の実効値に等価

σ_{eq} を求める方法



傷のある転がり軸受の振幅確率密度関数

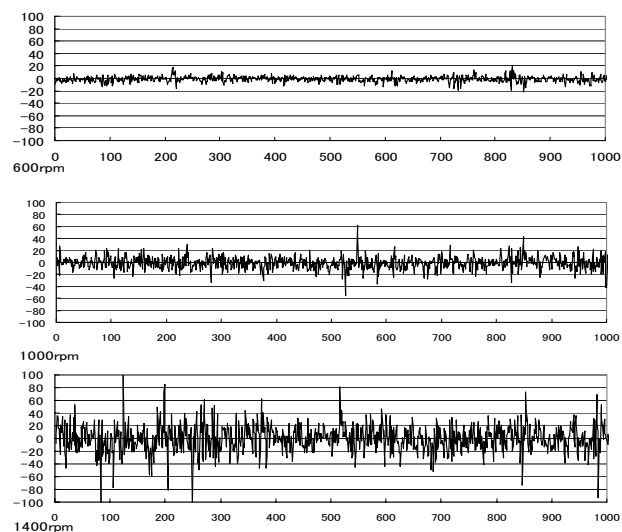


正規分布適合性検定：適合度0.005以下

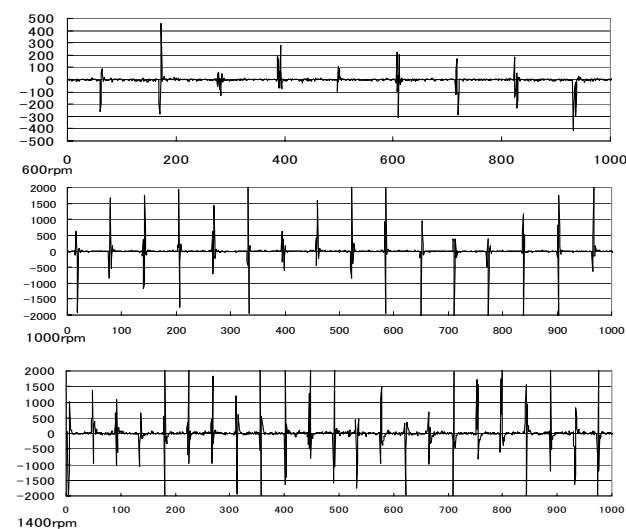
劣化パラメータ

	従来のパラメータ	新しいパラメータ
実効値比 Sigra	$c_2 = \frac{\sigma}{\text{判定基準}}$	$\beta_2 = \frac{\sigma}{\sigma_{eq}}$
尖り度 Kurtosis	$c_4 = \frac{\sum x_i^4}{\sigma^4} - 3$	$\beta_4 = \frac{\sum x_i^4}{\sigma_{eq}^4} - 3$

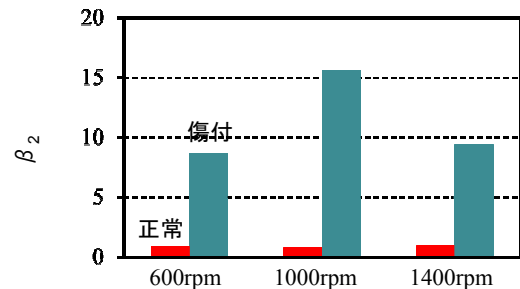
正常な転がり軸受の振動波形



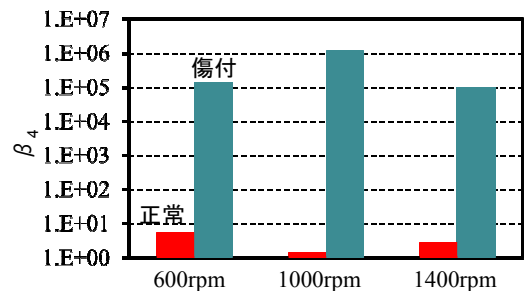
外輪傷のある転がり軸受の振動波形



回転速度による比較



$$\beta_2 = \frac{\sigma}{\sigma_{eq}}$$

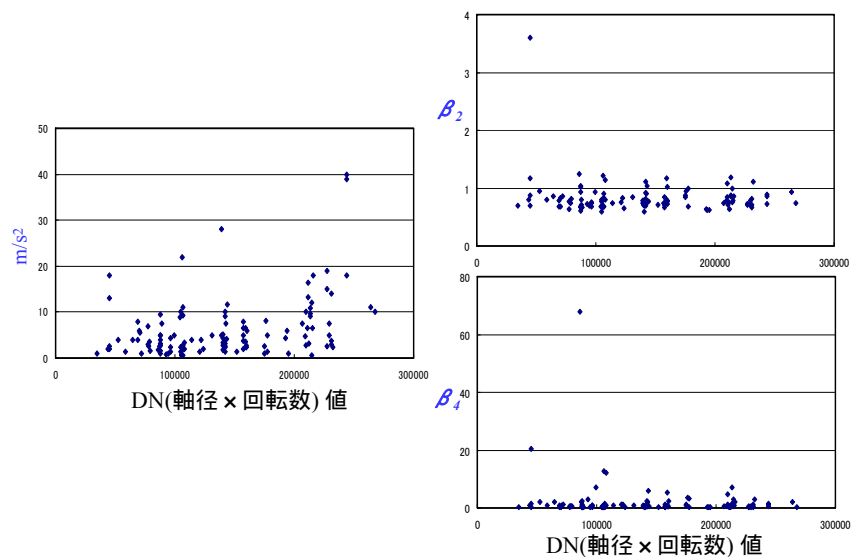


$$\beta_4 = \frac{\sum x_i^4}{\sigma_{eq}^4} - 3$$

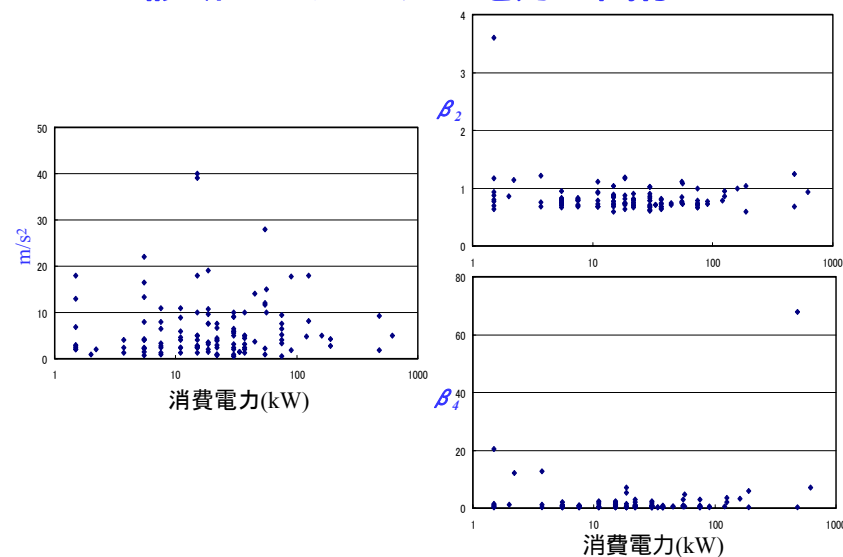
劣化パラメータの判定基準値

	β_2 パラメータ	β_4 パラメータ
平常	$3 > \beta_2$	$20 > \beta_4$
注意	$6 > \beta_2 \geq 3$	$60 > \beta_4 \geq 20$
故障	$\beta_2 \geq 6$	$\beta_4 \geq 60$

診断パラメータとDN値の関係



診断パラメータと電力の関係



大野耐一(トヨタ自動車)が提唱した「なぜ」「なぜ」五回運動

たとえば、機械が動かなくなった場合を考えてみる。

(1)なぜ機械がとまったか？

オーバーロードがかり、ヒューズが切れたからだ。

(2)なぜオーバーロードがかかったのか？

軸受部の潤滑が十分ではないからだ。

(3)なぜ十分に潤滑しないのか？

潤滑ポンプが十分くみ上げていないからだ。

(4)なぜ十分くみ上げないのか？

ポンプの軸が摩耗してガタガタになっているからだ。

(5)なぜ摩耗したのか？

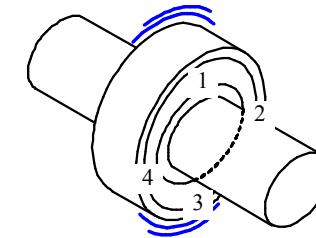
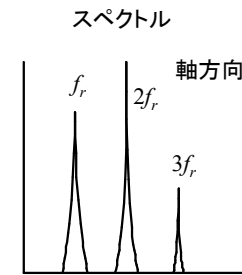
ストレーナー(濾過器)がついていないので、切粉が入ったからだ。

以上の五回の『なぜ』を繰り返すことによって、真の原因を発見し、改善することができるようになる。『なぜ』の追求の仕方が足りないと、単なるヒューズやポンプの軸の取替えで終わってしまい、数ヵ月後には同じトラブルが再発することになる。

バーチャル・コーポレーション(徳間書店)
William H. Davidow & Michael S. Malone

斜めはめ込み軸受

Cocked Bearing



位相

1: $2/6\pi$ (rad)

2: $5/6\pi$ (rad)

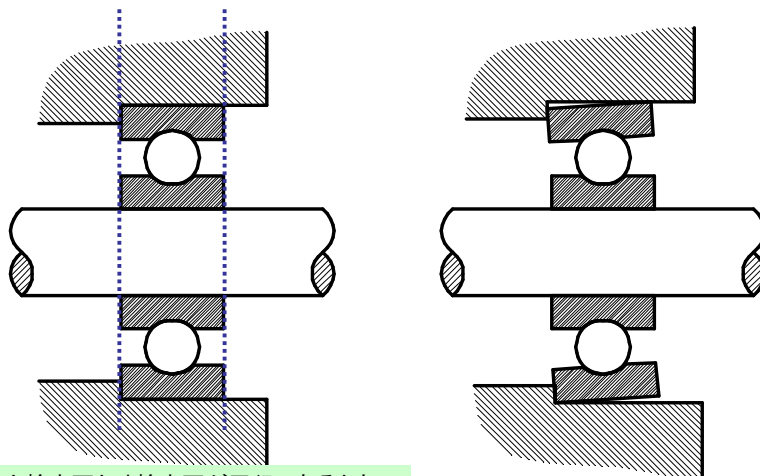
3: $8/6\pi$ (rad)

4: $11/6\pi$ (rad)

軸に斜めに取り付けられた転がり軸受は、かなり大きい軸方向の振動を発生させる。軸受の上下間および左右間で位相が 180° 異なるひねり運動が起こり、この振動は軸受箱で軸方向の振動として測定される。

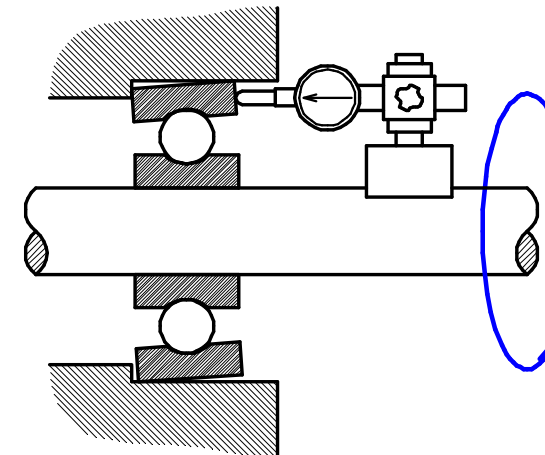
通常のカップリングで軸心調整をしたり、回転体のつり合せを試みてもこの問題を解決できない。異常に取り付けられた軸受を外し、正しく取り付け直さなければならない。

転がり軸受のアライメント

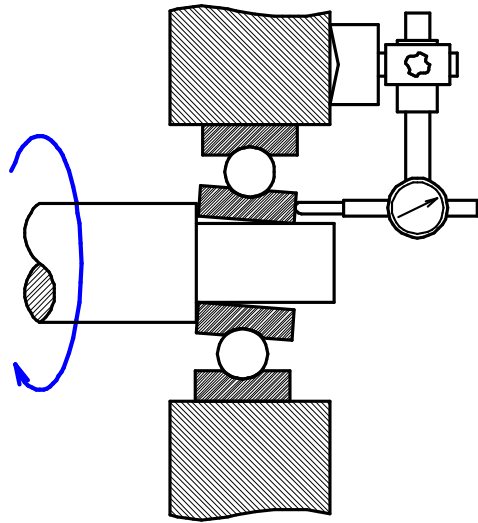


内輪表面と外輪表面が平行であるとき
軸受は心出しされていると看做される。

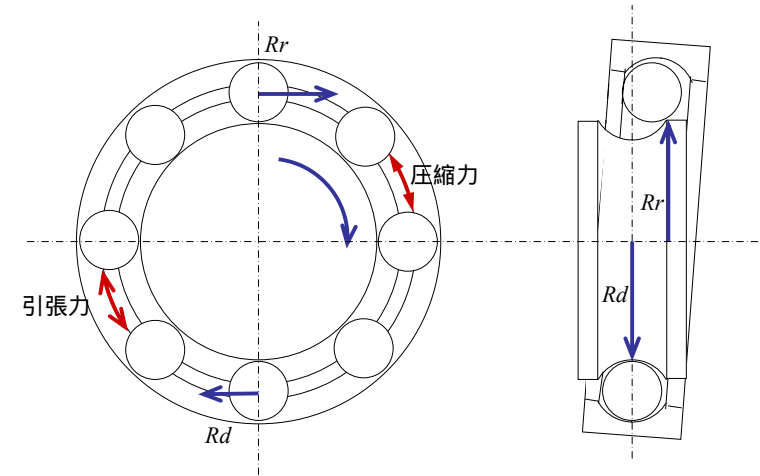
外輪のアライメント測定



内輪のアライメント測定



転がり軸受けのミスアライメント



転がり軸受けのミスアライメント

