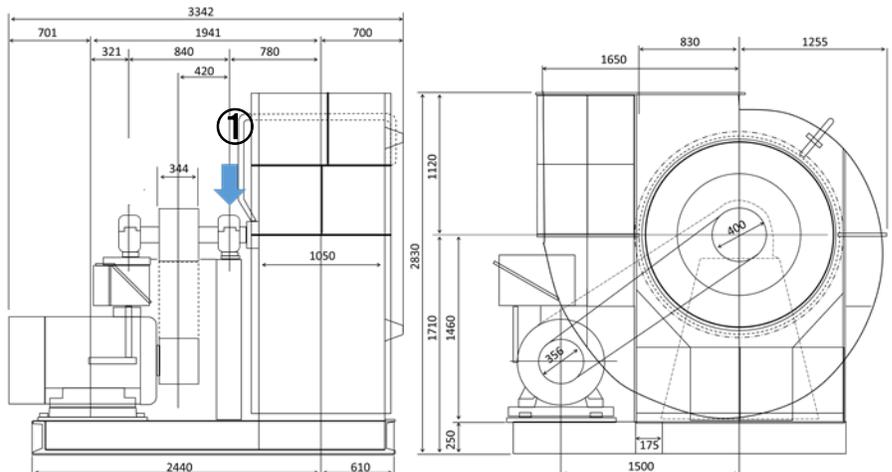


事前メール受付による振動相談 補足版

振動コミュニティ主査
元 日本精工(株)
渡部幸夫

振動コミュニティ幹事
電源開発(株)
沼尻光一郎

振動相談 1 ファン異常振動について



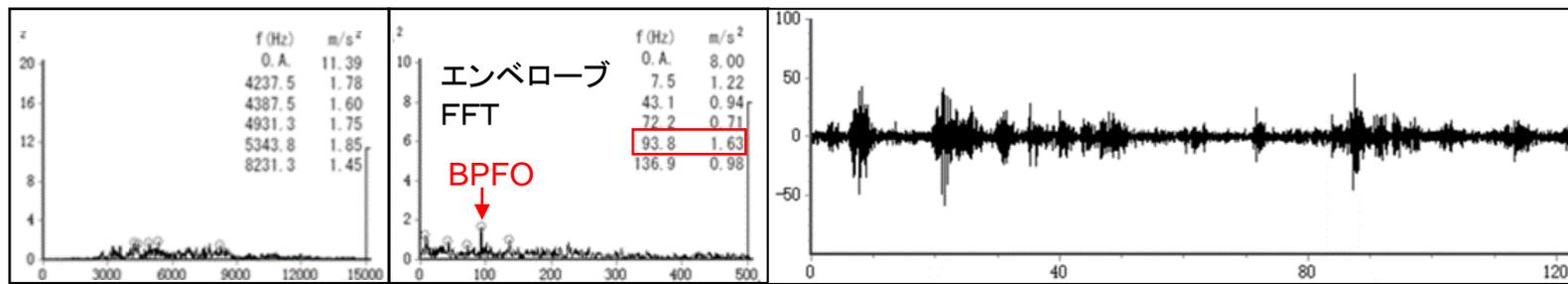
【設備情報】

- 運転条件: 連続運転
- 軸受: 転がり軸受(円筒ころ軸受: NU324)
- 潤滑条件: グリース(定期給脂)
- 種類: 横置遠心式
- 流量: 101000Nm³/h
- 回転数: 1050rpm
- 羽枚数: 12枚

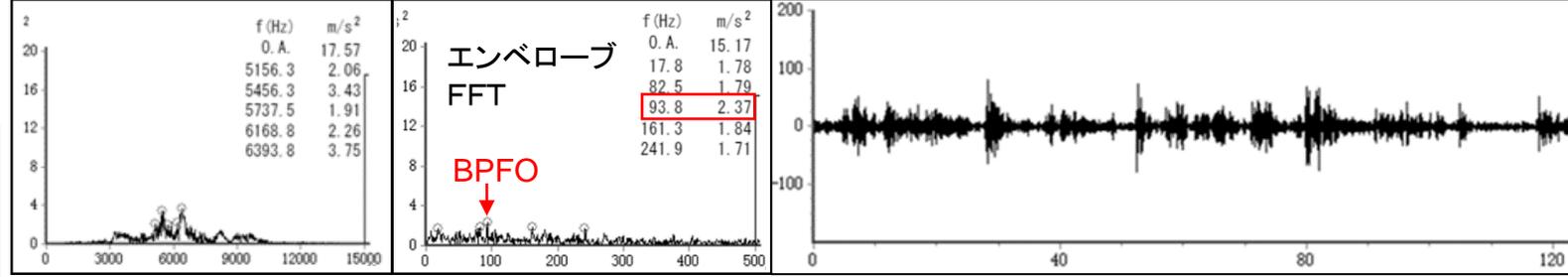
軸回転 内輪ころ通過 外輪ころ通過 ころ公転 ころ自転

Fr	BPFI	BPFO	FTF	BSF	ベルト
18 Hz	135 Hz	92 Hz	7 Hz	44 Hz	5 Hz

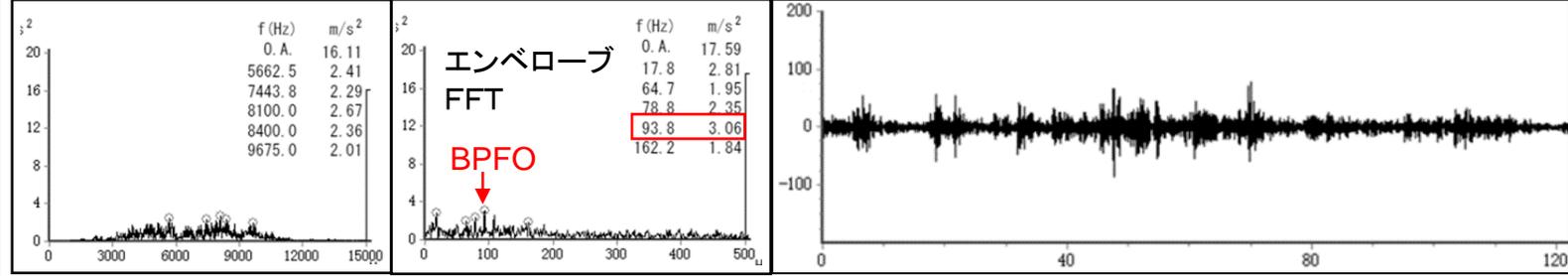
初期値(給脂1日後)



約4ヵ月後



約1年後



【質問】

Q1: ランダム振動に見えるが、若干BPFO(外輪傷転動体通過周波数)も確認されております。振動増加の要因は、外輪キズによるものと判断しても良いのでしょうか？

Q2: ホワイトノイズのように、周期性が確認できない振動増加に悩んでおります。回転数、流量等の運転条件が変更できない状況下において、キャビテーション、サージング、潤滑不良、シール・軸受擦れ等の異常を区別する方法はございますか？

Q3: ファンのラビリンスシール+バランスパイプが振動増加要因となることはございますか？どのように振動増加要因特定すれば良いのでしょうか？

質問1 回答(1/10)

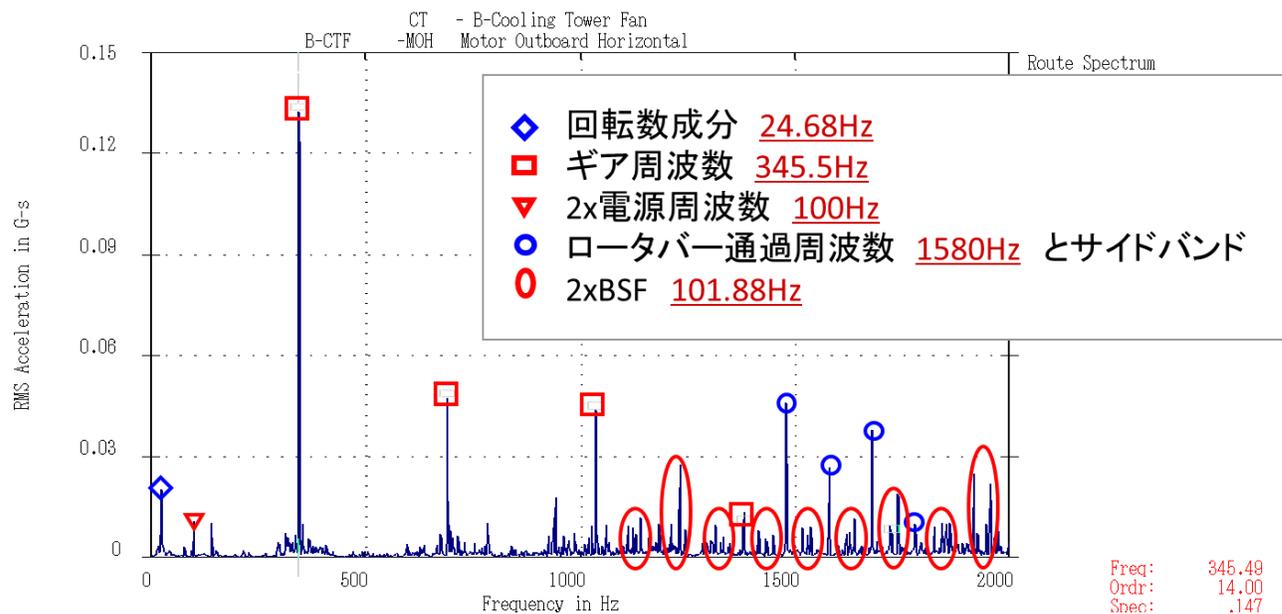
Q1:ランダム振動に見えるが、若干BPFO(外輪傷転動体通過周波数)も確認されております。振動増加の要因は、外輪キズによるものと判断しても良いでしょうか？

A1:

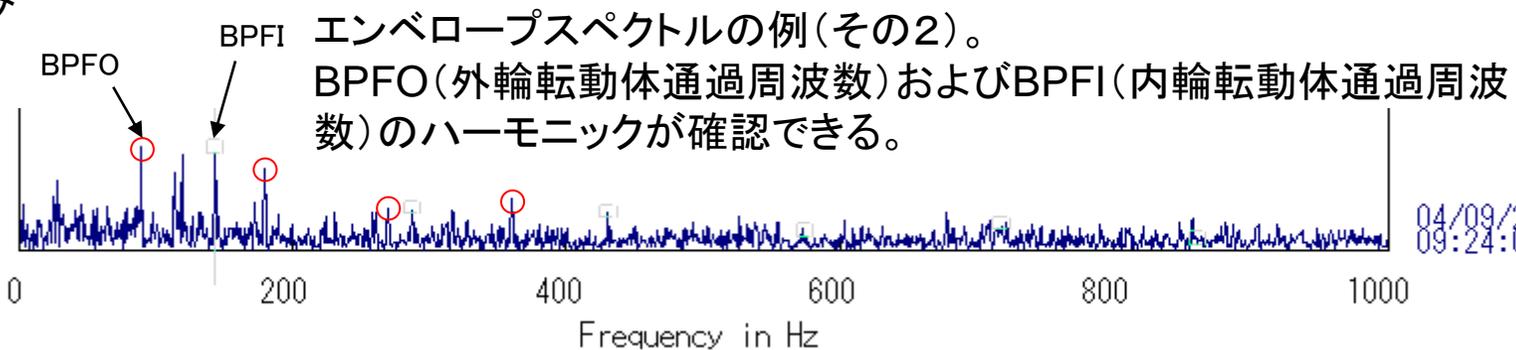
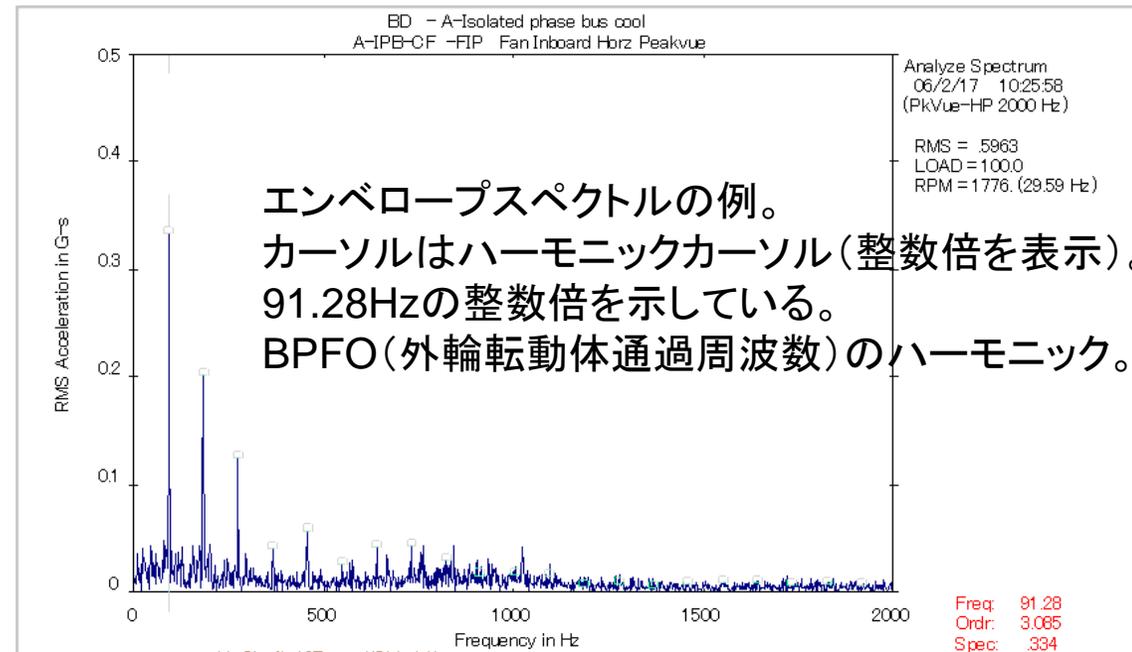
- ✓ 時間波形を見る限りでは、転がり軸受損傷のパターンを示しているように見えます。
- ✓ スペクトルで診断を行う場合、特にエンベロープのスペクトルにおいては、**ハーモニック単位**で見る必要があります(整数倍の関係にある周波数のグループを探し、それが何に起因するものか判断します)。

質問1 回答(2/10)

A1補足 ハーモニック単位でのグルーピング(例)



冷却塔ファンモータの例。通常の加速度スペクトル複数の要因による振動成分のハーモニック。異常を示すものは2xBSF(転動体時点周波数)のみ(FTF転動体公転周波数の側帯波をとまなう)。



質問1 回答(3/10)

A1補足： 転がり軸受の故障周波数の注意点

- ✓ このケースでファン側軸受に使用されている円筒ころ軸受NU324は、メーカーによってころの数が異なります。 NTN、NSK： 12個 SKF、KOYO： 13個
- ✓ 各寸法は規格で決められていますので、同じですが、転動体の数は規格で決められていないため、異なる場合があります。
- ✓ 転動体の数が変わると、BPFI、BPFOの周波数が変わります(転動体の数に比例)。
- ✓ BSF、FTFは転動体の数の影響は受けません。

メーカー	型番	転動体数	BPFI	BPFO	BSF	FTF
SKF	NU324	13	135.3Hz	92.2Hz	44.5Hz	7.1Hz
KOYO	NU324	13	135.3Hz	92.2Hz	44.5Hz	7.1Hz
NTN	NU324	12	124.9Hz	85.1Hz	44.5Hz	7.1Hz
NSK	NU324	12	124.9Hz	85.1Hz	44.5Hz	7.1Hz

軸回転数 1050rpm(17.5Hz)の場合

質問1 回答(4/10)

A1補足： 転がり軸受の故障周波数の計算式

下の例での計算

玉軸受
 P = ピッチ径
 B = ボール径
 ϕ = 接触角
 N = 玉数

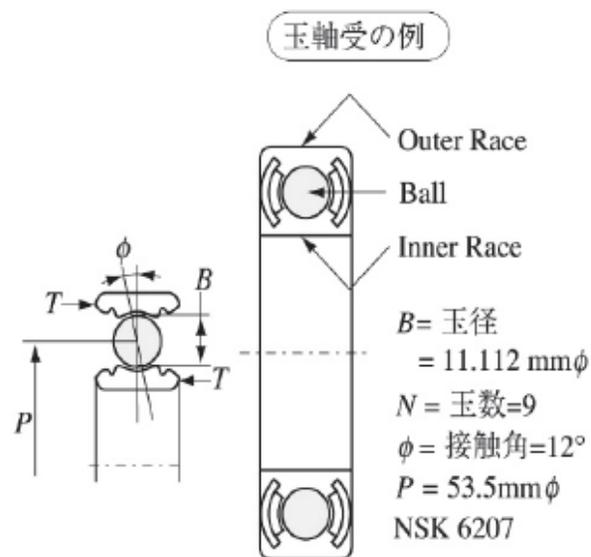
基本保持器周波数 $FTF = \frac{f_r}{2} \left(1 - \frac{B}{P} \cos \Phi \right) \longrightarrow 0.39 f_r$

内輪軌道面の玉通過周波数 $BPFI = N \frac{f_r}{2} \left(1 + \frac{B}{P} \cos \Phi \right) \longrightarrow 5.4 f_r$

外輪軌道面の玉通過周波数 $BPFO = N \frac{f_r}{2} \left(1 - \frac{B}{P} \cos \Phi \right) \longrightarrow 3.6 f_r$

玉自転周波数 $BSF = \left(\frac{P}{B} \right) \frac{f_r}{2} \left(1 - \left(\frac{B}{P} \right)^2 \cos^2 \Phi \right) \longrightarrow 2.3 f_r$

BPFI、BPFOは転動体の数の影響を受ける。



質問1 回答(5/10)

A1(つづき):

- ✓ いただいたデータでは、振幅上位5つの周波数成分のみ示されていますが、93.8Hzのハーモニックの有無について確認が必要です。外輪の損傷の可能性もあります。
- ✓ 「約4ヶ月後」のエンベロープFFTデータでは82.5Hz、161.3Hz、241.9Hzがハーモニックの関係にあるように見えます。転動体が12個の場合のBPFO(外輪転動体通過周波数)85.1Hzに近く、外輪の損傷の可能性ががあります。「初期値」、「約1年後」でも存在するかどうか確認することを推奨します。
- ✓ また2000Hz以下の範囲の振動についても確認することを推奨します。数kHzのノイズ成分が大きいいため目立たなくなっていますが、単位については速度・加速度両方について、確認しておいた方がいいと思われます。

質問1 回答(6/10)

Q2: ホワイトノイズのように、周期性が確認できない振動増加に悩んでおります。

回転数、流量等の運転条件が変更できない状況下において、キャビテーション、サージング、潤滑不良、シール・軸受擦れ等の異常を区別する方法はございますか？

A2:

- ✓ ノーマルの加速度スペクトルのノイズ成分についてですが、軸受損傷でも損傷が広い範囲にわたっている場合において発生することがあります。
- ✓ 振動センサの取り付け方法はマグネット(機器側測定ポイントに台座あり)とのことですが、接触共振の可能性もあります。接触共振の判断は、リアルタイムのFFTを見ながらセンサを押し付ける力を変化させることで確認できます(ノイズが発生している周波数が増減する)。



マグネット



ねじ込み

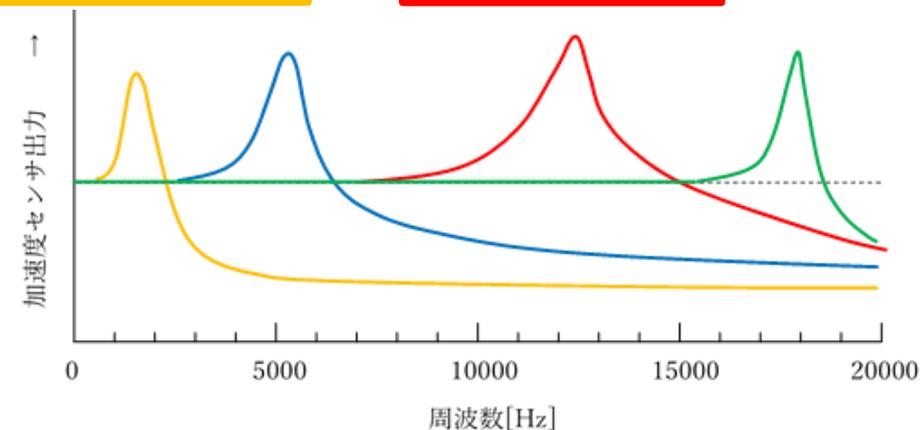


手持ち



マグネット
(強力)

接触共振のイメージ



質問1 回答(7/10)

A2(つづき):

- ✓ キャビテーションの場合、音で判断することができます。(必ずしも振動だけで判断しなくてはならないということはありません。様々な情報を使い、総合的に判断することが重要です。)
- ✓ サージングは低い周波数帯で発生します。音による判断も有効です。
- ✓ 潤滑不良により、損傷が生じた場合には、軸受の故障周波数が現れますが、潤滑不良そのものが振動に現れる訳ではありません。

※回転部と静止部の接触による振動は最後に回答します。

質問1 回答(8/10)

A2補足:Fmaxの設定について

- ✓ このケースではFmax 15kHzで設定されていますが、接触共振も考慮すると、15kHzは高すぎるように思えます。
- ✓ この機器に対しては、定例測定用であれば、内輪傷の135.3Hzの10次高調波までが十分カバーできる1500Hz程度でもいいかと思えます。高周波数帯は、加速度エンベロープでカバーという考え方で
- ✓ 異常発生時は必要に応じて設定を変えて測定します。

質問1 回答(9/10)

Q3:ファンのラビリンスシール+バランスパイプが振動増加要因となることはございますか？どのように振動増加要因特定すれば良いのでしょうか？

A3:ファンのシールが軸に接触した場合、局所的な過熱による膨張で軸曲がりが発生しバランスが崩れ、回転数成分が顕著になります。

さらに過熱部分が時間の経過とともに、軸の共振周波数に対して遅れの回転周波数の場合、回転と逆方向(遅れ方向)に移動していくため、位相が遅れ方向にずれていく傾向があります。

(詳細は最後に説明します。)

バランスパイプの場合、流体によるアコースティック共振(共鳴)となりますので、周波数は計算により求めることとなりますが、低周波域に現れます。

質問1 回答(10/10)

追加Q:

- ✓ 静止部接触による振動増加と判断する場合、発熱で検知できるのでしょうか？

追加A:

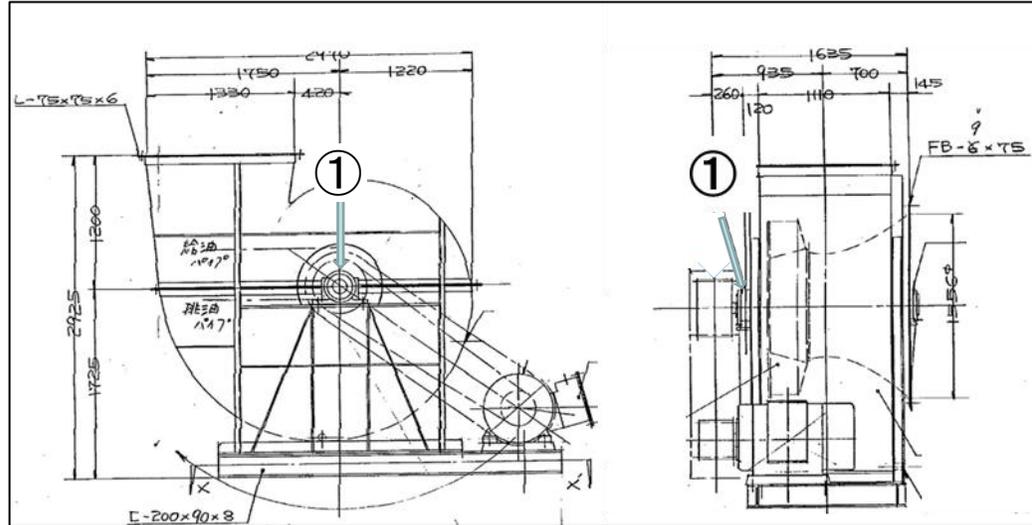
- ✓ 軸貫通部など表面に現れている部位であれば赤外線サーモカメラなども有効と思われますが、「正常」状態との比較が必要です(同一機器の正常時との比較、あるいは同様の機器との比較等)。

振動相談 2 ファンで発生する振動について

軸回転 内輪ころ通過 外輪ころ通過 ころ公転 ころ自転

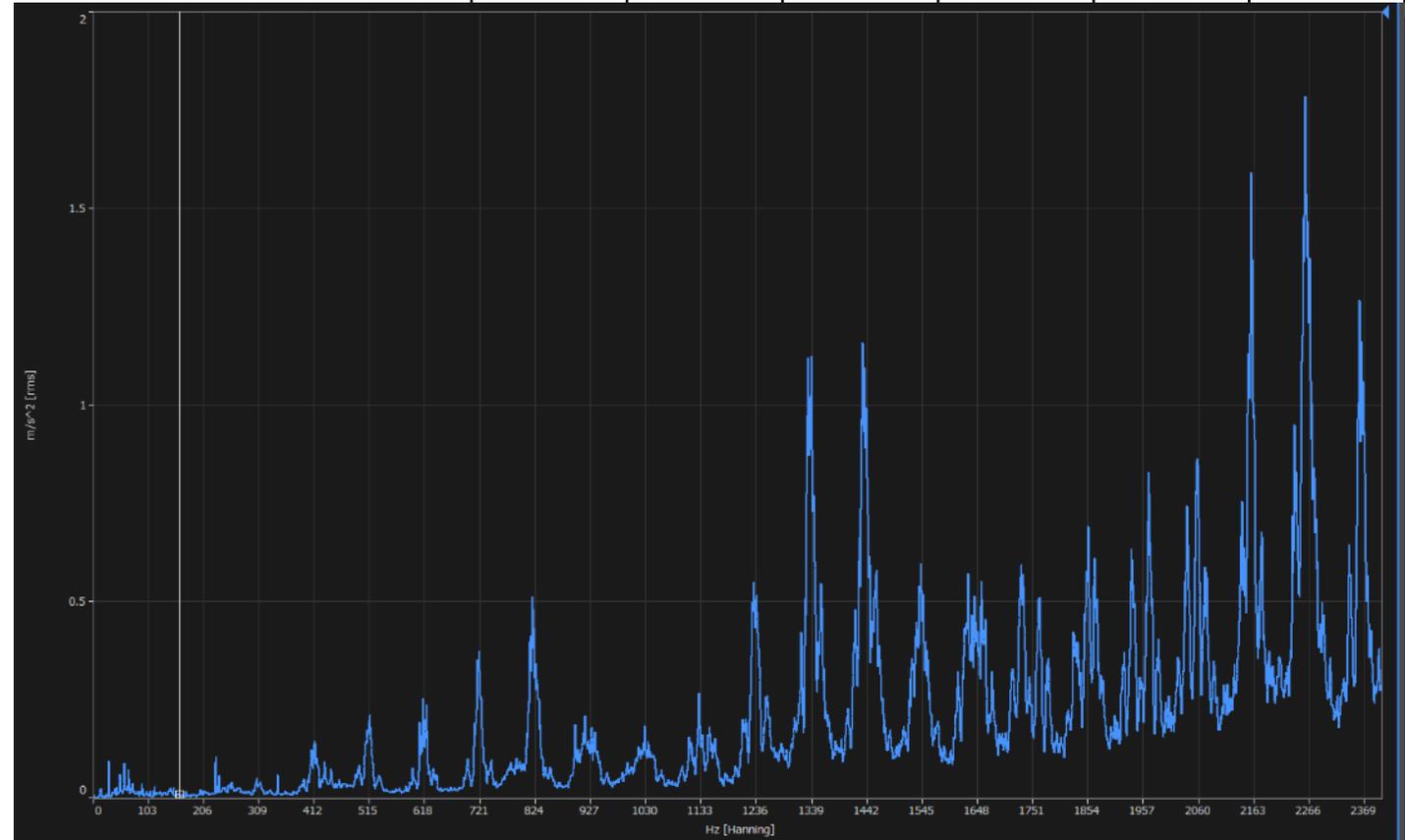
自動調心ころ軸受
23222K

Fr	BPFI	BPFO	FTF	BSF	ベルト
15 Hz	150 Hz	114 Hz	6 Hz	51 Hz	4 Hz



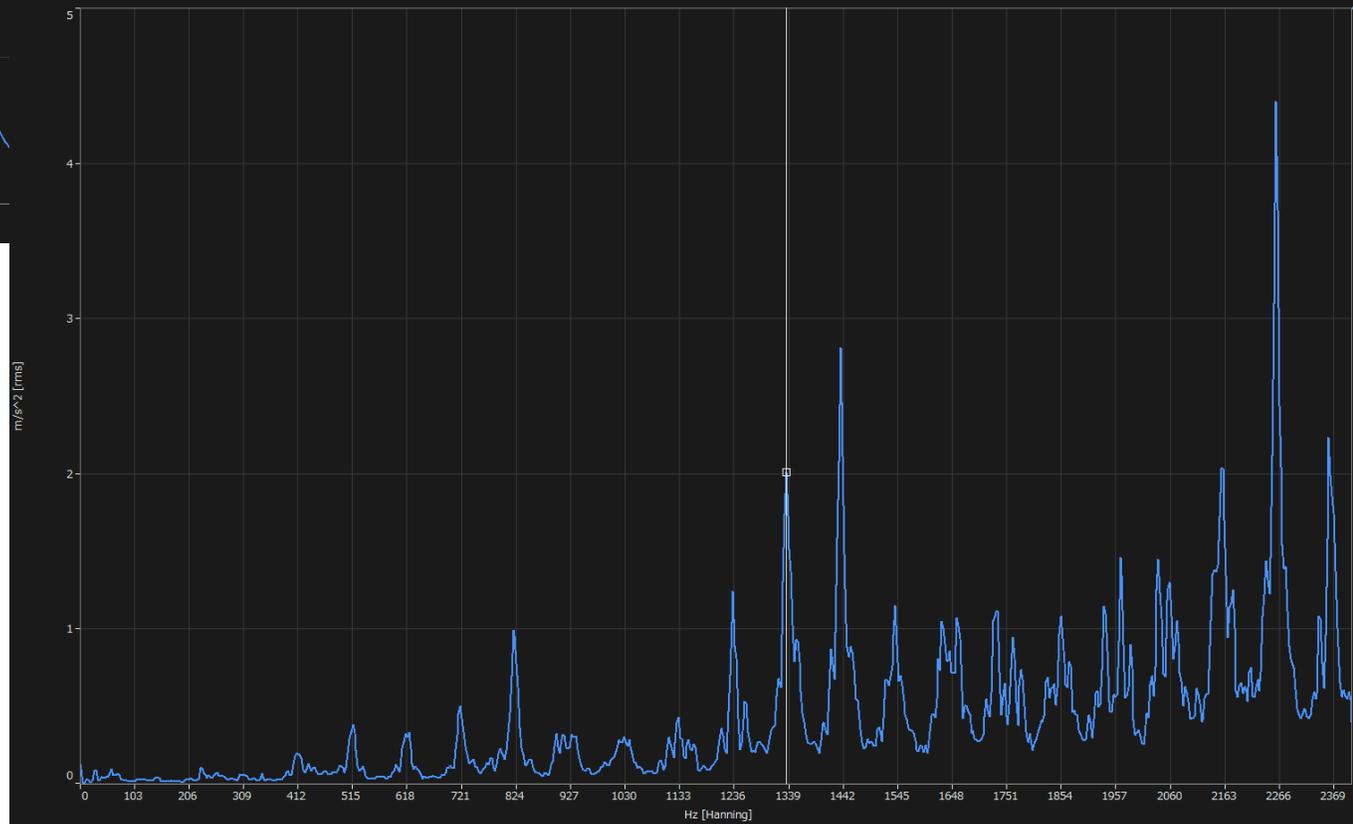
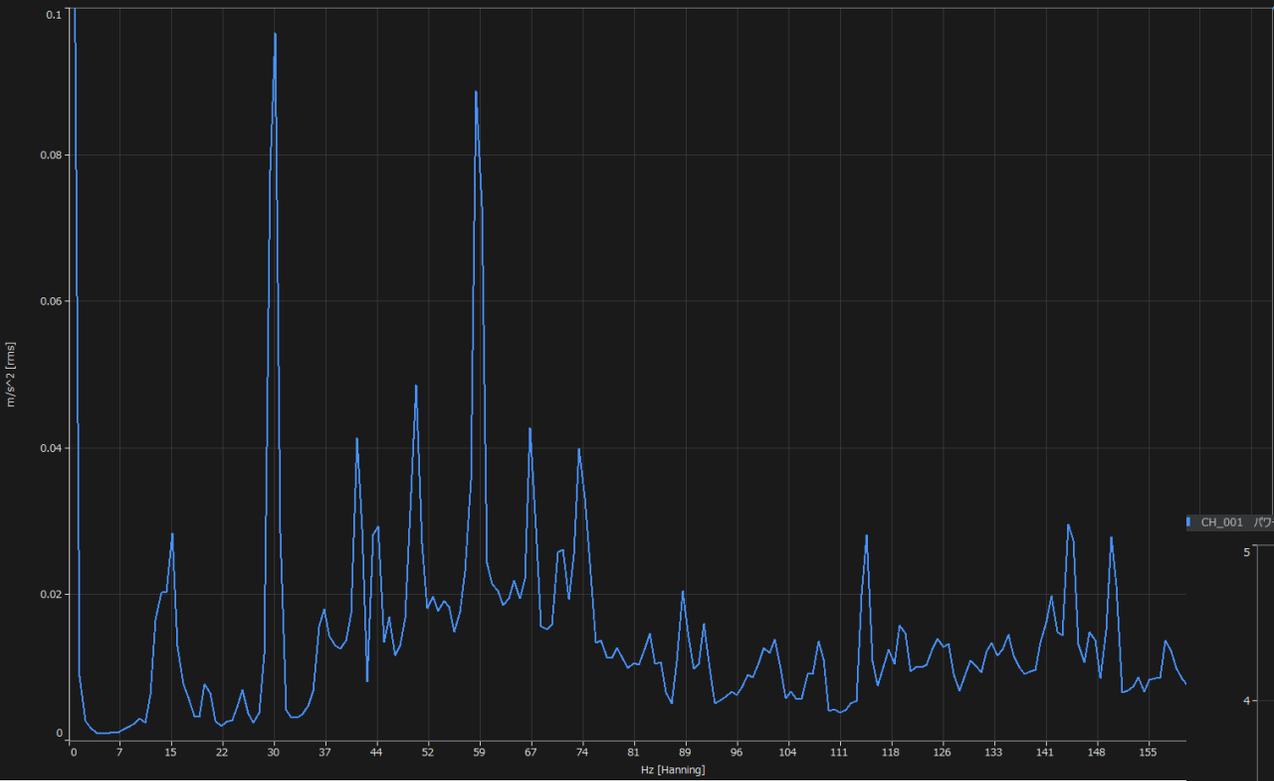
【設備情報】

- 種類: 片吸込型ファン
- 空気量 : 1480m³/h
- 回転数 : 880rpm
- 羽枚数 : 16枚
- 軸受: プランマーブロック 23222K+H2322



【質問】

FFTの結果、BSFならびにBSF×2倍は発生しておりませんが、BSFの高次成分(8,10,12,14,16...)が発生しております。ボール傷が発生していると考えても良いのでしょうか？



質問2 回答(1/2)

Q: FFTの結果、BSF(転動体自転周波数)ならびにBSF×2倍は発生しておりませんが、BSFの高次成分(8,10,12,14,16...)が発生しております。
ボール傷が発生していると考えても良いでしょうか？

A: 転がり軸受の故障周波数は、1次、2次など低次成分は現れず、このケースのように高次成分から現れるのが一般的です。損傷が進行すると低次成分も現れてくる傾向があります。

(加速度エンベロープでは1次から現れます。)

また、転動体に損傷がある場合、転動体が1回転する間に、損傷部位が内輪と外輪を通過することから、"2×BSF"102Hzが転動体の故障周波数となります。このケースでBSFの偶数倍の高次成分のみが現れているのはそのためです。よってこのケースにおける振動の要因は転動体の損傷であると判断できます。

2×BSFはFTF間隔のサイドバンドをともなうことが一般的です。このケースでは(目分量ですが)、それらしき間隔のサイドバンドが確認できます(特に927Hz,1648Hz付近)。

質問2 回答(2/2)

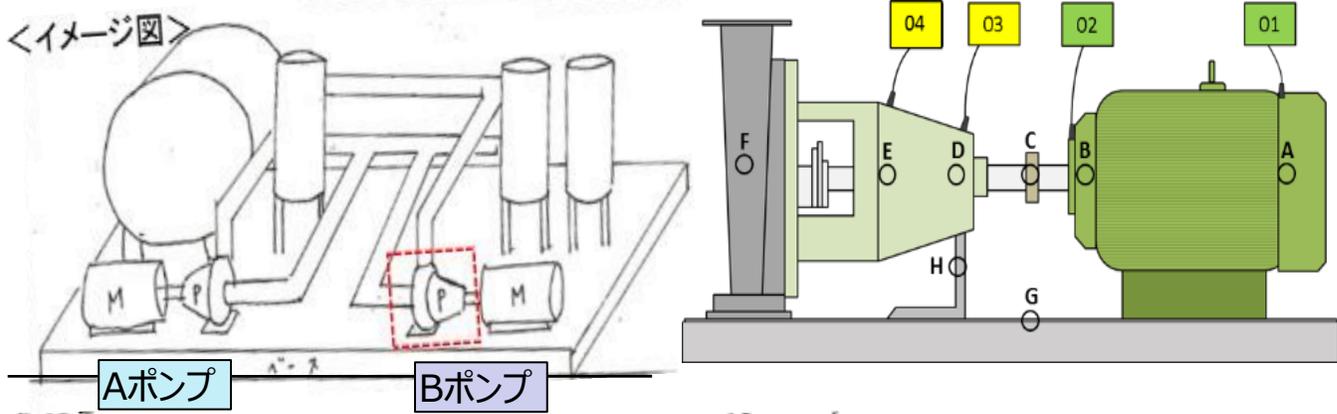
追加Q:

- ✓ エンベロープ処理(バンドパスフィルタ⇒絶対値処理⇒1kHz以下のローパスフィルタ)の手順を踏むと、周期性は消えるのですがバンドパスフィルタの範囲ミスでしょうか？

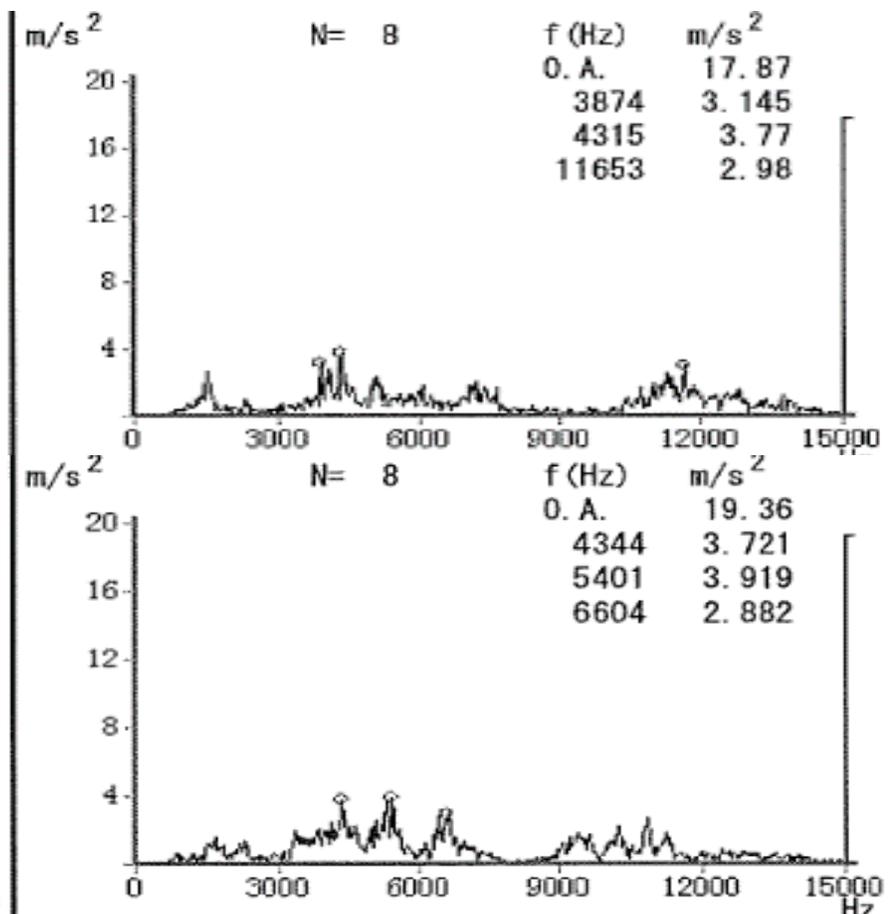
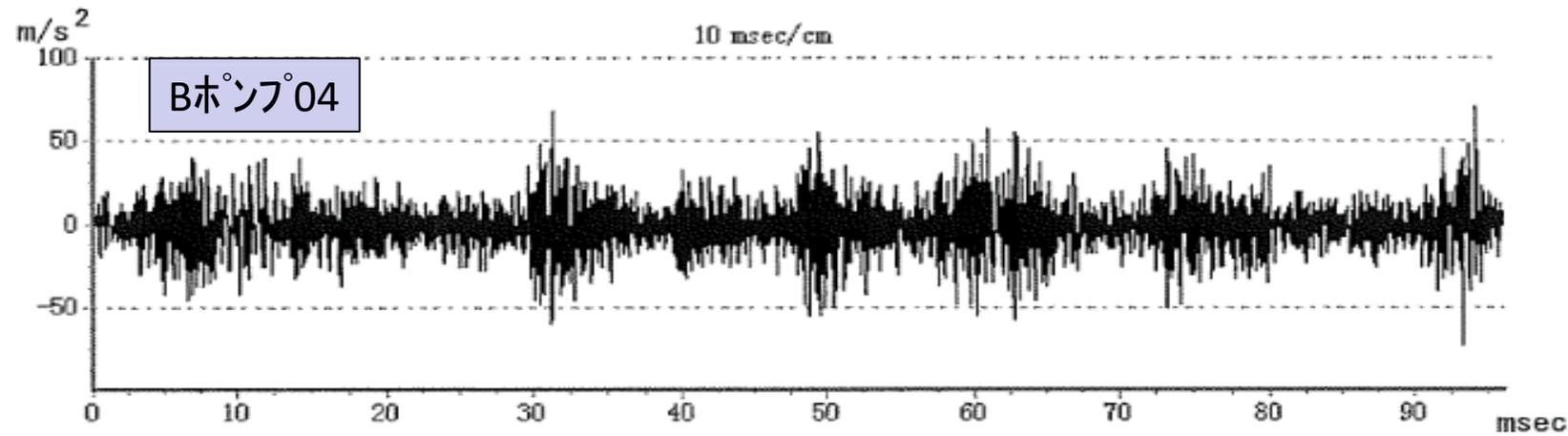
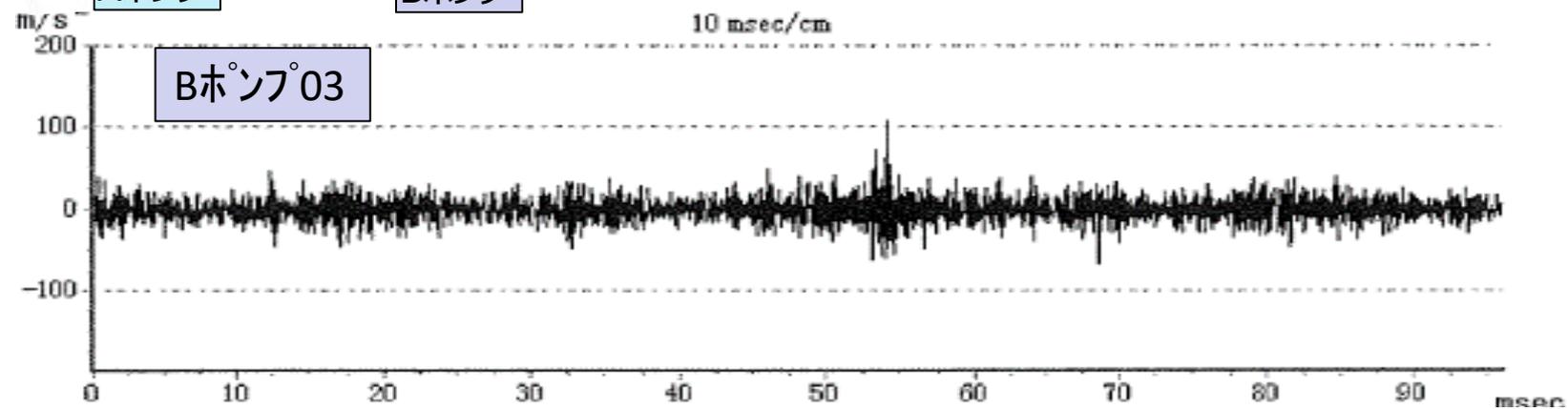
追加A:

- ✓ バンドパスフィルタの範囲が、発生している周波数帯をカバーしていないと取得できません。
- ✓ ハイパスフィルタあるいはバンドパスフィルタの設定を変えて測定することで、どの周波数帯で生じているか確認できます。まずは1kHzのハイパスフィルタで確認することから始めるのがいいと思われます。
- ✓ そもそもこのケースでは、ノーマルのFFTで明確に確認できていますので、あえてエンベロープのデータで確認する必要性は低いと思われます。

振動相談 3 ポンプで発生する振動について [状況]



- ①型式が同じ 2 台ポンプが並んで設置されており、切替運転を実施しているが、過去より片側のポンプのみ加速度が高い。
- ②パッケージ設備の為、ポンプ 2 台以外にも、タンクや配管サポート等についても同じ基礎に設置されている。
- ③振動加速度波形では、キズのような衝撃波形が確認されているが、軸受交換した試運転時から発生しており、軸受キズは考えにくい。



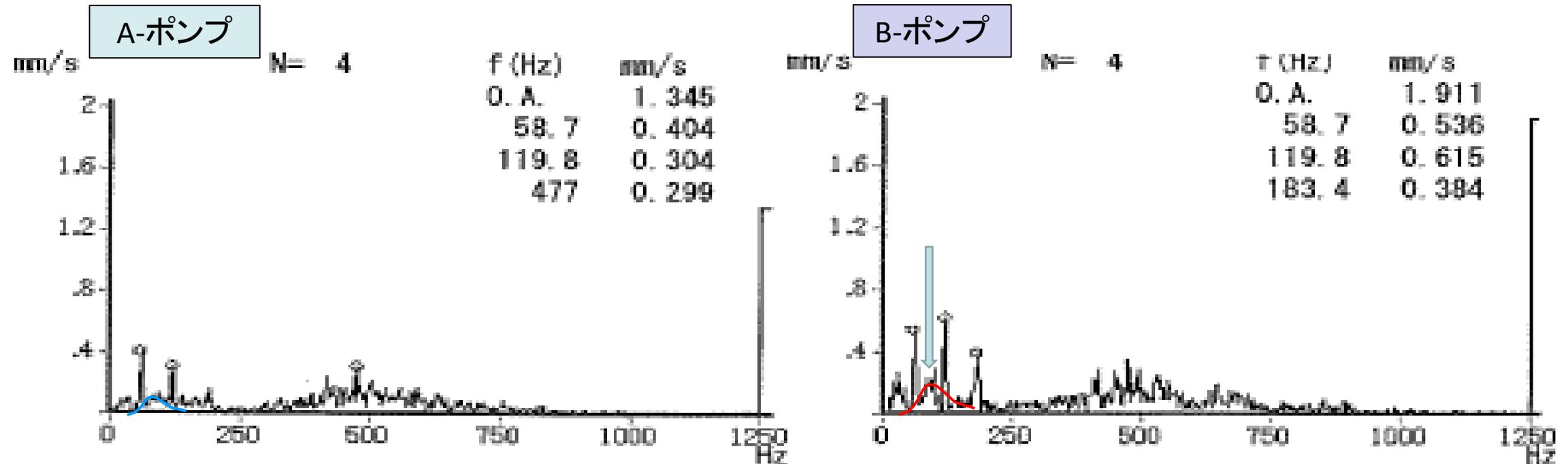
Q1. 振動値増加の要因の1つとして、基礎の強度不足を疑っております。基礎の強度不足の場合、設備全体で振動が上昇すると思いますが、今回のように特定のポンプのみ振動が増加することはあるのでしょうか？

A1. Bポンプは、Aポンプより振動速度において、回転成分が $0.536/0.404 = 1.3$ 倍大きく、2倍成分 $0.615/0.304 = 2$ 倍大きい。3倍成分が、 0.4mm/s と大きい。

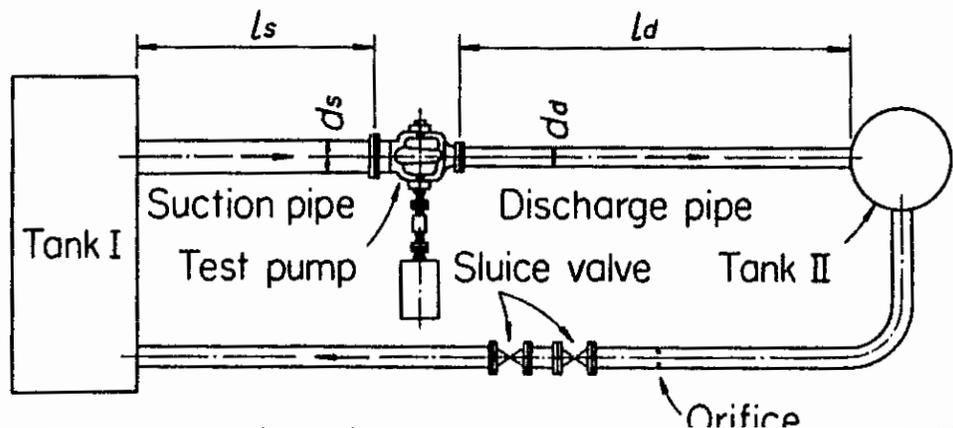
2倍成分が回転成分より大きく、かつ3倍成分も大きい。ポンプと軸受支持台Hの締結部の配管反力によるガタ振動の影響が最も可能性が高い。締結部がベースのどの梁にあるかで剛性は、大きく変わりますので、その影響もあります。

1kHz までのポンプ吐出配管フランジの打撃試験による伝達特性の差を調査してください。

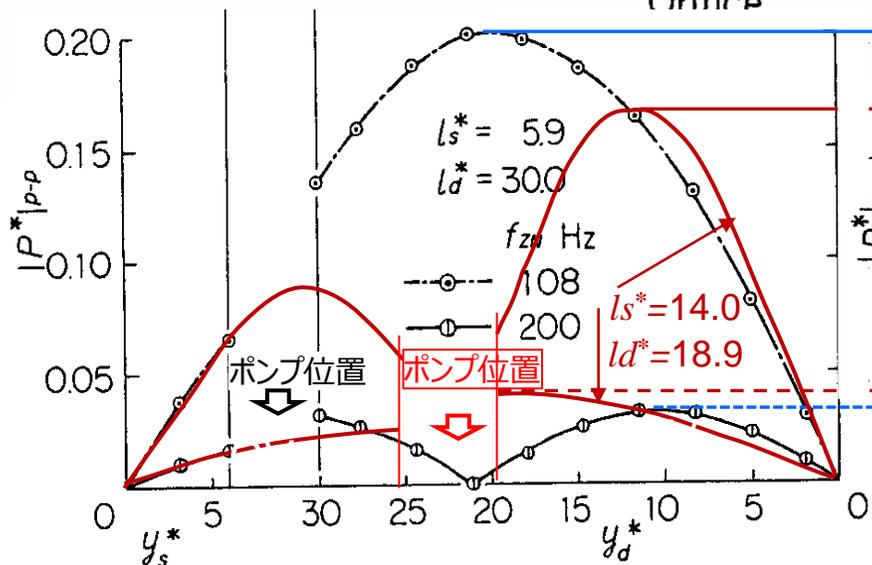
90Hzの卓越振動は、流体関連振動と考えられますが、吐出配管の振動速度のFFTを調査してください。配管レイアウト/サポート位置の差による固有振動数/脈圧の差の影響もあります。配管内の脈動による曲がり管への荷重伝搬の差は、大きな差となる場合があります。



ポンプ設置位置による翼通過周波数の脈圧の影響 1/2



佐野,機論,50-458 より

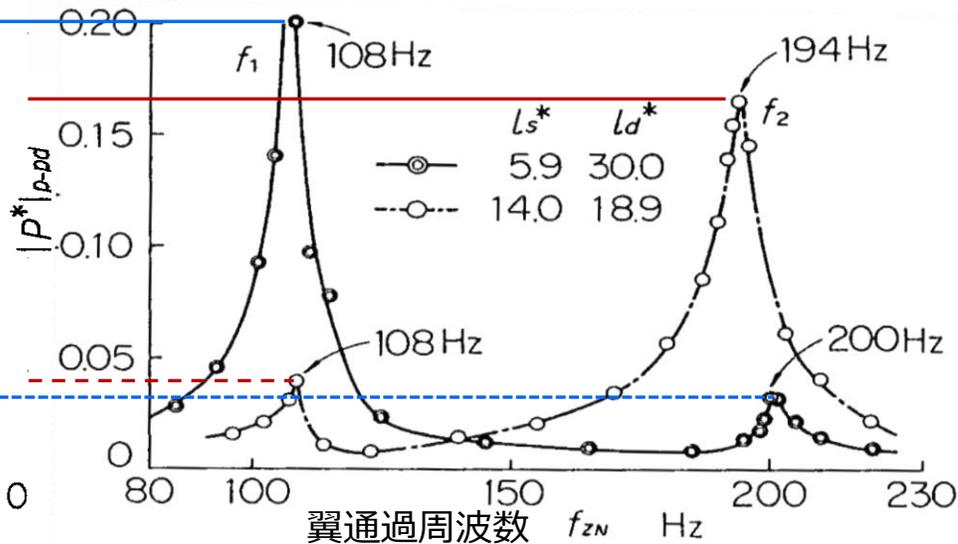


y_s^* および y_d^* と $|P^*|_{p-p}$ の関係

$l^* = l/d$ (d_s, d_d : 吸込み150mm, 吐出配管内径100mm)

$|P|_{p-pd}$: 吐出し管内圧力定在波の腹の位置における

$|P|_{p-p}$ の値 無次元化した脈圧 $|P^*|_{p-p} = |P|_{p-p} / (\rho u^2 / 2)$

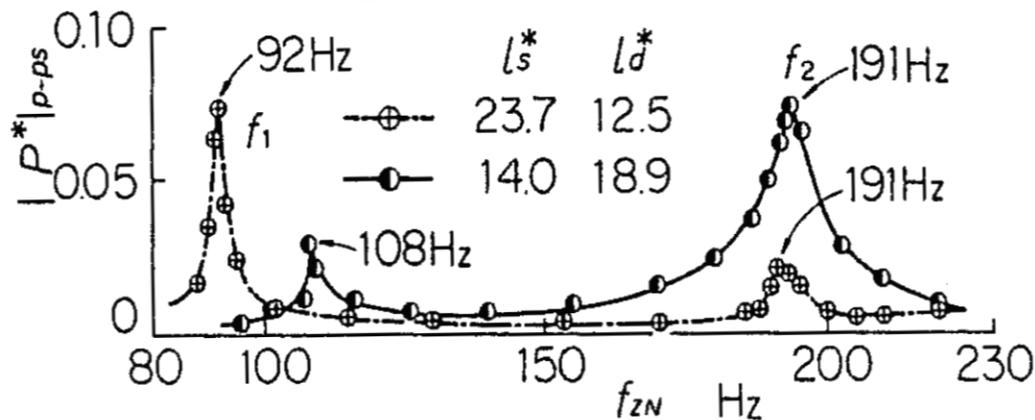


3 f_{ZN} と $|P^*|_{p-pd}$ との関係

脈動速度変動を与えるポンプの位置を圧力脈動の液柱固有モードの節に置くとその共鳴圧力が大きくなる

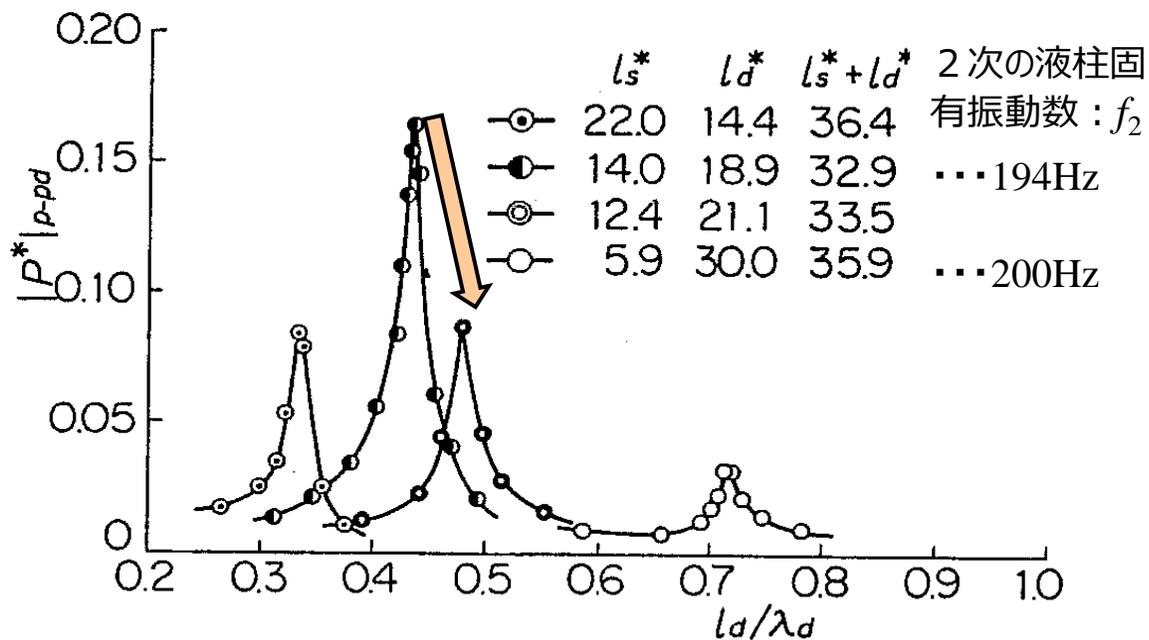
ポンプの位置を脈動速度の液柱固有モードの腹に置くとその共鳴圧力が大きくなる

ポンプ設置位置による翼通過周波数の脈圧の影響 2/2



翼通過周波数と吸込み管内圧力定在波の腹の位置における無次元化した脈圧の関係

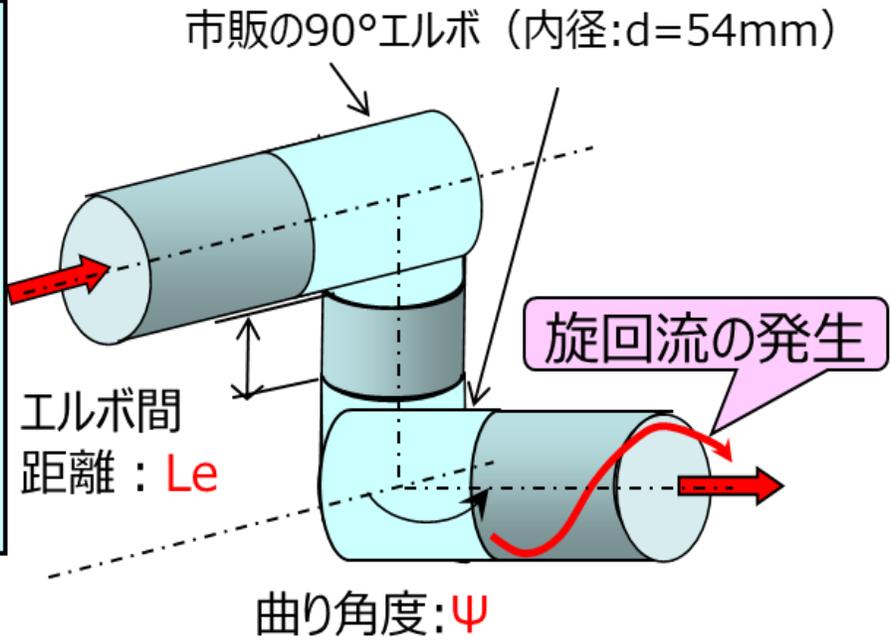
・ポンプ位置が0.22m吐出タンク側に移動しただけで、吐出管内圧力定在波の腹の脈圧が半減していることがわかる。



タンクからの距離/波長と吐出管内圧力定在波の腹の位置における無次元化した脈圧の関係

配管の曲がり間距離: Le により旋回流の変動値は大きく変わり、配管への伝達荷重は変動

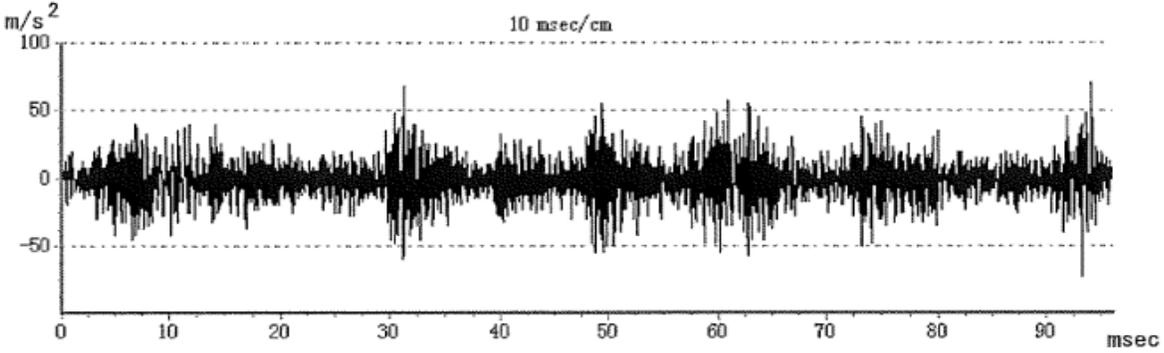
- ① Le が $5d$ 以下の場合、 $\Psi=130^\circ$ が最大で、損失はエルボ1個の2倍以上
- ② Le が $10d$ 以上であれば、損失は Ψ に無関係だが、旋回流影響は $50d$ まで残る
- ③ Le が $5d$ 以下の場合、旋回流が発生し、エルボから $0.8d$ 位置の旋回速度は平均流速の90%に達する (エルボ曲率半径: $r / d \doteq 1$ の試験結果)



エルボ曲率の大きさに上記の値は変わるので注意

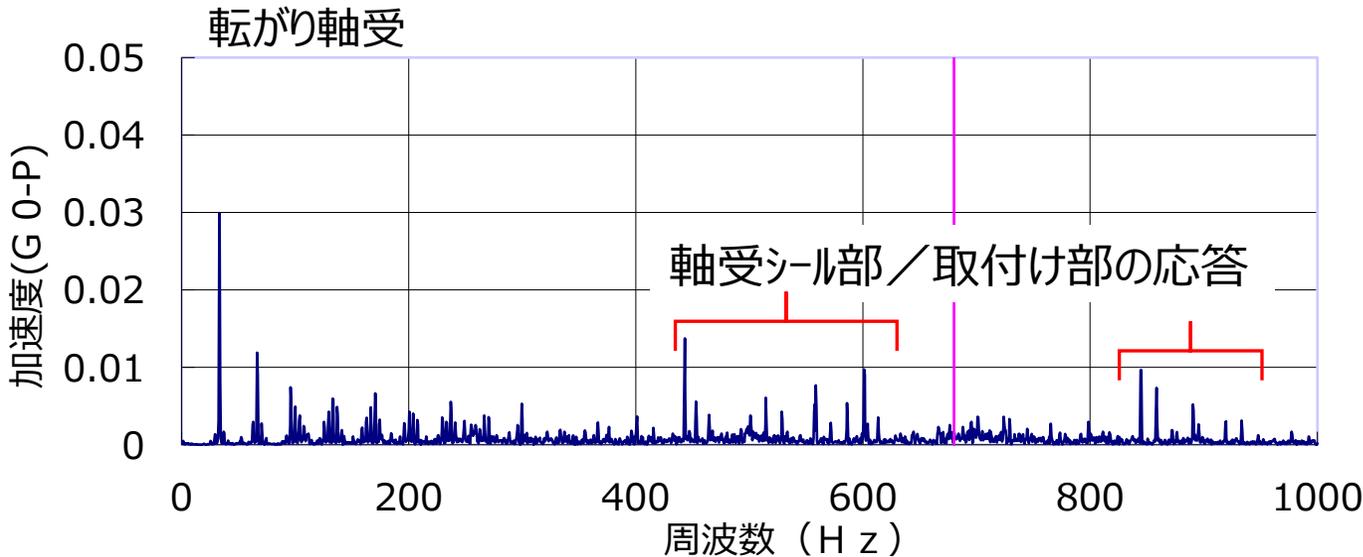
(1) 村上ら 機論 35巻272号 三次元曲管内の流動に関する実験的研究

Q2. 流体振動や伝播振動において、キズのような衝撃が発生し、加速度のみが上昇するようなことはあるのでしょうか？



A2 : 上図の振動波形は、右図のような軸受傷により発生する衝突時の減衰波形ではなく、回転周波数の2倍の120Hzの加振による軸受支持ケースの膜振動と考えられます。軸受支持台のアライメントが少し偏角してシール部と接触したり、支持ケースの減衰が小さいと応答は大きい。

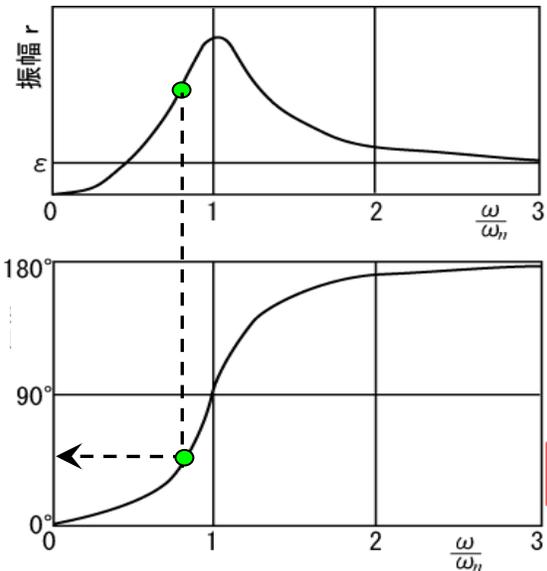
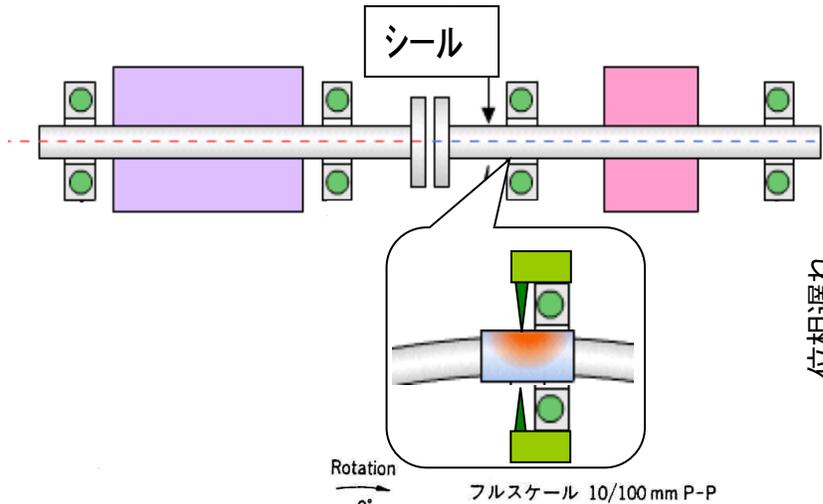
転がり軸受シール接触振動の実例



加速度の時刻暦波形

正 常	
潤滑剤の不足	
ラジアルすきまの増大	
外 輪 傷	
内 輪 傷	
転 動 体 傷	

接触軸熱曲がり振動



不釣合いの荷重ベクトル図と振動ベクトル図

不釣合いとハイスポットの位相差

最初の不釣合いによるハイスポットの位置: Hs(1)

振動ベクトルの変化

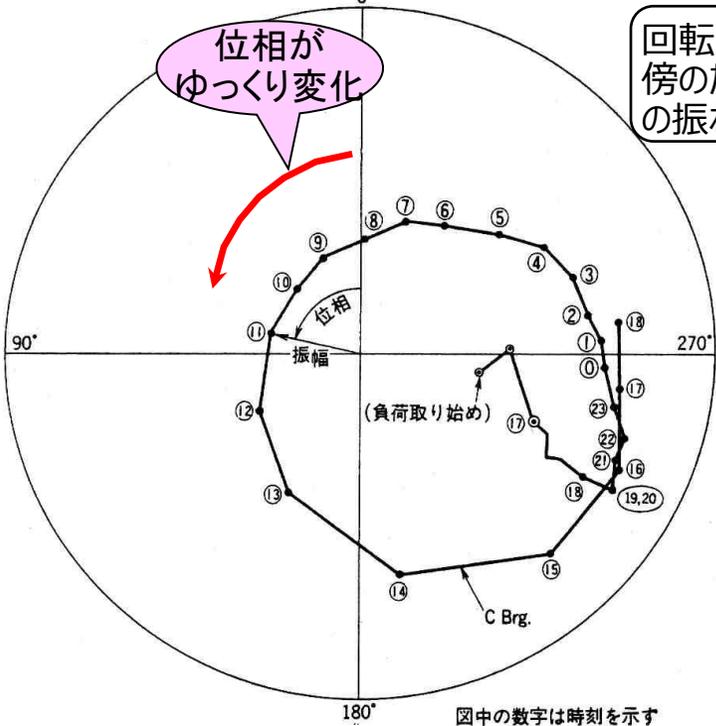
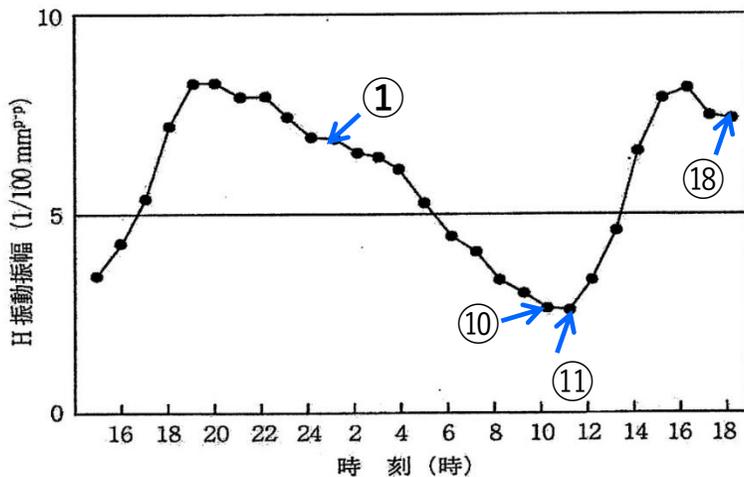
接触した新たな不釣合いと元の不釣合いの合算で生じた不釣合いによるハイスポットの位置: Hs(2)

ハイスポット: 振動のピークとなるロータ周上の位置

- M: 最初の不釣合いの荷重ベクトル
- A: 最初の不釣合いによる振動ベクトル
- B: 接触部の加熱による曲がりの不釣合いの荷重ベクトル
- A': (M+B) 新たな不釣合いによる振動ベクトル
- A'': (M+B') 新たな不釣合いによる振動ベクトル

回転数が軸の固有振動数近傍のため接触による曲がりと軸の振れに位相差が有

接触位置がゆっくり移動

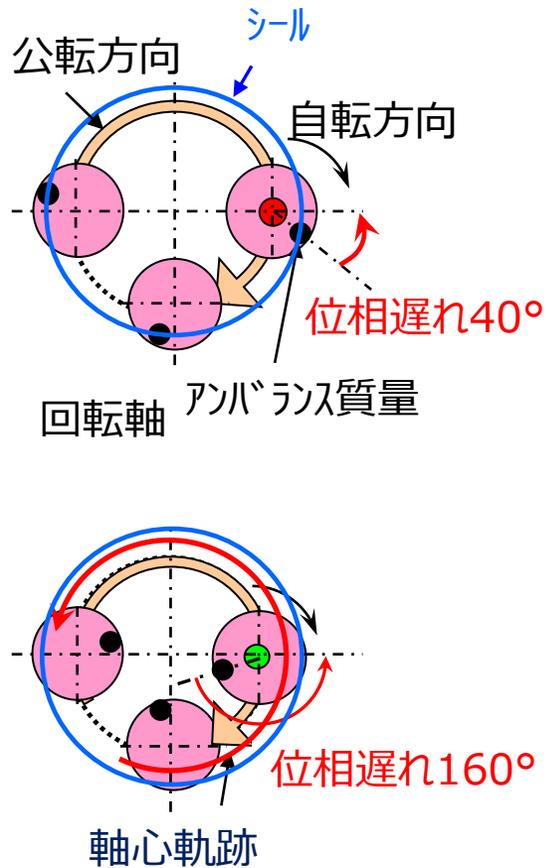
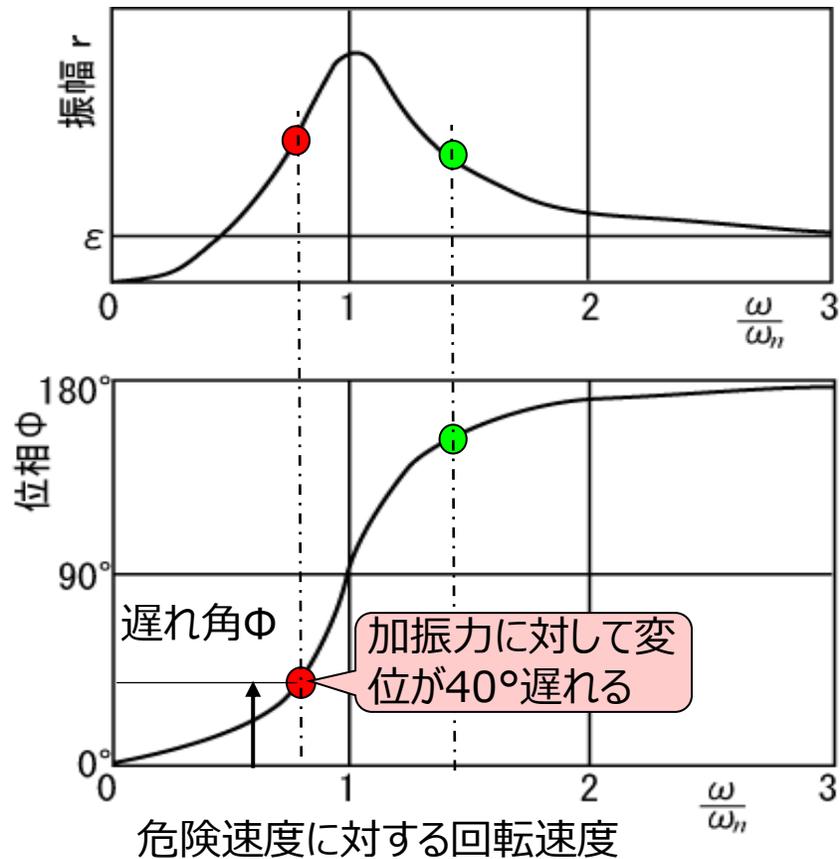


シール部接触による振動ベクトル変化

接触による熱曲がり振動のメカニズム

接触軸熱曲がり振動の種々のケース

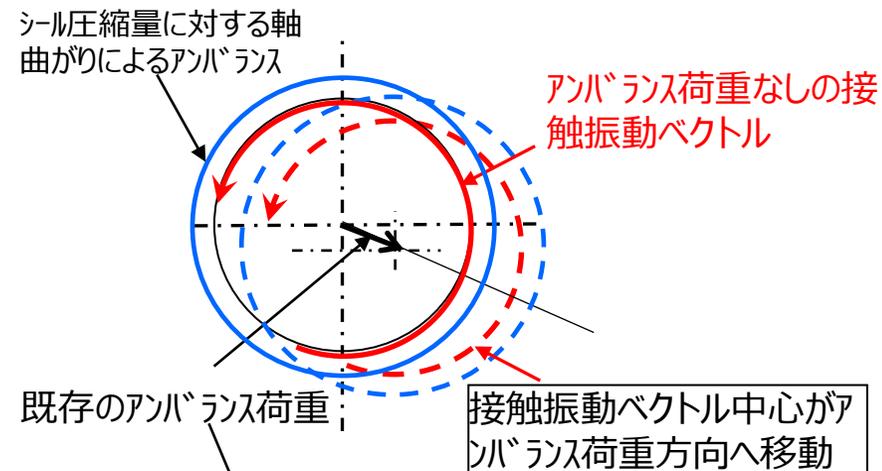
① 応答曲線上の運転点による差



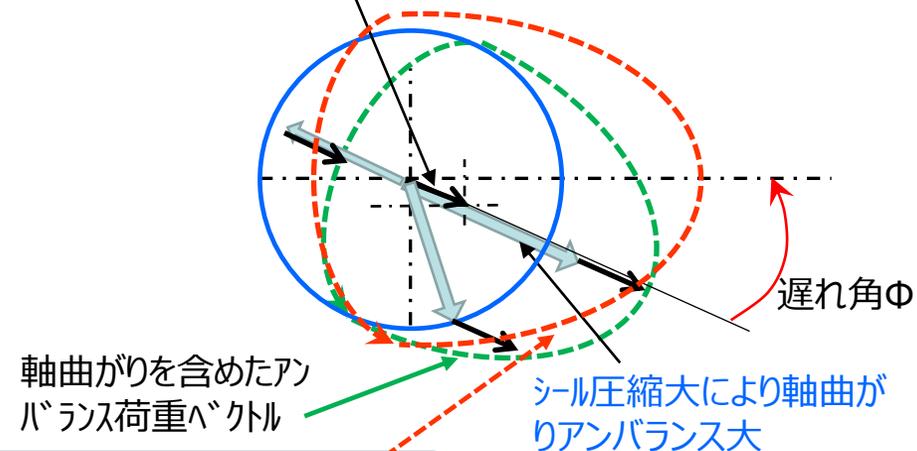
接触の振動ベクトルは、前回りの場合遅れ角度に依存せず遅れ方向に回転
(後ろ回りの場合は、進み方向に回転)

② 既存のアンバランス荷重が熱曲がりによるものの1/2より小さい場合

・シール圧縮量に無関係に軸曲がりによるアンバランスが均一の場合



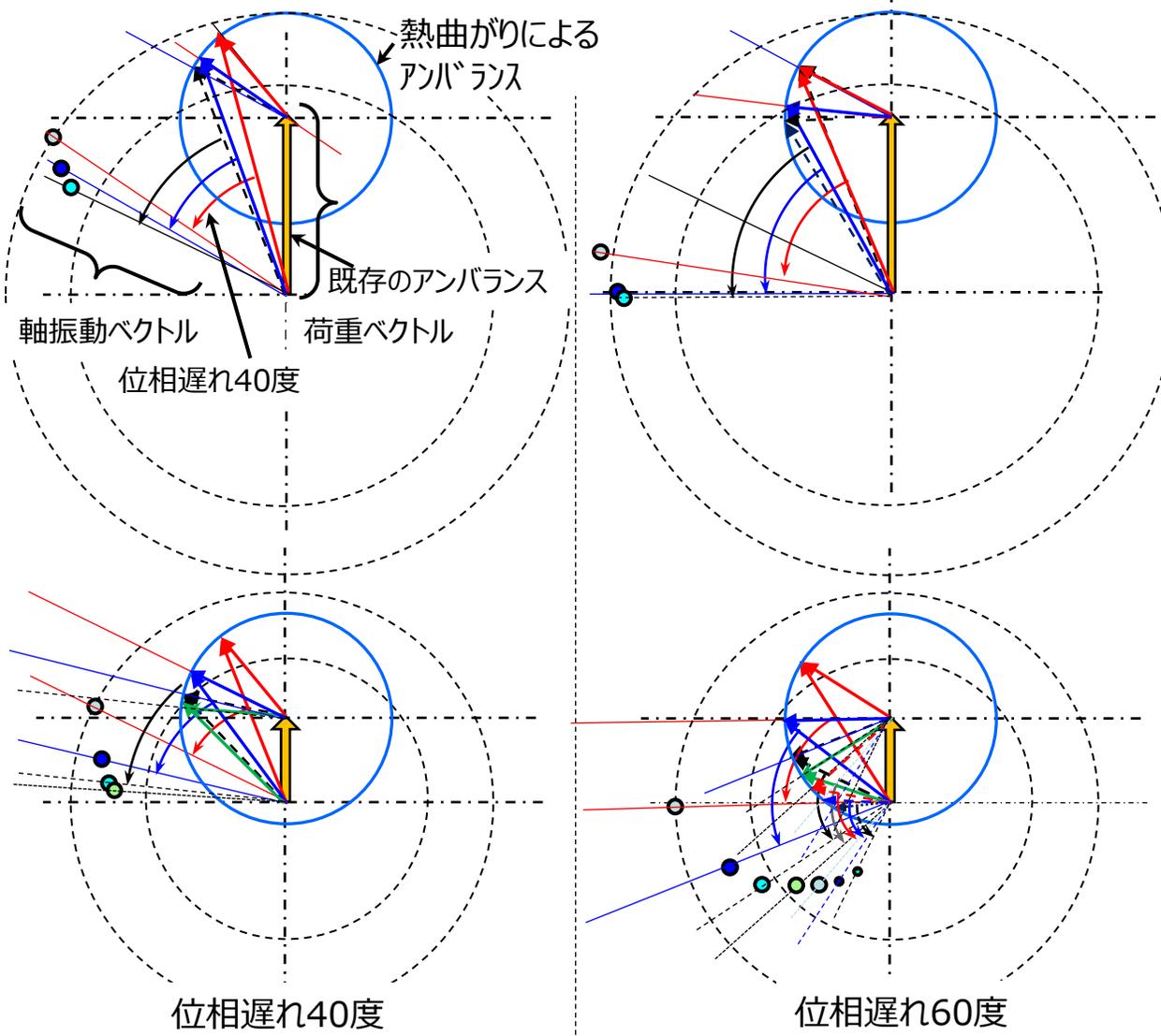
・シール圧縮量に比例して軸曲がりによるアンバランスが変化する場合



接触の振動ベクトルが楕円

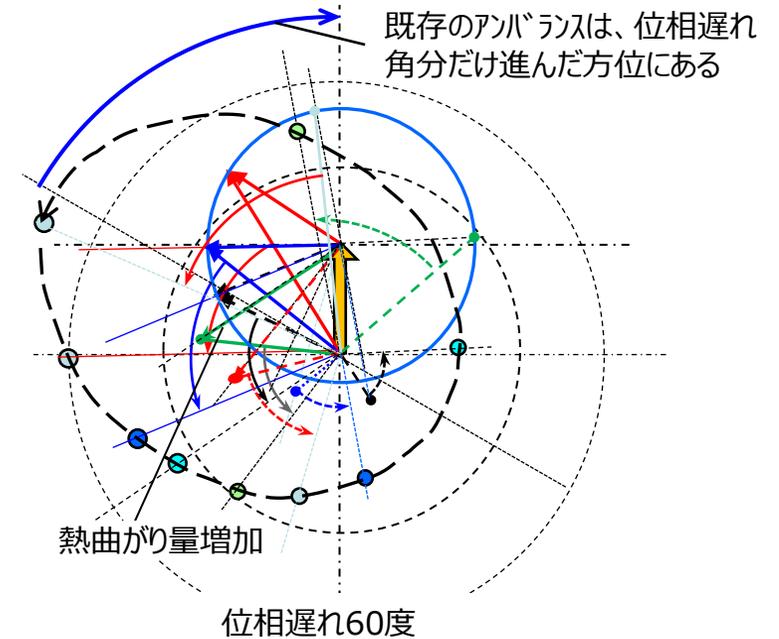
接触軸熱曲がり振動の種々のケース

③ シール圧縮量に無関係に軸曲がりによるアンバランスが均一の場合



・熱曲がりによるアンバランスが既存のアンバランスの2倍以下の場合、位相遅れに関係なく位相は停滞

④ 熱曲がりによるアンバランス量が変化する場合



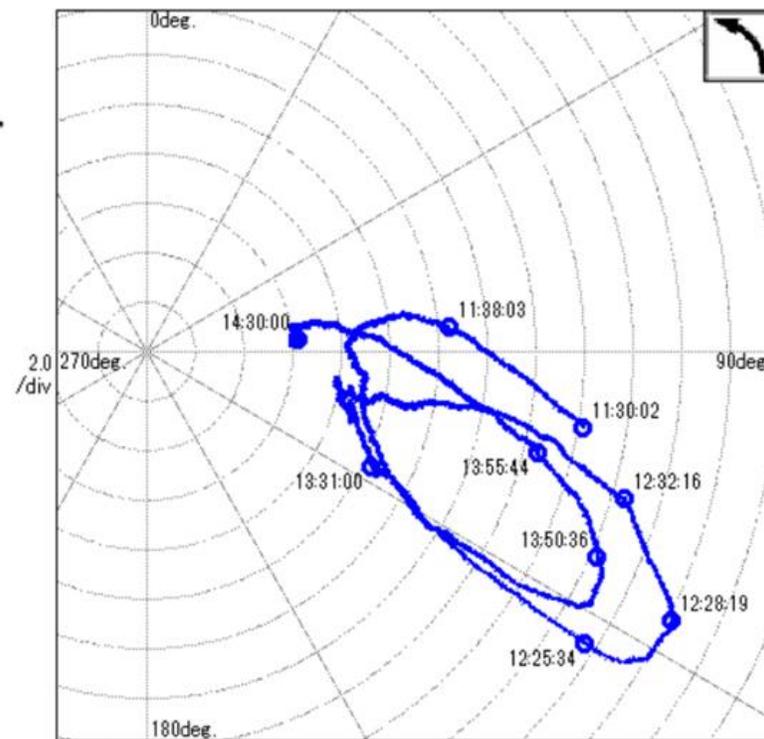
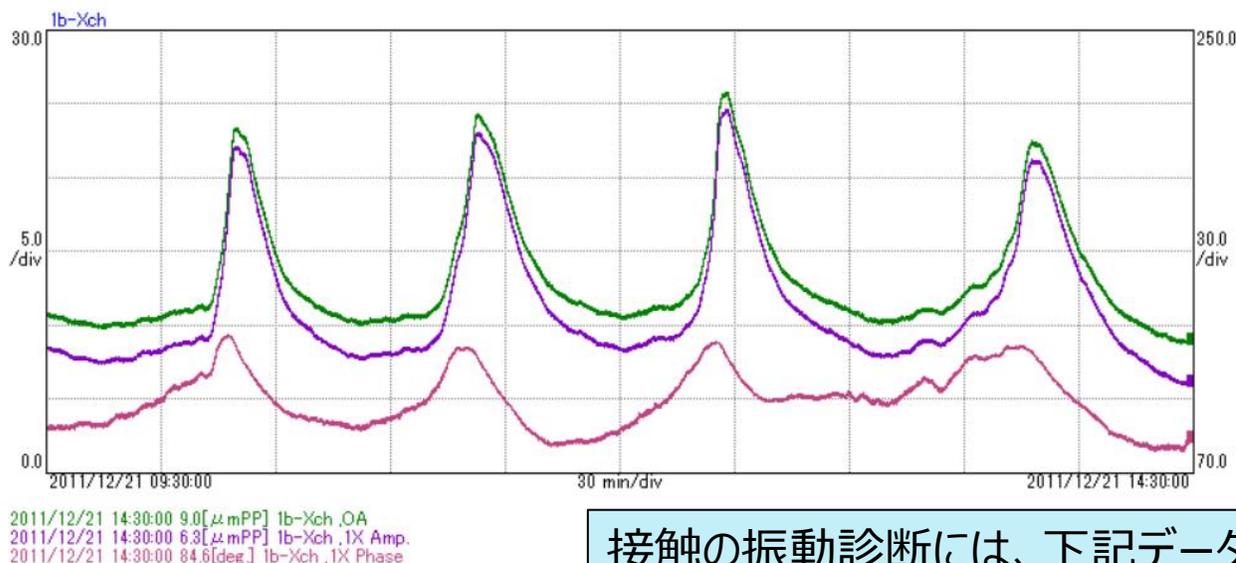
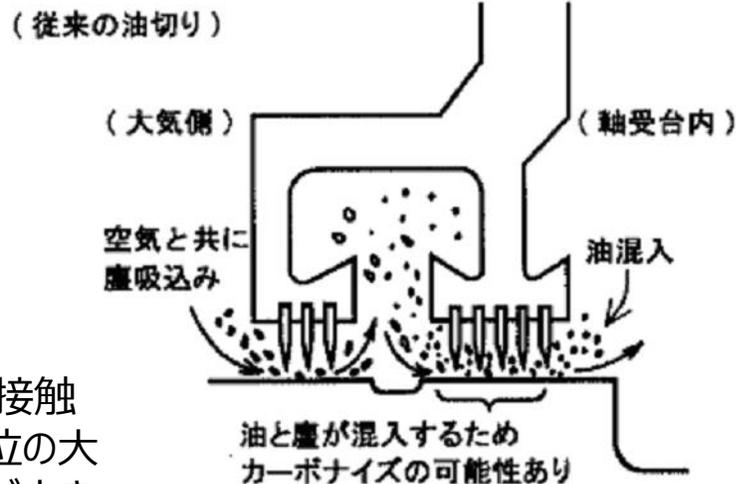
- ・熱曲がりによるアンバランスが既存のアンバランスの2倍以上の、又は熱曲がり量が増加/スケルが蓄積し接触する場合は、位相が回る。
- ・既存のアンバランス方位は、軸振動ベクトルの巡回速度の最も早い方位より遅れ角分進んだ方位にある。接触圧縮する変位量が大きく熱曲がりによるアンバランスが大きいため。(次頁の実例を参考方)

カーボナイズド・ラビング実例

油漏洩止めリングに塵埃が付着し、この塵埃に吸着した潤滑油がタービンの輻射熱で炭化（カーボナイズ）する。

1時間に1回振動ベクトルが巡回している。

アンバランス荷重方位に、軸熱曲がりのよる荷重が加算されると接触の振動ベクトルが大きくなるので楕円となり、軸曲がり量が変位の大きさに依存しているので、変位が大きい部分では、巡回速度が大きくなっていることがわかる。



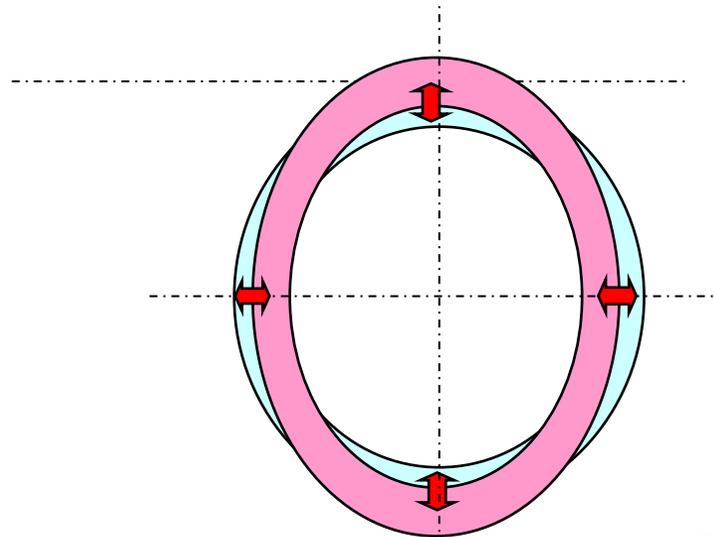
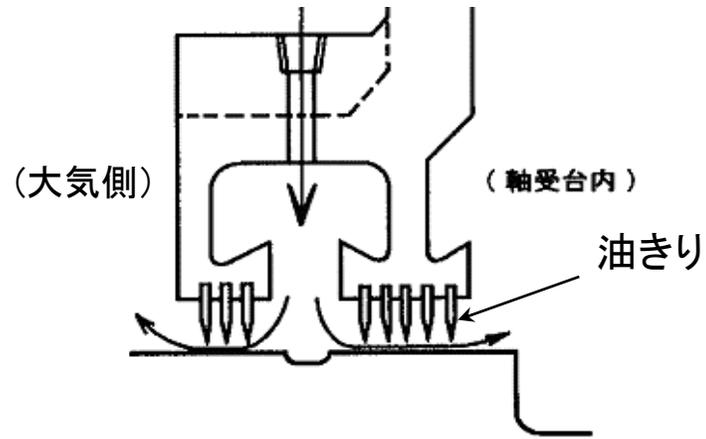
接触の振動診断には、下記データを評価方

- 軸心軌跡
- 軸心拳動（軸心軌跡中心の時間的変化）
- 軸振動ベクトルの時間変化(既存のアンバランス方位の推定)

軸心軌跡は、振れまわり方位の剛性が同じ場合、楕円or円形？

他の接触振動の例

(1) 油きりの固有振動数で発生する振動



面内振動の振動モード



面外振動の振動モード
(面内振動周波数とは異なる)

(2) 転がり軸受外輪の固有振動数で振動
(しまりばめの場合は、固定のための剛性が影響し解析値とずれる)

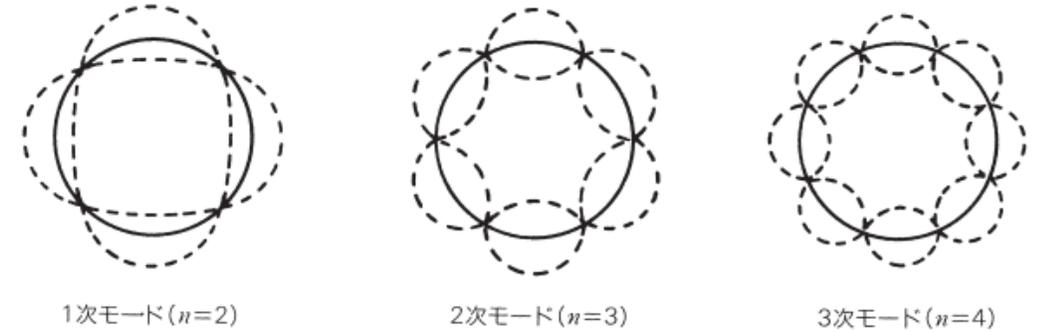


図1 ラジアル方向1～3次の振動モード

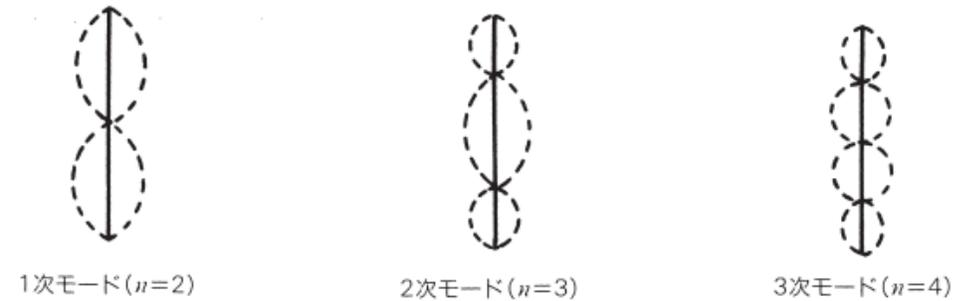
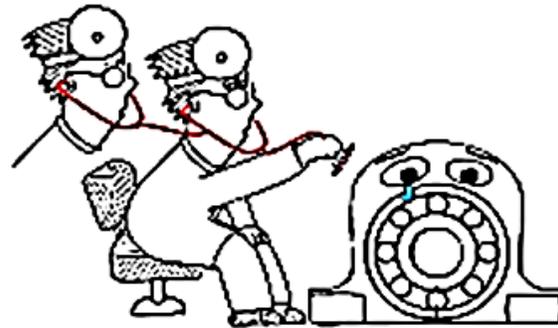


図2 アキシアル方向1～3次の振動モード

状態監視振動診断技術者コミュニティの輪を広げましょう

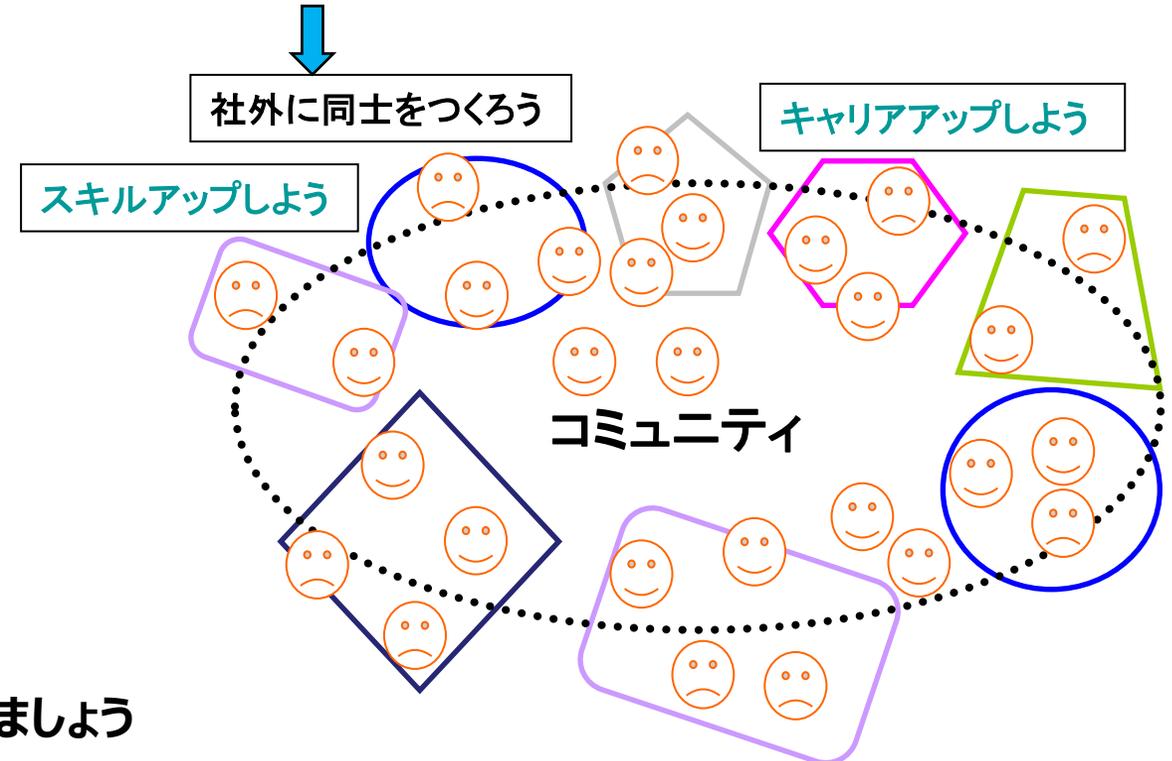
資格のメリット

- ① 技術の品質が保障される
- ② 技術レベルの目安となり技術継承の物差しとなる
- ③ 発注先の選定条件として使用できる
- ④ 国内外の仕事の受注につながる
- ⑤ 国内外での議論の場で優位に立てる



機械の故障診断だけでなく、
機械のお医者さんとなり
「健康診断」により生産性向上を

v_BASE(振動工学データベース研究会)への参加
「振動・騒音トラブル対策事例1043件」の活用



来年のコミュニティミーティングでは、顔を合わせて議論をしましょう