

# 「摩耗による劣化診断事例と 要因分析による対策」

2011年 10月 14日

東芝原子力エンジニアリングサービス(株)

渡部幸夫



東芝グループは、持続可能な  
地球の未来に貢献します。

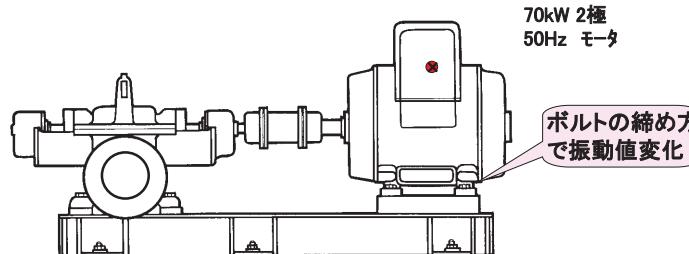
Copyright 2011, Toshiba Corporation.

## I. 摩耗による劣化診断事例

### 1. 回転機の据付け接触面変化による振動変化とその対策

#### 1.1 モータの据付け接触面変化による振動変化

ポンプ分解点検後にモータ吊り耳位置で振動大



## 目次

摩耗による劣化診断事例を紹介し、その事例を参考とした、要因分析による対策の方法を提案する。表面だけの原因対策のために、繰り返してしまう劣化対策に参考となる方法である。今回は、摩耗事象にかかる要因を取り上げ、それらの要因が重なり合って劣化を加速する負の連鎖を見つけ出し、その連鎖を断ち切る対策を策定する方法を紹介する。

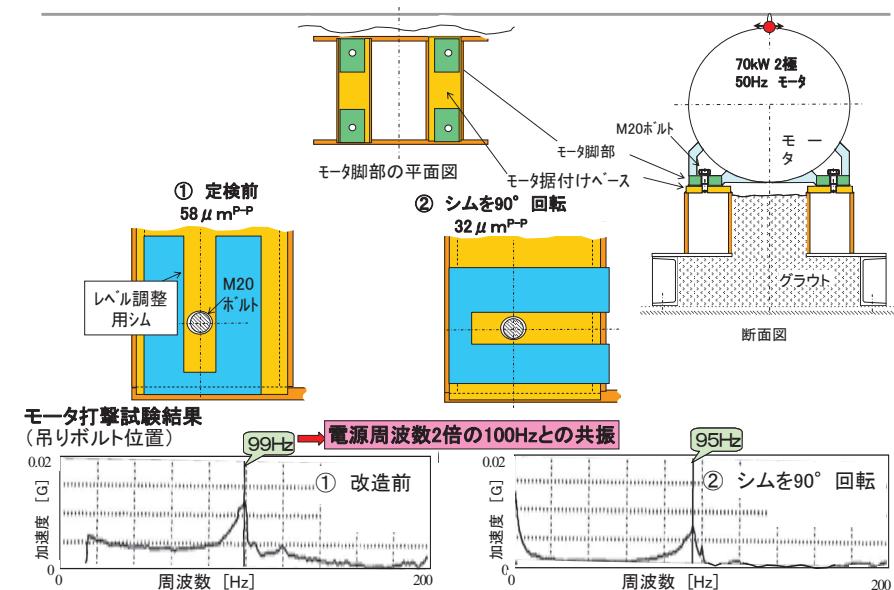
### I. 摩耗による劣化診断事例

1. 回転機の据付け接触面変化による振動変化とその対策
2. コンプレッサーの振動変化とその対策
3. 配管の振動変化とその対策
4. 縦型ポンプのミスアライメントによる振動変化とその対策
5. 摩耗による劣化現象に対する診断・対策のまとめ
6. 機器別の摩耗箇所の点検方法と診断方法

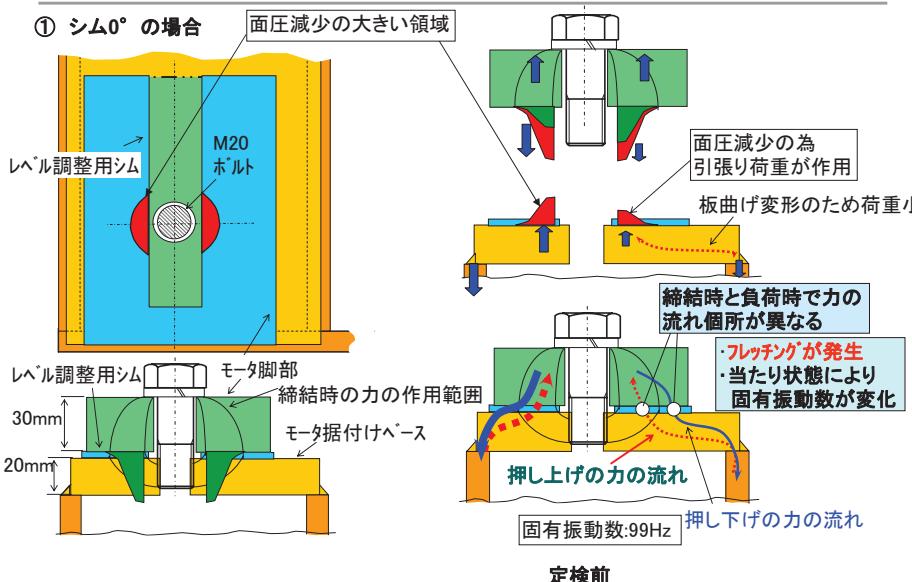
### II. 要因分析による対策

1. 劣化による不具合現象の分析
2. 事例を用いた要因分析による対策例
3. 摩耗劣化の要因分析(負の連鎖ループ)

## モータギャップ不平衡による電源周波数2倍振動が固有振動数と一致して共振



## 振動変化の原因

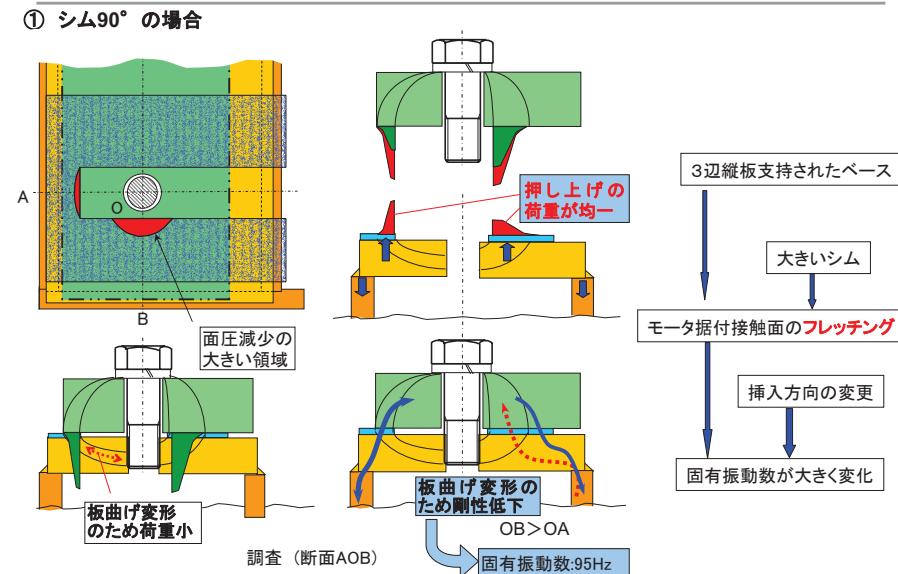


TOSHIBA  
Leading Innovation >>>

Copyright 2011, Toshiba Corporation.

4

## 振動変化の原因

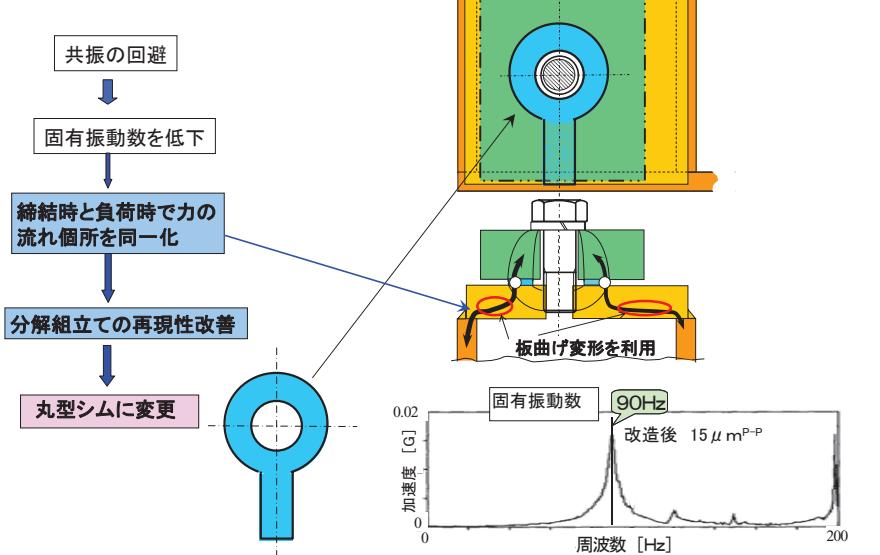


TOSHIBA  
Leading Innovation >>>

Copyright 2011, Toshiba Corporation.

5

## 対策



TOSHIBA  
Leading Innovation >>>

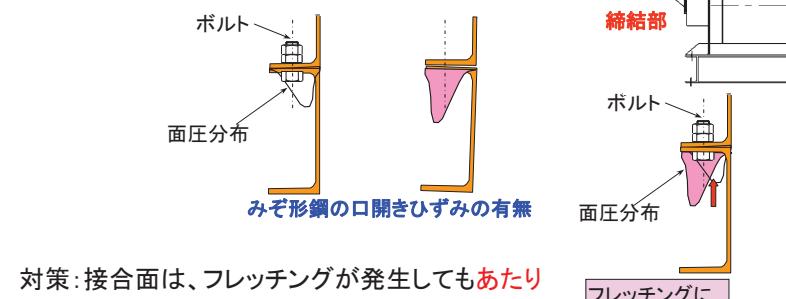
Copyright 2011, Toshiba Corporation.

6

## 1.2 ファン架台の据付け接触面による同機種の振動差大

現象:回転周波数が、架台の固有振動数近傍のため、据付け接触面のあたりの差による固有振動数の変化が、応答倍率を最大約2倍に変化。

診断:締結部の接触面圧分布がどのようにになっているかを診断して、剛性評価。



対策:接合面は、フレッチングが発生してもあたりが変化しない場所を選定し、締結荷重が変化しない適切な面積を定めシムを挿入した。

TOSHIBA  
Leading Innovation >>>

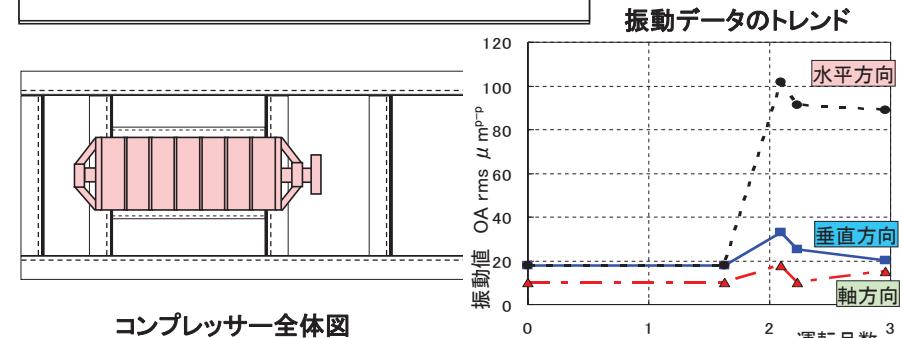
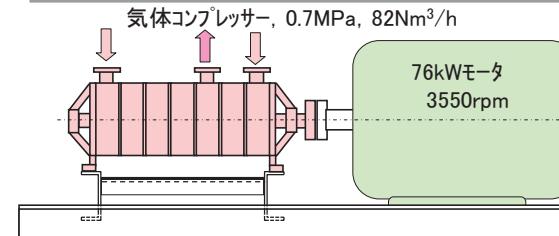
Copyright 2011, Toshiba Corporation.

7

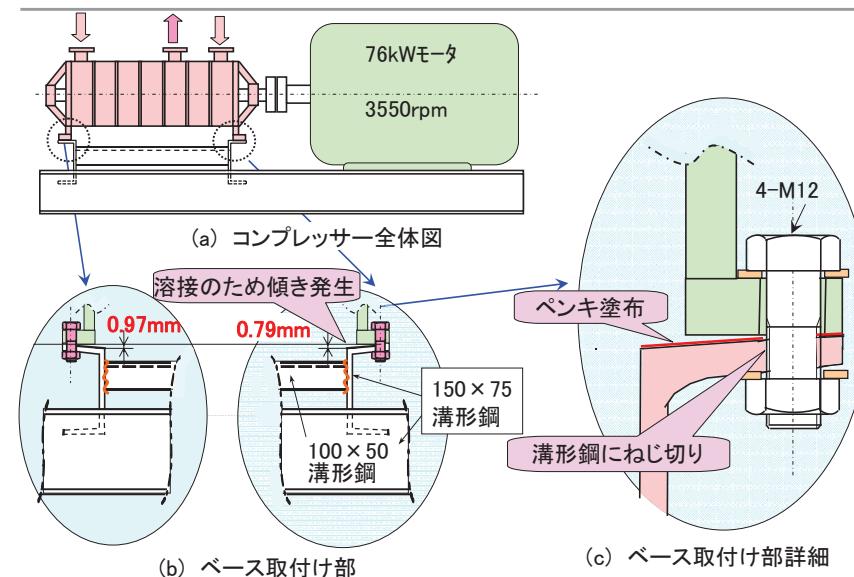
### 1.3 回転機の据付け接触面の診断と対策

- ①据付けの再現性を良くするためには、接合部での締結時の力の流れと負荷時の力の流れを同じにすることが重要である。接合部のフレッチングによる据わりの変化を避ける。
- ②締結部の接合面は広すぎると面圧の差が大きいので、据わりの変化が大きい。表面が、陥没しない適切な接合面の広さの選定が必要である。
- ③締結部の接合面が広い場合は、シム形状を工夫すれば、据付け剛性の再現性は改善できる。

### 2. コンプレッサーの振動変化とその対策

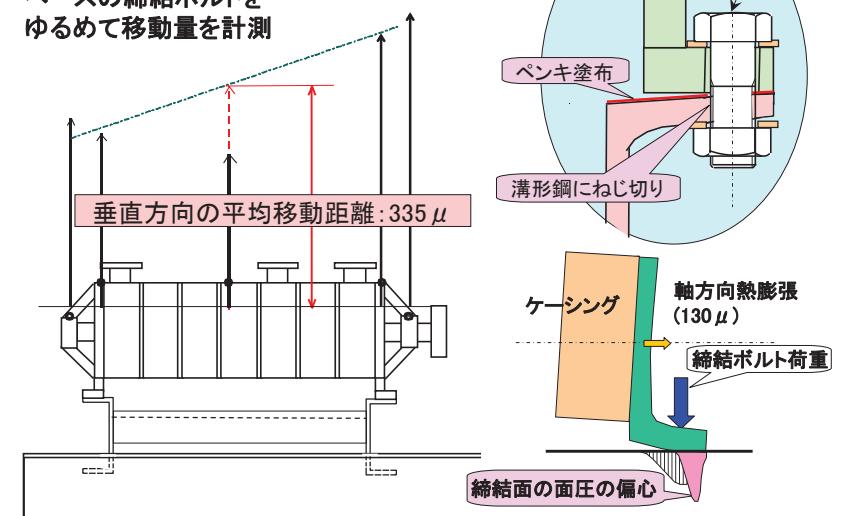


### コンプレッサーの構造

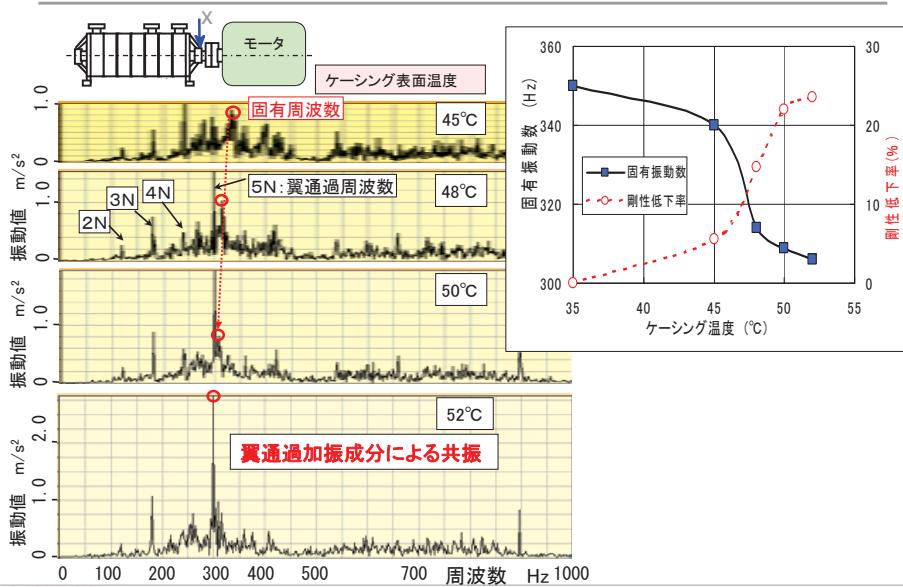


### 調査

ベースの締結ボルトをゆるめて移動量を計測



## 軸受部の上下振動の周波数変化



TOSHIBA  
Leading Innovation >>> Copyright 2011, Toshiba Corporation.

12

## 締結荷重の初期ゆるみ計算

ボルト・ナット系のばね定数 :  $K_t$

$$\frac{1}{K_t} = \frac{1}{E_b} \left( \frac{\epsilon_a + \epsilon_b}{A} + \frac{\epsilon_s + \epsilon_n}{A_s} \right)$$

$\epsilon_b$  : ボルト頭等価長さ = 0.4d

$$A : \frac{\pi}{4} d^2$$

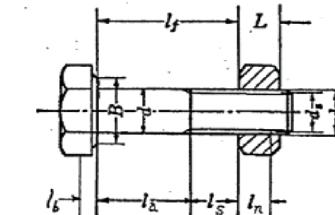
$$A_s : ボルトのねじの有効断面積 = \frac{\pi}{4} d_s^2 \quad (d_s = \frac{d_1 + d_e}{2}, d_1 : ボルトの谷径, d_e : ボルトの有効径)$$

$\epsilon_n$  : はめあいねじ部の等価長さ

○ナットの場合 :  $\epsilon_n = 0.7d$

○植込みねじの場合 :  $\epsilon_n = 0.5d$

$E_b$  : ボルト材のヤング率



ねじ部の変形量 :  $\delta_n$

$$\delta_n = l_f \times \frac{\sigma}{E_b} = 0.7d \times \frac{0.7\sigma_y}{E_b} = 10 \mu m$$

軸部の変形量 :  $\delta_s$

$$\delta_s = l_f \times \frac{\sigma}{E_b} = 1.5 d \times \frac{0.7\sigma_y}{E_b} = 21 \mu m$$

(M12,SUS304の場合)

TOSHIBA  
Leading Innovation >>>

Copyright 2011, Toshiba Corporation.

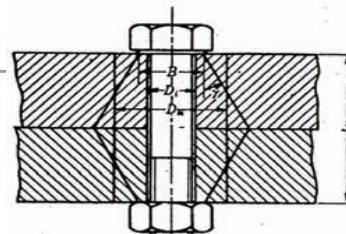
山本晃:ねじ締結の理論と計算、養賢堂、P95より 13

## 締結荷重の初期ゆるみ荷重計算: $F_s$

$$F_s = \frac{K_t \cdot K_c}{K_t + K_c} \cdot \epsilon_s = Z \cdot \epsilon_s \quad l_f$$

Z: へたり係数

$\epsilon_s$ : 初期ゆるみ量

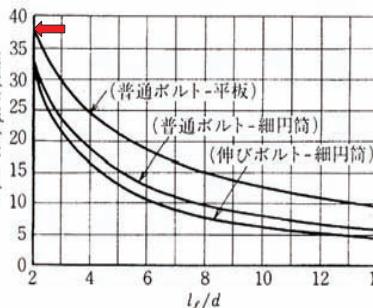


$$F_s = 38N/(\mu \cdot mm) \times 4箇所 \times 2 \mu m \times 12mm = 3800N$$

いろいろな外力状態に対する1接合面当たりの初期ゆるみ量の標準値

(ねじ面は1つの接合面として数える。)

接合面の数 (ねじ部も含める)	締付け長さ比 $l_f/d$ に対する初期ゆるみ量, $\mu m$		
	2.5	5	10
2~3	1.5	2	2.5
4~5	1	1.25	1.5
6~7	0.7	0.9	1.1



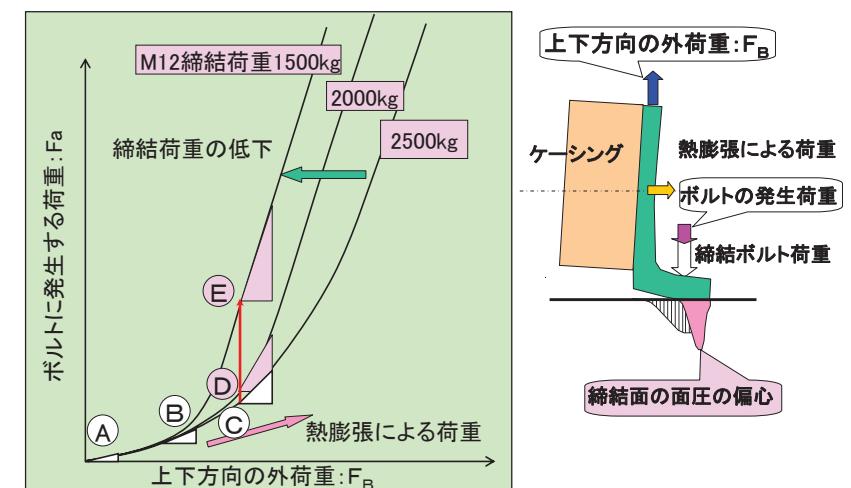
TOSHIBA  
Leading Innovation >>>

Copyright 2011, Toshiba Corporation.

山本晃:ねじ締結の理論と計算、養賢堂、P95より 14

## 締結荷重管理

ボルトの締結荷重が減少すると、大きく上下方向の剛性低下が発生するので、締結荷重の管理が必要。

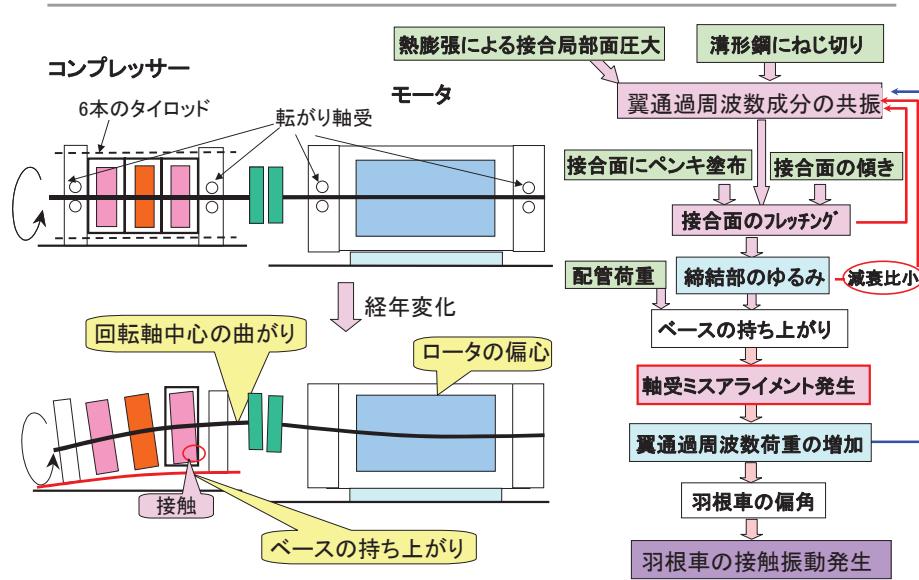


TOSHIBA  
Leading Innovation >>>

Copyright 2011, Toshiba Corporation.

15

## 経年変化で振動大となった原因



TOSHIBA  
Leading Innovation >>>

Copyright 2011, Toshiba Corporation.

16

## コンプレッサーの振動変化の診断と対策

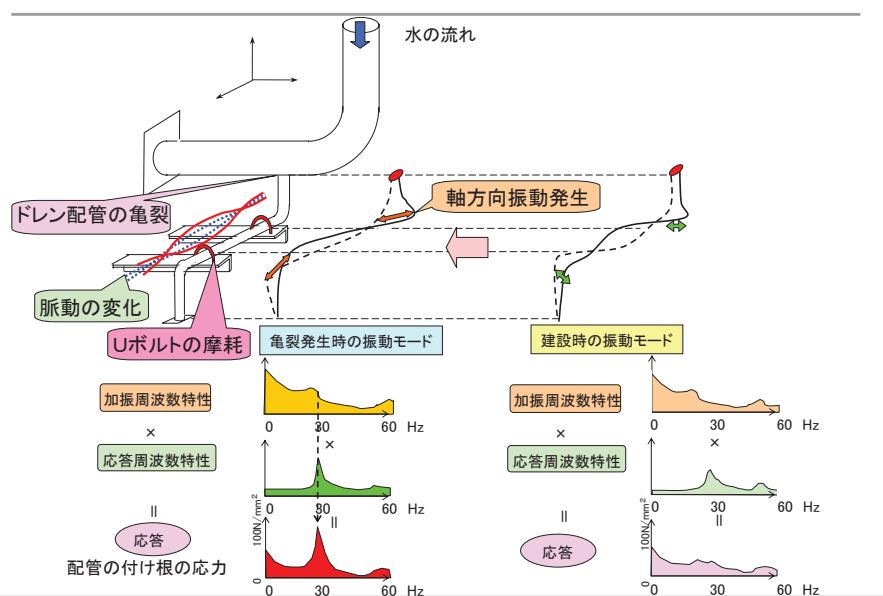
- ① ベースの増し締めを行う時、ベースが上下に移動しないことを確認すべき。
- ② めねじに対して、振動に対するゆるみ止め対策としてナットを用いると締結荷重のチェックが困難であるので、採用しない方が良い。
- ③ 接合面にペンキを塗布するのは、問題外。(意外とチェックされていない。)
- ④ 締結部のゆるみは、剛性の低下だけでなく、軸受ミスマライメントを引き起こすので注意。特に、基礎台がチャンネル溶接構造の場合、注意が必要。
- ⑤ 热膨張変位が付加する締結部は、フレッチングが発生するので、締結荷重の管理が重要である。
- ⑥ 振動による初期ゆるみ防止対策は、締結部の締付け長さをボルト呼び径の2倍以上する。締付け長さを28mm長くして、初期ゆるみを、4割減少させた。

TOSHIBA  
Leading Innovation >>>

Copyright 2011, Toshiba Corporation.

17

## 3. 配管の振動変化とその対策



TOSHIBA  
Leading Innovation >>>

Copyright 2011, Toshiba Corporation.

18

## 配管サポート(Uボルト)のフレッチング

### プラントの経年変化

・配管内部のスケール蓄積  
・熱交換器・ポンプ効率低下

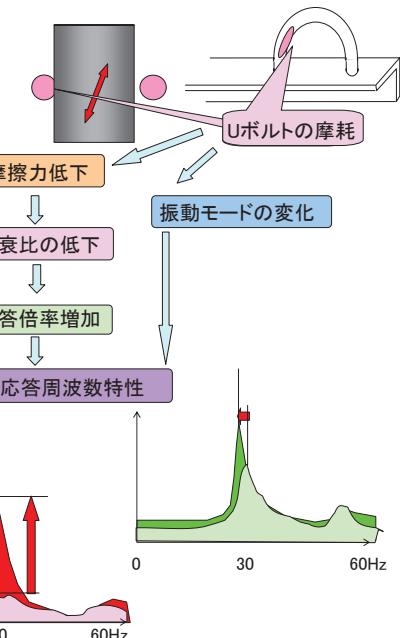
### ポンプ流量の増加

・静的荷重(熱荷重)  
・翼通過周波数の増加  
・キャビティーンの発生

### 加振周波数特性の変化

### 応答周波数特性

### 配管応力増大 摩耗速度の増加



TOSHIBA  
Leading Innovation >>>

Copyright 2011, Toshiba Corporation.

19

## キャビティーンの発生原理

### キャビティでの渦剥離周波数 $f_c$

$$f_c = \frac{St \times V}{d} \quad \dots \dots (1)$$

ここで、 $V$  : 母管の平均流速  
 $St$  : ストローハル数

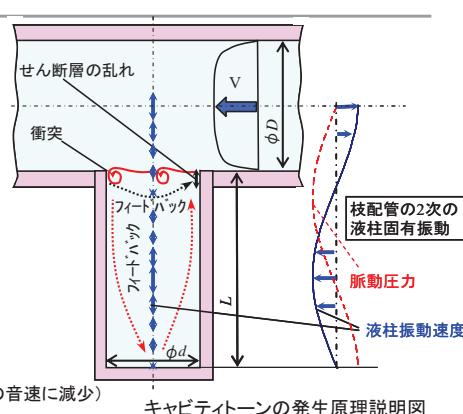
(凹みの深さ  $L$ 、前縁部の形状、分岐配管の  $d/D$  値 ( $d$  : 支管径、 $D$  : 母管径) 等により、その値が変わるので、注意が必要)

### 分岐配管の液柱固有振動数 : $f_n$

$$f_n = \frac{(2n-1)c}{4[L + (D/2)]} \quad \dots \dots (2)$$

$n=1,2,3$

C: 音速(気泡が0.1%混入すると水圧300kPaで、1/2の音速に減少)



キャビティーンの発生原理説明図

### キャビティーン : $f_{ct}$ ( $f_c = f_n$ )

凹み（キャビティ）の開口部を流れがよぎる時に発生する大きな振動騒音をキャビティーンという。このような凹みは、母管への枝管（ドレン、ペント、計装）の接続部や、主蒸気配管への遮蔽安全弁の接続部等に見られる。

この振動は、キャビティ前縁にて発生した渦が、キャビティ後縁に衝突し圧力変動を起こし、それがキャビティ内の液柱固有振動数の振動モードを励振させ、前縁にて発生する渦を大きくする自励振動現象である。

浅いキャビティの場合は流れ方向、深いキャビティの場合は深さ方向の液柱固有振動数と一致した場合に発生。

## キャビティで発生する脈動圧の引き込み現象

### キャビティで発生する脈動圧

19.0 m<sup>3</sup>/hr

1次液柱固有振動数

2次液柱固有振動数

翼通過周波数

1次の圧力分布 (98Hz)

2次の圧力分布 (293Hz)

脈動圧力 [kPa]

1.0

0.0

-1.0

-2.0

-3.0

-4.0

-5.0

-6.0

-7.0

-8.0

-9.0

-10.0

-11.0

-12.0

-13.0

-14.0

-15.0

-16.0

-17.0

-18.0

-19.0

-20.0

-21.0

-22.0

-23.0

-24.0

-25.0

-26.0

-27.0

-28.0

-29.0

-30.0

-31.0

-32.0

-33.0

-34.0

-35.0

-36.0

-37.0

-38.0

-39.0

-40.0

-41.0

-42.0

-43.0

-44.0

-45.0

-46.0

-47.0

-48.0

-49.0

-50.0

-51.0

-52.0

-53.0

-54.0

-55.0

-56.0

-57.0

-58.0

-59.0

-60.0

-61.0

-62.0

-63.0

-64.0

-65.0

-66.0

-67.0

-68.0

-69.0

-70.0

-71.0

-72.0

-73.0

-74.0

-75.0

-76.0

-77.0

-78.0

-79.0

-80.0

-81.0

-82.0

-83.0

-84.0

-85.0

-86.0

-87.0

-88.0

-89.0

-90.0

-91.0

-92.0

-93.0

-94.0

-95.0

-96.0

-97.0

-98.0

-99.0

-100.0

-101.0

-102.0

-103.0

-104.0

-105.0

-106.0

-107.0

-108.0

-109.0

-110.0

-111.0

-112.0

-113.0

-114.0

-115.0

-116.0

-117.0

-118.0

-119.0

-120.0

-121.0

-122.0

-123.0

-124.0

-125.0

-126.0

-127.0

-128.0

-129.0

-130.0

-131.0

-132.0

-133.0

-134.0

-135.0

-136.0

-137.0

-138.0

-139.0

-140.0

-141.0

-142.0

-143.0

-144.0

-145.0

-146.0

-147.0

-148.0

-149.0

-150.0

-151.0

-152.0

-153.0

-154.0

-155.0

-156.0

-157.0

-158.0

-159.0

-160.0

-161.0

-162.0

-163.0

-164.0

-165.0

-166.0

-167.0

-168.0

-169.0

-170.0

-171.0

-172.0

-173.0

-174.0

-175.0

-176.0

-177.0

-178.0

-179.0

-180.0

-181.0

-182.0

-183.0

-184.0

-185.0

-186.0

-187.0

-188.0

-189.0

-190.0

-191.0

-192.0

-193.0

-194.0

-195.0

-196.0

-197.0

-198.0

-199.0

-200.0

-201.0

-202.0

-203.0

-204.0

-205.0

-206.0

-207.0

-208.0

-209.0

-210.0

-211.0

-212.0

-213.0

-214.0

-215.0

-216.0

-217.0

-218.0

-219.0

-220.0

-221.0

-222.0

-223.0

-224.0

-225.0

-226.0

-227.0

-228.0

-229.0

-230.0

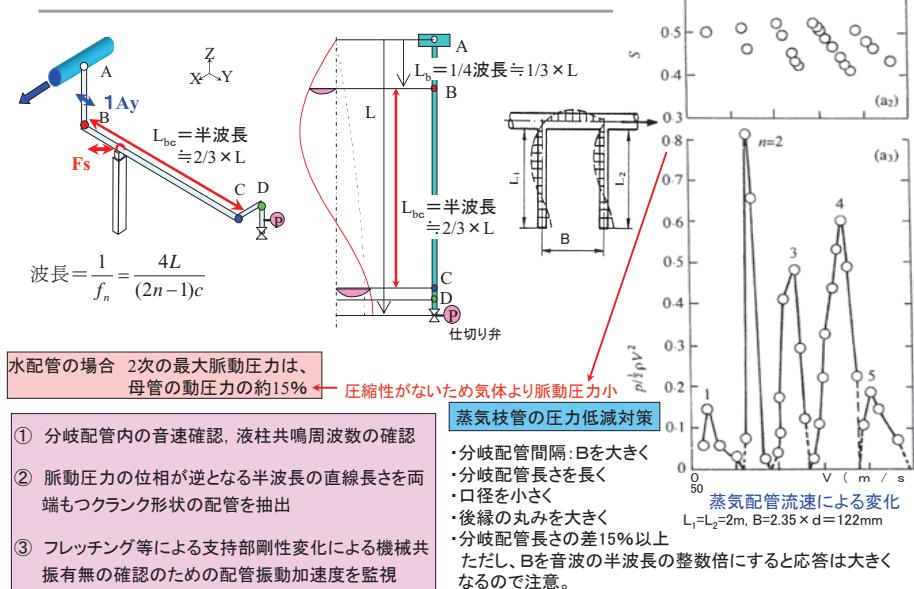
-231.0

-232.0

-233.0

-234.0

## 分岐配管に発生するキャビティーンの監視方法



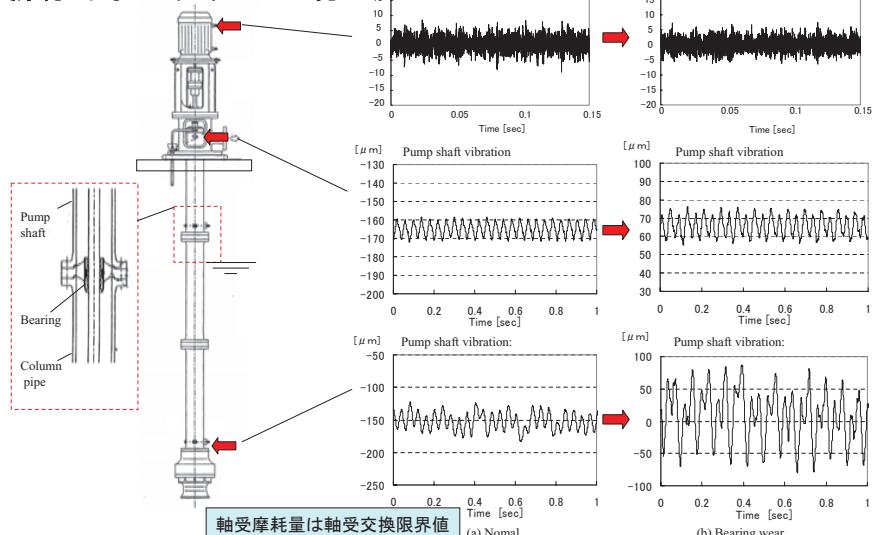
TOSHIBA  
Leading Innovation

Copyright 2011, Toshiba Corporation.

24

## 4. 縦型ポンプのミスアライメントによる振動変化とその対策

### 軸受摩耗によるフルイドホワールの発生



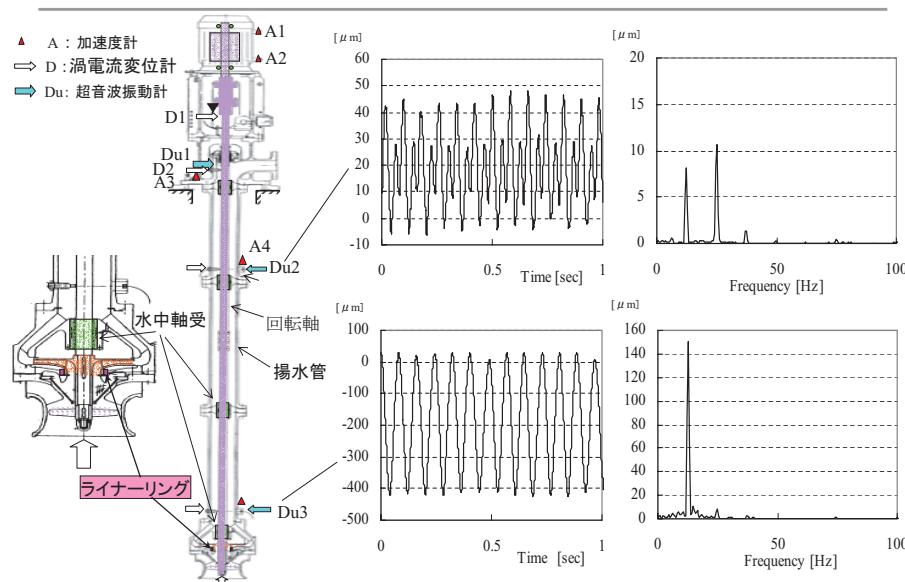
TOSHIBA  
Leading Innovation

Copyright 2011, Toshiba Corporation.

渡部ほか第14回動力・エネルギー技術シンポジウム(2009)

25

### 軸受とライナーリング摩耗によるフルイドホワールの発生

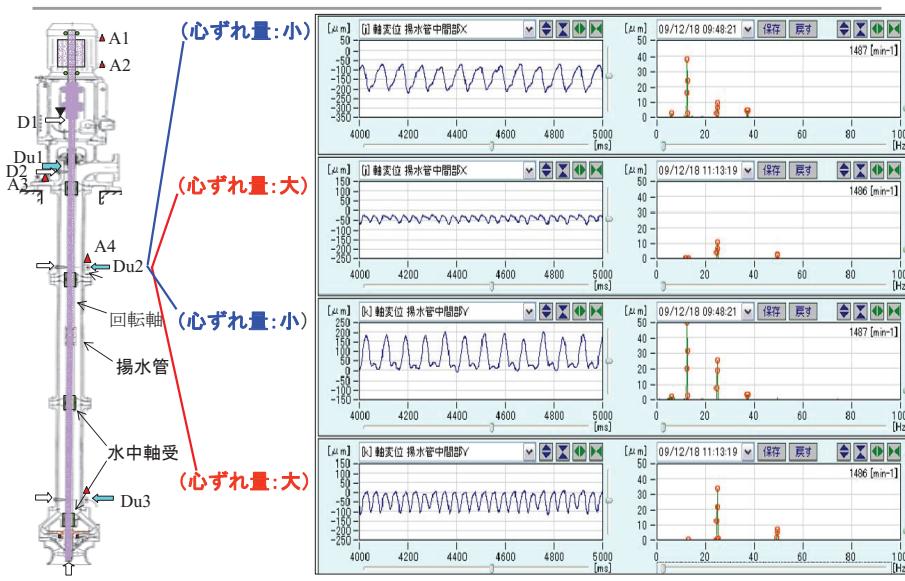


TOSHIBA  
Leading Innovation

Copyright 2011, Toshiba Corporation.

26

### フルイドホワールの軸受心ずれの影響

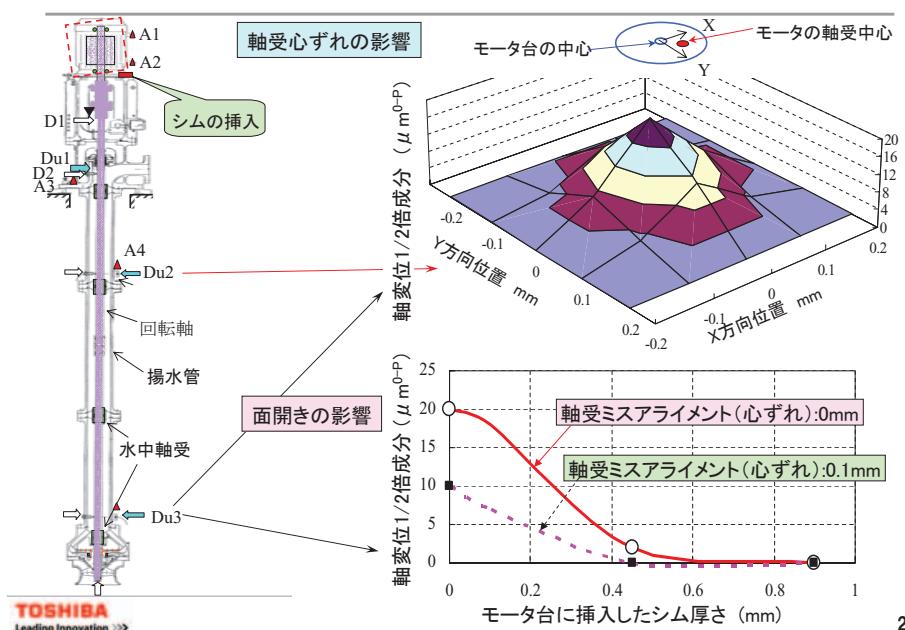


TOSHIBA  
Leading Innovation

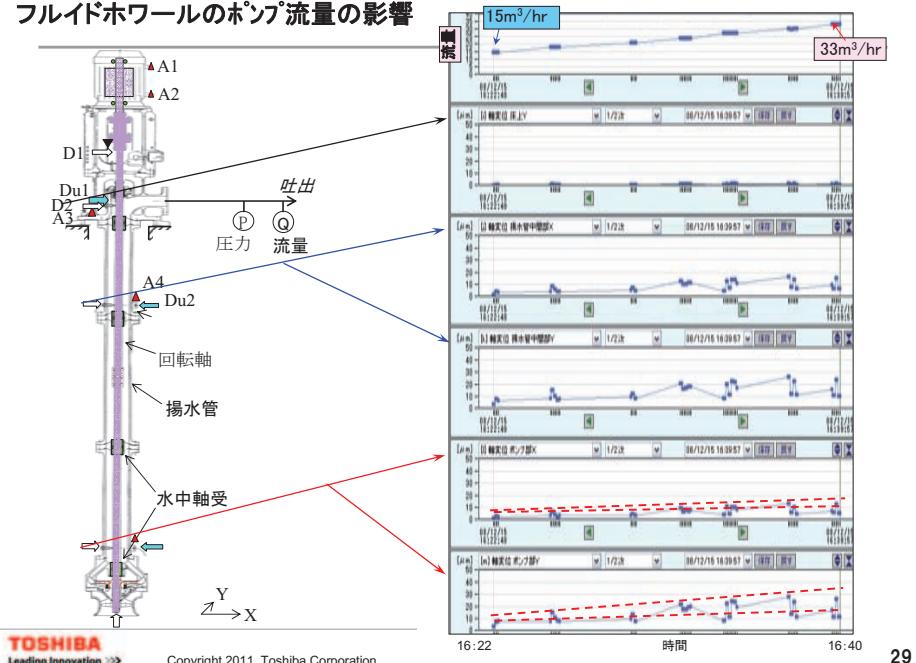
Copyright 2011, Toshiba Corporation.

27

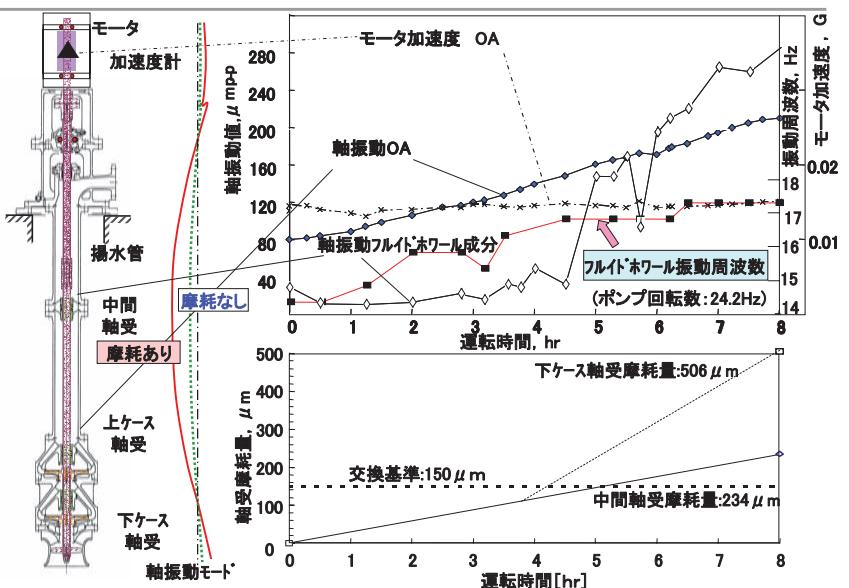
## フルードホワールの軸受心ずれと面開きの影響



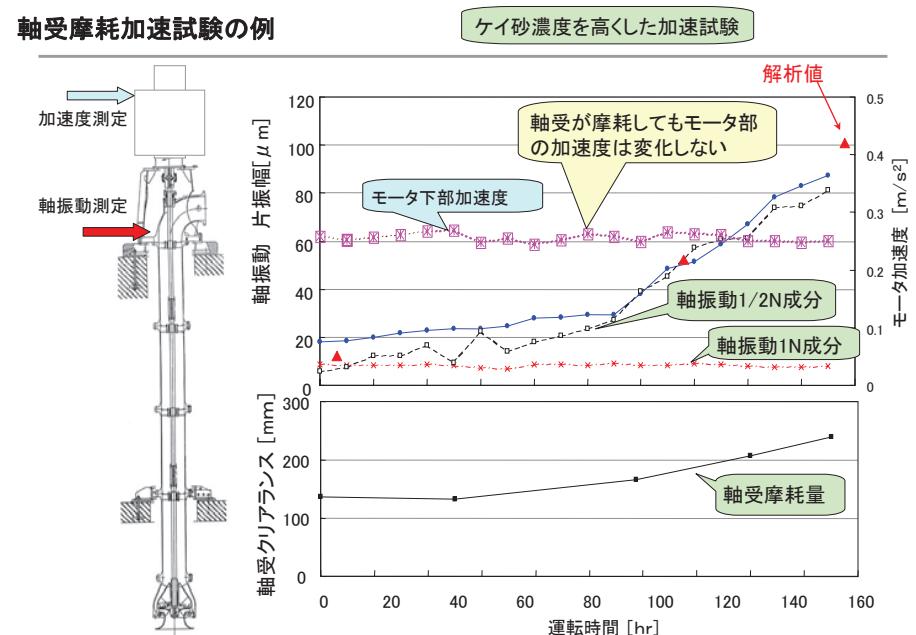
## フルードホワールのポンプ流量の影響



## すべり軸受のフルードホワール振動による摩耗速度／振動周波数の増加



## 軸受摩耗加速試験の例



## 5. 摩耗による劣化現象に対する診断・対策のまとめ

### (1) 引っかき摩耗(アブレシブ摩耗)の診断と対策 (すべり軸受を対象)

- ① 軸受の摩耗速度は、静荷重の影響が大きいので、アライメントを適切に管理
- ② 軸受の摩耗速度は、潤滑材異物濃度／温度／回転数／表面粗さに大きく影響するので、プロセスデータを同時に採取して摩耗特性を把握
- ③ 縦型回転機の場合、アライメントによりフレイドロホワール振動が発生するので、軸振動監視が必要
- ④ 起動停止回数が多い回転機は、摩耗量がその回数の影響を受けるので、その回数の監視が必要

### (2) 微動摩耗(フレッチング摩耗)による再組立てごとの状態変化防止対策

- ① 接合部での締結時の力の流れと負荷時の力の流れを同じにする
- ② 締結部の接合面圧を適切な値で均一にするようシム、締結方法を工夫
- ③ 締結部に挿入するシムは、再設置の位置を同じにする
- ④ 接合面間の相対変位振動が発生しないよう締結方法、構造を工夫
- ⑤ はめあい部には、隙間腐食が発生しないよう潤滑／シールする
- ⑥ フレッチング摩耗が発生したら、酸化物を除きシムを挿入する  
(回転体の場合は、バランスの再調整を必ず実施)

劣化傾向を把握するためには、アライメントをばらつき無く調整することが重要

レーザを用いたアライメント計測装置の使用など

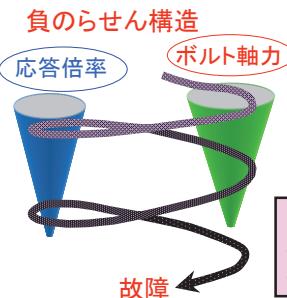
TOSHIBA  
Leading Innovation

Copyright 2011, Toshiba Corporation.

32

## II. 要因分析による対策

### 1. 劣化による不具合現象の分析



FMEAやFTAが使えない理由  
・各要因の複合事象を見ない  
・変化する連鎖事象を見ない

FMEA: 故障モード影響解析 (Failure Mode and Effect Analysis)  
FTA: 故障樹木解析 (Fault Tree Analysis)

- 不具合事象の要因をすべて挙げる
- 各要因のつながりを調査
- 連鎖要因を調査

- 多方向からの分析
- ・静止系からの分析
  - ・回転系からの分析
  - ・被駆動系からの分析 (水、蒸気など)
  - ・エネルギーバランス
  - ・熱バランス

TOSHIBA  
Leading Innovation

Copyright 2011, Toshiba Corporation.

34

## 6. 機器別の摩耗箇所の点検方法と診断方法

### ① 締結部/はめあい部 ……フレッチング ……凹凸酸化面 …… 固有振動数の変化

- ・はめあい部に粉が出てる
- ・当たり面の周辺の境界線がはっきりしている
- ・くぼみがある

### ② 摺動部

- a. 滑り軸受 ……アブレシブ摩耗 ……引っかき傷 ……油／グリースの摩耗粉分析／色による酸化分析、温度計測
- b. 転がり軸受 ……フレーリング ……うろこ状のへこみ ……傷から発生する特徴周波数振動の検知/とがり度監視
- c. 齒車カム ……ピッティング ……点状のへこみ ……かみ合い周波数振動の監視
- d. シール部 ……アブレシブ摩耗 ……引っかき傷 ……AE カウント

### ③ 配管

- a. 支持部 ……フレッチング ……凹凸酸化面 ……固有振動数の変化
- b. 曲がり部等の流量過大部 ……パーティクルエロージョン ……砂地帯の表面 …… ガイド波による検査  
・X線CT
- c. ソケット継ぎ手等の隙間部 ……隙間腐食 ……凹凸酸化面 ……リーク検知

### ④ 羽根車 ……パーティクルエロージョン ……引っかき状の凹凸 …… 翼通過周波数成分振動の消滅 ・ポンプ効率診断

### ⑤ 弁

- a.弁シート部 ……打撃摩耗 ……打痕観察 ……リーク検査/操作時間遅れ
- b.弁体ガイド部 ……フレッチング ……凹凸酸化面/くぼみ ……微開閉動作時間の測定

TOSHIBA  
Leading Innovation

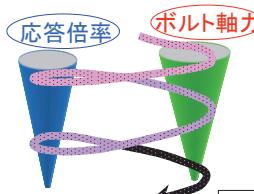
Copyright 2011, Toshiba Corporation.

機械状態監視診断技術者(ライセンス)資格の習得をお奨めします

33

## 2. 事例を用いた要因分析による対策例

### 負のらせん構造



対策: 負の連鎖を断ち切る

### 接合面のフレッチング

初期なじみ

減衰比小

翼通過周波数荷重大

ベースの浮き上がり

締付け長さ短

締結部の面圧分布変化

基準設置方法不備

初期なじみ

締結部のゆるみ

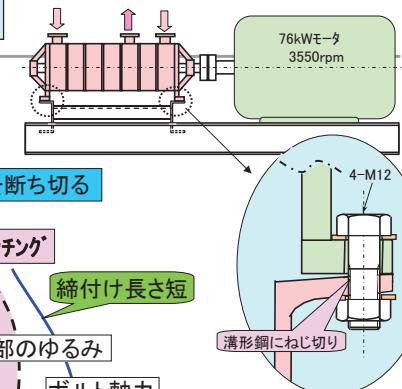
ボルト軸力の低下

増し締め方法不適切

シム枚数多

ベースの加工精度不良

ベースの剛性設計不良

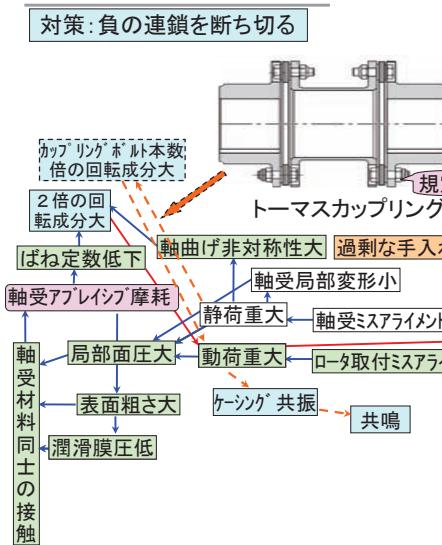


TOSHIBA  
Leading Innovation

Copyright 2011, Toshiba Corporation.

35

## 滑り軸受のポンプモータの事例



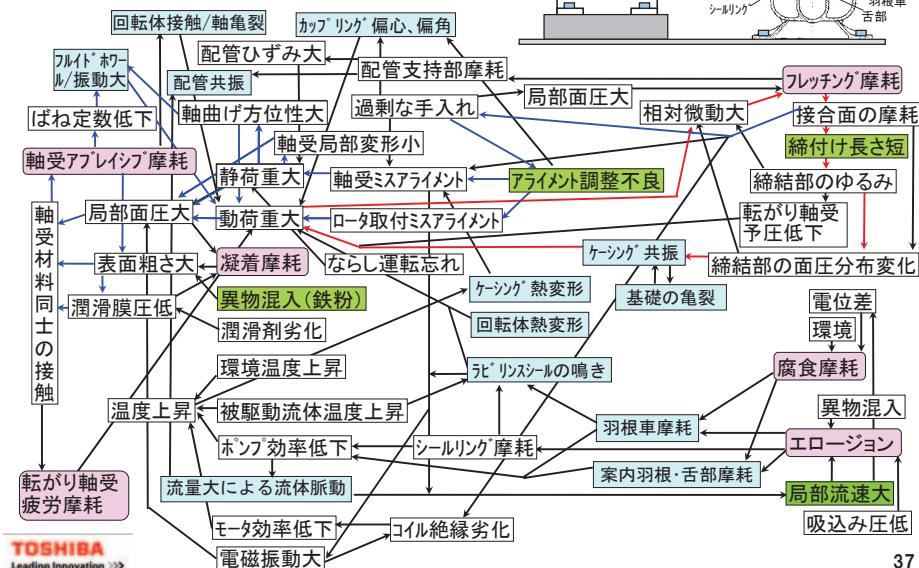
TOSHIBA  
Leading Innovation

Copyright 2011, Toshiba Corporation.

36

## 3. 摩耗劣化の要因分析 (負の連鎖ループ)

要因分析フローは、機械の駆動されるものの身になって考える



## 東芝の状態監視技術開発の状況

### ◆運転中監視技術開発

- 超音波による非分解運転監視技術

縦型ポンプ: 実機適用中、さらなる拡大を図る。

電動弁(弁棒)、熱交換器(伝熱管): 実機適用評価を実施する。

### ◆低コストで導入可能な監視システム開発

- 無線センサの実機化を推進する。

### ◆寿命・劣化予測技術開発

- 弁/熱交換器/配管(減肉)に対応した劣化予測システム拡張を進める。
- 点検によって得られる劣化データ蓄積による部品交換時期の予測をする。
- 解析による寿命予測手法を確立する。

TOSHIBA  
Leading Innovation

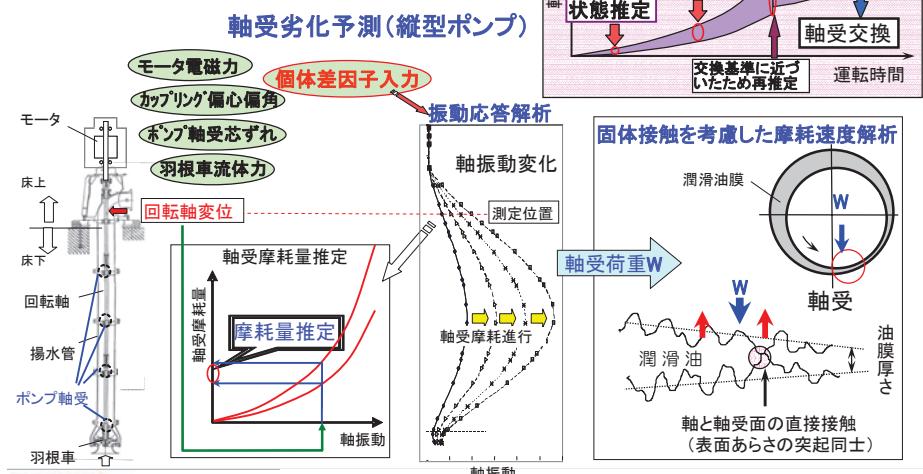
Copyright 2011, Toshiba Corporation.

38

## 解析による機器個体差を考慮した劣化予測

- 4つの個体差因子入力による個性評価

- 計測したポンプ軸振動から軸受摩耗量を推定
- 軸受摩耗速度を解析して、軸受交換時期を提示



TOSHIBA  
Leading Innovation

Copyright 2011, Toshiba Corporation.

39