

高経年化回転機械の劣化調査ならびに長寿命化対策

劉 信 芳（技術本部 技術部）
猪熊 康弘（技術本部 技術部）

馮 芳（技術本部 技術部）

高度成長期に設置された生産設備は運転開始して 30～40 年以上稼働し続け、老朽化が急速に進んでいる。そのため、一部の設備では故障が頻発し、突発的に停止する場合もあり、生産・品質・安全に悪影響を及ぼしている。メンテナンスサービスを提供する当社は、お客様と問題を共有し、「最適整備」の仕組みをつくり、高度な診断解析技術を用いた高経年化回転機械の劣化・故障原因調査から長寿命化対策の工事施工まで取り組んでいる。そして、現在まで数々の実績を挙げており、お客様の安全・安心な現場づくりに寄与している。本稿ではその一例を紹介する。

1. はじめに

高度成長期に設置された生産設備は、いまだに主力プラントとして運転されているケースが多い。これらの設備は運転開始して 30～40 年以上経過し、老朽化が急速に進んでいる。そのため、一部の設備では故障が頻繁に発生し、突発的に停止する場合もあり、生産効率、品質だけでなく、安全面にも大きな影響を与えている。メンテナンスサービスを提供する当社は、お客様と問題を共有し、「最適整備」の仕組みをつくり、高度な診断解析技術を駆使した高経年化回転機械の劣化・故障原因調査から長寿命化のための対策工事施工まで取り組んでいる。そして、現在までスクリーナー圧縮機、大型送風機、大型ポンプ、圧延ライン用駆動減速機、攪拌機、高炉の炉頂挿入装置など数々の実績を挙げており、お客様の安全・安心な生産現場づくりに寄与し、お客様より厚い信頼をいただいている。本稿では、その一例について紹介する。

2. 対象回転機械の概要

対象回転機械（以下対象機器と記す）は作業ローター、回転軸、軸受、プーリー、ケーシングにより構成され、対象機器複数台がチャンネル形鋼架台の上に設置されていた。その構造と設置状況を図 1 に示す。対象機器用の自動調心軸受の故障率は数年前から徐々に上がってきており、2009 年 1 月に整備後再稼働した 1 号機は半年未満で反駆動側の軸受が損傷した。お客様は損傷発生原因について機器メーカーと軸受メーカーに調査を依頼したが、原因特定はできなかった。また、2 号機は整備後再稼働から間もない 2009 年 8 月に、反駆動側の交換したばかりの軸受に損傷が発生した。

このような状況の中で、当社にお客様から損傷原因調査と整備対策提案の要請があり、対象機器の状態診断から損傷原因の調査、延命化対策工事まで一貫して対応した。

3. 現場調査

当社が策定した高経年化設備の劣化調査要領に基づい

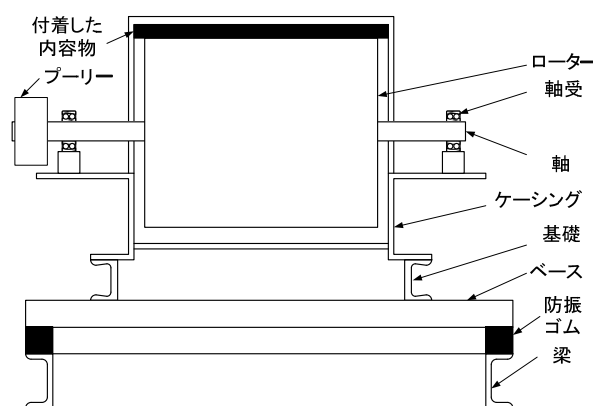


図 1 対象機器の構造と設置状況

て現場調査を行った。調査項目は、機器仕様、設置状況、運転状況、補修履歴、整備要領、整備担当者面談、損傷軸受回収・破面分析、振動信号計測・解析などである。

3.1 機器仕様、設置状況、運転状況調査

対象機器は図 1 に示すように、ベルト駆動で、作業ローターは両側の自動調心軸受に支えられ、軸受のハウジングは半割・全閉式である。駆動モーターと対象機器は共通のベースの上に設置され、ベースと梁との間に防振ゴムが 4 本挿入されていた。その防振ゴムには経年劣化、または荷重の違いにより不均一の変形が発生していることが目視で確認できた。また、通常運転中に対象機器周辺で高い振動が発生していた。

対象機器が稼働すると、内容物がケーシングの上部に付着し、徐々に固化する。そのため、回転中のローターには、周方向の摺動トルクと下向きの押しつけ力が生じていた。

3.2 補修履歴、整備要領調査

対象機器では整備、消耗部品の交換、付着した内容物の掃除が定期的に行われていた。また、軸受に損傷が発生すると、損傷した軸受の交換を行っていた。しかし、この交

換はほとんど片方の軸受ハウジングだけの取り外し・取り付け作業であった。そのため、軸受を交換した後の左右軸受ハウジングの中心ズレの状況および軸受と軸の芯ズレ状況は不明であった。

3.3 損傷軸受の回収、破面分析

整備後の再稼働から短い期間で反駆動側軸受の外輪とボールに激しい損傷が発生した。そこで損傷した軸受を回収し、軸受構成部品の材質と損傷部の調査を行った。

ボールの損傷状況を図2に、外輪の損傷状況を図3に示す。ボールおよび外輪ともに表面の一部に剥離が認められた。そこでこれらの剥離の原因を調査するため、剥離部を走査型電子顕微鏡（以下、SEM という）で観察した。ボール剥離部のSEM観察結果の一例を図4に示す。同図a部



図2 ボールの損傷状況

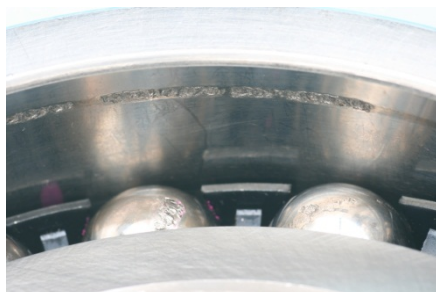
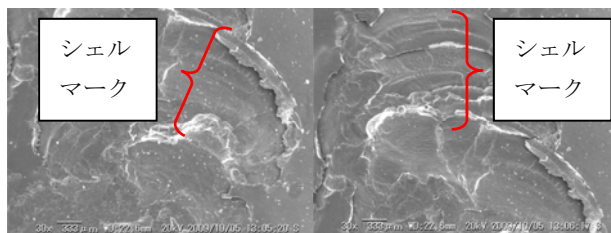
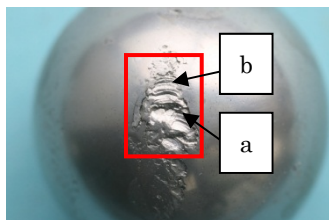


図3 外輪の損傷状況



a 部拡大 b 部拡大
図4 ボールの剥離部のSEM観察の一例

とb部のSEM写真を見ると、いずれも転がり疲労特有の「シェルマーク」が観察された。そのため、これらの表面剥離は面圧が過大であったことによる転がり疲労と断定した。

材質の調査では、軸受各構成部品の化学組成などには特に異常は認められなかった。

3.4 振動速度による設備劣化状態の評価²⁾

振動によって発生するエネルギーは、振動速度の2乗に比例し、設備の内部に伝達していく。そして、その過程で疲労や摩耗などの劣化を生じさせるため、振動速度は設備がどの程度疲労、または摩耗しているかを示す有効なパラメータである。振動速度を用いて、材料の疲労評価の有効性について以下に説明する。

振動数（周波数）を f とし、振動変位の振幅を D とすると、振動速度 V は

$$V = 2\pi f \times D \quad (1)$$

となり振動速度 V は振動数 f 、振動変位の振幅 D に比例する。

材料が繰り返し応力で疲労し破損するのは、応力振幅（変位量に比例）と繰り返し回数（振動数）によって決まってくる。応力振幅を σ とし、繰り返し回数を N 、定数を S とすると、材料の疲労特性には

$$\sigma \times N = S \text{ (一定)} \quad (2)$$

の関係がある。

前述のように応力振幅 σ は振動変位振幅と置き換え、繰り返し回数 N は振動数 f と置き換えることができるため、この関係は変位量を大きくし、振動数を少なくした場合と、逆に変位量を小さくし、振動数を多くした場合では、材料に与える厳しさは等しいといえる。すなわち、疲労を考えた振動の厳しさは、

$$\text{振動の厳しさ} = \text{変位量} \times \text{振動数} \quad (3)$$

となり、これは振動速度の振幅そのものである。

このように、振動速度は疲労や摩耗に対する評価値として非常に優れていることから、設備の劣化や異常原因解析に大変有効であり、ISO規格においても振動速度による回転機械状態判定基準を推奨している。

3.5 振動信号の計測・解析³⁾

軸受損傷の原因を特定するため、対象機器2台(1号機、2号機)に対し、表1に示す部位の振動信号を計測し、解析を行った。また、測定振動要素の周波数範囲を表2に示し、振動速度の判定基準をISO10816に基づき、表3に示す。

1号機、2号機の振動計測結果を表4、表5に示す。表中の振動速度について、判定基準の注意領域を超える値を黄色で、危険領域を超える値を赤色で示している。今回は現場の状況を勘案し、注意領域の下限しきい値を安全サイドの

2.50 として判定した。なお、振動変位(Disp)と振動加速度(Hi)の値は本件の検討と直接に関係がないため、割愛する。

1号機の振動計測結果により、計測箇所16ポイントのうち、12ポイントの振動速度が注意領域であった。振動加速度については、モーター両側軸受部①②がやや高いが、

表1 振動測定部位

番号	測定部位	測定方向*
①	モーター反駆動側軸受部	H, V
②	モーター駆動側軸受部	H, V
③	対象機器駆動側軸受部	H, V, A
④	対象機器反駆動側軸受部	H, V, A
⑤	対象機器駆動側架台部	H, V, A
⑥	対象機器反駆動側架台部	H, V, A

* H: Horizontal V: Vertical A: Axial

表2 測定振動要素の周波数範囲

振動要素	周波数範囲
変位(DISP: μm): RMS, P-P 値	5Hz~200Hz
速度(Lo: mm/s): RMS, Peak 値	3Hz~1kHz
加速度(Md: m/s^2): RMS, Peak 値	3Hz~10kHz
加速度(Hi: m/s^2): RMS, Peak 値	10kHz~40kHz

表3 振動速度判定基準

判定基準	注意領域	危険領域
速度(mm/s)	2.80 以上 7.10 未満	7.10 以上

表4 1号機の振動計測結果

測定位置	速度 Lo(mm/s)	加速度 Md(m/s^2)
①: H 方向	4.61	30.28
①: V 方向	4.96	11.51
②: H 方向	5.06	21.65
②: V 方向	5.79	12.60
③: H 方向	1.64	1.62
③: V 方向	3.78	3.74
③: A 方向	1.50	1.78
④: H 方向	2.98	4.59
④: V 方向	4.41	6.74
④: A 方向	1.51	2.38
⑤: H 方向	1.61	2.74
⑤: V 方向	3.71	1.89
⑤: A 方向	2.53	1.35
⑥: H 方向	2.66	3.17
⑥: V 方向	4.71	1.67
⑥: A 方向	2.88	1.23

表5 2号機の振動計測結果

測定位置	速度 Lo(mm/s)	加速度 Md(m/s^2)
①: H 方向	2.36	42.34
①: V 方向	7.33	23.72
②: H 方向	2.16	12.54
②: V 方向	6.54	12.82
③: H 方向	7.24	2.17
③: V 方向	3.36	4.64
③: A 方向	0.85	1.92
④: H 方向	7.13	1.43
④: V 方向	1.67	3.94
④: A 方向	0.46	1.35
⑤: H 方向	3.58	3.28
⑤: V 方向	3.84	2.99
⑤: A 方向	1.12	1.50
⑥: H 方向	4.42	1.86
⑥: V 方向	3.70	1.57
⑥: A 方向	1.27	1.17

対象機器部③~⑥は低かった。また、2号機の振動計測結果により、計測箇所16ポイントのうち、6ポイントの振動速度が注意領域にあり、3ポイントの振動速度は危険領域にあった。振動加速度の特徴は1号機と同様であった。振動速度が危険領域にあった箇所はモーター反駆動部 V 方向と対象機器両側軸受部 H 方向であった。また、1, 2号機ともに対象機器と駆動モーターの振動速度がそれぞれほぼ同じ特徴で、高いレベルであった。

すべての測定箇所に対して、振動信号の精密解析を行った。ここでは、振動速度の高い測定箇所の解析結果を紹介する。2号機機器反駆動側軸受 H 方向ならびに V 方向の振動速度波形を図5に示し、1号機駆動モーター反駆動側軸受 V 方向の振動速度波形を図6に示す。両図の(a)は振動速度4秒間の時系列波形であり、図5の(b), (c)および図6(b)は振動速度のスペクトルである。図の横軸のレンジと縦軸のフルスケールを同図の右側に示す。

まず、振動速度の時系列波形には1, 2号機ともに「うなり」現象が現れている。以下に「うなり」現象発生メカニズムについて説明する。

振幅 D が等しい二つの調和振動 x_1, x_2 を式(4)ならびに(5)に示す。

$$x_1 = D \cos(\omega_1 t) \quad (4)$$

$$x_2 = D \cos(\omega_2 t) \quad (5)$$

式中の角速度 $\omega = 2\pi f$ である。その合成振動は下式(6)

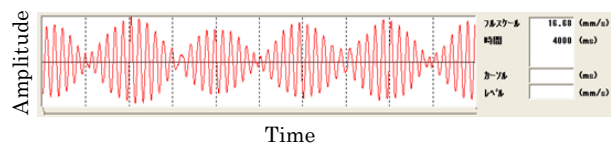
$$\begin{aligned} x &= x_1 + x_2 \\ &= 2D \cos\left(\frac{\omega_1 - \omega_2}{2} t\right) \cos\left(\frac{\omega_1 + \omega_2}{2} t\right) \end{aligned} \quad (6)$$

で表される。二つの調和振動の振動数を f_1 、 f_2 とすると、式(7)

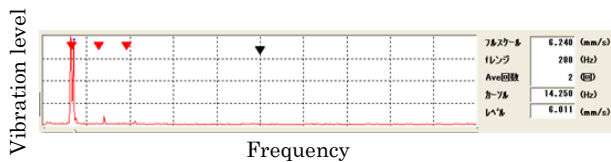
$$|f_1 - f_2| \ll f_1 + f_2 \quad (7)$$

のような関係になると、図5、図6の(a)のように振動数 $(f_1 + f_2)/2$ の調和振動は振動数 $|f_1 - f_2|/2$ の調和振動に振幅が変調され、「うなり」現象が発生する。式(6)により合成振動の最大振幅は単振動振幅の2倍となる。

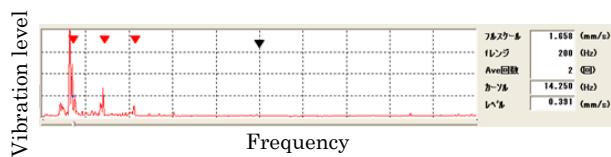
図5(b)および図6(b)はそれぞれ2号機機器反駆動側軸受部H方向および1号機駆動モーター反駆動側軸受部



(a) H方向振動速度時系列波形

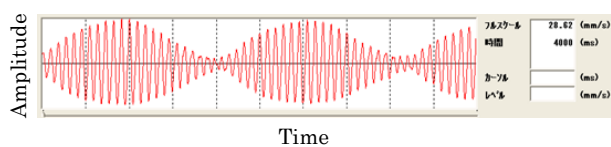


(b) H方向振動速度スペクトル

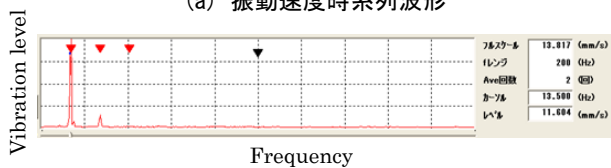


(c) V方向振動速度スペクトル

図5 2号機機器反駆動側軸受部振動速度波形



(a) 振動速度時系列波形



(b) 振動速度スペクトル

図6 1号機モーター反駆動側軸受部V方向振動速度波形

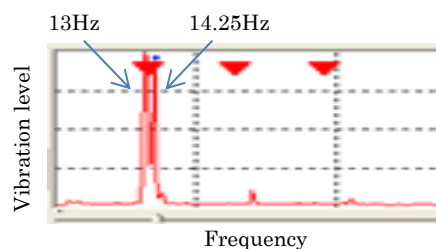


図7 2号機反駆動側H方向振動速度スペクトル拡大

V方向の振動速度スペクトルを示す。また、2号機振動速度スペクトルの回転周波数付近を拡大したものを図7に示す。図7より回転周波数の近くに2本のピークがほぼ同じ高さで立っており、これは、式(4)、(5)の二つの調和振動が存在し、さらにその二つの調和振動の振動数は13Hzと14.25Hzで、式(7)を満足するため、「うなり」現象が発生したと考えられる。この14.25Hzの振動数は2号機の回転周波数で、13Hzの振動数はまわりの機器の回転周波数である。

この「うなり」現象をなくすためには、二つの対策がある。一つ目は二つの振動源の振動レベルを小さくし、互いに影響し合わないように制御する。二つ目は二つの振動源の振動数をずらして、式(7)を満足しないように制御するというものである。

また、図5(b)および図6(b)より、回転周波数部にいずれも高いピークが立っているほか、回転周波数の2倍のところにピークが現れている。また、図5(c)2号機V方向のスペクトルより、回転周波数と2倍および3倍の高調波が現れているため、対象機器と駆動モーターの軸はローターアンバランス、軸曲がり、またはミスアライメント状態のいずれかと考えられる。しかし、対象機器のローター単体は定期的に精密バランス調整を行っているため、バランス状態はほとんど悪くないと考えられることから、対象機器と駆動モーターには軸曲がりおよびミスアライメントが同時に発生していると推定した。

また、振動計測結果とスペクトルの解析により駆動モーター反駆動側軸受の初期異常を検出したが、本稿と直接に関係がないため、詳細説明を割愛する。

4. 異常原因推定と整備対策提案

4.1 異常原因推定

振動の計測結果から対象機器部と駆動モーター部の振動速度は共に高く、ほぼ同じレベルにあった。また、振動速度スペクトルから対象機器部と駆動モーター部の特徴もほぼ同じであったため、機器とモーターには共通の問題が存在すると考えられる。さらに、現場調査時に機器とモーターを設置した共通ベースと梁との間にある4本の防振ゴムの高さが違うことを目視で確認できた。これらの結果に基づき、図8に示す共通ベースに変形が発生していることにより、その上に設置した対象機器と駆動モーターのケーシングに変形をもたらした。さらに、対象機器軸およびモーター軸は曲がりおよびミスアライメント状態になるため、対象機器と駆動モーターに高い振動が出る原因の一つであると推定した。この高い振動はさらに「うなり」現象になり、振動の振幅は2倍に増幅され、軸受には周期的に大きな荷重がかかっていた。

また、運転プロセス上、内容物がケーシングに付着しやすく、付着層が徐々に厚く、固くなるため、ローターに下向きの力と接線方向の撓動モーメントが発生し、軸受の異常荷重になった。

さらに、運転中に軸受の損傷が発生した場合、損傷した軸受のみ（片側）の交換を行い、対象機器左右軸受のセンターリングをしないため、ミスアライメントが生じる確率が高い。また、軸受ハウジングは全閉式であるため、軸受を組み込んだ後、軸受と軸のアライメント確認および調整ができなくなる。

対象機器に対して、上記の異常は常に複数存在していると考えられ、軸受に常時大きな荷重がかかる。玉軸受基本定格寿命と荷重の関係⁴⁾は式(8)となる。

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left[\frac{C}{X F_r + Y F_a} \right]^3 \quad (8)$$

式中、 L_h ：玉軸受定格寿命[h]、 n ：回転速度[RPM]、 C ：基本動定格荷重[N]、 F_r ：ラジアル荷重[N]、 F_a ：アキシャル荷重[N]、 X 、 Y ：荷重係数である。式(8)より、軸受の定格寿命は軸受荷重の3乗と反比例する。軸受の荷重が定格荷重の2倍になると、軸受の寿命は定格寿命の1/8になり、軸受の荷重が定格荷重の4倍になると、軸受の寿命は定格寿命の1/64になる。

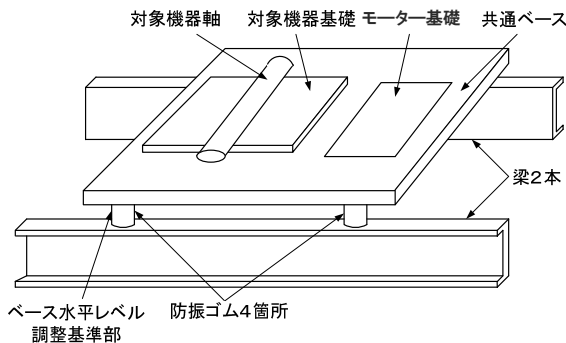


図8 対象機器と駆動モーターの設置状況

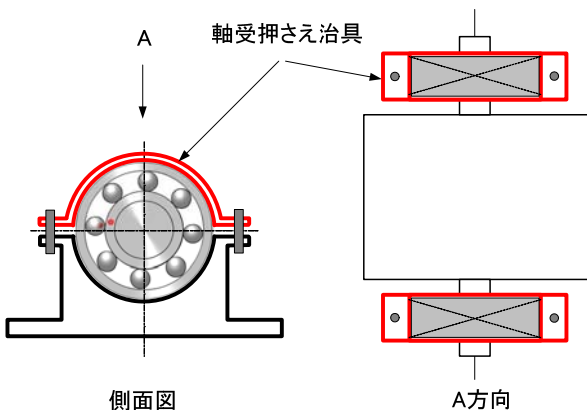


図9 軸受と軸のアライメントを確認する治具

4.2 整備対策の提案

推定した異常原因に基づき、軸曲がり、ミスアライメントの改善と「うなり」現象を解消するため、下記の整備対策をお客様に提案した。

- ① 共通ベースの水平レベル調整
- ② 対象機器と駆動モーター基礎の水平レベル調整
- ③ 対象機器両側軸受ハウジングのセンターリング
- ④ 図9に赤色で示す簡単な専用治具を製作し、軸受ハウジングの上半部の代りに軸受を押さえ、ローターと軸受セットを組み込んだ後、ダイヤルゲージで軸受と軸とのアライメントを確認する。
- ⑤ 突発故障による片側軸受交換時の左右軸受ハウジングのセンターリング確認および軸受と軸のアライメント確認

5. 整備の実施と結果確認

以上の診断・異常原因推定結果および整備対策をお客様に報告し、提案通りに整備を実施した。

5.1 整備の実施

2010年1月にお客様のご指示により、当社が4.2項の手順に従って、整備工事を実施した。2号機の整備結果を例として、紹介する。

まず、共通ベースの水平レベル調整結果について、説明する。図8に示す4本の防振ゴムの高さを計測した結果、一番高いものと一番低いものと差は5mmほどあった。一番高い防振ゴム部を「ベース水平レベル調整基準部」として、反時計回りで残り3本の防振ゴム部にそれぞれ5mm、4mm、2.5mmのシムを挿入することで、共通ベースの水平レベルは許容範囲に入った。

続いて対象機器の基礎および駆動モーター基礎の水平レベル調整を実施した後、対象機器およびモーターの据え付けを行い、対象機器左右軸受ハウジングのセンターリングを実施した。最後に、図9の治具を用いて、軸受とローター軸とのアライメントが許容範囲に入ったことを確認し、整備作業が完了した。

5.2 結果確認

整備後、運転中の対象機器の振動レベルは正常となった。約2年半経過後の2012年9月に、整備対策工事後の運転状況と状態状況をお客様に確認したところ、軸受の故障は1件も発生していないとの回答であった。

以上の結果により、状態診断の結果と異常原因の推定が正しく、また提案した整備対策が有効であることが証明された。さらに、高経年化回転機械に対して、異常や故障原因を調査し、適切な整備対策いわゆる「最適整備」を実施することにより低いコストで十分延命化できることがわ

かった。

6. おわりに

本稿では具体的な事例を通じて、高経年化回転機械の延命化のための現場調査、診断解析、異常原因推定、整備対策提案などの手順と手法を紹介した。高経年化回転機械の劣化原因調査方法および対策検討の要領について、以下にまとめる。

- ① 現場調査に当たり、回転機械本体だけでなく、基礎、ベース、接続配管の劣化状況をすべて調査対象とする。
- ② 異常または損傷の事象調査・分析を行い、損傷部位、破面状況、破損種類を特定する。
- ③ 従来行っていた整備方法および手順を調査し、不備がないかどうかを確認する。
- ④ 診断解析を行う。回転機械の診断解析手法として、振動診断、AE診断、油分析、超音波診断などの方法があるが、回転数 300rpm 以上の回転機械に対しては、振動診断が広く使われている。特に振動速度の精密解析により疲労、摩耗などの原因特定に有効である。
- ⑤ 劣化原因を明らかにした上で、整備対策を立案する。従来の整備方法および手順に問題があれば、是正する。

回転軸曲がりやミスアライメントが発生した場合には、対象機器ケーシングの変形、基礎劣化、ベース劣化、機器と接続する配管芯ズレに着目して、整備対策を実施する。

ローターのアンバランスが原因であれば、フィールドバラランシングを推奨する。

回転機械系の共振が発生した場合には、防振ゴムの増減や配管部のサポート追加など系の固有振動数を励振振動数から離す対策が考えられる。

参考文献

- 1) 劉 信芳：回転機械「最適整備」の仕組みおよび現場展開，日本設備管理学会誌，pp.81-86，（2007）
- 2) 牧 修一：「振動法による設備診断の実際」，日本プラントメンテナンス協会，pp22-78，（1989）
- 3) 豊田利夫：「回転機械診断の進め方」，日本プラントメンテナンス協会，pp. 125-181，（2002）
- 4) 日本プラントメンテナンス協会：「ベアリングの取扱いと故障対策」，日本プラントメンテナンス協会，pp. 40-60，（1995）



劉 信芳 Xinfang LIU
㈱高田工業所 技術本部 技術部部長
情報工学博士