

診断・解析技術を駆使した回転機械の最適整備

劉 信芳（技術本部 技術部）

石岡 諭（第一事業本部 大阪事業所）

近年、バブル期に建設された生産プラントの劣化が急速に進み、機器の故障率が上昇し、突発停止の確率が高くなっている。プラントの中で重要な役割を担う回転機械の劣化原因を究明し、その原因を除去、整備することは老朽化が進んでいるプラントの延命化を図る上で、重要である。当社は、この課題を解決するため、診断・解析技術を駆使して、異常や故障メカニズムを解明し、また、長年蓄積してきた整備修復のノウハウを活かして、最適整備を行うことに取り組んできた。今回、多入力・多出力の複雑な構造をした歯車装置の異常部位検出、異常原因の解明、異常部位の修復を実施した最適整備の事例を紹介する。

1. はじめに

バブル期に建設された生産プラントは、約 20 年間稼働し続けており、劣化が急速に進んでいる。そのため、故障率が上昇し、突発停止の確率も高くなっている。プラント設備として、重要な役割を担う回転機械の異常や故障は、生産効率、品質だけでなく、安全面にも大きな影響を与える。老朽化が進んでいるプラントの延命を図る日本の製造業においては、劣化の根本的な原因を除去し、機器の劣化を遅らせることが、重要な課題となっている。しかし、稼働中の回転機械は多種多様であり、異常や故障のパターンはそれぞれ異なっている。当社はこのような多種多様な回転機械に対し、高度な診断解析技術と長年培った整備修復のノウハウを駆使し、異常や故障のメカニズムを解明するとともに根本的な原因を除去する最適整備を提供している。

当社が提供する最適整備とは、高度な診断・解析技術を駆使し「短工期、低コスト、高品質な整備」を実施することすなわち、機器の異常や故障の診断・解析結果に基づき、計画的かつ短期間で確実な修復を実施し、突発による損失と整備の総合コストを最小化し、さらには突発停止の再発防止を図ることである。

この事例では、多入力・多出力の複雑な歯車装置の状態診断および整備事例を取り上げる。異常振動(異常音)が発生した複雑な歯車装置に対して、まず、装置の稼働状況・構造などを調査した上で、振動信号を計測・分析し、状態診断を実施した。また、その診断結果に基づいて開放検査要領を作成し、開放検査を実施した。さらに異常箇所を絞り込んで、整備を行い、診断により最適整備が実施されたことも確認した。以下に、これらの診断および検査、整備の事例について紹介する。

2. 装置概要および特徴周波数

2.1 装置概要¹⁾

歯車装置全体の概略を図 1 に示す。診断対象の歯車装置

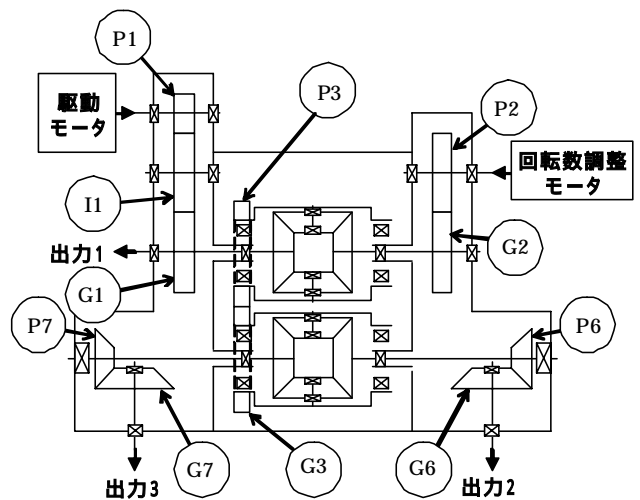


図 1 歯車装置全体の概略

は生産ラインの主駆動機で運転時に異常音が発生していた。この装置に突発停止が発生した場合、工場全体の稼働ができなくなる。歯車の数は 19 個あり、2 入力 3 出力の複雑な駆動用減速装置である。駆動モータ (P1 側) は出力 250kW の 3 相誘導電動機であり、インバータによる可変速である。診断時の回転数は約 720rpm であった。回転数調整モータ (P2 側) と 2 組のデファレンシャルギアにより各出力軸の回転数を調整する。

2.2 動力入力側歯車かみ合い力学特性

正しい診断結果を得るためには、診断対象機器の構造と力学特性の分析が重要である。そこで、動力入力側の歯車かみ合い力学特性を分析する。

動力入力歯車 P1, 中間軸歯車 I1, 動力出力歯車 G1 はいずれも、ヘリカルギヤ(はす歯)である。三つの歯車のかみ合いにより図 2 に示すような軸方向の力 F_1, F_2 が歯車 I1 軸に働くため、I1 軸に図 2 に示すような力モーメントが作用することがわかる。

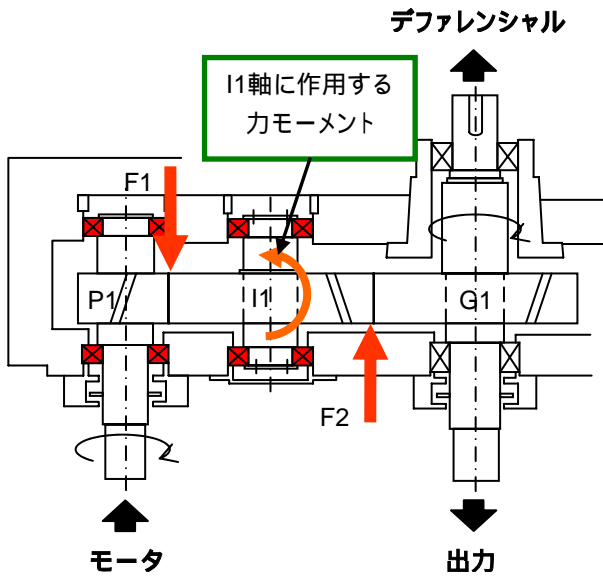


図2 駆動側歯車かみ合い力作用状況

2.3 診断用特徴周波数の計算²⁾

2.3.1 回転周波数とかみ合い周波数

駆動モータの回転数は720rpm(実測値)、回転数調整モータの回転数は3rpm(実測値)であるため、図1に示す各軸とデファレンシャルギアボックスP3軸、G3軸の回転数および回転周波数をそれぞれ表1に示す。

歯車の歯形と表1より算出した歯車のかみ合い周波数を表2に示す。本事例では結果的にデファレンシャルギアは異常がなかったため、デファレンシャルギアに関するデータは割愛する。

2.3.2 軸受けパス周波数

動力入力軸P1、中間軸I1と出力軸G1の軸受け諸元を表3に示す。それにより算出した各軸受けの特徴(パス)周波数を表4に示す。

3. 振動信号の計測および解析²⁾

3.1 計測装置

今回、診断・解析用の装置として、日鉄エレックス社製のマシンチェッカであるオートマチェッカ(MCV-072/D10)とELES MART(MCV-080)を用い、振動センサとしてマグネット式の振動加速度センサを用いた。二種類のマシンチェッカの時間領域の測定パラメータとその周波数範囲を表5に示す。診断装置は周波数領域のFFT分析と精密診断機能を持つ。現場で収集した時間領域と周波数領域のデータをパソコンに転送し、マシンチェッカ専用の診断・解析ソフトを用いて波形の観察と信号の解析・診断を行う。

表1 歯車軸回転数・歯の数・回転周波数

軸 No.	回転数 (rpm)	歯数	回転周波数 (Hz)
P1	720.0	28	12.00
I1	296.5	68	4.94
G1	300.0	67	5.00
P2	3.0	52	0.05
G2	3.0	53	0.05
P3	151.5	105	2.53
G3	151.5	105	2.53
P6	186.6	28	3.11
G6	95.0	55	1.58
P7	115.9	28	1.93
G7	59.0	55	0.98

表2 歯車歯形、かみ合い周波数

歯車軸	歯形	かみ合い周波数(Hz)
P1	ヘリカル	336.00
I1		
G1		
P2	ヘリカル	2.60
G2		
P3	ヘリカル	265.65
G3		
P6	ベベル	87.08
G6		
P7	ベベル	54.04
G7		

表3 軸受けの諸元

軸 No.	ピッチ円径 (mm)	転動体直径 (mm)	接触角 (°)	転動体数 (個)
P1	156.179	23.00	9.43	18*2列
I1	156.179	23.00	9.43	18*2列
G1	167.710	23.91	16.17	20*2列

表4 軸受けの特徴(パス)周波数(Hz)

	P1	I1	G1
回転周波数	12.00	4.94	5.01
かみ合い周波数	336.00	336.00	336.00
内輪パス周波数	123.70	50.98	57.02
外輪パス周波数	92.30	38.01	43.28
転動体自転周波数	79.76	32.84	34.51
保持器自転周波数	5.13	2.11	2.16

表5 測定パラメータと周波数範囲

(a)オートマチェッカ (MCV-072/D10)

測定パラメータ	周波数範囲(Hz)
変位(DIsp: μ m):AVE, P-P 値	10 ~ 200
速度(Lo:mm/s):AVE, PEAK 値	3 ~ 1k
加速度(Md:G):AVE, PEAK 値	3 ~ 10k
加速度 ENV(Hi:G)AVE, PEAK 値	10k ~ 40k

(b)ELES MART(MCV-080)

測定パラメータ	周波数範囲(Hz)
変位(DIsp: μ m):RMS, P-P 値	10 ~ 200
速度(Lo: mm/s):RMS, PEAK 値	5 ~ 1k
加速度(Md: mm/s ²):RMS, PEAK 値	3 ~ 40k
加速度 ENV(Hi: mm/s ²)RMS, PEAK 値	10k ~ 40k

3.2 振動信号の計測および解析

3.2.1 振動信号の計測

ELES MART を用い、駆動減速機ケーシング上部において歯車かみ合い同士のほぼ真上(点検口)で振動を計測すると同時に、オートマチェッカ を用い、駆動減速機的全軸受け部の3方向(水平、垂直、軸)の振動を計測した。

ケーシング上部の振動計測点を図3に、振動測定結果を表6、表7に示す。

3.2.2 異常振動発生点の分析

ケーシング上部点検口付近の振動測定結果(表6)より、振動速度 Lo はケーシングの中央部にある測定点 1, 2 が一番高く、その値は 4.05 mm/s, 3.26 mm/s となっている。これは異常振動源によりケーシングのこの部分の共振が発生しているものと考えられる。測定点 1 の振動速度 Lo は 1.16mm/s で一番小さい。振動加速度 Md は測定点 2 が 38.6m/s² と大きく、その反対側の測定点 4 が 13.1m/s² で最小である。振動加速度 Hi は測定点 1, 2 がそれぞれ 0.92 m/s², 0.91 m/s² と大きく、測定点 7 が 0.24 m/s² で最小である。

各軸受け部の振動測定結果(表7)では、振動速度 Lo は測定点 P1 軸反モータ側で一番高く、1.03 mm/s となり、そのほかはすべて 1mm/s 以下である。振動加速度 Md は測定点 P1 反モータ側軸方向とモータ側垂直方向でそれぞれ 19.8 m/s², 11.07 m/s² と高く、そのほかは 10m/s² 以下である。振動加速度 Hi は測定点 P1 モータ側垂直方向で 1.13 m/s², 反モータ側軸方向で 0.88m/s² と高い。また、出力 2, 出力 3 側では G6 軸の軸方向で 0.45m/s² とやや高く、そのほかの値は小さい。

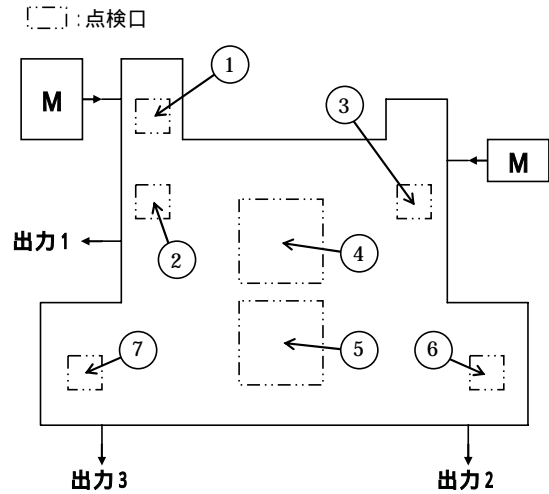


図3 ケーシング上部振動測定点

表6 ケーシング上部振動測定結果

測定点	Lo_RMS (mm/s)	Md_RMS (m/s ²)	Hi_RMS (m/s ²)
1	1.16	19.6	0.92
2	1.45	38.6	0.91
3	1.21	24.1	0.62
4	4.05	26.7	0.59
5	3.26	23.4	0.42
6	1.38	13.1	0.24
7	1.35	16.0	0.41

表7 軸受け部の振動測定結果

測定点	方向	DISP AVE (μ m)	Lo AVE (mm/s)	Md AVE (m/s ²)	Hi AVE (m/s ²)
P1 モータ側	水平	1.39	0.57	7.35	0.892
	垂直	1.12	0.97	11.07	1.127
	軸	1.40	0.72	8.33	0.921
I1 モータ側	水平	1.19	0.52	9.02	0.813
	垂直	1.40	0.64	7.64	0.451
	軸	1.36	0.73	7.25	0.745
G1 モータ側	水平	0.29	0.44	4.21	0.235
	垂直	0.24	0.37	5.49	0.284
	軸	1.57	0.77	7.06	0.353
P1 反モータ側	垂直	1.33	0.78	8.23	0.343
	軸	1.42	1.03	19.80	0.882
P2	水平	0.27	0.28	1.96	0.216
	垂直	0.22	0.21	1.67	0.167
	軸	0.37	0.62	3.53	0.225
G6	水平	0.19	0.17	1.08	0.353
	垂直	0.20	0.14	1.57	0.176
	軸	0.33	0.35	2.65	0.451
G7	水平	0.20	0.20	1.96	0.098
	垂直	0.20	0.24	1.67	0.098
	軸	0.29	0.44	2.55	0.088

3.2.3 振動信号の解析³⁾

オートマチックを用い、各軸受け部のFFT解析・精密診断を行った。例として、P1 モータ側軸受け部の水平方向の時系列波形(Lo, Md, Hi)を図4に、振動スペクトル(Lo, Md, Hi)を図5に示す。また、G6 軸の軸受け部水平方向の振動スペクトルを図6に示す。

図4よりP1軸の軸受け部の振動速度波形(Lo)、振動加速度波形(Md)では顕著な特徴が見られないが、包絡線処理した高周波領域の振動加速度波形(Hi)ではピークが現れている。図5より中間周波数領域の振動加速度スペクトルMdでは表2に示す駆動側歯車のかみ合い周波数336Hzとその高調波の位置にピークとサイドバンドが確認できる。高周波領域の振動加速度スペクトルでは表4に示すP1軸受けの外輪傷のパス周波数92.3Hzとその2~5倍の高調波でピークが確認できる。図6よりG6軸の軸受け部の水平方向の低周波領域Loの振動スペクトルと中間周波領域Mdの振動スペクトルでは特に異常なピークは見られないが、包絡線処理した高周波領域Hiの振動スペクトルでは表1に示すG6軸の回転周波数1.58Hzのところにピークが現れている。また、その高調波を確認でき、特に4倍の高調波が一番高く現れている。さらに、ここには示していないが、G6軸の軸方向の高周波領域Hiの振動スペクトルにも同じ状況が見られる。

4. 診断結果および開放検査¹⁾

4.1 診断結果

振動信号解析と前述した2.2項の動力入力側歯車かみ合い力学特性分析により診断結果は、以下の通りである。

- (1) 今回の異常振動(異常音)の発生源は、歯車列P1, I1, G1にあると推定する。
- (2) P1モータ側軸受けは外輪異常があると推定し、P1反モータ側軸受けも異常と診断する。
- (3) I1歯車はP1歯車、G1歯車とかみ合い異常が発生していると推定する。
- (4) 振動発生経緯として、歯のねじれにより働くスラスト力によりI1軸受けに偏摩耗が発生し軸が傾き、歯当たり不良を起こしたと推定する。
- (5) G6軸の軸受け部に異常振動の兆候が現れているため、歯車G6と歯車P6とのかみ合い状況が悪くなったと考えられる。

4.2 開放検査

診断結果を検証するために、歯車装置の開放検査を実施した。検査内容を以下に示す。

- (1) バックラッシの全数測定

- (2) P1, I1, G1, P2, G2, G6, G7 軸の軸スラストの測定
- (3) すべての歯車の歯当たりの確認
- (4) 歯車の歯のPT検査
- (5) P1, I1 軸受け嵌め合い測定
- (6) P1, I1, G1, P2, G2 転動体と外輪の隙間測定
- (7) 入力軸のカップリングの心ズレ、振れ測定

5. 開放検査の結果と整備実施内容¹⁾

5.1 開放検査の結果

開放検査の結果について述べる。

- (1) 軸受けの確認結果について、P1軸両側の軸受けは診断の通り、外輪傷が確認できた。また、I1軸両側の軸受けについても外輪傷、外輪軌道面、転動体、内輪軌道面の摩耗が確認できた。
- (2) 軸スラストの測定結果を表8に示す。P1, I1軸のスラストは0.44mm, 0.62mmと大きく、軸受けの遊び(戻ってこない量)が0.40mm, 0.47mmと大きかった。これは2.2項の分析により両側軸受けの偏摩耗が発生したと考えられる。
- (3) 歯車の確認について、P1, I1, G1, P3, G3軸の歯車の表面疲労による歯面初期ピッチング(Pitting)と初期摩耗が確認できた。これは、軸受けの偏摩耗によるものと推定する。また、P6, G6, P7, G7軸の歯車はフロスティング(Frosting: 鏡の表面が曇ったようになる現象)と歯面異常摩耗が確認できた⁴⁾。

P1-I1, I1-G1, P6-G6, P7-G7の歯車対バックラッシの測定結果を表9に示す。同表より、傘歯車対P6-G6のバックラッシが大きいことが確認できる。ほぼ、許容範囲の1.5倍となっている。

5.2 整備実施の結果

- (1) P1, I1軸の両側軸受け取り替えを行い、軸受け取り替え後の遊びは0.18mm, 0.14mmとなった。整備後のP1, I1軸スラストの測定結果を表8に示す。
- (2) P1-I1, I1-G1, P6-G6, P7-G7のバックラッシを表9に示す。P1, I1, G1の歯車には摩耗傷があったが、整備後に段差もなく歯当たりも良好であったため継続使用可能とした。
- (3) P6, G6歯車の整備について、お客様およびメーカーと打ち合わせした結果、現状のままを使い、次回整備のときに交換することとなった。その他の測定・点検結果に異常は見られなかった。

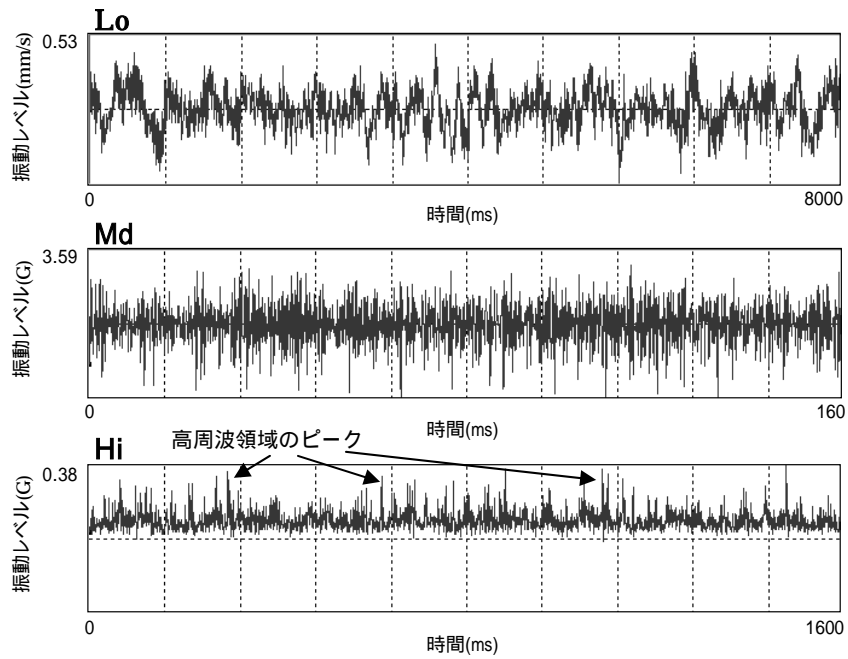


図4 P1 モータ側軸受けの水平方向の時系列波形

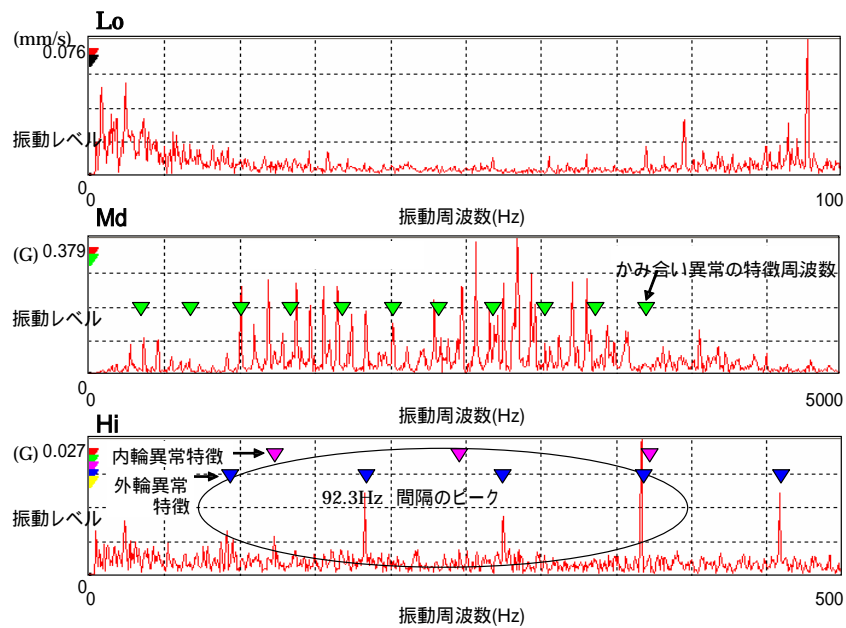


図5 P1 モータ側軸受けの水平方向の振動スペクトル

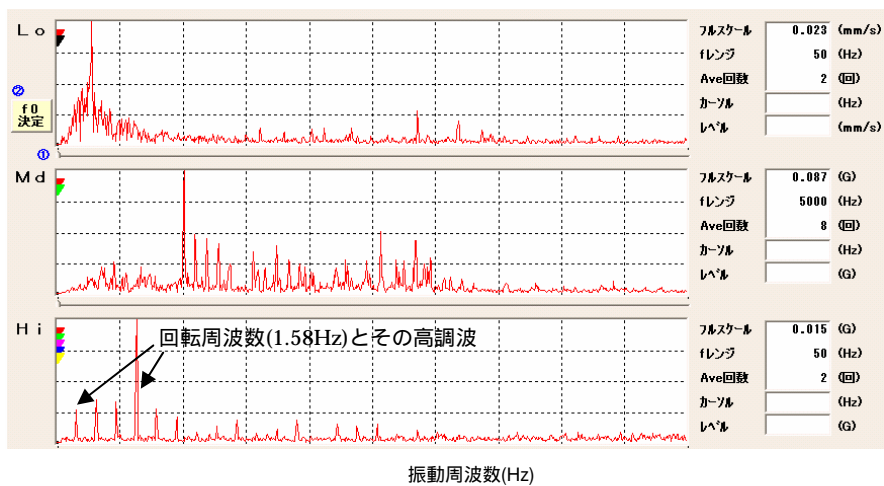


図6 G6 軸受け水平方向の振動スペクトル

表 8 軸スラスト測定結果 単位：mm

	P1	I1	G1	P2	G2	G6	G7
整備前	0.44	0.62	0.09	0.13	0.03	0.08	0.16
整備後	0.20	0.30	-	-	-	-	-

表 9 バックラッシュの測定 単位：mm

歯車番号	許容範囲	整備前	整備後
P1-I1	0.24 ~ 0.76	0.35	0.32
I1-G1	0.26 ~ 0.82	0.43	0.35
P6-G6	0.45 ~ 1.16	1.60	修正未実施
P7-G7	0.45 ~ 1.16	0.82	修正未実施

6. まとめ

今回紹介した事例のように複雑な構造の回転機械の状態診断では、装置の役割、詳細仕様、内部構造、運転状況、補修履歴等を事前に詳しく確認・ヒアリングすることが不可欠である。また、実運転時に振動信号計測だけでなく、実回転数の計測、機器温度分布計測、潤滑油の状況確認、機械構造の力学特徴分析、異常時に発生する特徴周波数の算出なども診断の精度向上には重要な作業であると感じた。しかし、運転条件が一定でなく、補修履歴や仕様もわからない機器では、複数の異常が発生している場合などは計測データから明瞭な特徴を確認できず、診断は、過去の知識や経験に頼らざるを得ないこともある。その場合、診断結果は曖昧となり、点検整備計画は広範囲に及ぶ結果となる。

今回の事例では、実運転の状態で振動診断を実施し、異常箇所、すなわち要点検整備箇所を絞り込み、事前に整備計画をすることができた。また開放点検の結果、その整備計画が的を得たものであったことを証明できた。

従来、このような複雑な歯車装置の整備では開放点検によって異常箇所が発見され、それから異常箇所の整備計画をすることになる。そのため、交換部品や作業者の手配などが後手にまわりがちで、工期の長期化、ひいては長期間の装置停止すなわち生産停止を余儀なくされ、整備コストおよび生産コストのアップにつながる恐れがあった。

尚、今回診断整備を実施した歯車装置は、異常音もなく正常に運転しており、また、整備で残っている問題点も把握されている。

以上が、当社が提供する診断解析技術を駆使し短期間、低コスト、高品質な整備を実現した最適整備の実例である。

今後も実機診断情報の蓄積により、さらなる診断および整備技術の向上を目指していく。

参考文献

- 1) 石岡 諭, 劉 信芳: “駆動減速機状態診断報告書(研究報告)”, (株)高田工業所, (2006)
- 2) 石岡 諭, 劉 信芳, 炭矢 芳男: “振動信号による歯車装置の状態診断”, 平成 18 年度日本設備管理学会春季研究発表大会論文集, p19-p22, (2006)
- 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, (1991)
- 4) 小林 正: “現場の歯車活用事典”, 日本プラントメンテナンス協会, (2000)

