

非常用施設の状態監視技術に関する研究

研究予算：運営費交付金（一般勘定）

研究期間：平 22～平 26

担当チーム：技術推進本部（先端技術）

寒地技術推進室（寒地機械技術）

研究担当者：藤野健一 山尾 昭 上野仁士

大槻敏行 片野浩司 山口和哉

永長哲也 平地一典

【要旨】

河川ポンプ設備は、洪水被害防止を目的として設置されている極めて重要な社会インフラであり、確実な稼働が要求されている。そのため、これまでも万全を期して整備が行われてきたが、近年では公共事業予算が大幅に削減され、戦略的に少ない予算で効果的な維持管理を行うことが求められている。その具体的対策として、設備状態の状態を正確に診断し、的確な整備時期を判断する技術、いわゆる状態監視技術の重要性がクローズアップされているが、河川ポンプ設備のような「非」常用施設での状態監視技術は確立されていない。

本研究では、全国各地の河川ポンプ設備を対象とした調査を行い、振動ならびにトライボロジーの観点による非常用施設の状態監視保全手法の提案と適用性について調査検討を行った。

キーワード：機械設備、維持管理、状態監視保全、振動、トライボロジー

1. はじめに

施設数の増大と老朽化に伴って、排水機場やトンネル非常用施設など非常用施設に関する維持管理技術の高度化は、喫緊の課題である。特に、稼働が不定期でなおかつ非常に高い信頼性を求められる設備の管理技術は、民間プラントにおけるニーズは低く技術が確立していない。

一方、これらの施設の機械設備は、国土交通省の維持管理データ(直近約 10 年間分)より、原動機、減速機、軸受等の機器に重大故障が発生する傾向があることがわかっている。これらの整備費用は高価で故障時の修復時間も長いことから、過去の実績に基づく時間計画保全で管理しているのが実態であり、維持管理費に占める割合も高い。

よって、精度の高い状態監視保全（劣化予測）技術を確立することによる、不測の重大故障の回避と、無駄のない予防保全の実現が求められている。本研究は、国土交通省の「河川構造物長寿命化及び更新マスタープラン」において「機械設備の計画的維持管理の推進」の一つとしてあげられている、新たな状態監視保全技術の適用性評価、評価基準の策定に反映する研究を行い、長寿命化、コスト縮減、安全性向上に貢献するものである。

2. 研究計画

2. 1 研究目標

状態監視保全とは本来、常時稼働している機械設備に対して定期的にパラメータ計測をすることが本来の姿であり、平時は停止しており、必要時のみ稼働する「非」常用設備では、的確な診断ができるか未知数であるため、本研究を実施する。

実施計画書に掲げた達成目標は、下記の通りである。

- ① 非常用施設における原動機、減速機、軸受を対象とした振動計測技術の確立
- ② 回転系機械の振動解析・診断技術の確立、分析精度向上、利活用手法の確立
その過程の一つとして、ポンプ形式、運転方法の違いに対する振動診断・評価手法の確立
また、当該技術を活用した、ガスタービンエンジンの状態監視技術の適応性の評価
- ③ 非常用原動機・減速機における潤滑油診断方法の確立、分析精度向上、利活用手法の確立

課題として、振動法については、特に河川ポンプ設備は主軸回転数が 60～500rpm、回転周波数で表記すると 1～8Hz 程度の低速回転機械であり、このような低速回転機械では振動による状態監視が困難と言われている。

潤滑油分析については、供用時間に対して運転時間が非常に短い非常用設備においては、設備状態を代表する潤滑油サンプルが適切に得られるかが未知数であること

が挙げられる。

2.2 研究手順

本研究は、以下の手順で実施を行った。

- 非常用施設における計測条件の検討
- 対象機器の絞り込み
- 常用系設備を対象として普及しつつある状態監視保全技術から、非常用施設への適用の見込みがある技術の抽出
- 全国の排水機場のうち、時間計画保全による定期整備を予定しているポンプ設備についての現場調査。結果として、のべ132 機場 320 台のポンプ設備の現場調査を行った。
- 調査結果の解析による、対象機器への適用性評価
- 非常用施設に対する課題の抽出と、評価技術の改善・確立

なお、上記の2点目までは本項に、3点目以降は、計測パラメータ毎の項に記載する。

2.3 計測条件の検討

振動計測ならびに潤滑油サンプルの採取タイミングであるが、状態監視保全は先述したように、本来は連続して稼働している設備に対して計測パラメータを定期的に監視することが基本であるが、必要時にしか稼働しない非常用設備では、運転に連続性・定期的がないのでそれが不可能である。

しかし、排水機場では、設備の機能維持や異常の発見、運転操作員の習熟度向上を目的とした管理運転を、おおむね月1回、ポンプ1台当たり30分程度行っており、このときに計測を行うこととした。

2.4 対象機器の絞り込み

本研究の主眼は、時間計画保全から状態監視保全へ移行することにより、機械設備のライフサイクルコストを軽減させることにある。

したがって、診断の対象とする機器は、故障時の社会的影響度が高い排水機場ポンプ設備の中で、現在の整備区分では時間計画保全によることとされており、常用系設備では技術が確立されている、以下のものとした。

○主ポンプ（振動）

主軸の曲がり等、主軸の芯ずれ、羽根車の摩耗、水中軸受の摩耗

○減速機（振動・潤滑油）

歯車、軸受

○原動機（ディーゼル機関）（振動・潤滑油）

本体

これらの機器構成を、図-1,2に示す。

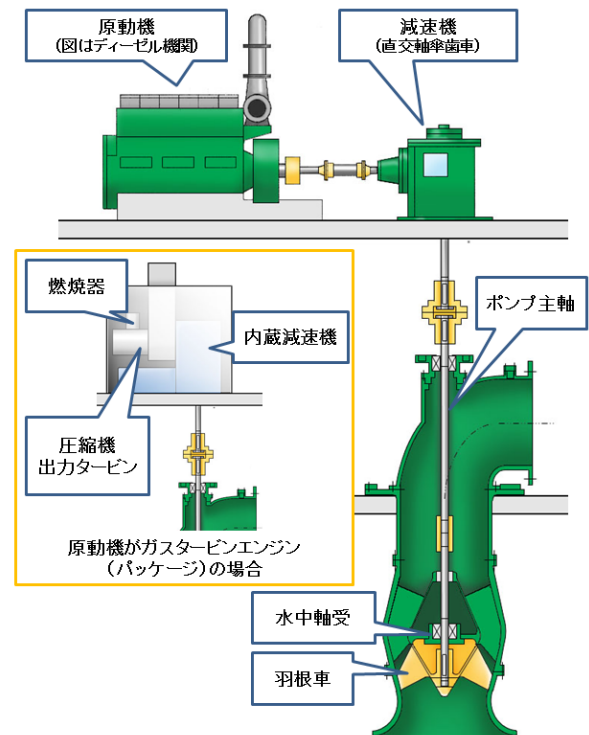


図-1 立軸ポンプの構成

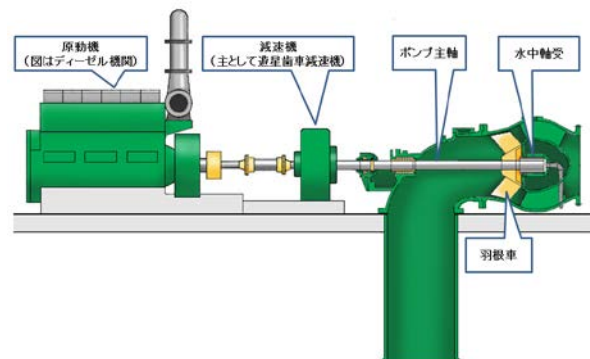


図-2 横軸ポンプの構成

また、ガスタービン機関についての、状態監視保全の可能性についての調査を行った。

3. 主ポンプの振動による状態監視技術の研究結果

3.1 診断技術

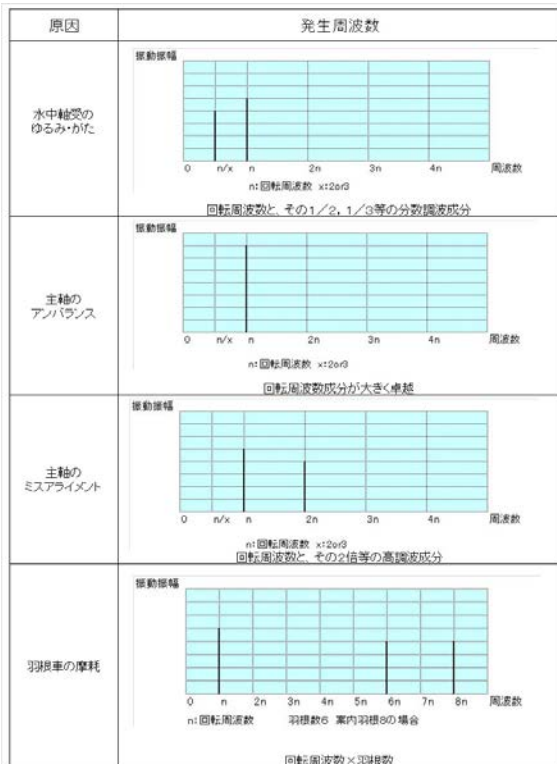
回転機械において、主軸がどこの断面でも同径の完全な真円で、完全に均質で重心も中央にあり、軸心が直線であるならば、主軸に振動は生じない。しかし、これらの微妙な変位や、羽根車の摩耗、継手のずれや軸受の状

態によって様々な振動が発生する。

振動を利用した精密診断では、振動波形、振幅に加え周波数分布を解析することで、劣化傾向を診断し、さらにその部位を特定することが可能である。

発生周波数分布と異常部位の関係についてであるが、一般に回転機械では回転周波数 N の周波数の振動が発生するが、これが極めて大きく発生している場合は軸の曲がりやアンバランスが疑われる。回転周波数成分 N に対して $1/2, 1/3$ の分数調波の周波数が見られる場合は軸受のゆるみやたが、回転周波数成分 N の2倍、3倍の高調波が発生している場合は芯ずれなどのミスアライメントが疑われる。回転周波数成分 N に羽根車の羽根枚数 Z を乗じた ZN の振動に変化が見られる場合は羽根車の摩耗劣化の可能性がある。常用系設備においてはこれに基づいて診断が行われている。以上を表-1に示す。

表-1 発生周波数と発生原因（主軸関係）



計測した振動波形から周波数分布を解析する手法としては高速フーリエ変換 (FFT) があり、FFT アナライザやソフトウェアを用いて行われる。

3.2 計測手法

河川ポンプ設備ではこれまで、加速度センサにより主ポンプ等のケーシング振幅 (p-p) を計測してきた。しかし

これは、故障状態で大きな値を示すことを利用した「運転支援」として活用しているもので、劣化傾向を把握することは難しい。また、本研究で対象としているポンプ設備は先述したように主軸回転周波数が $1\sim 8\text{Hz}$ の低速回転機械なので本来加速度センサの適用が困難な領域である。

そこで、ポンプ主軸の振動に着目し、回転による変位を直接計測することがポンプ設備診断には有効であると考える。

その手法として、①大型回転機械の主軸振動解析で実績のある「渦電流式変位計」と、②ポンプ内部の主軸振動を計測するために近年開発された「超音波式振動計」の2方式を採用した。

それぞれの方式の原理と、長所、短所を、表-2に示す。

表-2 変位計の比較

	渦電流式変位計	超音波式振動計
原理	<p>センサ内のコイルに高周波電流を流すことにより、高周波磁束が発生する。この磁界内に測定対象物(金属)を置くと、対象物表面に渦電流が発生する。この渦電流が、コイルと測定対象物との距離が近いほど大きくなる性質を利用して変位を計測する¹⁾。</p>	<p>超音波を、ケーシング内で回転する主軸に向けて発信し、戻り時間を計測することで、センサと主軸との距離を計測する。連続的に計測することで、軸のふれ回りやその周波数を把握できる²⁾。</p>
長所	<ul style="list-style-type: none"> ・構造が簡単で堅牢、特性が安定しているため信頼性が高い 	<ul style="list-style-type: none"> ・ケーシング内の軸の動きを、分解せずに計測可能。 ・設備運転前の校正作業が不要なので、準備時間が渦電流式に比べて短い。
短所	<ul style="list-style-type: none"> ・移送する毎に、設備運転前に校正作業を行う必要があるため、準備時間を要する(30分程度)。 ・主軸周りが狭隙だとセンサの取り付けが困難。 	<ul style="list-style-type: none"> ・主軸に保護管等があると、超音波の減衰が大きくなり計測できない事例が多い。 ・管内が完全に充水されていなければ計測できないため、横軸ポンプでは計測できない事例が多い。

双方の方式は、その計測原理の違いから、計測位置も自ずと異なる。渦電流式変位計での計測は、主軸が露出している箇所で行う。センサの固定はマグネットスタンドで行う。このとき、2つのセンサを用いて、主軸に対して90度向きの異なる2方向から計測することにより、軸の振れ周りを確認することができる。

超音波式振動計は、管内の主軸に垂直に超音波を照射できるケーシング外部にセンサを密着させて計測する。それぞれの方式の計測位置、設置状況を図-3 および写真-1、写真-2に示す。

なお、本報告書において、特に断りのない限り、計測方向は写真-3 に示すように、渦電流 x 方向が吐出方向、y 方向ならびに超音波振動計が水平方向の計測である。

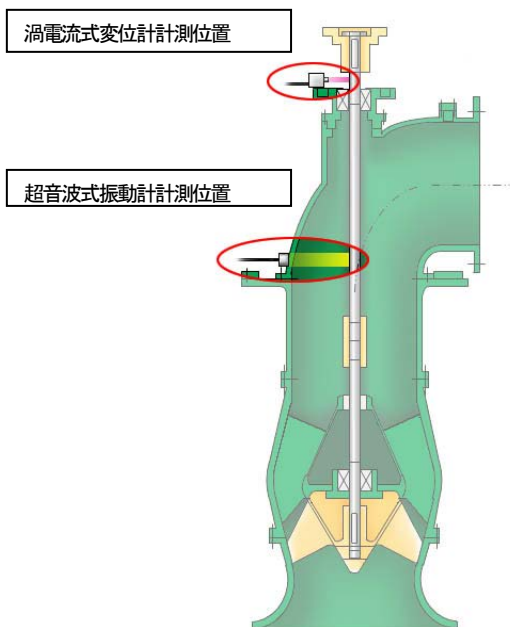


図-3 変位計計測位置



写真-2 超音波式振動計



写真-3 主ポンプ振動の計測方向



写真-1 渦電流式変位計

3.3 主ポンプ各部の状態監視技術の適否について

ここでは、渦電流式変位計と超音波式振動計の各方法での振動計測結果を解析することにより、診断対象とする主ポンプ各部位への状態監視技術の適否について検討する。

そこで、この検討に適した、特徴的な傾向が見られた分析結果について述べる。

3.3.1 羽根車の劣化傾向の把握

①斜流ポンプの場合³⁾

N排水機場2号ポンプ(立軸斜流ポンプ 口径1350mm、主軸回転数225rpm 羽根枚数5)において、渦電流式変位計ならびに超音波式振動計で振動計測を行った。計測した振動の波形ならびに周波数解析結果を図-4~7に示す。

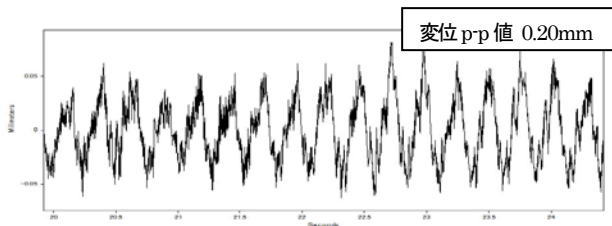


図-4 渦電流式変位計による振動波形

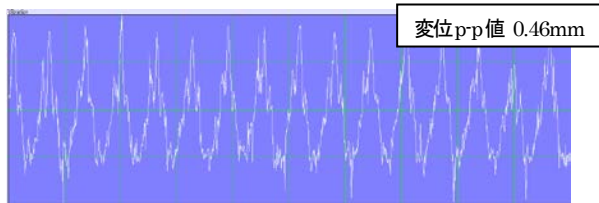


図-5 超音波式振動計による振動波形

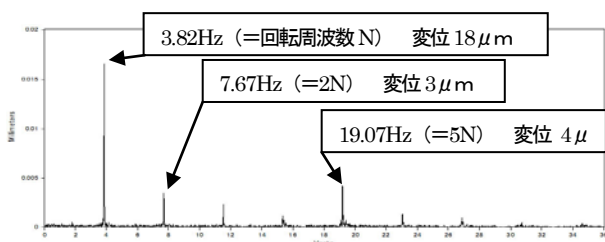


図-6 渦電流式変位計による振動解析結果

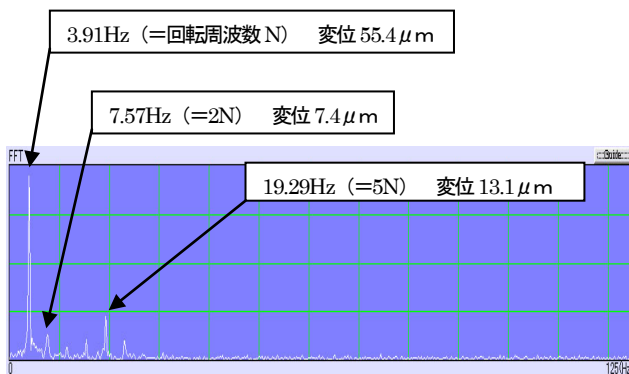


図-7 超音波式振動計による振動解析結果

この結果から、渦電流式変位計と超音波式振動計の波形、周波数分布は類似しており、振動の傾向はどちらも同様に把握できることがわかる。この設備の状態は下記の通りと診断した。

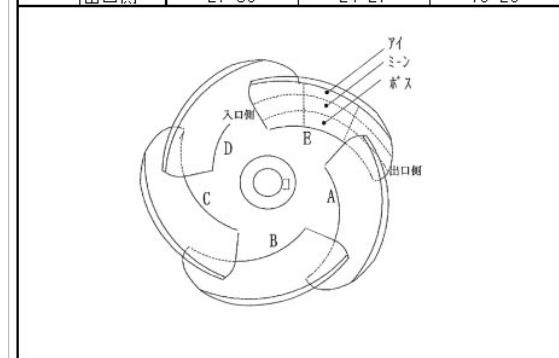
- 振動波形は、低周期の振動に高周波の振動がのこぎり状に乗る形であり、高調波成分が発生している事を示す。
- 振動波高（変位 p-p）は超音波式の方が明らかに大きい。これは、ケーシング内部の軸のふれ回りが大きいことが原因と推定される。
- 周波数解析より、回転数成分が突出しており、羽根車や主軸にアンバランスがあると考えられる。

- 同様に、羽根車成分 2N(この設備の場合は 5N)がやや大きく、摩耗等で羽根車の摩耗が生じている事が懸念される。波形で見られた高調波成分は、この成分と思われる。

このポンプ設備はこの計測の後に分解整備を行った。その際に行った羽根車の摩耗量計測結果を表-3 に示す。

表-3 羽根車摩耗量計測結果

羽根	測定箇所	ボス部	ミン部	アイ部
		設計値 27mm	設計値 22mm	設計値 17mm
A	入口側	24-28	25-31	0-23
	中央	29-29	25-28	21-25
	出口側	27-28	20-26	24-26
B	入口側	22-30	24-27	17-24
	中央	27-28	24-27	22-23
	出口側	23-30	25-26	21-23
C	入口側	23-25	18-24	16-24
	中央	25-28	24-25	24-26
	出口側	25-28	22-26	16-24
D	入口側	24-29	18-26	14-21
	中央	26-29	24-26	17-23
	出口側	27-30	25-27	22-24
E	入口側	22-29	19-25	12-21
	中央	27-30	25-26	19-20
	出口側	27-30	24-27	19-20



* 太字は、設計肉厚不足を示す

これにより、診断の通り羽根車の摩耗が大きく、また、羽根1枚に穴が貫通していた事が確認された。

その状況を、写真-4 に示す。

以上より、本整備結果は、前述の診断との因果関係が明確であることを示していると考えられる。



写真-4 N排水機場の羽根車の状況

また、本設備においては、この分解整備後においても、再度振動計測を行っている。その結果を図-8～11に示す。

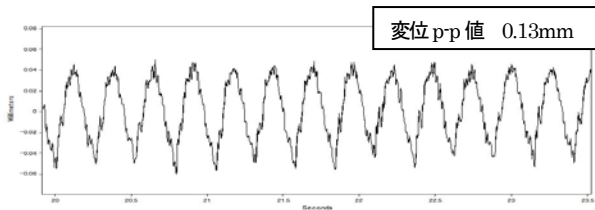


図-8 渦電流式変位計による振動波形（整備後）

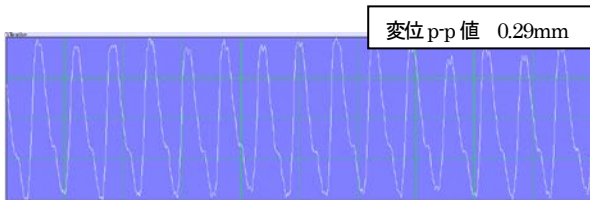


図-9 超音波式振動計による振動波形（整備後）

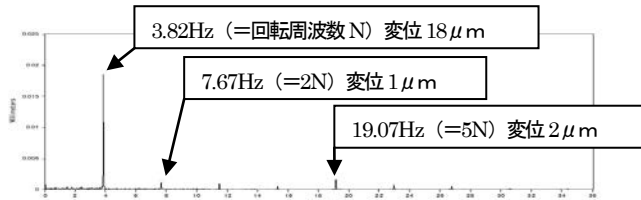


図-10 渦電流式変位計による振動解析結果（整備後）

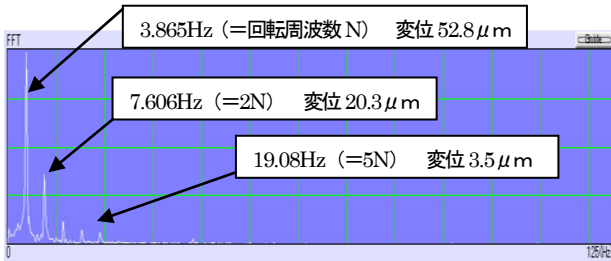


図-11 超音波式振動計による振動解析結果（整備後）

渦電流式変位計、超音波式振動計の双方ともに波形がなめらかになった。これは、羽根車の腐食修正により、周波数解析においても羽根車成分が見られなくなったためと推定される。

よって、この羽根車成分 2N に着目し、この成分の変動を監視することで、羽根車が摩耗兆候にあるか否かを診断できるものとする。

なお、本例においては超音波式振動計では、典型的な軸心ずれの波形を示し、周波数解析においても回転成分の2倍周波数が以前より顕著に見られるようになってきている。これは整備による組立時に、水中軸受の軸心が若干ずれた可能性を示している。

これは的確に診断できた事例であるが、残念ながら診断の信頼性に欠ける事例も存在する。S排水機場1号ポンプ（立軸斜流ポンプ 口径1650mm、主軸回転数152rpm 羽根枚数5）の例である。

図-12は、渦電流式変位計での振動周波数分布である。このポンプでは、超音波振動計では有意データが得られなかった。その理由については、後述する超音波振動計の適否を参照されたい。

図-12に示す振動周波数分布では分解整備前の平成22～24年までは羽根車成分が見られず、平成25年の計測時にわずかながら羽根車成分 2N が見られるようになったことから「異常兆候あり」と診断した。その後の分解整備で、写真-4に示すように羽根車の摩耗劣化が認められたことから、この時点では診断は的確だったといえる。しかし、図-13に示す整備直後の振動波形・振動周波数分布では、整備前と同様の羽根車成分 2N が依然として存在していた。

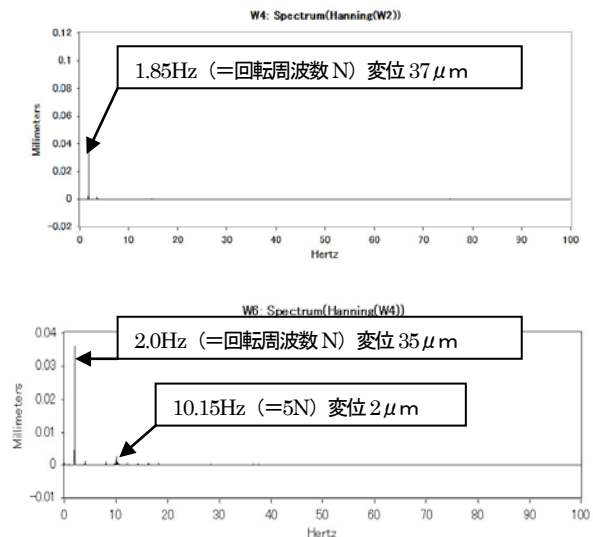


図-12 S排水機場の整備前の振動周波数分布
(上：H24 下：H25)



写真-4 S排水機場の羽根車の状況
(左：全景 右：端部拡大)

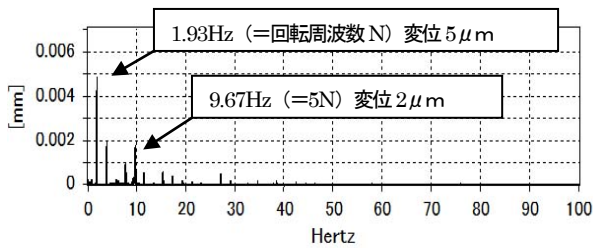


図-13 S排水機場の整備後の振動周波数分布

なぜ、このような結果となったのは不明であるが、考えられる原因の一つとして、整備前は羽根車成分ZNが現れない状態が正常であったものが、分解整備することにより振動の特徴が変化し、正常であっても羽根車成分ZNが現れるようになった可能性が挙げられる。

今後羽根車の摩耗劣化が進行した場合には、この羽根車成分が変動することが考えられる。検証には、長期のデータ収集と解析が必要と考える。

診断が適切にできなかった事例として、K排水機場1号ポンプ（立軸斜流ポンプ 口径 1500mm、主軸回転数 174rpm 羽根枚数 5）がある。渦電流変位計による分解整備直前の振動波形や振動周波数分布を図-14に示す。

なお、超音波振動計で有意データが得られなかったのは、S排水機場と同様である。

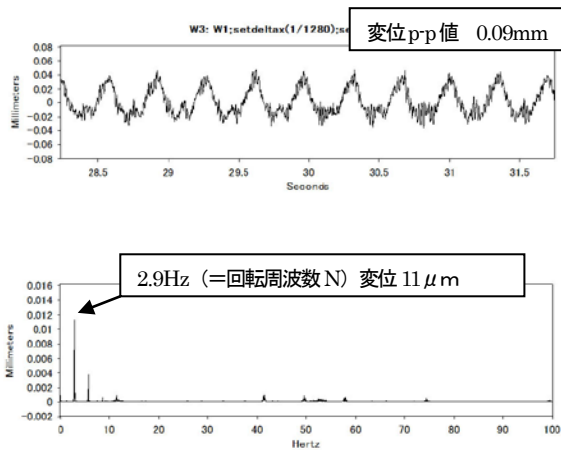


図-14 K排水機場の振動計測結果（整備前）
（上：振動波形 下：振動周波数分布）

これらの図では分解整備前は羽根車成分が全く見られなかったため「異常なし」と診断した。しかし、分解整備の際に羽根車の状態を確認したところ、実際には写真-5のように羽根車の腐食劣化が認められた。



写真-5 K排水機場の羽根車の状況
（左：全景 右：端部拡大）

この羽根車を樹脂コーティングで補修した後の計測結果でも、図-15に示すように、やはり羽根車成分が見られなかった。

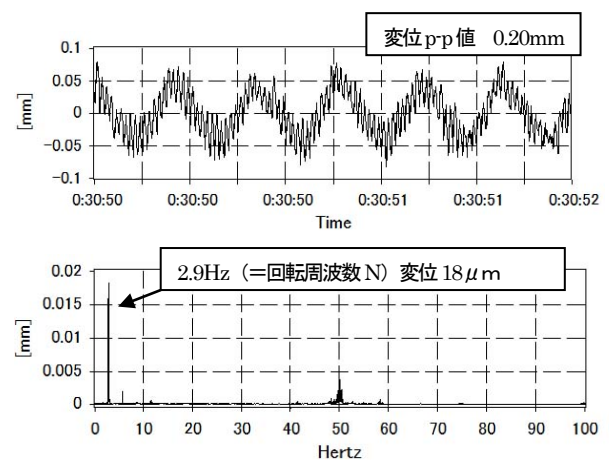


図-15 K排水機場の振動計測結果（整備後）
（上：振動波形 下：振動周波数分布）

原因としては、①摩耗が羽根車成分ZNを大きくするほど進行していなかった ②摩耗が均等であったため、羽根車成分ZNが発生しなかった ③軸封部で振動が抑制され、羽根車成分ZNが計測できなかった 等が推測されるが、少なくともこのポンプでは、現段階では羽根車の状態監視は困難であるといわざるを得ない。

以上より、振動波形や振動周波数分布から羽根車の異常を把握することは可能ではあるが、確実性は高くはないのが現状である。本研究では、上記例の他にも羽根車の診断を行ってきた。その診断と、実際の設備状態との関係、すなわち診断的確かさについて、表-4に示す。

表-4 羽根車診断的中率

診断	設備状態	羽根車摩耗
正常と診断	正常(的中)	8
	異常(誤診)	6
	的中率	57.1%
異常と診断	異常(的中)	4
	正常(誤診)	2
	的中率	66.7%
総的中率		60.0%

このように、現段階の実績では的中率は6割ではあるが、これまでは摩耗劣化兆候を確認することはできなかったことを考えると、一歩前進した設備診断ができるようになったともいえる。

なお、診断の確実性を向上するためには、ポンプ吐出圧力など他の方式の併用を検討することが望ましいと考える。

②コンクリートケーシングのポンプの場合

大型の軸流ポンプに多いコンクリートケーシングのポンプでの振動波形や振動周波数分布による羽根車の診断は、基本的には斜流ポンプと同様と考える。

しかし、これらのポンプの振動周波数分布は、羽根車成分 $2N$ とその2倍の成分 $4N$ の振動周波数が、ポンプが正常な状態であってもきわめて強く発生する事が確認された。一例として、S2排水機場3号ポンプ(立軸軸流ポンプ 口径2600mm、主軸回転数115rpm 羽根枚数4)の振動周波数分布を図-16に示す。この例では、 $4N$ が $2N$ に、 $8N$ が $4N$ に相当する。

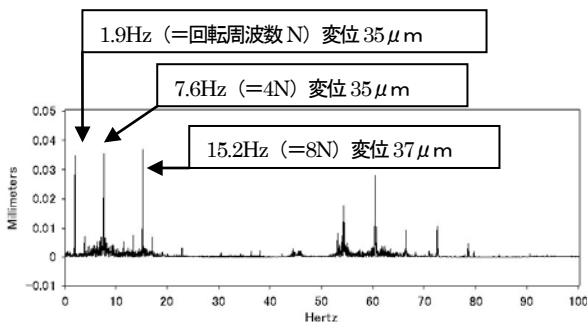


図-16 コンクリートケーシングのポンプの振動周波数分布

これは、吐出口が斜流ポンプのように羽根車の上方方向ではなく、羽根車の外周方向にあるため、羽根車が吐出

口付近を通過する際の圧力変動が振動の原因となると考える。このような形式のポンプの診断の際は、この特徴を念頭に置き、羽根車成分が高いからといって異常を疑うことのないよう、その成分の変動に着目して診断することが望ましいと考える。

3.3.2 水中軸受の劣化傾向の把握³⁾

I排水機場2号ポンプ(横軸斜流ポンプ 口径1500mm、主軸回転数126.7rpm 羽根枚数4)において、渦電流式変位計ならびに超音波式振動計で振動計測を行った。計測した振動と周波数解析結果を図-17、図-18に示す。

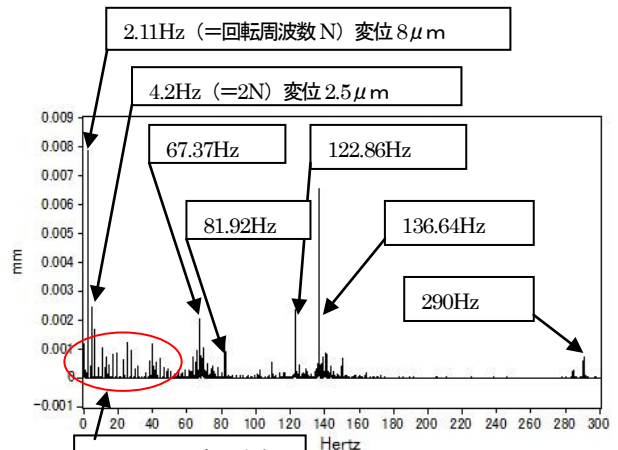


図-17 渦電流式変位計による振動解析結果

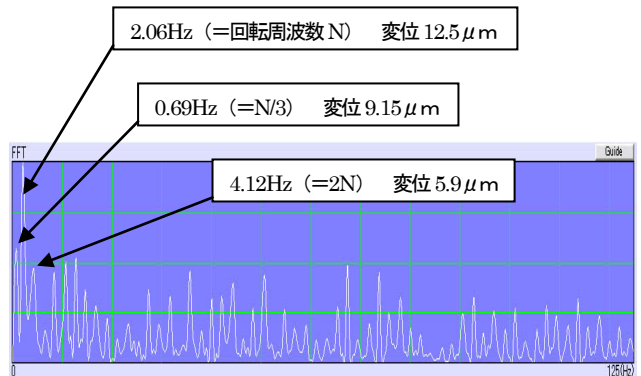


図-18 超音波式振動計による振動解析結果

この結果から、当該設備の状態は以下の通り推定される。

- 回転数成分が高く検出されているので、回転系のアンバランスがある可能性が高い。
- $2N$ 成分及び $20N$ 間での高調波が現れており、芯ずれが疑われる。
- 超音波式振動計による計測結果より、回転数成分以

下のスペクトルが見られるため、水中軸受の摩耗が始まっている可能性がある。ただし、渦電流式変位計では兆候が確認できない。

このポンプ設備においても、振動計測後に分解整備を行った。その際に水中軸受の摩耗量計測を行ったので、その結果を表-5に示す。

表-5 水中軸受摩耗量計測結果

		プロベラ側	中心部	反プロベラ側	基準値
メタルすきま	測定値(mm)	0.26	0.25	0.21	0.145~0.249
	判定	やや広い	やや広い	適正	
水中メタルの振れ	測定値(mm)	-0.14	-0.08	-0.03	0.123以内
	判定	やや大きい	適正	適正	

この整備結果より、水中軸受の摩耗が確認され、超音波式振動計でその兆候を捉えることができた事例であると考えます。

しかし、その摩耗量はメーカー基準値を若干下回った程度であり、ポンプの性能確保の面では整備を延伸できたのではないかと考える。

また、他の診断事例を含めた水中軸受の異常診断の的中率を表-6に示す。

表-6 水中軸受診断の的中率

診断	設備状態	水中軸受摩耗
正常と診断	正常(的中)	20
	異常(誤診)	3
	的中率	87.0%
異常と診断	異常(的中)	1
	正常(誤診)	1
	的中率	50.0%
総的中率		84.0%

このように的中率の数値としては高いが、そのほとんどが「正常」であり、異常兆候を的確に診断した事例が、上記で記載した1例しかない。したがって、水中軸受の異常兆候把握は、今後のデータ蓄積と解析が必要である。

また、水中軸受の異常兆候把握には、ケーシング内の主軸振動変位を計測できる超音波振動計が渦電流変位計よりも有利であることが実証された形になったが、詳細は後述するが超音波式振動計の適用可能設備は現段階で

は限られていることから、超音波振動計の適用範囲の拡大が、水中軸受の診断には必要であることが確認された。

3.3.3 主軸のふれ回りの把握⁴⁾

S 2 排水機場 2 号ポンプ (立軸斜流ポンプ 口径 2600mm、主軸回転数 115rpm 羽根枚数 4) において、渦電流式変位計で振動計測を行った。計測した振動と周波数解析結果を図-19に示す

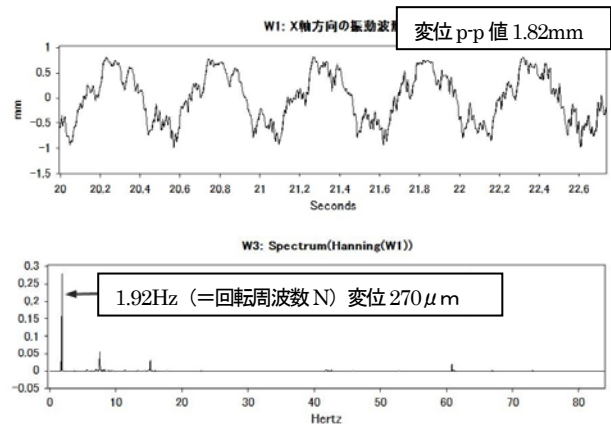


図-19 S 2 排水機場の振動計測結果
(上：振動波形 下：振動周波数分布)

この結果から、当該設備の状態は以下の通り推定される。

- 計測波形の変位 p-p 値が 1.82mm と著しく高く、周波数成分 N が突出しているため、主軸のふれ回りが大きく発生している可能性がある。

このポンプ設備においては、この振動計測結果を受け、後に分解整備を行った。その際に、軸曲がりの計測を行っているため、その結果を図-20に示す。

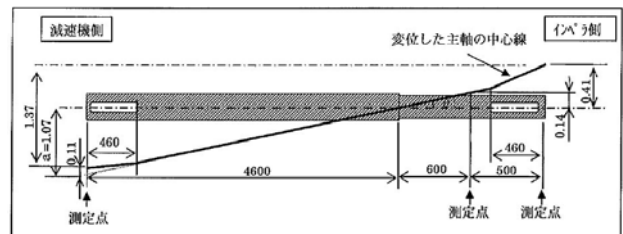


図-20 主軸変位

このことから、主軸の芯が 1.37mm ずれていることがわかり、本計測整備結果は、N 排水機場の事例と同様、診断との因果関係が明確であることを示していると考えます。

また、分解整備の前後に、従来の点検手法と同様の振

動計による減速機下部とポンプケーシングの振動変位と、渦電流変位計による主軸振動変位を計測している。その結果を表-7に示す。

このことから、減速機下部とケーシングの整備前後の振動はわずかな差しかなく、この計測方法では軸の振れ回りを捉えられるとは言い難い事がわかる。

対して軸変位の計測では整備前後では大きく異なるので、軸のふれ回りの把握には、軸変位の直接計測が有効である事が示されている。

表-7 振動計測結果

計測部位	計測条件	X方向	Y方向	Z方向
減速機下部	整備前	6	11	20
	整備後	5	10	15
主ポンプケーシング	整備前	5	6	18
	整備後	4	2	15
軸振動	整備前	600		
	整備後	100		

単位: $\mu\text{m(p-p)}$

また、主軸異常診断についても、他の診断事例を含めた異常診断の的中率を表-8に示す。

表-8 主軸異常診断の的中率

診断	設備状態	主軸曲がり
正常と診断	正常(的中)	19
	異常(誤診)	2
	的中率	90.5%
異常と診断	異常(的中)	1
	正常(誤診)	0
	的中率	100.0%
総的中率		90.9%

このように異常診断の的中率も非常に高いことから、渦電流変位計での軸変位計測は、特に軸曲がりなど軸異常の発見と定量的評価に極めて有効であるといえる。

3.4 横軸ポンプの診断技術

本研究では、形式を問わず非常用で用いられる排水機場ポンプ設備を対象に行ってきた。そして、研究を進める中で、形式毎に振動に特徴があることがわかってきた。先述の斜流ポンプと軸流ポンプの羽根車の振動成分もそれに当たる。

ポンプ形式は、立軸式と横軸式に大別されるが、調査対象とするポンプ設備は、どうしても全国的に設置されている数が多い立軸ポンプに偏ってしまう傾向にあった。

そこで、横軸ポンプの調査に関しては、冬季の凍結による破損防止のため北海道で設置率がきわめて高いので、研究途中の平成 25 年度から寒地土木研究所寒地機械技術チームと連携・分担して調査することとした。以下にその内容を記す。

3.4.1 横軸ポンプの振動計測結果と診断

ここでは、2例の渦電流式変位計による主軸変位の計測結果について述べる。計測位置、方向は、写真-6の通りとした。



写真-6 横軸ポンプの主軸変位計測方向

なお、計測結果と相対比較できる初期値が得られてなかったことから、立軸ポンプ設備の変位 p-p 値と Rms 値の初期値を参考とした。

(1) T排水機場第1号ポンプ(横軸斜流、口径 1000mm、羽根5、主軸回転 170rpm)

計測波形・周波数解析、主軸の振れ回り(リサーチ図)

を基に、以下の6項目の異常について当該設備の状態を推定した。

振動計測結果を表-9 に示す。また、計測した振動波形と周波数解析結果を図-20、図-21、原動機、減速機加速度の周波数解析結果を図-22、図-23 に示す。

表-9 振動計測結果 (T排水機場)

方向	回転周波数 (Hz)	p-p 値 (mm)	Rms 値 (mm)
X (水平)	2.900	0.0148	0.0022
Y (鉛直)	2.900	0.1489	0.0018

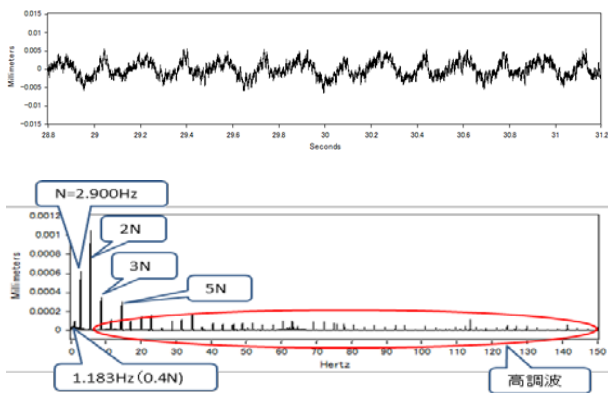


図-20 振動波形と周波数分析 (x 方向)

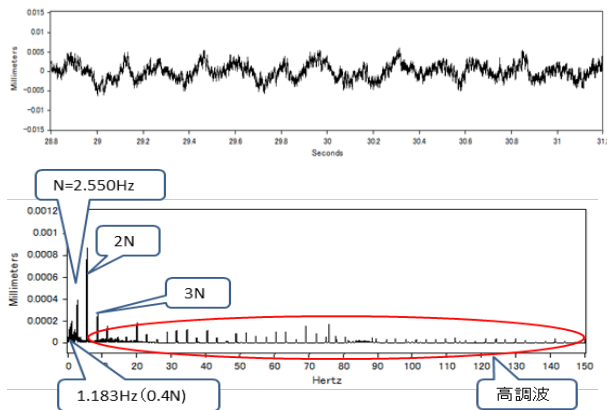


図-21 振動波形と周波数分析 (y 方向)

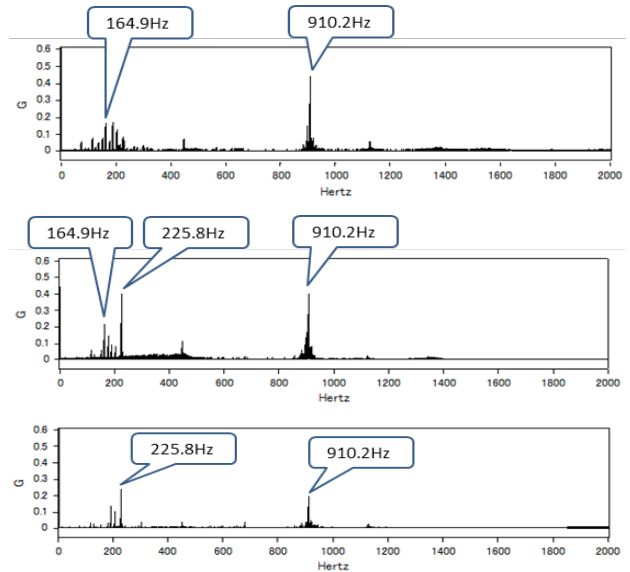


図-22 原動機加速度の周波数分析 (上から x, y, z 方向)

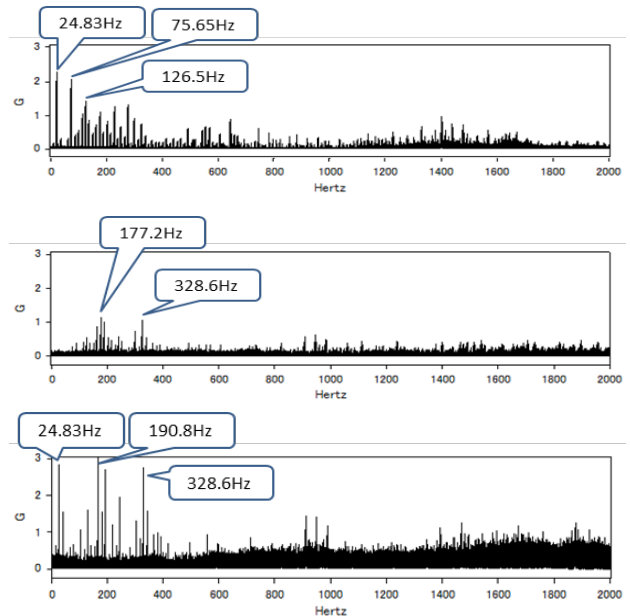


図-23 減速機加速度の周波数分析 (上から x, y, z 方向)

① 水中軸受のゆるみ・がた

回転数の分数成分に近い0.4Nの成分 (Nは回転周波数を表す) が見られるが、Rms 値が小さいので、水中軸受の大きな劣化兆候はないと推定する。

② 主軸のアンバランス

回転数成分 N が突出しているが、変位 p-p 値、Rms 値が小さいので、特に異常がないと推定する。

③ 芯ずれ

振動波形は、低周期の振動に高周波の振動がのこぎり状に乗っており、高調波成分が発生している。これは横軸ポンプ設備特有の振動特性であり、軸の自重により軸がたわ

むので、その影響で高調波が発生していると考えられる。

回転数の整数倍の周波数が広く分布しており、特に2倍成分(2N)が大きめなので、芯ずれの傾向が見られる。

今後、Rms 値の急激な増加がないか、兆候の推移を注視することを提案する。

④ 羽根車の摩耗

ZN (羽根車数×回転数) 成分である5N が大きく見られないので、现阶段では大きな劣化はないと推定する。

⑤ 減速機ベアリングの異常

ベアリングの仕様が不明ではあるが、減速機加速度の周波数分布より、複数の卓越周波数が見られること、減速機振動速度 Rms 値 (x 方向 (水平) 14.1mm/s、y 方向 (鉛直) 21.2mm/s、z 方向 (軸) 45.7mm/s、いずれも減速機加速度からの積分値) が大きいことから、ベアリングの異常について注視することを提案する。

⑥ 減速機歯車の異常
減速機歯車の噛み合い周波数 (横軸平行歯車、仕様による計算値 894Hz) は卓越していないが、上記速度 Rms 値が大きいので、今後の兆候に注視することを提案する。

リサーチ図を図-24 に示す。振れ回りの径は小さく、軌跡は安定している。

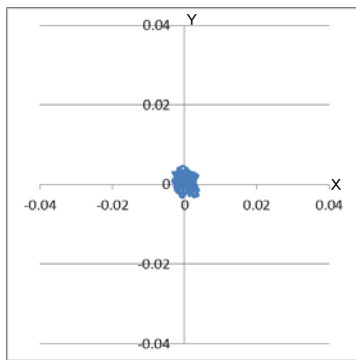


図-24 リサーチ図 (単位: mm)

(2) B 排水機場 2号ポンプ (横軸斜流、口径 1500mm、羽根 5、主軸回転 140rpm)

(1) と同様に計測波形・周波数解析、リサーチ図を基に、当該設備の状態を以下のように推定した。

振動計測結果を表-10 に示す。また、計測した振動波形と周波数解析結果を図-25、26 に示す。

表-10 振動計測結果 (B排水機場)

方向	回転周波数 (Hz)	p-p 値 (mm)	Rms 値 (mm)
X (水平)	2.383	0.1084	0.0120
Y (鉛直)	2.383	0.0636	0.0087

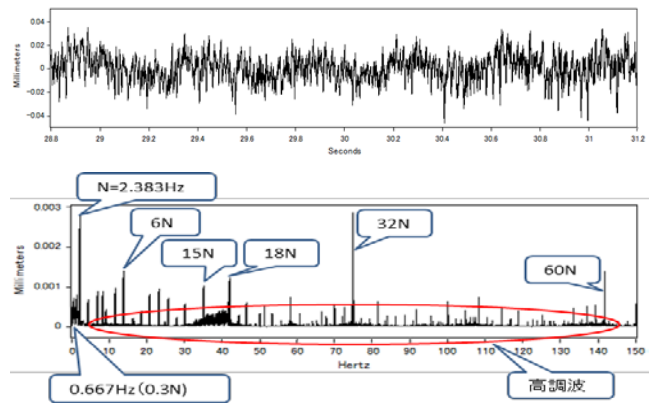


図-25 振動波形と周波数分析 (X方向)

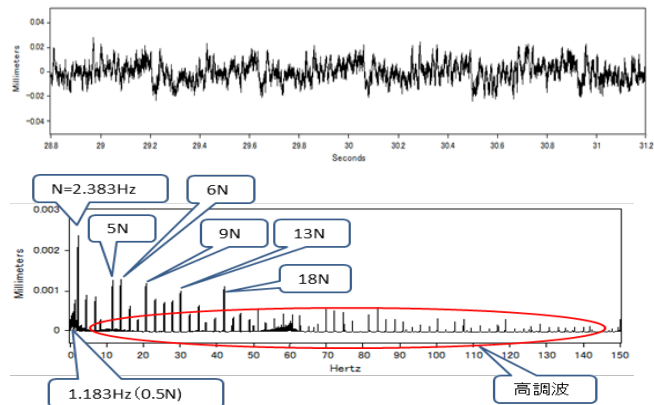


図-26 振動波形と周波数分析 (Y方向)

① 水中軸受のゆるみ・がた

回転数の分数成分に近い0.3N (x 方向)、0.5N (Y 方向) の成分 (N は回転周波数を表す) が見られるが、Rms 値が小さいので、水中軸受の大きな劣化兆候はないと推定する。但し、今後の傾向を注意する。

② 主軸のアンバランス

以下の点により、アンバランスが進行している可能性があるかと推定する。

- ・周波数分布では回転数成分 N が突出している。
- ・変位 p-p 値、Rms 値ともに高めである。

今後、変位 p-p 値、Rms 値の急激な増加がないか、兆候の推移を注視することを提案する。

③ 芯ずれ

T 排水機場と同様に高調波成分が発生している。

回転数の整数倍の周波数が広く分布しており、軽微ではあるが芯ずれの傾向が見られる。

今後、Rms 値の急激な増加がないか、兆候の推移を注視することを提案する。

④ 羽根車の摩耗

ZN (羽根車数×回転数) 成分=5N が見られるが、微弱

なので早急な整備は必要ないと推定する。

リサージュ図を図-270 に示す。振れ回りの軌跡がやや安定していないことがわかる。

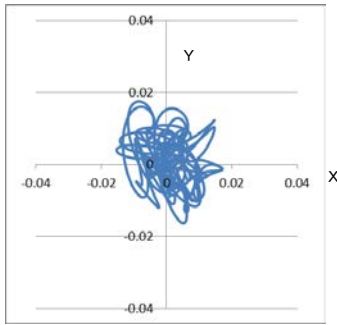


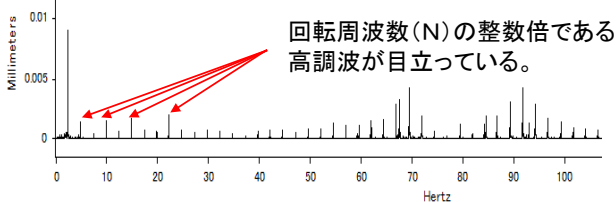
図-27 リサージュ図 (単位: mm)

3.4.2 高調波の発生と検証

次に、横軸の特有と考えられていた高調波について、検証するため、整備前後の振動波形の周波数を分析した。その結果を図-27 に示す。

整備前の振動波形では回転周波数(N)の整数倍である高調波が目立っているが、整備後の振動波形では、高調波が大幅に減少したことがわかった。このことから、横軸ポンプにおいても設備の状態が健全であれば、高調波があまり出現しないことがわかり、立軸と同様の診断が可能であると言える。

整備前



整備後

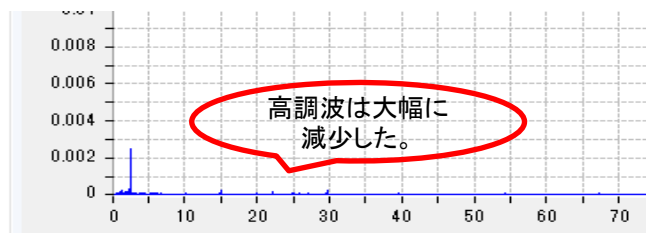


図-27 整備前後の周波数分析 (x 方向)

3.5 管理運転方式

振動計測は管理運転時に行うと先述したが、管理運転方式には複数有り、また管理運転に必要な河川水の貯留可能量により、運転条件が各機場毎に異なる。

管理運転方式は、実排水に条件に近い循環運転 (ポン

プからの排水を水路等の循環により貯水槽に戻す方式)と、バイパス管運転や空運転など実排水と条件が異なる運転方式がある。循環運転であっても、貯留水量が少ない場合、弁開度を絞る、主ポンプ回転数を低下させる等が行われる。これらを図-28、29 に示す。

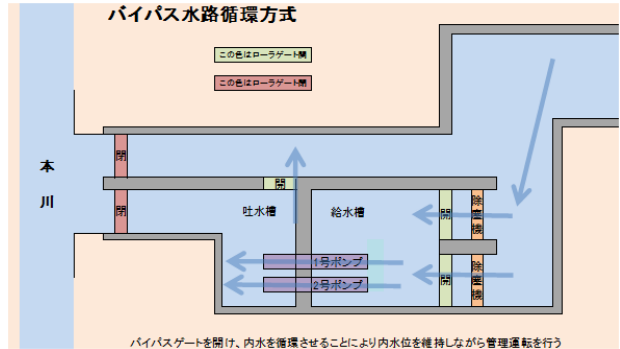


図-28 バイパス水路循環方式

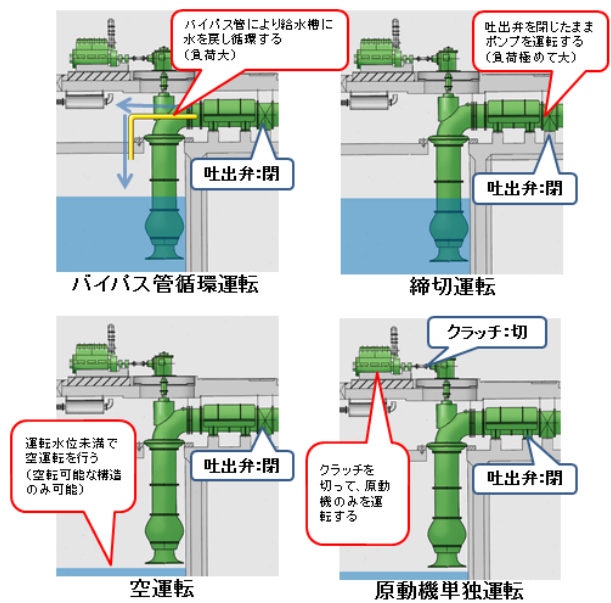


図-29 実運転と異なる管理運転方式

排水機場の管理者からは、実際の降雨時の実運転時と管理運転時では、振動の大きさが異なることがある、との意見が挙げられている。

そこで本項では、管理運転方式の差異による振動の違いについて述べる。

以下に示す図-30~34 は、O排水機場2号ポンプ (立軸斜流ポンプ 口径 1200mm、主軸回転数 450rpm 羽根枚数 5) でバイパス管運転と水路循環運転 (弁開度を4パターン設定) を行い、振動波形と周波数分布を比較したものである。

(弁開度50% 上：振動波形 下：振動周波数分布)

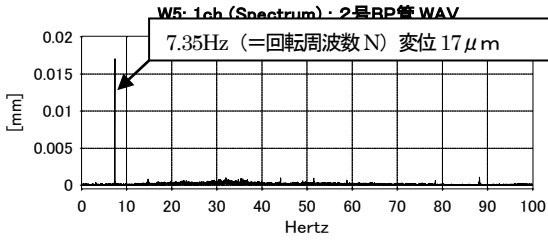
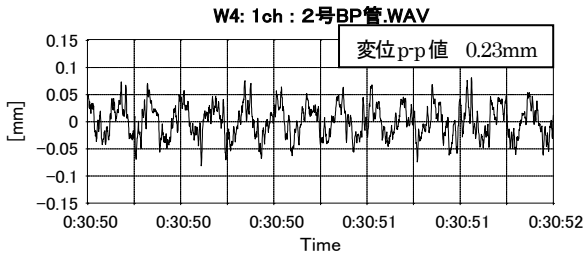


図-30 バイパス管運転時の振動計測結果
(上：振動波形 下：振動周波数分布)

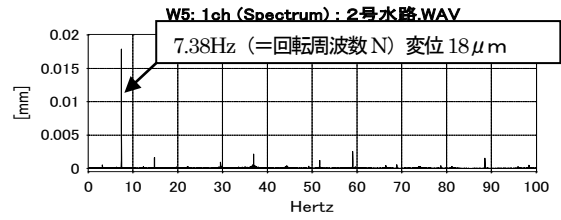
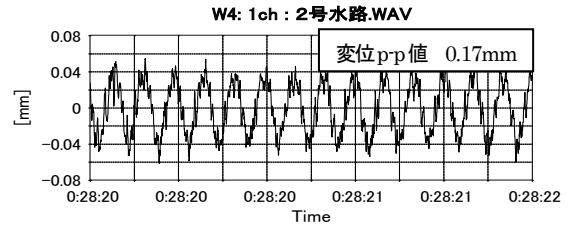


図-33 バイパス水路循環運転時の振動計測結果
(弁開度75% 上：振動波形 下：振動周波数分布)

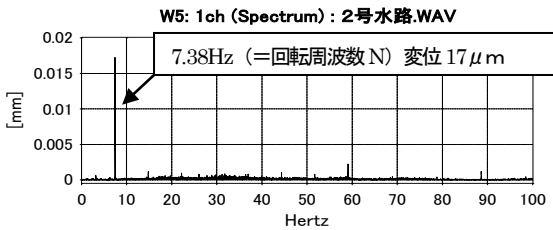
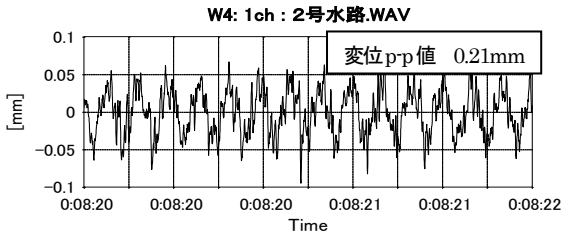


図-31 バイパス水路循環運転時の振動計測結果
(弁開度25% 上：振動波形 下：振動周波数分布)

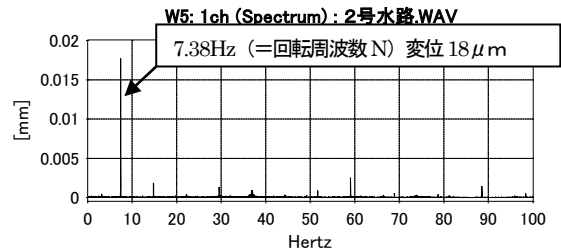
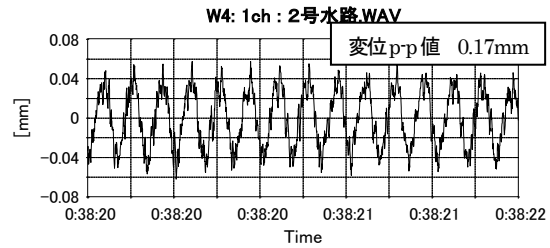


図-34 バイパス水路循環運転時の振動計測結果
(弁開度100% 上：振動波形 下：振動周波数分布)

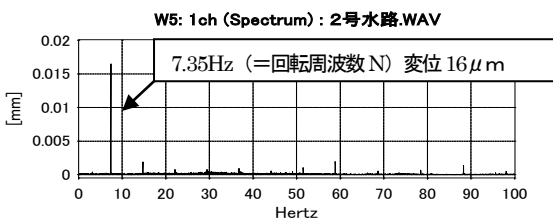
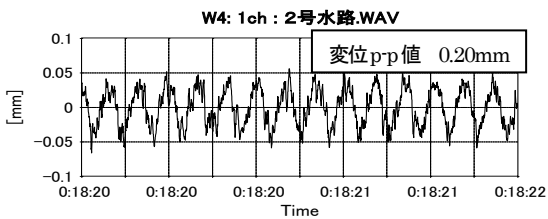


図-32 バイパス水路循環運転時の振動計測結果

以上より、この調査では管理運転方式による大きな振動の変化はないことが確認された。

また、この計測結果から導き出せる診断結果は、いずれの場合も「異常なし」であるが、この調査対象設備は計測後に解体されており、その際に設備状態を確認したところ、やはり異常兆候は見られなかった。目視確認できた羽根車の状況を写真-7に示す。



写真-7 O排水機場 羽根車状況 (摩耗劣化なし)

よって、管理運転でも適切に診断が可能であることが示されたといえる。

ただし、管理運転方式による振動の比較が出来たのはこの一例だけであり、より多くのデータにより検証する必要がある。また実運転時とは水位条件が異なるので、その比較による検証も必要になる。そのため実運転時の振動計測を試みたが、調査対象とした排水機場の実運転が調査期間内に行われなかったことから残念ながら実施できなかった。

今後の課題として、渦電流式変位計の常設により常時振動計測可能とし、データを蓄積することで検証すべきと考える。

3.6 計測毎のデータの連続性 (再現性) について

先述したとおり、状態監視保全は連続して稼働している設備に対して計測パラメータを定期的に監視し、その変化の傾向監視により異常兆候を判断するものである。

そこで、平時は停止している排水機場ポンプ設備の管理運転時の振動計測で傾向管理可能か、データの再現性ならびに変化について調査を行った。代表例として、図-35~37に、S排水機場(立軸斜流ポンプ 口径1650mm、主軸回転数152rpm 羽根枚数5)の渦電流変位計x方向の平成23~25年度の計測結果を示す。

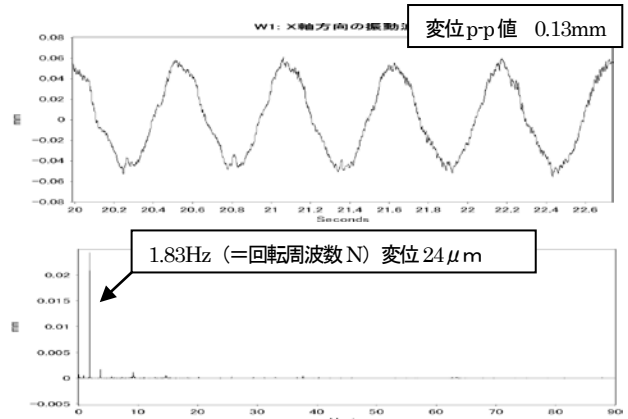


図-35 S排水機場 H23 振動計測結果 (上: 計測波形 下: 振動周波数分布)

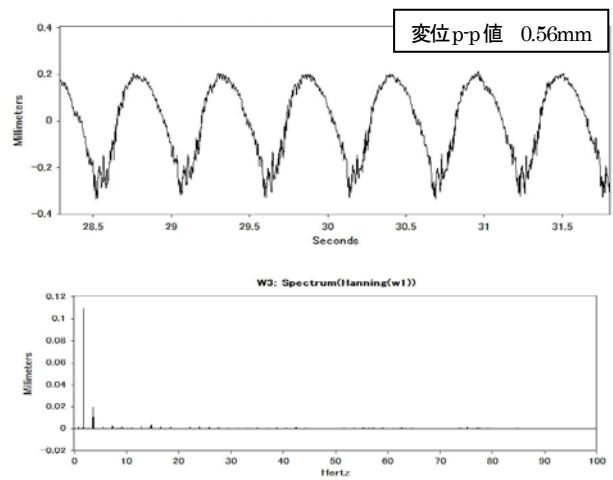


図-36 S排水機場 H24 振動計測結果 (上: 計測波形 下: 振動周波数分布)

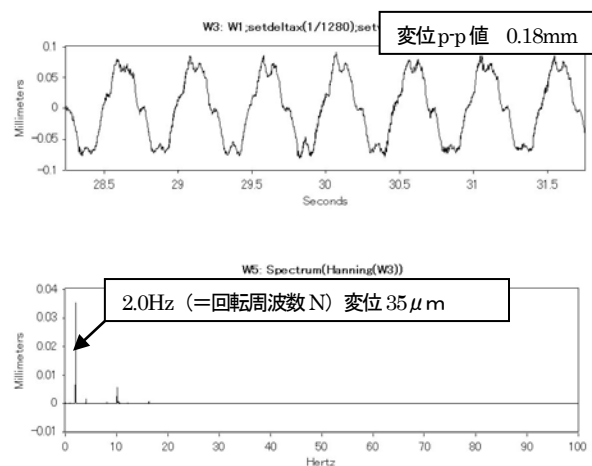


図-37 S排水機場 H25 振動計測結果 (上: 計測波形 下: 振動周波数分布)

以上より、運転毎に似たような波形ならびに周波数分

布を示すことが判る。よって、基本的には非常用施設においても傾向管理は可能と考える。

しかし、この例では、H24 計測結果のみ振動変位 p-p 値が著しく上昇している。これについてはセンサの取付方法に起因するものと思われる。詳細については次項で述べる。

3.7 計測用センサの取り付け方法について

渦電流式変位計は本研究においては、マグネットスタンドによる仮設を行ってきたが、その設置に際しては、主ポンプケーシングや主軸の形状・構造が、その難易度や計測そのものの可否に大きく影響する。渦電流変位計の設置に苦慮した事例を写真8～10に示す。



写真-8 主軸に保護カバーがある場合



写真-9 軸封部直上の軸受をポンプケーシングで支持し開口部が小さい場合

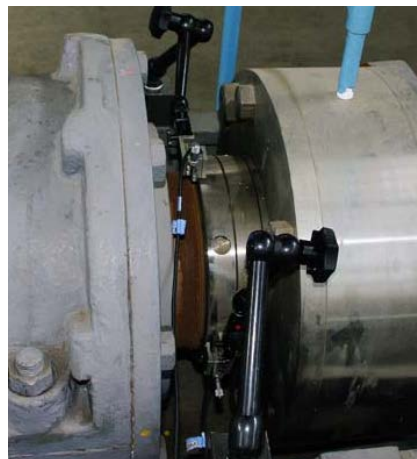


写真-10 主軸の計測可能箇所にて軽め穴が空いている場合

また、渦電流式変位計の設置は本来、前出の写真のようなマグネットスタンドによる仮設ではなく、写真-11のように治具を用いて常設するものである。常設することで、設置の手間や、設置毎に繰り返す校正の必要がなくなる他、ケーシング振動等外力による設置位置のずれや設置毎の設置位置誤差が無くなるので、より精密な計測が行える。

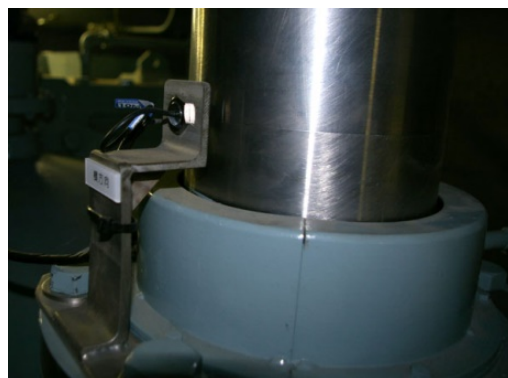


写真-11 渦電流変位計 常設の例

しかしながら、費用面では全施設に常設することは不利であり、実用時には次善の策として、現在の研究手法と同様、マグネットスタンドによる仮設も視野に入れざるを得ない。

そこで、渦電流式変位計常設時と仮設時の比較検証を行った。R排水機場1号ポンプ（立軸斜流ポンプ 口径1500mm、主軸回転数195 rpm 羽根枚数7）における計測波形と振動周波数分布を図-38、39に示す。

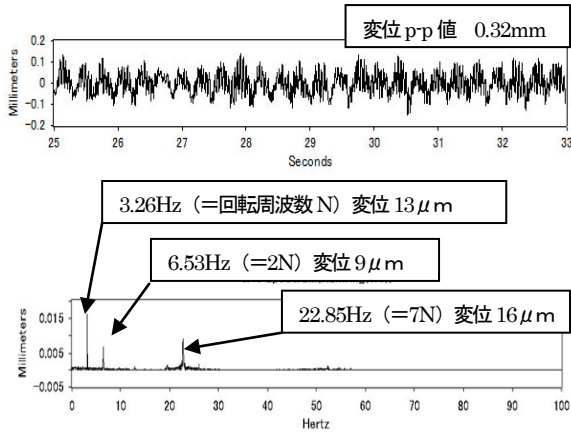


図-38 R排水機場 センサ仮設による振動計測結果
(上：計測波形 下：振動周波数分布)

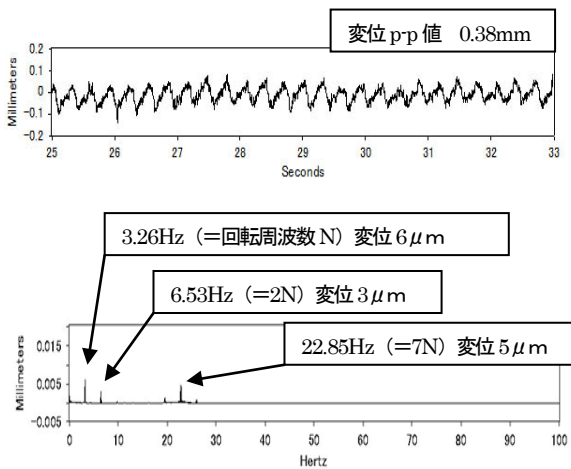


図-39 R排水機場 常設による振動計測結果
(上：計測波形 下：振動周波数分布)

この図から、特徴が以下の通り読み取れる。

- 周波数分布は、仮設・常設共に同一の傾向を示している。
- 振動波形は、仮設の方が細かい振動が見られる(外部振動をうけやすいためと史料)

以上より、少なくとも、仮設でも周波数分布の把握(=異常箇所の特定)は行えると考える。

前項の、S排水機場のH24計測結果のみが振動値が高いことについては、仮設では厳密に同一箇所での計測は困難で、どうしてもセンサ設置位置にずれ等が生じるので、それが原因の一つとして考えられる。根拠として、図-40に示すように、H24のY方向の振動値は平年並であったことが挙げられる。

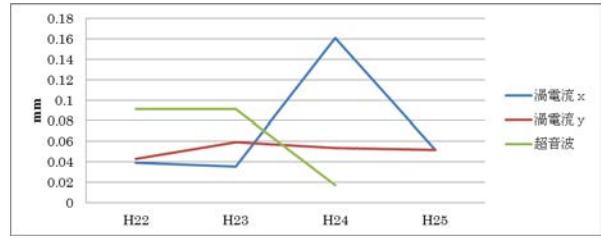


図-40 S排水機場 3カ年の振動変位の変化

このような例もあることから、センサ仮設での傾向管理は正確性に欠ける。

以上より、マグネットスタンドでの計測では、異常箇所の特定は可能であるが、傾向管理も行う場合は常設が望ましいと考える。

また、立軸、横軸を問わず、主軸が塗装されている場合がある。この場合、塗膜厚が完全に均一でないで正確な校正ができないので、計測データの信頼性が低くなる。

計測に当たっては、計測面の塗装を剥ぐなど、金属面を露出させることが望ましい。

3.8 主軸振動評価方法⁴⁾

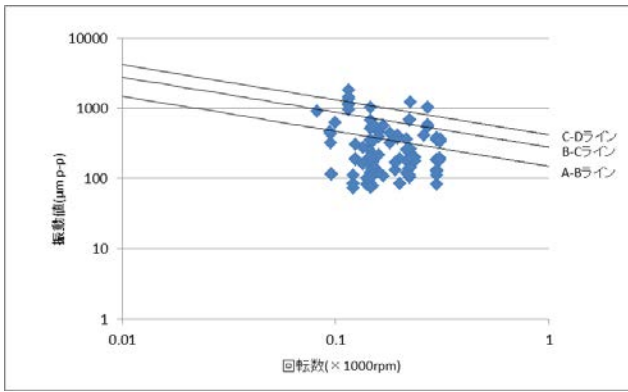
以上より、低回転かつ「非」常用系のポンプ設備においても、まだ課題が残るものの、おおむね異常箇所の特定が行えることが示された。

今後は、劣化程度をどのように判断するかが課題となる。

基本は振動初期値からの変化量により判断する相対値判定を用いるが、初期値が不明の場合が多い。その場合は最初の計測値を仮の初期値として判断するのが通例だが、その最初の計測値が適正か否かを判断する指針が必要と考える。

そのような指針の一つとして、ISO7919では「非往復動機械の機械振動 - 回転軸における測定及び評価基準」が示されているが、ISOの規定はあくまでも推奨指標であり企業等では独自の基準を優先させる場合もあるので、非常用系である河川ポンプ設備での適用性を検証する必要がある。

そこで、ISO7919同様に両対数グラフ上にこれまでの振動計測値(変位p-p)をプロットし、ISO7919との比較検証を行った。その結果、ISO7919-3(産業機械)の示すゾーンラインを低回転側に延長したものが、最も設備異常の有無と振動計測結果との相関を示していることが確認された。その結果を図-40に示す。



ABラインの式：振動値=4800/√N
 BCライン（注意値）の式：振動値=9000/√N
 CDライン（危険値）の式：振動値=13200/√N
 いずれもNは回転数(rpm)

図-40 計測した主軸振動変位とISO7919-3の関係

ここで示される相関とは、以下の通りである。
 ほとんどの調査現場では軸に異常は見られなかったが、上図においてもほとんどのデータがBCライン以下（正常値/注意値の判断ライン）に分布している。

CDライン以上の値（=危険値を超過）が数件有るが、このデータは以下のものである。

- 前述の、軸に曲がりがあったケース
- 計測の異常値であったケース（前年及び翌年のデータは正常）

また、横軸ポンプにおいても縦軸ポンプと同様に、ISO7919-3を基にこれまで計測したポンプ主軸の振動計測値をプロットし、比較を行ったところ図41に示すようにISO7919-3で示されるゾーンラインに相関することがわかった。

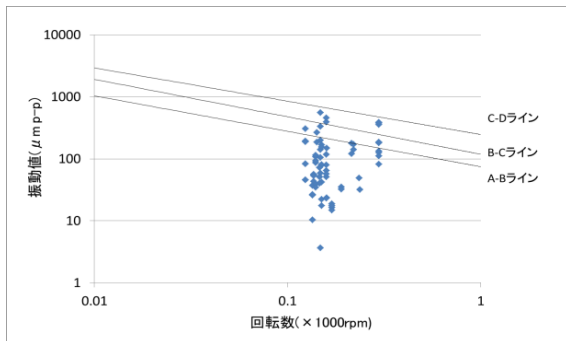


図-41 横軸ポンプ主軸振動変位とISO7919-3の関係

以上より、今後、データの蓄積によりさらなる検証が必

要ではあるが、図-5に示すゾーンを河川ポンプ設備の主軸振動値の評価に準用可能と考える。

3.9 超音波式振動計の適用性評価

超音波式振動計は、ポンプケーシング内の主軸の動きを直接計測できることから、特に水中軸受の摩耗兆候の把握が期待できる。先述の水中軸受の異常兆候把握でも、超音波振動計の計測結果からそれが裏付けられている。

このように、超音波振動計は振動計測可能であれば極めて有用なツールと考えるが、ポンプ形式や構造等により計測できない事例が見られる。

まず横軸ポンプについては、まれに計測ができたポンプがあるが、極めて少ない実態である。図-42に計測可否を示す。

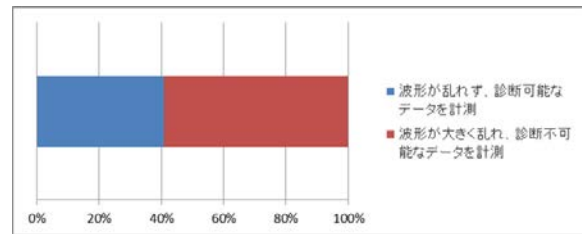


図-42 超音波振動計の計測可否

これは、一つはケーシング形状によるものであり、点検口付近がセンサの最適設置位置となるが、図-43に示すようにそこが主軸と平行になっていない場合があり、そのため反射波を捉えられず計測できないものとする。もう一つは、ポンプケーシング内に完全に充水されないため、超音波が伝搬しなくなるためと考えられる。

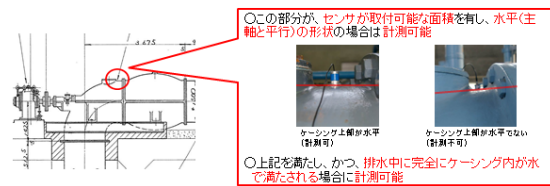


図-43 横軸ポンプのセンサ設置位置

立軸ポンプでは、水中軸受にゴム軸受を採用しているものが多いが、そのようなポンプでは軸受に冷却水を供給するため主軸に保護管があり、この場合は計測できない例が多い。図-44にその割合を示す。

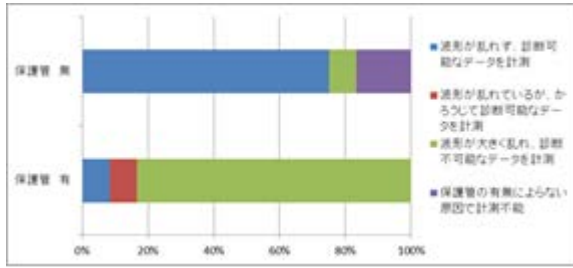


図-44 立軸ポンプの主軸保護管の有無による計測可否

これは、超音波が保護管で反射するため、主軸の動きを捉えられないためである。

また、図-45、写真-12、13に示すように、一床式でケーシングがスラスト受けと一体となっている場合、コンクリートケーシングの場合、センサの最適計測位置にリブがある場合には、センサが設置できないので計測不能である。

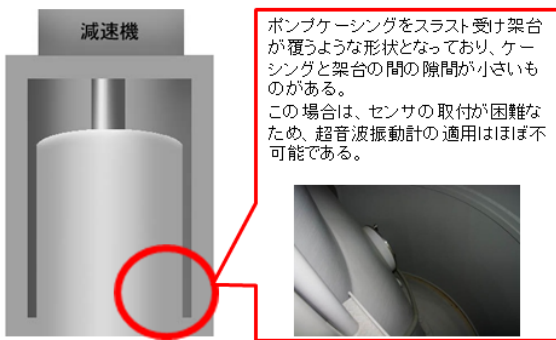


図-45 スラスト受け架台がある場合



超音波センサを設置する箇所にリブがある場合、計測できない。

写真-12 センサ設置位置にリブがある場合



写真-13 コンクリートケーシングの場合

したがって、超音波式振動計は現時点では、対象とするポンプ設備の形状、構造により、導入の適否を判断する必要がある。横軸ポンプや主軸保護管のあるポンプでも、すべてが計測不可能というわけではないので、センサ取付可否を含めて、可能であれば実際に計測可能であるかを実機により確認したうえで導入を検討することが望ましい。

なお、主軸保護管があるために計測できない事例へは、今後メーカーと共にソフトウェアの改良等により対処していくことを考えている。

4 減速機の振動による状態監視技術

4.2.1 振動による診断技術

減速機においてもポンプ主軸と同様、継手のずれや軸受、歯車の状態によって様々な振動が発生するため、常用系設備では振動波形、振幅、周波数分布を解析することで、劣化傾向を診断し、さらにその部位の特定を行っている。

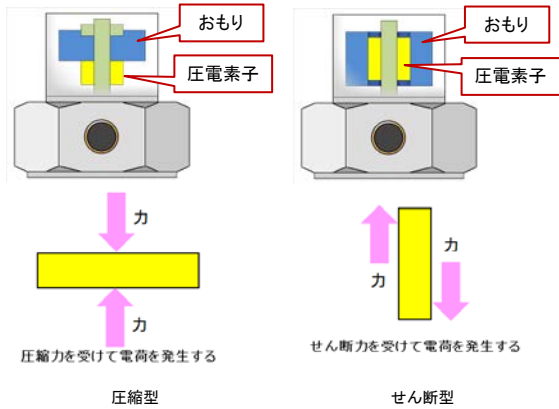
発生周波数分布と異常部位の関係は表-11 に示す通りである。

表-11 歯車・軸受の異常時発生周波数

原因	発生周波数
転がり軸受の異常 	異常時の発生周波数 保持部の異常 $\frac{N}{2} (1 - \frac{D}{d} \cos \phi)$ 内輪の傷 $\frac{2Z_1 N}{2} (1 + \frac{D}{d} \cos \phi)$ 外輪の傷 $\frac{2Z_2 N}{2} (1 - \frac{D}{d} \cos \phi)$ 転動体の異常 $\frac{2Z_1 N}{2} (1 - \frac{D}{d} \cos^2 \phi)$ * 回転周波数 # 転がり径 @ 転がり径 N 玉数 φ 接触角
歯車のかみ合い 	噛合周波数 $f_m = f_1 \pm 1 = f_2 \pm 2$ f1: 入力側回転周波数 z1: 入力側歯数 z2: 出力側回転周波数 z2: 出力側歯数
遊星歯車 	f _{in} : 入力回転周波数 Z _S : 太陽歯車歯数 Z _P : 遊星歯車歯数 Z _R : 内歯車歯数 遊星歯車公転周波数 $f_{cp} = f_{in} - Z_S(Z_R - Z_P)$ 遊星歯車自転周波数 $f_{cs} = f_{in} - Z_S(Z_S + Z_R)$ 噛合周波数 $f_m = f_{in} - Z_S(Z_S + Z_R)$ 太陽歯車異常 $f_{as} = f_{in} - Z_S(Z_S + Z_R)$ 遊星歯車異常 $f_{ap} = f_{in} - Z_S(Z_S + Z_P)$ 内歯異常 $f_{ar} = 4r f_{in} - Z_S(Z_S + Z_R)$

4.2.2 振動による計測手法

減速機の振動計測は、機械設備の異常診断で最も多く使用されており、計測が比較的簡単で安全性も高く、システムが安価となる圧電式振動加速度計を用いて行った。圧電式振動加速度計の特徴を図-46に示す。



振動による内部のおもりの運動により圧電素子が圧縮力またはせん断力を受け、圧電効果により出力される電気信号から振動加速度を計測する。

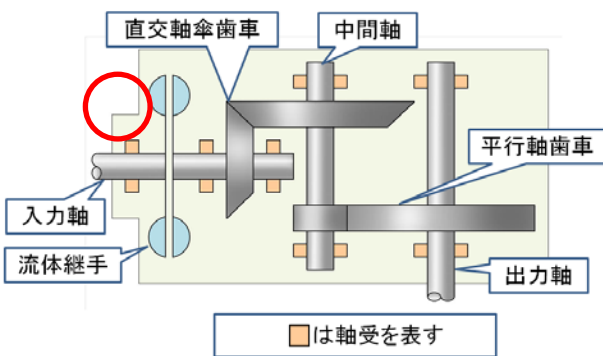
図-46 圧電式加速度センサ

なお、加速度計の取付は、研究段階で仮設となるため、マグネットによるものとした。

本研究で採用した加速度計は、1つで3方向の振動を計測できるもので、計測方向は本報告書においては、特に断りのない限り、吐出方向をx、横方向をy、垂直方向をzとしている。

計測箇所は、減速機の形式や構造、規模により様々であるが、軸受の振動の特徴を計測するため、あらかじめ構造図により軸受位置を確認し、その近傍としている。

一例として、流体継手と中間軸を有する減速機の内部概略とセンサ設置位置を図-47に、実際のセンサ設置状況と計測方向を写真-14に示す。



赤○部のように、軸受近傍位置で計測を行う

図-47 直交軸傘歯車減速機の構造

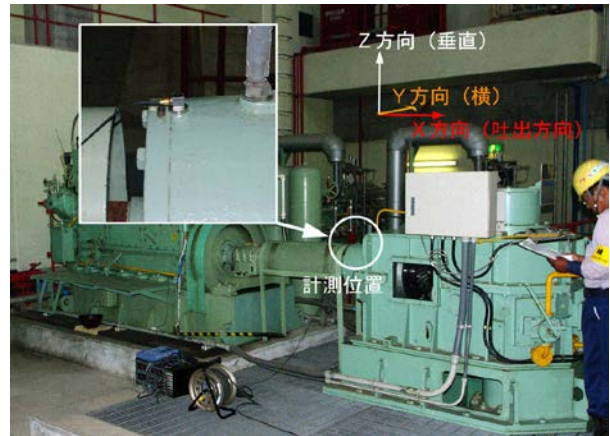


写真-14 減速機振動計測位置と計測方向

4.2.3 減速機の状態把握

減速機の振動波形と振動周波数分布の代表例として、○排水機場2号減速機（直交軸傘歯車（中間軸無し） 入力回転数 1200rpm 出力回転数 442rpm 入力軸歯車 21枚 出力軸歯車 56枚 かみ合い周波数 412.5Hz）の計測結果を図-48に示す。

歯車のかみ合い周波数については、この例のみならず、直交軸傘歯車減速機では多数の減速機で計測することができた。

また、軸受の異常兆候についても、理論上、異常が疑わしい振動周波数が発生している場合がみられた。以上のことから、これらの振動周波数成分に着目し、その変動を観察することで、異常兆候の把握が可能であると考えられる。

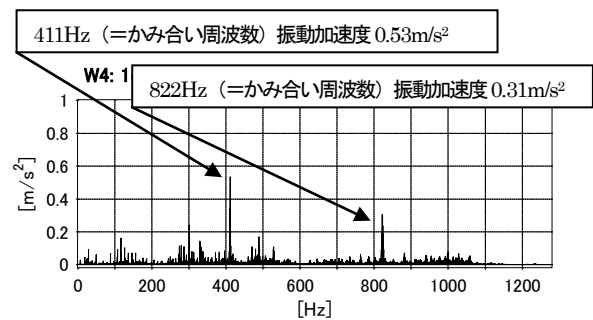


図-48 減速機の振動周波数分布（x方向）

ただし、特に軸受異常時に理論上発生する周波数は、多くの場合原動機が発生する振動（4サイクルディーゼル機関では、機関回転数の1/2の周波数毎に振動が発生する）と近似しており、異常とは断定できない事例がほとんどであったので、発生している振動周波数が真に異常を示すものなのかを見極める必要がある。

4.2.5 計測毎のデータの連続性（再現性）について

主ポンプの項でも述べたが、計測毎のデータの再現性は、非常用施設の傾向管理には必須の事項である。

そこで、減速機についても再現性を確認した。

一例として、同一計測箇所におけるT排水機場1号減速機（直交軸傘歯車（中間軸有り） 入力回転数1000rpm 出力回転数222rpm 入力軸歯車25枚 出力軸歯車79枚 かみ合い周波数416.5Hz・292.3Hz）の減速機の振動周波数分布の経年変化を図-49に示す。

この図から、振動の特徴の再現性が確認され、同一計測箇所での計測により、傾向管理が可能であることが示されたと考える。

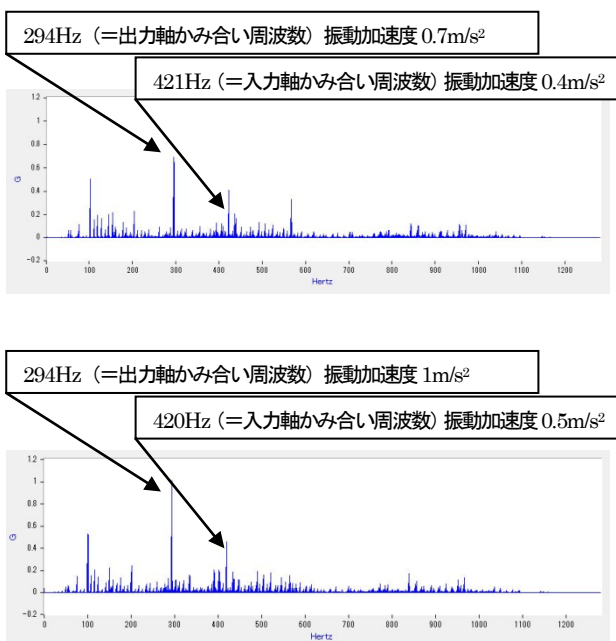


図-49 T排水機場 減速機の振動周波数分布（y方向）
（上：H24 下：H25）

4.2.5 振動評価手法（減速機）

振動評価は、主ポンプと同様、振動初期値からの変化量により判断する相対値判定を基本とするが、やはり初期値が不明の場合が多く、ここでも最初の計測値が適正か否かを判断する指針が必要である。

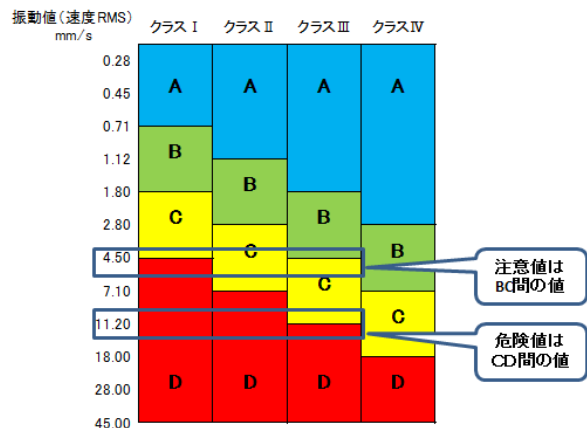
しかし、振動計測後に分解整備し、内部状態を確認することができた減速機がいくつかあるが、いずれも内部は健全であったため、振動値と異常兆候の相関を確認することは出来なかった。

廃止予定の排水機場設備を利用し、減速機が破壊に至る過程の振動計測を試み、冷却・潤滑システムを停止するな

ど過酷な状態で減速機を運転したが、結果として破壊にまでは至らず、望むような計測結果を得ることができなかった。

以上より、現時点では実態に即した振動評価値の設定は難しい。

しかし、ISO10816では、図-50に示す回転機械の非回転部分（ケーシングなど）で計測した振動の評価について規定されており、これと減速機振動の実測値を比較すると、一部を除いて危険値を下回っていることが、図-51に示すように確認された。



ゾーンA
新しく設置された機械の振動値の通常範囲で、一般的には新設機械の納入時の振動管理値となる場合がある

ゾーンB
一般に何の制限もなく長期運転が可能である範囲

ゾーンC
長期間の連続運転は期待できない範囲で、改善処置のための限定した基準だけこの振動条件で運転可能である範囲で、このゾーン内に運転警報値が設定される。警報値は機械の特性にあわせて個別に設定されるべきであるが、経験・情報が無い場合はゾーンB/Cの境界値の1.25倍に設定することを推奨している。

ゾーンD
このゾーンの振動値の機械は、損傷を起こすのに十分なほどに厳しいと通常考えられる範囲で、運転停止値はこの範囲にあるのが一般的である。

クラス I
通常の運転条件の下で、全体の完成機の一部の構成要素として組み込まれたエンジン及び機械[代表例出力15kW以下の汎用電動機]

クラス II
特別な基礎を持たない中形機械(代表例出力15kW~75kWの電動機)及び特別な基礎の上に堅固に据え付けられたエンジン又は機械(300kW以下)

クラス III
大形原動機及び大形回転機で、剛基礎又は振動の測定方向に比較的高い剛性をもつ重い基礎の上に据え付けられたもの

クラス IV
大形原動機及び大形回転機で、振動の測定方向に比較的柔らかい剛性をもつ基礎の上に据え付けられたもの(代表例出力10MW以上のターボ発電機セット及びガスタービン)

排水機場ポンプ設備の減速機は「クラスⅢ」に相当
(小型のポンプの場合「クラスⅡ」のこともある)

図-50 ISO10816による振動評価

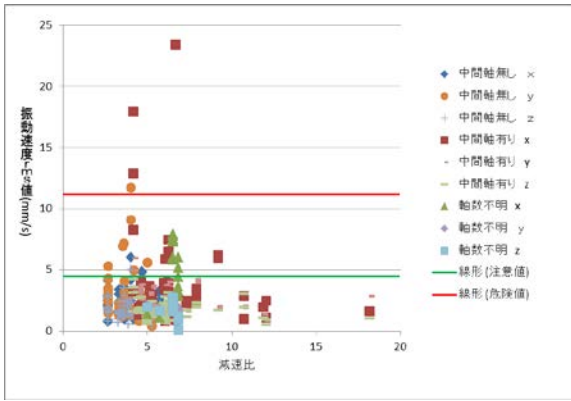


図-51 減速機で計測した振動速度 rms 値

危険値を超過した計測結果のうち、図-51 の中間軸あり・x 方向については、同一機場の同一使用のポンプ3台での結果であり、同時に3台が異常となることは可能性が低いこと、y、z 方向は注意値以下であることから、減速機本体ではなく設置状況など他の原因により振動値が高くなったのではないと思われる。

したがって、当面は ISO10816 に基づいた、速度 rms 値による診断を行い、データを蓄積し故障事例が生じた際にそれと比較検証することで設定することを提案する。

また、減速機については、使用している軸受の形式や規格、歯車の歯数などの仕様が設備完成図書に明記されておらず不明の事例がある。中にはメーカーのノウハウに抵触するため開示されていない場合もあるが、これでは、特徴的な振動波形が計測されても、それがどこに原因があるものなのかは解明できない。

そこで、可能な限りメーカーには情報開示してもらうなど、仕様の把握に努める必要がある。

しかし、低年式の設備では修繕・改造履歴も散逸し、どうしても仕様が不明瞭の設備も存在する。そこで、仕様が明確な設備での設備形式・規模と異常時発生周波数を表-12~15 にまとめた。厳密な方法ではないが、おおむね同規模の設備ではこれと近似した振動周波数が発生した場合、異常の可能性を疑うことが可能と考える。

表-12 直交軸歯車減速機（中間軸有り）での
かみ合い周波数実績

形式	主ポンプ		主機関		減速比	噛合周波数	
	口径 (mm)	主軸回転数 (rpm)	回転数 (rpm)	機関出力 (ps)		入力軸側 (Hz)	出力軸側 (Hz)
立軸 斜流	1,350	140	1,500	270	0.094	550.0	256.7
立軸 斜流	1,500	222	1,000	520	0.250	416.7	259.0
立軸 斜流	1,500	160	850	450	0.194	425.0	192.0
立軸 斜流	1,500	195	900	518	0.217	360.0	224.3
立軸 斜流	1,650	135	900	720	0.155	660.0	378.0
立軸 斜流	1,650	152	750	620	0.208	387.5	278.7
立軸 斜流	2,000	121.5	730	1,000	0.172	365.0	226.8
立軸 斜流	2,000	146	750	1,150	0.200	387.5	335.8
立軸 斜流	2,000	146	750	1,150	0.200	387.5	335.8
立軸 斜流	2,000	146	750	1,100	0.200	412.5	267.7
立軸 斜流	2,000	168	1,000	1,150	0.117	483.3	308.0
立軸 渦巻斜流	3,300	96	750	2,700	0.133	412.5	249.6
立軸 渦巻斜流	3,300	95	750	2,700	0.132	512.5	307.2
立軸 渦巻斜流	3,600	96	600	4,150	0.165	330.0	211.2
立軸 渦巻斜流	4,600	74	750	5,600	0.101	275.0	150.5
立軸 軸流	4,600	82	600	3,600	0.140	330.0	183.1
立軸 軸流	4,600	100	920	3,700	0.111	429.3	258.3

表-13 直交軸歯車減速機（中間軸無し）での
かみ合い周波数実績

形式	主ポンプ		主機関		減速比	噛合周波数 (Hz)
	口径 (mm)	主軸回転数 (rpm)	回転数 (rpm)	機関出力 (ps)		
立軸 斜流	1,000	307	1,000	240	0.306	316.7
立軸 斜流	1,000	310	1,200	400	0.259	300.0
立軸 斜流	1,350	225	900	480	0.250	285.0
立軸 斜流	1,350	235	900	550	0.261	270.0
立軸 斜流	1,500	180	900	480	0.200	210.0
立軸 斜流	1,500	200	720	670	0.275	168.0
立軸 斜流	1,500	200	1,000	600	0.200	233.3
立軸 斜流	1,500	270	900	900	0.311	345.0

表-14 遊星歯車減速機でのかみ合い周波数実績

形式	主ポンプ		主機関		減速比	発生周波数			
	口径 (mm)	主軸回転数 (rpm)	回転数 (rpm)	機関出力 (ps)		噛合周波数 (Hz)	太陽歯車異常 (Hz)	遊星歯車異常 (Hz)	内歯異常 (注) (Hz)
横軸 斜流	1,000	220	1,000	210	0.220	480.853	12.996	10.231	3.671
横軸 斜流	1,200	298	1,000	470	0.250	383.750	11.250	11.250	3.750
横軸 斜流	1,500	142	1,000	500	0.142	328.909	14.300	5.671	2.366
横軸 斜流	1,500	150	900	370	0.167	325.000	12.500	6.250	2.500
横軸 斜流	1,300	139	900	450	0.176	333.333	12.333	6.807	2.647

(注)内歯異常時発生周波数は、上表の数値の倍率が発生する。

表-15 減速機の軸受発生周波数実績

形式	軸受使用箇所			
	入力軸	中間軸	出力軸	
直交軸歯車	中間軸 有	35~270Hz	25~130Hz	10~60Hz
	中間軸 無	60~220Hz	-	20~70Hz
遊星歯車	60~270Hz	-	25~60Hz	

*保持器の異常時発生周波数は、おおむね10Hz未満

5 ディーゼル原動機の振動による状態監視技術

5.1 振動による計測手法

原動機の振動計測に用いるセンサは、減速機と同様、圧電式加速度センサとした。

計測位置は、原動機の振動の特徴を捉えるため、剛となっている箇所として、基礎との取付ボルトあるいはその近傍とした。計測方向は、本研究では減速機と統一している。以上の状況を写真-15 に示す。



写真-15 原動機の振動計測位置

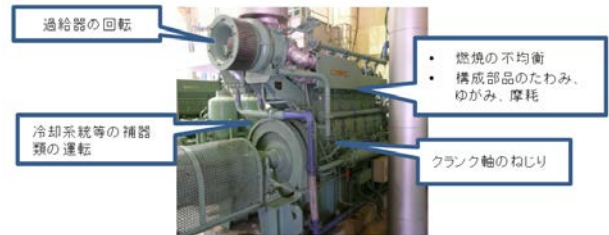


写真-16 原動機の振動発生要素

したがって、振動計測は傾向管理を主体とし、異常箇所の特定は後述する潤滑油分析との併用が望ましいと考える。

5.2 原動機の振動計測結果

原動機の振動波形と振動周波数分布の代表例として、T排水機場1号原動機（機関出力 520ps 出力回転数 1000rpm）の計測結果を図-52 に示す。

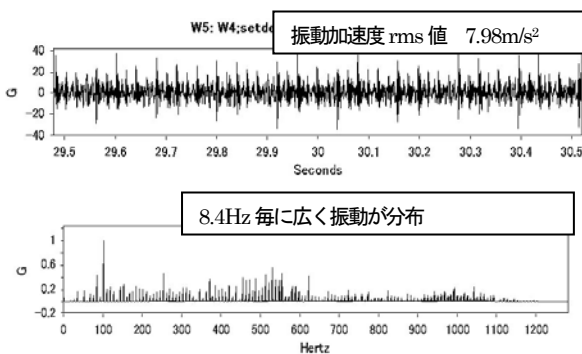


図-52 T排水機場原動機の振動振動計測結果
(上：振動波形 下：振動周波数分布)

特に振動周波数分布では、8.4Hz 毎に振動が発生していることが解る。これは、先述した4サイクルレシプロエンジンの特徴である、機関回転周波数の1/2 毎の振動特徴を捉えたものと考えられる。これまで計測してきた原動機では、すべてこの特徴を捉えている。したがって、この計測点で継続的に振動計測をすることで、傾向管理は可能と考える。

しかし、異常兆候があると振動の増大が想定されるが、ディーゼル原動機の場合は写真-16 に示すように振動発生要素が多く、異常箇所の特定は困難である。

6.ガスタービンエンジンの振動による状態監視技術

ガスタービンエンジンには、圧縮機、タービン、出力軸が一つの軸に結合されている一軸式と、出力タービンが圧縮機・圧縮機駆動タービンと分離している二軸式があり、二軸式はタービンが2組並列となっているものもある。また、それぞれ、軸が水平な横軸式と、垂直な立軸式がある。

国土交通省管理の排水機場のガスタービンエンジンでは、横二軸、立二軸が多く、ほとんどが防音のためパッケージ化されており、複数組の遊星歯車や平歯車で構成された減速機が内蔵されている。代表例としてこれらを写真-17,18 に示す。

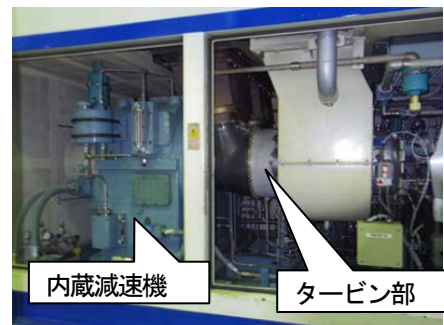


写真-17 横軸ガスタービンエンジン

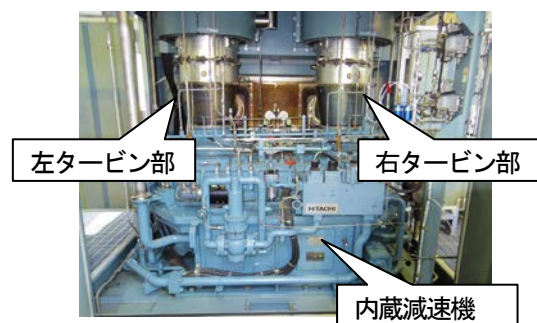


写真-18 立2軸ガスタービンエンジン

6.2.5 振動計測手法（ガスタービン）

振動計測手法は、減速機と同様に、圧電式加速度センサとし、計測箇所も同様に、ガスタービンエンジンの構造図により軸受位置を確認し、その近傍としている。

計測例を写真-19に示す。

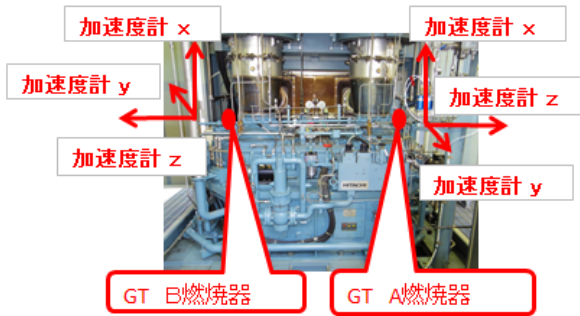


写真-19 立2軸ガスタービンエンジンの振動計測位置

6.2.5 ガスタービンエンジンの状態把握

上記計測手法に基づき、12 機場 27 台のガスタービンエンジンについて、振動計測を行った。代表例として I 排水機場 1 号原動機（横軸タービン 機関出力 427ps 回転数 39840rpm）における振動計測結果を図-53に示す。

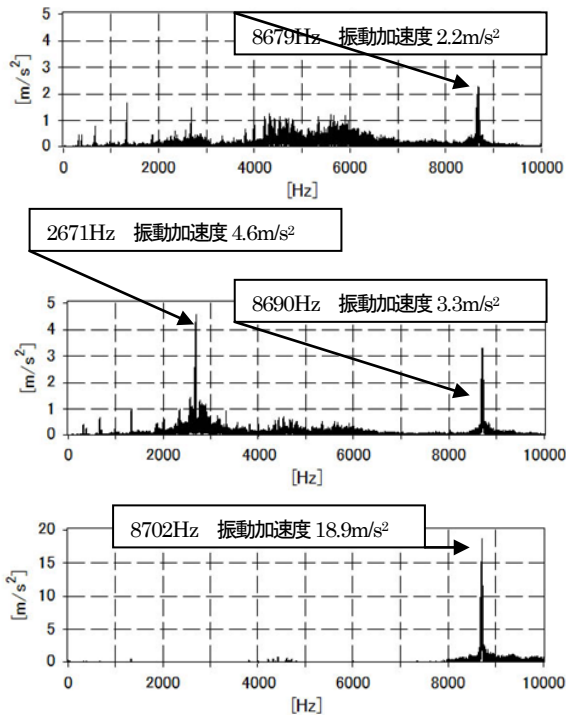


図-53 ガスタービンエンジンの振動周波数分布
(上：軸方向 中：垂直方向 下：横方向)

この例では、計測方向により若干の違いはあるが、特に 8700Hz 近傍の周波数が卓越している。

このガスタービンエンジンの圧縮機の羽根数は 13 枚であり、回転周波数×羽根数の特徴的な周波数が計測されていることがわかる。圧縮機の異常時にはこの周波数の波高変化が予想されること、特に横方向ではこの周波数が支配的であり、波高変化が振動値に大きく影響すると考えられることから、振動計測による傾向管理は可能と考える。

ただし、現時点では、計測データに乏しく、計測データと異常兆候の関係性については不明である。従って、傾向管理においては初期値からの変化により診断する相対判定を主体とすることとし、絶対値評価のしきい値については、メーカーが示している推奨値によることが望ましいと考える。

また、減速機と同様、羽根数や内蔵減速機の仕様が不明のエンジンがほとんどであることから、これも可能な限りメーカーには情報開示してもらうなど、仕様の把握に努める必要がある。

7 潤滑油分析による状態監視技術

7.1 分析手法

潤滑油分析では、潤滑油そのものの劣化状況を把握する性状分析と、潤滑油中に混入している摩耗粉の状態から設備の状態を把握する方法があり、後者は SOAP 法とフェログラフィ法がある。

7.1.1 性状分析⁵⁾

潤滑油は、運転による発熱や燃料、水分、異物の今夕により劣化する。劣化が進行すると、適正な油膜が形成されなくなるので、設備に損傷を及ぼす。したがって、潤滑油の状態を示す性状の監視は設備維持管理に重要な要素となる。

以下に、排水機場ポンプ設備の原動機・減速機の潤滑油の性状分析項目を記す。

○動粘度 (JISK2283 40°C及び100°C)

適正な油膜を保持できるか否かの指標。新品時の動粘度の±15%以内が正常範囲内とされている。

○酸価及び塩基価 (JISK2501)

酸価 潤滑油が酸化劣化して生成した酸性物質質量
塩基価 ディーゼルエンジンの燃料中の酸性物質を中和するため添加されている塩基成分の残存量。
いずれも、潤滑油の劣化状況を示す

○水分 (カールフィッシャー法 JISK2275)

水分量が多くなると、設備内の発錆、酸化促進、潤滑不良 (油膜切れ) の原因となる。一般に 1000ppm を超過

すると異常と見なす。

○不溶解分

燃焼生成物、スラッジ、金属摩耗粉などは、油に溶けずに残る物。

増加すると、フィルタの目詰まりや潤滑系統の清浄性悪化などの原因となる

7.1.2 SOAP 法⁵⁾

SOAP 法は、元素毎に発光スペクトルが異なることを利用した分析法である。高周波誘導コイルによる電場によりプラズマ化したアルゴンガス中に、霧状に噴霧された試料（この場合は分析用に処理をした潤滑油）が熱エネルギーを受けて発光するので、それを分光分析することによって試料内に含有される金属元素成分とその濃度を測定して摩耗損傷箇所を推定する方法である。概念図を図-54 に、摩耗損傷が想定される機器の材質、元素を表-16 に示す。

この手法は 10 μ m 以下の小摩耗粒子の測定に適しており、ppm 単位での検出が可能であることから極めて早い段階からの摩耗状態を検知できるが、大摩耗粒子に対しては、それを発光させるほどのエネルギーを与えることは困難なので不向きとされている。

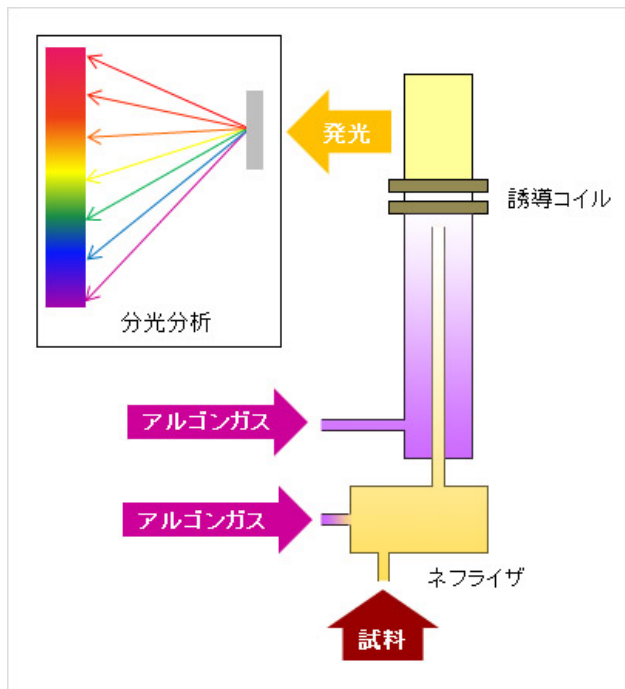


図-54 SOAP 法 概念図

表-16 各部品と材料・成分

機器	部品	材料	成分
原動機	スリーブ	特殊鋼鉄	Fe Ni Cr
	ピストンリング	特殊鋼鉄	Fe Ni Cr
		ステンレス鋼	Fe Ni Cr
	ピストンピン	炭素鋼	Fe
	クランクピン	クロムモリブデン鋼	Fe Ni Mo
減速機	ピストンピンメタル	ホワイトメタル層	Sn Pb
	クランクピンメタル	ニッケル層	Ni
		ケルメット層	Cu
	歯車	クロムモリブデン鋼	Fe Ni Mo
	軸受	高炭素クロム軸受鋼	Fe Cr Mo
	アルミ合金	Al	
		高力黄銅鑄物	Cu Zn

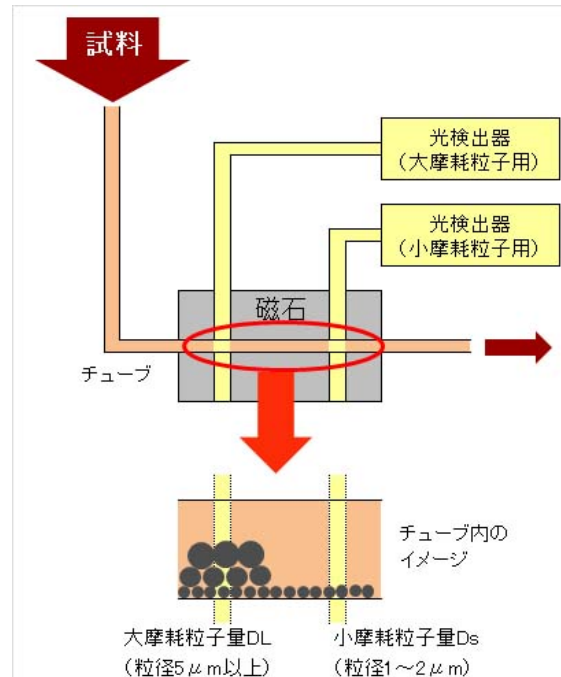
7.1.3 フェログラフィ法⁶⁾

フェログラフィ法は、金属摩耗分が含まれた潤滑油を、磁石を下に敷いたスライドガラス上または沈着チューブ内に流し、油中の摩耗粉を捕捉分離することで摩耗分を分析する方法で、分析フェログラフィと定量フェログラフィがある。それぞれの概念図を図-55,56 に、分析フェログラフィで見られる摩耗粉と主な発生原因を表-17 に示す。

定量フェログラフィは、沈着チューブ内に残留した大粒子 (5 μ m 以上) と小粒子 (2 μ m 以下) の各濃度を調べ、摩耗過酷度指数を算出することにより機械の診断を行う。

分析フェログラフィは、スライドガラスに定着した潤滑油中の粒子を顕微鏡で観察し、その色や形状により、機械設備の内部摩耗状態を診断する。

この技法は SOAP 法とは逆に、磁力による摩耗粉補足と目視が主体なので大摩耗粒子の分析に適している。



$$\text{摩耗過酷度指数 } I_s = DL^2 - Ds^2$$

図-54 定量フェログラフィ 概念図

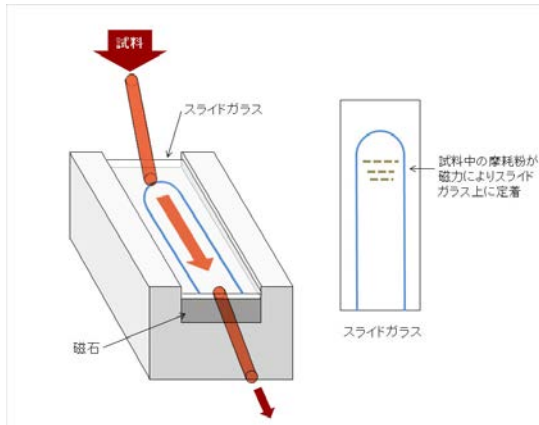


図-55 分析フェログラフィ 概念図

表-17 代表的な摩耗粒子

形状による分類	<p>正常摩耗粒子 10 μm以下の粒子が磁束線に沿って配列</p>	<p>切削摩耗粒子 発生原因: 突起、異物による部材の切削</p>
	<p>平板状摩耗粒子 発生原因: 転がり軸受の疲労摩耗</p>	<p>シビア摩耗粒子 発生原因: 過剰応力による部材の損傷</p>
色・材質等による分類	<p>球状摩耗粒子 発生原因: 軸受の疲労</p>	<p>砂 発生原因: 異物の混入</p>
	<p>非鉄粒子(ホワイトメタル) 発生原因: すべり軸受の摩耗・損傷</p>	<p>非鉄粒子(銅合金) 発生原因: 軸受の摩耗・損傷</p>
	<p>黒錆 発生原因: 摩擦面の過熱・潤滑不良</p>	<p>赤錆 発生原因: 水分の混入による腐食</p>

7.2 非常用設備における潤滑油の性状の傾向

河川ポンプ設備の潤滑油の性状分析をしたところ、特に水分量について特徴的な傾向が見られた。

H排水機場1号原動機(ディーゼル機関 機関出力360ps 出力回転数1000rpm)において、原動機分解整備直後に新油に交換してからの水分量の時系列変化を追跡することができたので、その結果を図-57に示す。

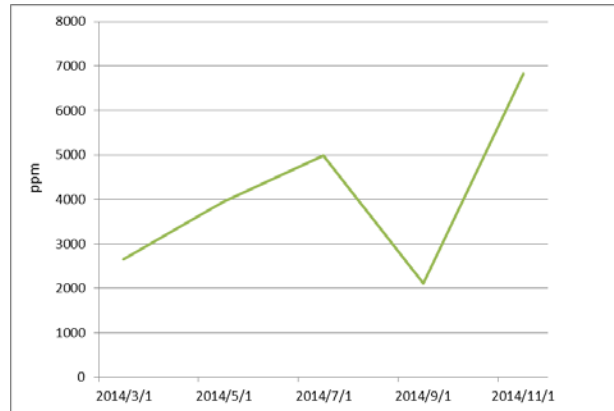


図-57 H排水機場 潤滑油中の水分量の時系列変化

また、これまでの調査した排水機場の結果を図-58にとりまとめた。

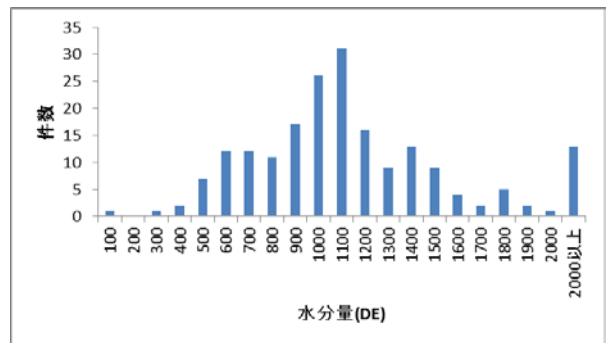


図-58 ディーゼル原動機の水水分量の分布

ここから解ることは、全般的に水分量が高めであり、それも比較的早めに高くなる、ということである。一般に原動機の潤滑油にとって最も劣悪な運転条件は、短時間の低負荷運転と言われている。これは、短時間の運転では、燃焼で発生した水分が熱量不足により完全に蒸発しきらず機関内に残留し潤滑油中に混入するためである。排水機場においても、実排水運転頻度が少ない機場は月に30分程度の管理運転が主となり同様の条件となりうることから、水分量が高めになると思われる。

水分量の増加は先述の通りの悪影響があるため、水分量の増加が著しい排水機場では、油水分離フィルタの導入を検討するか、運転後にエアランを行い機関内の水分を完全に掃気するなどの対策をすることが望ましいと考

える。

7.3 設備診断技術の適用性^⑥

潤滑油による設備診断技術については前述の通りであるが、排水機場は、平時は停止しており潤滑油が機械内を循環していないため、これらの手法で的確に診断できるかについては未知数であり、ここが大きな課題となっている。

そこで、排水機場機械設備でも常用機械設備と同様に、これらの手法で設備内部の摩耗傾向が把握かどうかの調査を行った。

各手法の適用性については、本研究に先立って田中らが確認しており⁷⁾、ここでは、実際の分析結果が設備状態を的確に反映しているかの確認を行った。

写真-20,21 に示すのは、それぞれ分解した別個の原動機のクランクピンメタルで、写真-3のH排水機場1号原動機（ディーゼル機関 機関出力 360ps 出力回転数 1000rpm）のものはケルメット層まで露出するほど摩耗しており、写真-4のN2排水機場1号原動機（ディーゼル機関 機関出力 500ps 出力回転数 900rpm）のものはほとんど摩耗していない。



写真-20 H排水機場原動機 クランクピンメタル



写真-21 N排水機場原動機 クランクピンメタル

これらの原動機の潤滑油分析結果を図-59,60、写真-22,23 に示す。

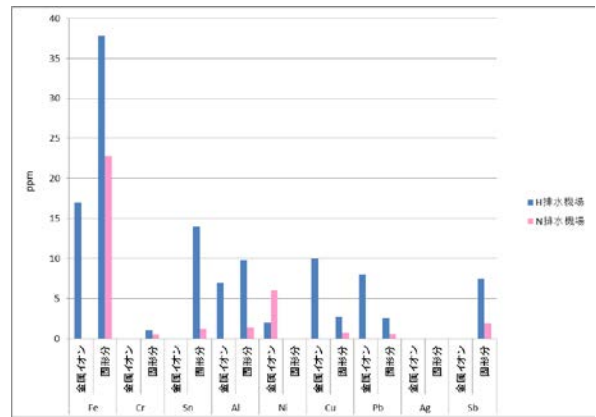


図-59 SOAP法による比較

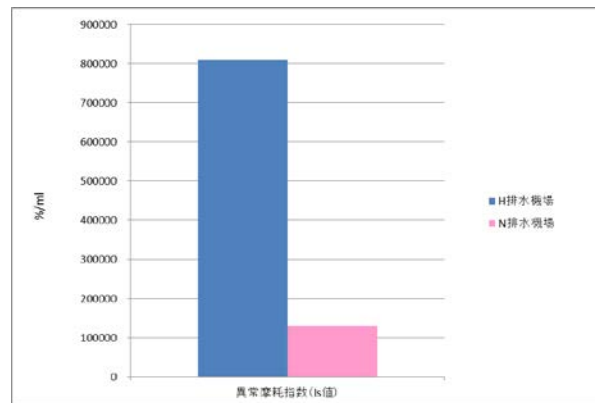


図-60 定量フェログラフィ法による比較

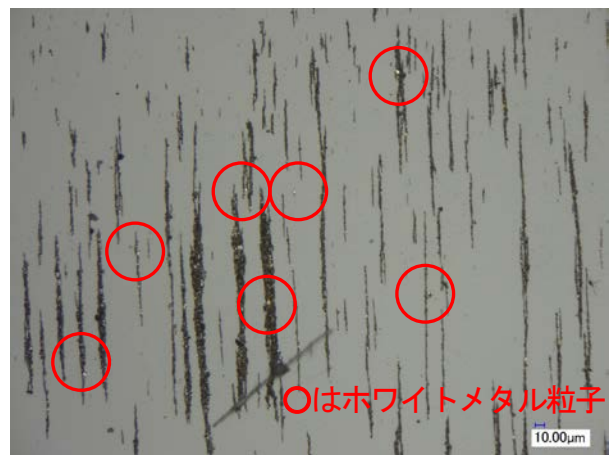


写真-22 H排水機場 分析フェログラフィ

○はホワイトメタル粒子

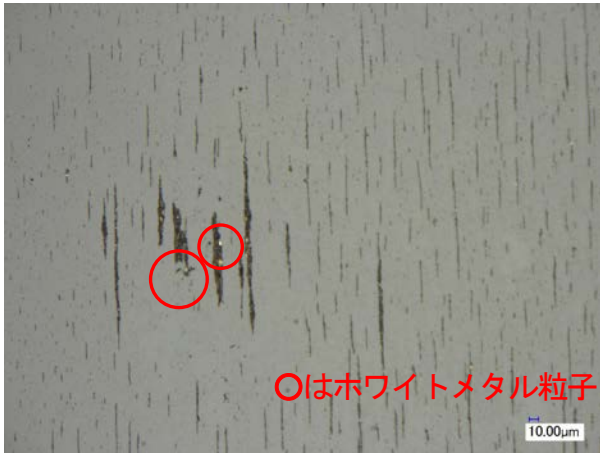


写真-23 N排水機場 分析フェログラフィ

数値で示されるSOAP法、定量フェログラフィ法では、摩耗劣化が進行しているH排水機場の方が明らかに大きな数字が示されている。

また、分析フェログラフィでは、やはりH排水機場の方が摩耗粉量が多く、ホワイトメタルなども目立っている。

このことから、潤滑油分析による設備の摩耗劣化程度の診断が十分可能であると考えられる。

7.4 傾向管理手法の検討

7.4.1 複数分析者間の分析結果比較

状態監視保全においては、定期的に分析し、その数値の変化傾向を確認する「傾向管理」が不可欠である。傾向管理の実施には、結果のばらつきを可能な限り排除するため、可能な限り同一の条件による分析が求められる。

分析は専門業者に依頼することになるが、河川管理者である国や地方自治体では契約制度上、同一の分析者で継続して実施することは難しい。

そこで、10件の潤滑油を、複数の分析者で分析・設備診断結果を比較した。

性状分析について比較した結果を、図-61～66に示す。

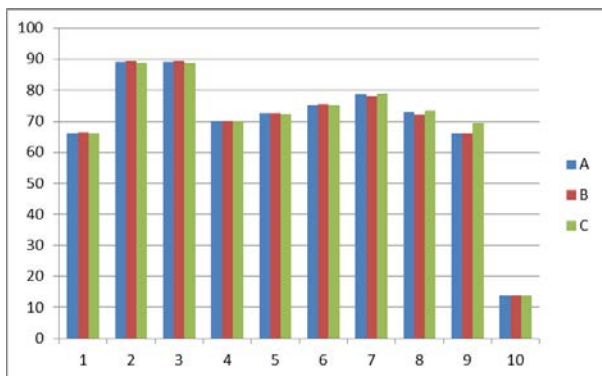


図-61 動粘度 (40°C)

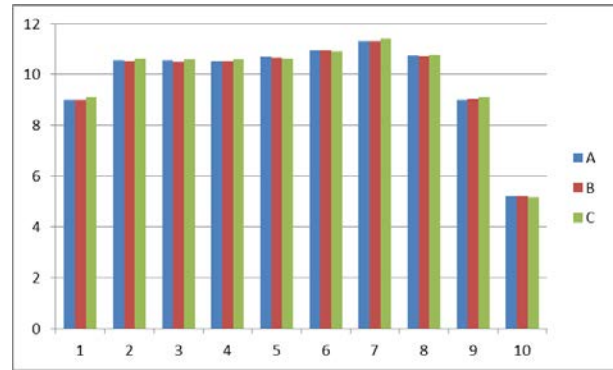


図-62 動粘度 (100°C)

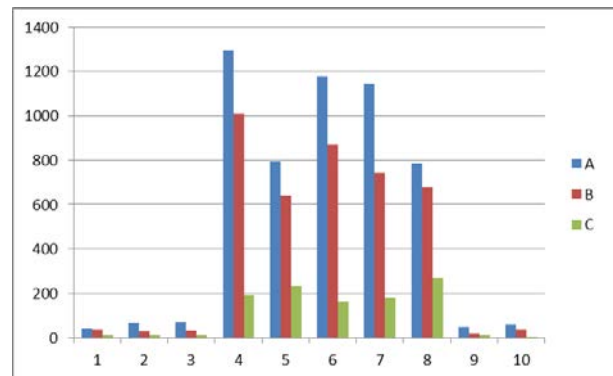


図-63 水分量

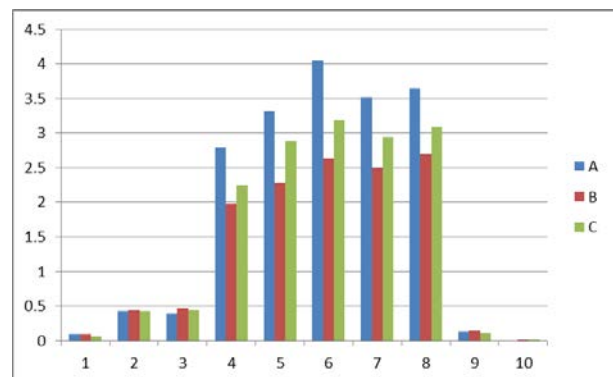


図-64 酸価

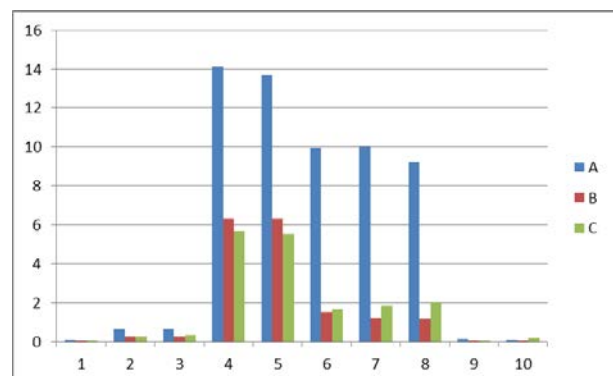


図-65 塩基価

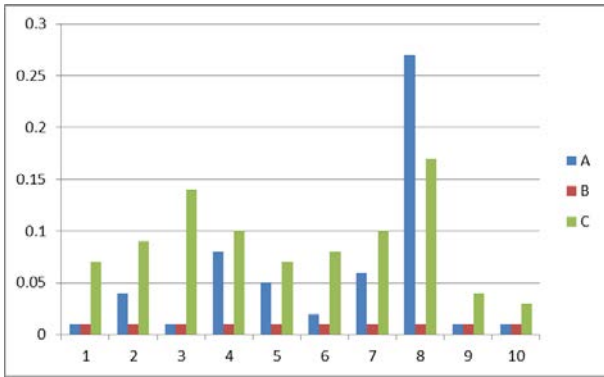


図-66 ペンタン不溶解分

この結果、動粘度については各社ほぼ同一の傾向を示していることが解る。

その他の項目については、各社毎に数値の大小の傾向はほぼ合致するが、数値にばらつきがある。

設備診断結果（設備状態の良否）については、は同一の傾向を示すが、分析技術個々の結果、特に SOAP 法や定量フェログラフィ法など数値で示される分析結果については分析者毎に数値が異なっている。ある原動機における、SOAP 法での比較例を図-67 に、定量フェログラフィの例を図-68 に示す。

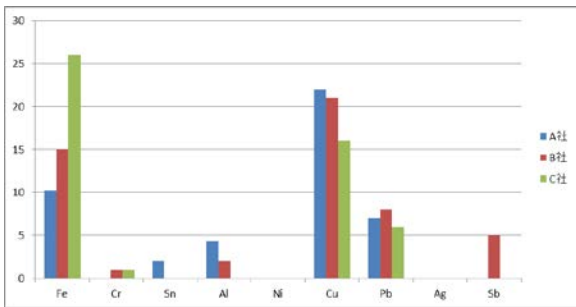


図-67 SOAP 法の分析者毎の比較

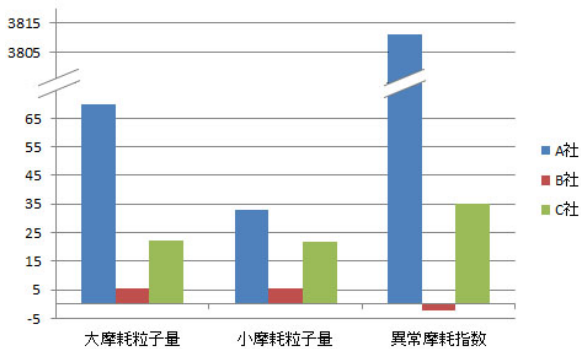


図-68 定量フェログラフィの分析者毎の比較

このような結果となったのは、分析者毎に有する知見等により分析・診断手法が異なるためと考えられる。分析者にとって各分析手法は設備診断をするためのツール

でしかなく、そのツールによって示された数値を独自の知見と技術を用いて診断をする。そのツール自身も、それぞれの技術に適したものが用いられている。重要なのは診断結果であって、ツール個々の比較は意味をなさない。

したがって、異なる分析業者間の分析結果を横断した傾向管理は、困難と言わざるを得ない。

7.3.2 鉄粉濃度計の活用の検討²⁾

このような結果となったが、前述したとおり、実際の設備維持管理には傾向管理が不可欠である。

そこで、一般の設備で傾向管理に用いられている、写真-24 に示す鉄粉濃度計の活用が、排水機場ポンプ設備でも活用可能か否かを試みた。これは、管理者自らが用意し計測することができるので、有用であれば傾向管理に大いに役立つものとする。

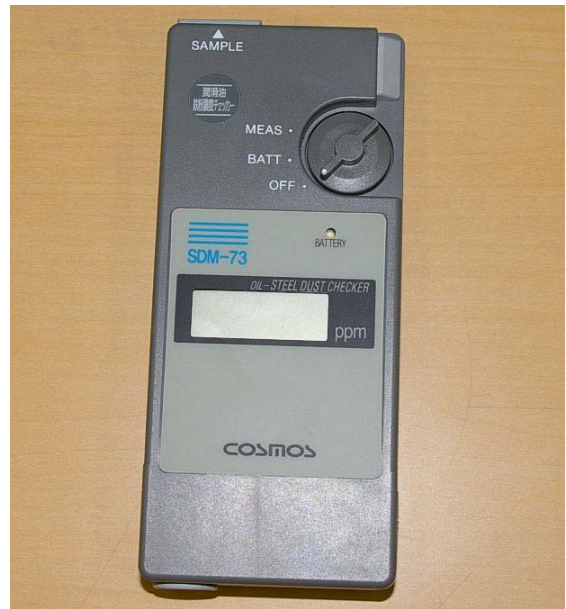


写真-24 鉄粉濃度計

鉄粉濃度計は電磁誘導法を利用したもので、鉄分を含んだ潤滑油を励磁コイルに挿入することにより変化する磁気抵抗率を検出することで鉄分濃度を測定するものである。10ppm 程度の測定誤差があるため、1度の測定値による診断ではなく、傾向管理に用いることが望ましいとされている。²⁾

鉄粉濃度計での実際の計測結果であるが、ディーゼルエンジン、減速機での、鉄粉濃度と SOAP 法での鉄濃度との関係を、それぞれ図-69,70 に示す（いずれも横軸はサンプル番号であり、すべて異なる設備である）。

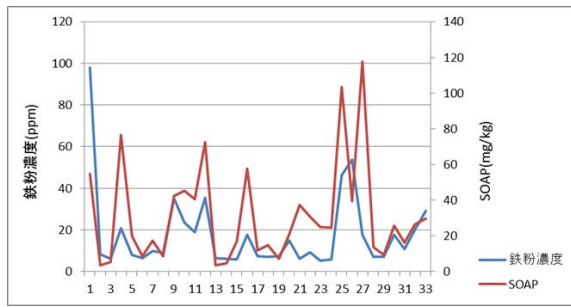


図-69 SOAP 法と鉄粉濃度計結果比較（原動機）

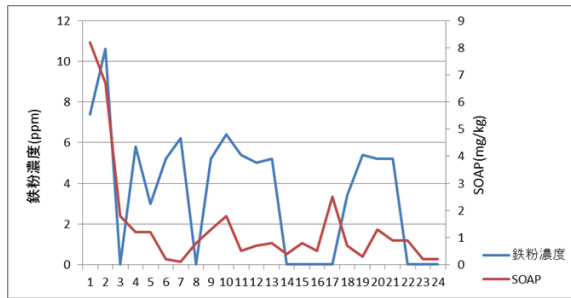


図-70 SOAP 法と鉄粉濃度計結果比較（減速機）

原動機では、一部に例外があるが、おおむね、SOAP法で高い数値のものは鉄粉濃度も高めに出る傾向にある。

減速機は、SOAP法の結果に対して鉄粉濃度計の変動が激しい。しかし鉄粉濃度計の計測結果は誤差範囲である10ppm以内に集中しているので、このデータをもって一概に相関がないとは言いがたい。したがって、このレベルでは誤差の影響で傾向管理は困難ではあるが、原動機での結果を考慮すると、著しい摩耗が発生した場合にはその早期発見が期待できるものと考えられる。

以上より、厳密性に欠けるが、傾向管理として鉄粉濃度計活用は有用と思われる。今後、同一設備の継続的な傾向ならびに減速機での異常兆候発生事例を調査し、さらなる適用性を確認したい。

7.5 サンプルング時の運転時間について⁸⁾

分析用潤滑油のサンプルングは管理運転時に行う、としているが、分析結果はサンプルング前の運転時間に影響される可能性がある。そこで、1台の原動機について、運転方法や運転時間を変えてサンプルングし、鉄粉濃度、SOAP法による分析を行った。その結果を図-71に示す。なお、原動機は運転各日の17時～翌8時の間は停止している。

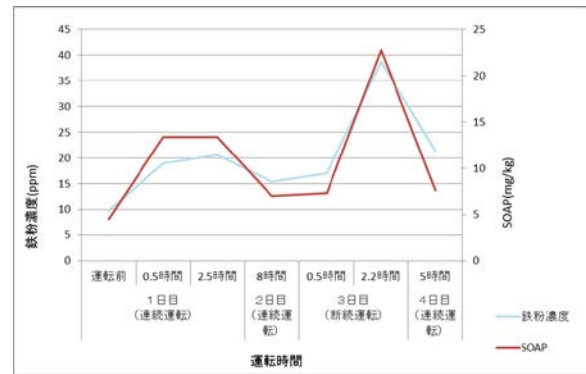


図-71 SOAP 法と鉄粉濃度計結果比較（運転方法毎）

ここでは、鉄粉濃度とSOAP法の大小は同一の傾向にある事が示されており、ここでも鉄粉濃度計の有用性が示されていると考える。

運転1日目では、運転0.5時間と2.5時間の差はあまり無いが、2日目の運転8時間の結果が前日の運転2.5時間より低くなっている。

同じ運転0.5時間でも、1日目と3日目では結果は異なる（ただし鉄粉濃度は誤差範囲）。

これらから、分析結果は直近の運転状態により左右されるのではないかとと思われる。

また、3日目の運転2.2時間の結果が著しく高い。これは、直近で短時間に7回の起動停止の断続運転としたので、それが分析結果に影響したのではないかと考えられる。

この調査に用いた原動機はこの直後に分解し内部状態を確認したが、ほとんど摩耗劣化していなかったため、残念ながらどのような運転条件下でのサンプルングが設備状態をより反映しているのかは不明であるが、少なくとも、傾向管理のためには可能な限り同一条件での管理運転後にサンプルングすることと、管理運転の直近に運転があった場合は結果に影響が出る可能性があることに注意する、ということが言えると考えられる。

7.6 サンプルングしやすい設備構造について

設備診断のためには、その設備状態を反映するサンプルング箇所を適切に設定しなければならない。例えば、フィルタを経由した後では、摩耗粉がフィルタに捕捉されてしまうので、適切な設備状態を示すサンプルとは言えない。潤滑油が確実に循環しており、異物などがよく混合されている部位が望ましいとされている。しかし現実には、特に潤滑油による設備診断が意識されていない機器では、必ずしもそのような理想的な箇所でのサンプルングができない事例がある。

現在、潤滑油のサンプルングは、写真-25に示すように、チューブを設備内に入れ、容器内を真空にしてサンプルを吸引するポンプを用いて行っているが、特に減速

機においては、チューブを差し込む箇所が無い場合があり、写真-26,27 に示すように一部を開放してサンプリングしたり、場合によってはサンプリングを断念せざるを得ない場合もある。



写真-25 専用ポンプによるサンプリング



写真-25 点検口を開放してのサンプリング



写真-27 フィルタハウジングを開放してのサンプリング

特に開放してのサンプリングは、周辺環境によっては異物の内部混入の可能性があり、設備の適切な維持管理面からは推奨できない。

今後、潤滑油による設備診断を導入する場合、例えば、減速機の潤滑油循環ラインに採油用のバルブを取り付けるなど、サンプリングを容易に可能とする設備設計や改修が必要であると考ええる。

7.7 潤滑油分析による設備管理の注意点

ここでは、これまで潤滑油分析を実施してきた中で気づいた、実際の設備管理で活用する際に注意すべき点について述べる。

それは、潤滑油分析による設備診断を外注する際には、可能な限り情報を分析者に伝える、ということである。

繰り返しになるが、潤滑油分析による設備診断は、設備内部の摩耗劣化を潤滑油中の摩耗粉の状況を分析して行うものである。しかし、摩耗粉は異常時だけではなく、新規設備や整備直後で部品を交換した際も、初期なじみとして発生する。そのような設備であることを伝えずに分析を依頼すると、新品であるにもかかわらず「異常兆候あり」と診断されることになるため、注意が必要である。

また、設備規模によっても油中に混入する摩耗粉量が異なる。大型の設備では内部部品も大きいため、当然摩耗粉も多くなる。設備の使用を正確に分析者に伝えることも、設備診断精度向上には必要である。

8. まとめ

非常用施設の振動による状態監視技術において、排水機場ポンプ設備の主ポンプについては、主軸振動を直接捉えることにより、特に軸の曲がりについてきわめて有効であることが示された。また、羽根車の摩耗劣化、水中軸受の摩耗についても傾向をとらえることが可能であるが、一部に診断が困難な事例もあることから、他の方法を併用することにより診断精度を向上する必要がある、それが今後の課題であると考ええる。

減速機については、劣化傾向にある場合の特徴的な振動を捉えることができたが、実際の劣化損傷事例がほとんど無いので、異常兆候と判断することは難しい。ただし、当面はISOを準用することにより保全は可能と考ええる。

主ポンプ、減速機ともに、劣化程度の判断（＝設備整備時期の判断）の精度を向上するためには、計測データ

による設備診断と実際の設備状態の比較事例のさらなる充実が欠かせない。この報告書で示した状態監視技術は、現段階では 100%の信頼性があるとは言えない。しかし、たとえわずかであっても、これまで把握できなかった異常兆候をつかむことが可能な技術であるとは言える。実際の設備維持管理に生かしつつ、事例を蓄積するため、この状態監視技術の導入を進めていくことを強く提案する。

また、振動解析、潤滑油分析のみでは診断が正確に行えない事例が見られる。これらに対しては、他の手法を併用して診断精度を向上することが有効であり、今後の課題として検討すべきと考える。

ガスタービンエンジンについては、特徴的な振動を計測できることから傾向管理は可能であることが確認された。評価手法などより詳細な診断技術については、今後の研究により検討したい。

また、渦電流変位計の設置箇所や超音波振動計のセンサ取付箇所、潤滑油サンプル採取箇所に関して、設備構造が影響して設置や採取が不可あるいは困難な例がある。

設備の老朽化が進行し社会インフラ維持管理の重要度がますます増加する中、今後の万全な設備維持管理に際しては、本研究の技術を含め、点検・計測等がしやすい設備構造を今後の研究により検討する必要があると考える。

参考文献

- 1) 振動技術研究会, ISO 基準に基づく機械設備の状態監視と診断 (振動 カテゴリーIIならびにIII)
- 2) 株式会社東芝: 機械設備の振動による状態監視の動向, 2009
- 3) 上野仁士 他: 河川ポンプ設備の状態監視に関する研究, 平成 23 年度国土交通省国土技術研究会 2011
- 4) 上野仁士 他: アセットマネジメントに向けた河川ポンプ設備の状態監視保全技術に関する研究, 土木技術資料 2013. 8
- 5) 社団法人日本トライボロジー学会, ISO18436-4 準拠 トライボロジーに基づくメンテナンス カテゴリー I, II, III
- 6) 上野仁士 他: 河川ポンプ設備における状態監視技術に関する研究, 平成 26 年度 建設施工と建設機械シンポジウム 2014
- 7) 田中義光 他: 河川ポンプ設備の信頼性と経済性を考慮したマネジメント手法に関する研究, 土木研究所報告 No. 217, 2011. 2

- 8) 藤野健一 他: 排水機場設備の状態監視保全技術, 月刊潤滑経済, 2014. 6

RESEARCH OF CONDITION-BASED MAINTENANCE METHOD OF TEMPORARY USE FACILITIES

Budgeted : Grants for operating expenses

General account

Research Period : FY2010-2015

Research Team : Advanced Technology Research Team

Machinery Technology Research Team

Author : FUJINO Kenichi

YAMAOKA Akira

UENO Hitoshi

OTSUKI Toshiyuki

KATANOKAWA Koji

YAMAGUCHI Kazuya

EINAGA Tetsuya

HIRACHI Kazunori

Abstract : The river pumping system installed for prevention of flood damage are very important social infrastructure.

These system are temporary use facilities which work only at the time of need. And those system is required certain working.

Therefore these facilities have been maintained to be absolutely sure until now, but in late years a public enterprise budget is largely reduced. And these facilities are required effective maintenance on fewer budgets.

As the measures, the introduction of the condition-based maintenance method is effective, but the method of temporary use facilities is not established yet.

In this study, condition-based maintenance method of temporary use facilities was studied using the point of view of vibration and tribology.

Key words : Condition-Based Maintenance, Vibration, Tribology, River pumping system,