

振動調査技術の農業用ポンプ 設備診断への適応について

札幌開発建設部 農業整備課 ○西田 真弓
蒔苗 英孝

農業用ポンプ設備の維持管理においてオーバーホール等の大規模な点検・整備が維持管理費に大きなウェイトを占める。しかし、その実施時期は劣化状況に関わらず時間計画保全（TBM）により実施されている実態にあり、維持管理費の低減に向け、ポンプ設備の劣化状況を正しく把握し、適正な時期にオーバーホールを実施することが課題となっている（状態監視保全：CBM）。

本報は、農業用ポンプ設備の点検・整備に係る維持管理費低減やストックマネジメントにおける一次診断技術の向上を目指し、農業用ポンプ設備診断に対して、数値による定量的な判定が可能な振動調査の適応について検証した結果について報告するものである。

キーワード：維持管理、健全度、ライフサイクルコスト

正に管理され、比較的良好に保たれていることを確認した。

【事前調査】

- 目視観察（変状箇所、煙、臭いの確認）
- 触診（指触による異常温度、異常振動の確認）
- 軸受部の温度測定（赤外線温度計確認）
- 聴診（聴覚による運転音確認）

1. 農業用ポンプの特徴と調査概要

農業用ポンプは、かんがい期や洪水期のみの利用だけで無く、「フル運転－制御運転」を繰り返す場合が多く、施設規模、ポンプ型式も多種にわたり使用条件も多岐にわたる。

本調査では、工業用ポンプ等で実施されている簡易診断測定（全振幅・振動速度実効値）における振動判定基準（ISO10816-1, JIS B8301）について、農業用ポンプに対する適応の可否や利用する場合の課題抽出を行い、更に、精密診断（周波数解析）による劣化部位の特定の可能性について確認を行うため、北海道石狩・空知地域（図-1）の農業用ポンプ施設（延べ、35揚水機場66台・5排水機場15台）を対象に、3ヵ年調査（平成21年度～平成23年度）を実施した（表-1）。

（2）簡易診断測定（全振幅・振動速度実効値）

振動調査は、ポンプ設備の回転軸を中心とした各部位

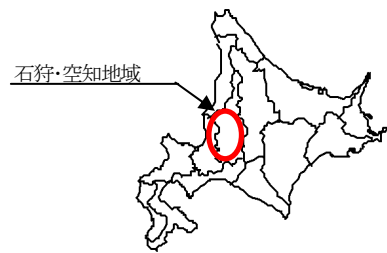


図-1 位置図

（1）調査対象施設の諸元と事前調査

調査対象施設は、対象口径φ125mm～φ1,800mm、出力30kW～650kWの農業用ポンプである（表-2）。ポンプ施設の劣化状況と振動値の関連性を検証するため、施設管理者への問診調査と稼働しているポンプの事前調査を行った。その結果、対象施設はすべて施設管理者により適

表-1 調査数量

調査項目	揚水機場	排水機場	簡易診断		精密診断	芯ぶれ調査
			全振幅	振動速度実効値	周波数解析	
平成21年度調査	2機場 5ポンプ	-	5ポンプ	5ポンプ	5ポンプ	5ポンプ
平成22年度調査	10機場 14ポンプ	5機場 15ポンプ	29ポンプ	29ポンプ	24ポンプ	-
平成23年度調査	23機場 47ポンプ	-	47ポンプ	47ポンプ	1ポンプ	46ポンプ

の異常を早期に発見するため、劣化の目安として振動の変化に着目した調査手法であり、ポンプの停止や開胴を伴わずに調査が可能であり軸受部から発生する全振幅、振動速度実効値を計測することによって、ポンプ設備の異常を推定する方法で短時間で調査が可能である。

表-2 ポンプ施設一覧表

機場の種類	諸						元				
	ポンプ諸元						モーター諸元				
	ポンプ形式	メーカー	製造年	No.	口径	全揚程 m	揚水量 m ³ /min	メーカー	製造年	出力 kW/ps	
排水機場	横軸渦巻型	エバラ	1996	No.1	φ250	67.0	5.91	明電舎	1996	110	
				No.2	φ250	67.0	5.91			110	
	横軸渦巻型	エバラ	1996	No.1	φ125	46.4	1.78	東芝	1996	30	
				No.2	φ125	46.4	1.78			30	
	横軸渦巻型	エバラ	2003	No.1	φ800	13.7	84.36	富士電機	2003	260	
				No.2	φ800	13.7	84.36			260	
				No.3	φ800	13.7	84.36			260	
	横軸渦巻型	エバラ	1990	No.1	φ1,000	24.2	124.50	三菱電機	1990	640	
				No.2	φ1,000	24.2	124.50			640	
				No.3	φ1,000	24.2	124.50			640	
	横軸渦巻型	西島	1993	No.1	φ1,000	22.0	136.26	三菱電機	1993	650	
				No.2	φ1,000	22.0	136.26			650	
				No.3	φ1,000	22.0	136.26			650	
	横軸渦巻型	電業社	1995	No.1	φ1,000	22.0	131.70	三菱電機	1995	640	
				No.2	φ1,000	22.0	131.70			640	
				No.3	φ1,000	22.0	131.70			640	
	横軸渦巻型	エバラ	2002	No.1	φ700	24.0	69.30	日立	2002	380	
				No.2	φ700	24.0	54.54			300	
	横軸渦巻型	日立	2004	No.1	φ800	12.1	90.24	日立	2004	240	
	排水機場	横軸渦巻型	エバラ	1993	No.1	φ700	8.9	57.42	明電舎	1993	120
					No.2	φ400	9.8	22.14			55
					No.3	φ700	28.5	62.22			390
					No.4	φ500	29.2	36.48			250
		横軸渦巻型	日立	1996	No.1	φ800	14.2	80.70	日立	1996	250
					No.2	φ500	15.0	34.32			132
		横軸渦巻型	日立	1955	No.1	φ600	17.0	38.60	日立	1965	190
		横軸渦巻型	電業社	1979	No.1	φ450	11.5	23.88	明電舎	1979	65
		横軸渦巻型	クボタ	1973	No.2	φ800	18.0	87.60	明電舎	1979	360
		横軸斜流型	日立	2002	No.1	φ1,000	7.3	129.00	日立	2002	220
					No.2	φ1,000	7.3	129.00			220
No.3					φ1,000	7.3	129.00	220			
横軸斜流型	日立	2001	No.1	φ900	4.8	101.73	日立	2001	132		
			No.2	φ900	4.8	101.73			132		
			No.3	φ800	8.7	64.68			132		
横軸渦巻型	日立	1989	No.1	φ600	25.3	46.20	日立	1989	270		
横軸渦巻型	日立	1987	No.1	φ500	24.9	33.64	日立	1988	200		
横軸渦巻型	電業社	1990	No.1	φ200	27.2	4.02	日立	1990	37		
横軸渦巻型	電業社	1991	No.1	φ250	39.7	7.56	日立	1990	75		
横軸斜流型	日立	1968	No.1	φ1,000	6.8	115.00	日立	1988	190		
			No.2	φ1,000	6.8	115.00			2001		
横軸斜流型	エバラ	1964	No.1	φ1,200	6.2	177.72	富士電機	1987	250		
横軸渦巻型	エバラ	1952	No.3	φ600	5.5	44.88	富士電機	2001	75		
横軸斜流型	エバラ	1988	No.1	φ1,000	3.8	116.46	富士電機	1987	110		
横軸斜流型	西島	1990	No.1	φ700	10.3	51.96	三菱電機	1989	125		
			No.2	φ500	5.3	34.32			45		
横軸渦巻型	西島	1990	No.4	φ450	58.0	29.07	三菱電機	1989	390		
排水機場	横軸斜流型	エバラ	1990	No.1	φ1350	4.6	27.00	ダイハツ	2001	350	
				No.2	φ1350	4.6	27.00			350	
	横軸斜流型	三菱重工	1969	No.1	φ1,000	2.4	4.00	ヤンマー	1969	100	
				No.2	φ1,000	2.4	4.00			100	
	横軸斜流型	西島	1972	No.1	φ1300	2.4	16.00	ダイハツ	1972	180	
				No.2	φ1300	2.4	16.00			180	
				No.3	φ1300	2.4	16.00			180	
				No.4	φ1300	2.4	16.00			180	
	横軸斜流型	西島	1994	No.1	φ1800	4.1	28.20	ヤンマー	1994	580	
				No.2	φ1800	4.1	28.20			580	
				No.3	φ1800	4.1	28.20			580	
				No.4	φ1800	4.1	28.20			580	
横軸斜流型	日立	1990	No.1	φ1650	4.5	52.50	ヤンマー	1990	530		
			No.2	φ1650	4.5	52.50			530		
			No.3	φ1650	4.5	52.50			530		

測定箇所は、ポンプ・減速機・原動機（電動機）等、ポンプ主要設備の各軸受ベアリングで測定することを基本とし、直交(H)方向、垂直(V)方向、軸(A)方向の3方向での調査を行い、事前調査結果との比較や異常が推定された場合には開胴による確認を行うこととした(図-2)。

(3) 精密診断(周波数解析)

周波数解析とは、軸受部から発生する振動を採取し、周波数スペクトル解析を行うことで劣化部位及び劣化度合いを推定する方法である。本調査ではオーバーホールが実施された5機場について、オーバーホール結果と周波数解析結果の比較検証を行った。

＜精密診断により推定できる劣化要因＞

- ・アンバランス(軸のふれ回り)(図-3)
- ・ミスアライメント(軸芯のズレ)
- ・歯車の噛み合い不良
- ・転がり軸受けの劣化、各部ガタ、磨耗等



写真-1 振動調査作業

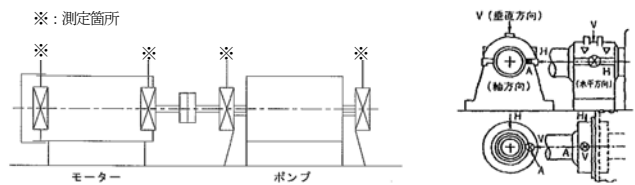


図-2 測定位置(横軸渦巻ポンプ例)

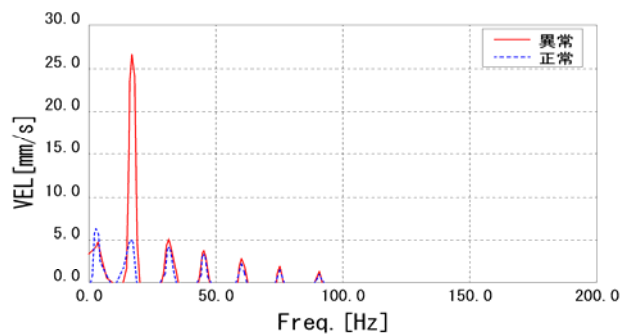


図-3 アンバランスの発生例

2. 調査結果

(1) 簡易診断測定結果¹⁾

a) 振動速度実効値

工業用ポンプで用いられている図-4に示す振動速度実効値の既存判定基準ゾーン分けでは、本調査における対象ポンプは原動機の出力からクラスⅡおよびクラスⅢに分類され、既存判定基準に照らし合わせた場合は、本調査で測定した3方向、621点全ての計測箇所において、A及びBゾーン(長期運転可能)範囲内であった(図-5)。これは、事前調査により確認したポンプ劣化状態(比較的良好)と一致する結果であった。この結果、農業用ポンプ設備の機能診断(健全度評価)の「S-4」判定基準として既存評価基準「ISO 10816-1 クラスⅡおよびクラスⅢのA、Bゾーン」は、利用可能であると判断できる。

b) 全振幅

ストックマネジメント調査における一次診断に用いられる全振幅調査について、振動速度実効値と同じ測定条件で計測した結果を図-6に示す。全ての測点において振幅値20/1000mm以下となり、既存判定基準「JIS B8301」では全て安全域にあり、これも事前調査により確認したポンプ劣化状態と一致していることから、安全域内の判断については利用可能であると判断できる。

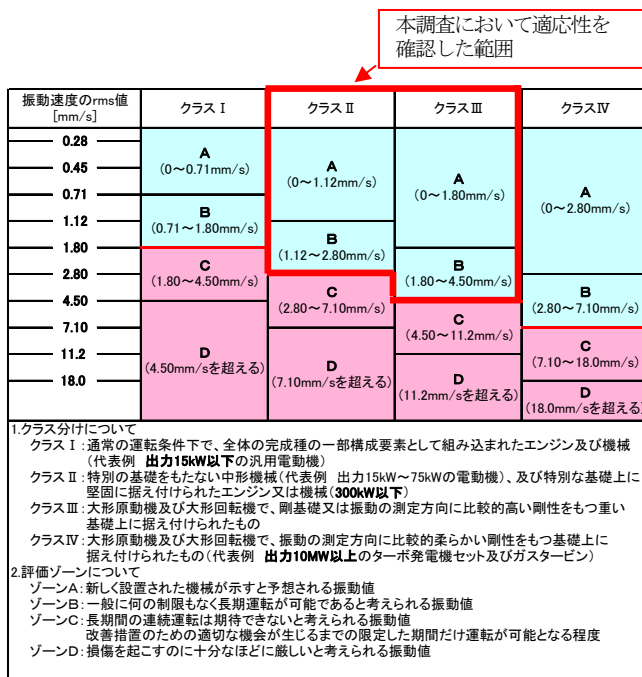


図-4 ISO 10816-1による振動値判定基準³⁾

(2) 振動速度実効値の特性¹⁾

a) オーバーホールによる振動値の変化

オーバーホールを実施したポンプ(4揚水機5台ポンプ)を利用して、その前後を計測し振動値の変化を確認した。

図-7に示すとおり、いずれのポンプもオーバーホールにより状態が改善し、5台全てのポンプ(59測点)において振動速度実効値は低下する結果となった。

しかし、ポンプによってはオーバーホールにより軸受ベアリングの交換を行ったにもかかわらず揚水機場2の



※上図は図-4の621点の振動速度実効値をISO判定基準にプロットしたものである。

図-5 ISO基準へのプロット結果

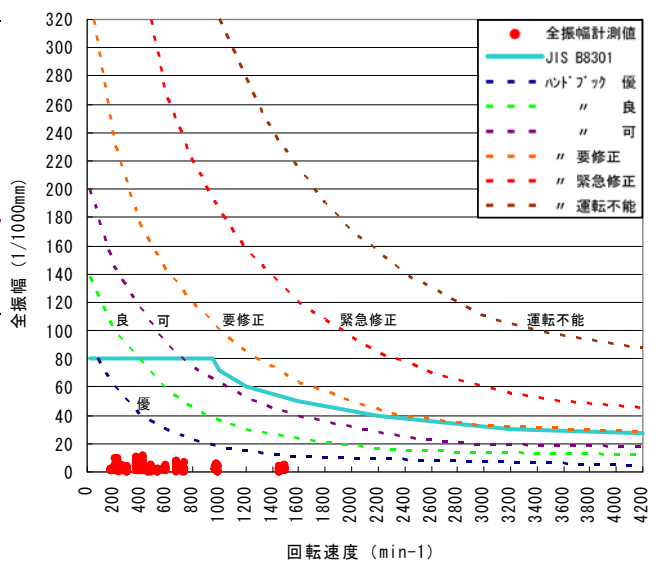


図-6 実務家のためのポンプ設備工学
 ハンドブック改訂版P.72²⁾との対比

振動速度実効値 H22年8月調査(OH前)とH23年8月調査(OH後)の振動値の変化図

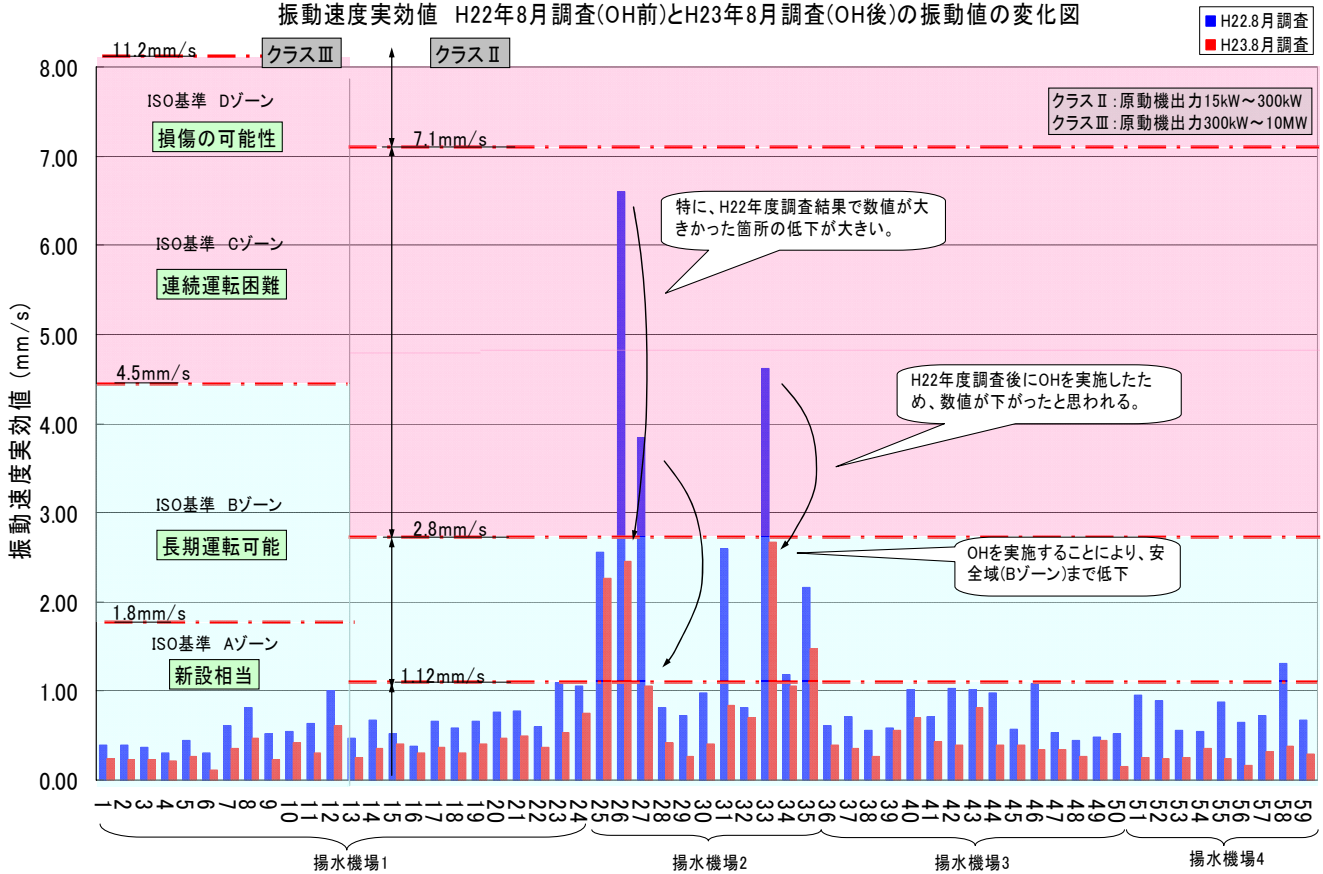


図-7 振動値のオーバーホールによる変化

ように振動値がBゾーン上限にとどまっているものも確認された。

これは、このポンプがギャップ値（遊び）の大きいベアリングを採用していることが影響しているものと考えられ、この結果から採用されたベアリングの種類によっては、ISO判定基準が適応できない場合もあることが確認された。

b) 排水機場における振動値

排水機場において振動調査を行う場合、平常時の吸水水位が低下している場合や排水調整池の残容量により、ポンプ稼働条件（振動計測）に制約を受ける場合がある。

その場合には、ポンプ内に水を充水しないでポンプ運転する「空運転」、吐出弁の開度を絞るあるいは全閉で行う「吐出弁締切運転」、軸継手を切り離して原動機側のみ運転する「限定運転」等の運転制約を受けての振動計測を行うことになる。

本調査において各排水機場の計測にあたって、運転条件の制約を受けて計測した結果、変状が見られないポンプ施設であっても、C～Dゾーン（損傷の可能性有り）の大きな振動速度実効値が発生することが確認された。

排水機場では計測時の運転条件は様々であり、運転条件により振動値も大きく異なることが確認されているから、排水機場における振動調査では既存の判定基準の採用は難しく、これに代わって、運転条件が同じもとの振動値の変化量を調査する「相対判定法」が有効であると考えられる。

(3) 精密診断結果（周波数解析）¹⁾

オーバーホールを実施した5機場について、周波数解析結果とオーバーホール結果を比較検証した。

5機場のうち比較可能であったのは24部位で、そのうち周波数解析により劣化部位が特定できたと思われるものは4部位/24部位であり、「変状無し」を特定できたと思われるものは10部位/24部位であった。

しかし、解析結果は「軽微の摩耗を検知」「変状無いことを検知」程度であり、劣化部位の特定が可能な調査とは言い難い状況である。また、劣化の度合いの推定としても有効な調査か否かという点についても未確認である。

3. 振動調査の課題

ポンプ振動調査結果を踏まえて、農業用ポンプ設備の振動診断技術の確立に向けて、次の3点を明確にする必要がある。

(1) 簡易診断における判定基準の確立のために

本調査では、比較的良好なポンプ設備による検証となった。今後は「中度の劣化」や「重度の劣化」状態のポンプにより振動サンプルを採取し、既存判定基準との一致を検証する必要がある。

また、劣化が進行した場合に、どのタイミングでどのような処置を実施するかどうか重要であり、測定した振動値から劣化度合いと整備内容を示すことが可能かどうかについて検討を行う必要がある(図-8)。

さらに、振動には変位・速度・加速度があるため、振動の種類と劣化部位の関連を見出すことが出来れば、簡易診断においても、ある程度の劣化部位の予測が可能となり、振動技術の精度向上につながるものと思われる。

(2) 精密診断の有効性の再検証

本調査により、概ね変状無いことの確認に対する有効性は確認できたが、劣化部位の特定には至っていない。

今後は劣化の進行したポンプを対象に周波数解析を行いオーバーホール結果と比較して、その有効性確認の精度を向上させる必要がある。また、ポンプ劣化の進行度合いを把握するために、同一ポンプを対象に経年的に周波数解析を実施し、スペクトル波形の山の高さ変化を確認することも思慮される。この方法が確認されればオーバーホールのタイミングを図る目安の1つになるものと思われる。

(3) 運用方法(維持管理の軽減)の検討

ポンプ施設の適切な維持管理において、オーバーホールのタイミング方策を打ち出すことが重要課題となる。このため、簡易診断結果との組合せ評価やスペクトル波形の変化率、周波数解析の傾向管理が可能か等を検証し、周波数解析の有効性を見出すことも必要である。

また、振動速度実効値の測定については、軸受部に初期異常がある場合の調査結果を補完することにより、軸受温度との関連性や聴音異常との関連性を確認することで振動加速度調査の有効性が確立可能となる。

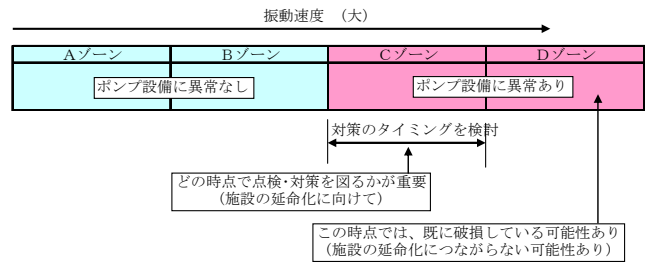


図-8 簡易診断結果における整備のタイミング

4. おわりに

本検証における調査対象ポンプは、施設管理者により適正に維持管理が実施されており、劣化変状の少ないポンプ施設であった。これは、ポンプ診断技術の確立により、整備点検を簡略化して維持管理費低減の余地が残されていると言える。また、維持管理の手が行き届かず劣化が進行してしまったポンプ設備について、簡易な振動調査でその適正な整備時期が把握可能となれば、大事に至る前に分解整備を実施することができ過大な修理費用の節減に役立つことは言うまでもない。

今後、劣化の進行したポンプを対象に振動値、周波数解析、波形分析などを積み重ねることにより、簡易診断や周波数解析の有効性が確立されれば、ポンプ劣化調査の有効な手段となろう。

本調査結果の活用や更なる確認調査を行うことにより、農業用ポンプ設備の診断技術の確立に1歩近づけば幸いである。

参考文献

- 1) 水と土 第166号「振動調査技術の農業用ポンプ設備診断への適応」 蒔苗・西田
- 2) 「実務家のためのポンプ設備工学ハンドブック改訂版 P. 72」
- 3) 「ISO基準に基づく機械設備の状態監視と診断」 P. 48
- 4) 「農業用施設機械設備更新及び保全技術の手引き 平成18年6月全面改訂版」