

化学プラントにおける限界劣化判定法による回転機械設備の状態監視・診断・余寿命予測技術に関する研究

著者	里永 憲昭
発行年	2008-01-01
URL	http://hdl.handle.net/10076/10949

博 士 論 文

化学プラントにおける限界劣化判定法
による回転機械設備の状態監視・診断・
余寿命予測技術に関する研究

平成 2 1 年 3 月

三重大学大学院 生物資源学研究科

里 永 憲 昭

要旨

21世紀の地球環境時代において、人類が他の生物と共生しながら持続的発展を図るためには、人類の生活や社会活動に欠かせないプラント設備などの人工物や人工システムの安全性を確保し、その事故や破壊によって自然環境に与える悪影響を防がなければならない。

一方、石油化学工業を始めとして日本国内の製造業では、益々激しい国際競争に打ち勝つ為に、更なる生産コストダウンが求められている。

コストダウン施策の中でも保全費削減は最重要課題のひとつである。保全費削減施策の一案として、設備診断技術における余寿命把握を明確にすることにより、生産計画上適正なスケジュール管理のもと保全を実施し、生産ロスを最低限に抑えることが可能である。

回転機械は化学プラントで最も多く使用されている重要な設備であり、その事故やトラブルを防ぐために重要な簡易診断、精密診断そして余寿命予測技術において現状の手法では個別の判定基準を要するばかりでなく、閾値の設定においても多大なる負担があるのが実情である。

従って、本研究では、生産設備の安全かつ安定運転を実現させるために主に以下の内容について提案した。

- (1) 異常現象の特徴に合わせた低周波数領域、高周波数領域の判定理論と判定基準および同一の尺度で評価する方法。
- (2) 精密診断技術に関して使用限界の評価方法、設計に反映すべき項目および寿命延長の評価方法。
- (3) 機械要素の劣化限界を監視することによる余寿命予測技術を確立するための理論。

本論文は上記の諸提案および研究成果をまとめたものであり、具体的内容は次の通りである。

(1) 簡易診断技術に関して

1) 低周波数領域の振動診断として、特にアンバランス、ミスアライメント、ガタなど構造系異常に精度良く適合できる振幅領域の劣化パラメータと周波数領域の劣化パラメータの考え方を提案し、双方のパラメータの結合として判定基準を提案した。さらに、高周波数領域と同一の判定尺度を設定するために新たな構造系異常判定パラメータを提案し、生産現場での回転機械設備にての診断の安定性を確認した。

2) 高周波数領域の振動診断として、特に軸受異常、歯車異常、ベルト異常、リークなど磨耗系異常に精度良く適合できる振幅確率密度関数法から実効値度と新尖り度を提案した。また、低周波数領域と同様に同じ尺度で評価できるように磨耗系異常判定パラメータを変換した。

しかし、生産現場においては様々なノイズの影響により尖り度が顕著に把握できない状況があることから、今後の展望として異常信号の抽出法を検討し、信号前処理を行った後に振幅確率密度関数法により評価することが適正であるという方向性を示した。

(2) 精密診断技術に関して

1) ポリマー添加油の挙動並びに弾性流体潤滑条件下における摺動部メカニズムを解明することにより、生産設備のトライボロジーにおける注意点を明らかにした。

特に、ポリマー添加油はゴム膜残分が低いとポリマー分子が油膜厚より大きいと回流あるいは逃散等により油膜厚がフィルターとなり接触領域に導入されず、ヘルツ接触領域に導入されるのは基油であることを立証した。従って、油膜形成には基油の高圧粘度に依存していることを提案し、有効な粘度率を示した。

2) AE法、振動法、潤滑油診断法における有意差を明確にし、概念的に

言われていたAE法の方が振動法より早期に可能であることを実証した。

また、AEにより検出した波形の変化を装置内の状態メカニズムとして解明し、使用限界の判断を行う上で、大切な閾値の設定に関して実例をもとに提案した。

さらに、特殊な潤滑性を持つ潤滑皮膜生成添加剤の使用により長い期間の安定稼働ができることを実証し、トライボロジー-の視点からの皮膜安定性メカニズムを提案した。

- 3) 回転機器の補修における設計的な視点の提案を行った。材料の硬度はメッキ、溶射等による熱影響は表面層にのみであり、熱処理の必然性はそれほど認識されていなかった。また、保全現場における経験則として、回転軸にメッキを施すと疲労限度が極端に低下するという知識があったが、本研究ではメッキ層の劣化が母材に与える悪影響を立証し、安全性を確保するためのメッキ処理法を提案した。

(3) 有次元・無次元特徴パラメータを用いた診断法ならび

に余寿命予測技術について

- 1) 有次元特徴パラメータの情報により、数値的に多項式として回帰させ、今後の傾向を予測する手法を提案した。また、線形回帰式による状態予測技術として、ARIMAモデルによる予測法、並びにGAモデルによる状態予測法に関して論じた。特に、GAモデルに関する状態予測法に関しては、従来使用される初期異常後の指数回帰曲線と比較してGAによる指数回帰曲線の方が誤差の小さい可能性があることが確認された。
- 2) 有次元特徴パラメータを用いて全ての設備に適用できる相対値判定基準の作成法を提案した。無次元特徴パラメータについては統計検定法および可能性理論による状態変化の判定法を提案し、複数の無次元特徴パ

ラメータの統合による状態判別法も検討した。さらに、現場回転機械の異常診断に有効な有・無次元特徴パラメータ統合による状態判定法を提案し、実例により提案した手法の有効性を立証した。

目次

要旨	1
目次	5
第1章 序論	12
1-1 生産技術の変遷	
1-2 保全方式の編成	
1-3 設備診断技術とは	
1-4 設備診断システムの基本構成	
1-5 近年の動向	
1-6 回転機械設備状態監視・診断の適用状況	
1-7 回転機械設備診断装置の問題点及び課題	
1-8 回転機械設備の状態診断法	
1-9 本論文の目的と内容	
第2章 簡易診断技術について	
2-0 本章のまえがき	30
2-1 回転機械の低周波領域の状態判定基準について	31
2-1-1 本節のはじめに	
2-1-2 状態診断のアルゴリズム	
2-1-2-1 振動数領域の劣化パラメータ	
2-1-2-2 高調波加算処理	
2-1-2-3 振幅領域の劣化パラメータ	
2-1-2-4 判定基準	
2-1-2-5 判定の統一化	
2-1-3 診断事例による検証	
2-1-3-1 検証(1)	

- 2-1-3-2 検証 (2)
- 2-1-3-3 検証 (3)
- 2-1-3-4 検証 (4)
- 2-1-4 フィールドによる検証
 - 2-1-4-1 用語の解説
 - 2-1-4-2 構造系の故障診断
- 2-1-5 本節の結果
 - 2-1-5-1 判定の信頼性
 - 2-1-5-2 使用限界の見極め
- 2-1-6 本節のまとめ

- 2-2 回転機械の高周波数領域の判定基準について . . . 51
 - 2-2-1 本節のはじめに
 - 2-2-2 診断アルゴリズム
 - 2-2-2-1 摩耗系故障 (Failure of Wear) (高域帯)
 - 2-2-2-2 診断アルゴリズム
 - 2-2-2-3 劣化パラメータ
 - 2-2-3 データ事例による検証
 - 2-2-3-1 軸受欠陥
 - 2-2-3-2 フィールドによる検証
 - 2-2-3-3 用語の解説
 - 2-2-3-4 磨耗系の故障診断
 - 2-2-4 評価
 - 2-2-4-1 判定の信頼性
 - 2-2-4-2 ノイズの存在による信号の合成
 - 2-2-5 信号抽出に関して
 - 2-2-5-1 スペクトルの統計的検定法について

- 2-2-5-2 周波数領域での統計的有意差検定法
- 2-2-5-3 $G_{xj}(f)$ と $G_{nj}(f)$ が正規分布に従う場合
- 2-2-5-4 $G_{xj}(f)$ と $G_{nj}(f)$ が正規分布に従わない場合
- 2-2-6 本節のまとめ
- 2-3 本章のおわりに

第3章 精密診断技術について

- 3-0 本章のまえがき 7 3
- 3-1 弾性流体潤滑条件下における粘度指数添加油の挙動
について 7 4
 - 3-1-1 本節のはじめに
 - 3-1-2 EHL（弾性流体潤滑）理論の概要
 - 3-1-3 ヘルツ接触
 - 3-1-4 ポリマーの種類、合成油と作用機構
 - 3-1-5 実験装置の概要
 - 3-1-6 試験油の物性
 - 3-1-7 高分子高濃度溶液のEHL
 - 3-1-8 接触領域への導入の可視化
 - 3-1-9 接触領域への導入性に関して
 - 3-1-10 本節のまとめ
- 3-2 AE診断法と潤滑油診断による歯車減速機設備診断技術と潤滑
皮膜生成添加潤滑法による寿命延長法 9 5
 - 3-2-1 本節のはじめに
 - 3-2-2 AEによる異常診断法
 - 3-2-2-1 AEについて
 - 3-2-2-2 診断対象の減速機仕様
 - 3-2-2-3 減速機の特徴周波数解析

3-2-2-4	AEによる診断結果	
3-2-3	潤滑油分析による異常診断法	
3-2-3-1	潤滑油分析について	
3-2-3-2	潤滑油分析による減速機異常診断法	
3-2-3-3	潤滑油分析による診断結果	
3-2-4	潤滑皮膜生成添加潤滑法による寿命延長法	
3-2-4-1	潤滑の概要	
3-2-4-2	潤滑皮膜生成添加剤について	
3-2-5	添加剤使用前後の診断結果比較による検証	
3-2-5-1	ティムケン試験機による潤滑性能の測定結果	
3-2-5-2	AEによる診断結果の時間的推移評価	
3-2-5-3	潤滑油分析による診断結果の時間的推移評価	
3-2-5-4	潤滑油定量分析（パーティクルカウンター） 結果の時間的推移評価	
3-2-6	添加剤の効果に関する検証	
3-2-7	開放点検検証および開放点検周期の推定	
3-2-7-1	開放点検結果および開放点検後の運転状況	
3-2-7-2	AE事象率を用いた開放点検周期の推定	
3-2-8	本節のまとめ	
3-3	回転軸の表面メッキ層による劣化・折損の原因究明および 防止法	1 2 1
3-3-1	本節のはじめに	
3-3-2	本節の対象設備	
3-3-2-1	表面加工技術について	
3-3-2-2	排ガス設備概要	
3-3-3	損傷概況と破断面検査	

- 3-3-3-1 損傷が起きたときの運転状況
- 3-3-3-2 損傷部の外観検査
- 3-3-4 材料特性の分析
 - 3-3-4-1 金属組織検査
 - 3-3-4-2 破面検査
 - 3-3-4-3 硬度測定
 - 3-3-4-4 軸の成分分析
 - 3-3-4-5 強度解析
 - 3-3-4-5-1 ねじりと曲げ応力
 - 3-3-4-5-2 はめあいによる周方向応力
 - 3-3-4-5-3 発生応力
 - 3-3-4-6 メッキ施工時の疲労限度の低下に関して
- 3-3-5 損傷原因推定と熱処理手法について
- 3-3-6 本節のまとめ
- 3-4 本章のおわりに

第4章 時間領域の有・無次元特徴パラメータを用いた余寿命予測法 および状態診断法

- 4-0 本章のまえがき 137
- 4-1 有次元パラメータの余寿命予測技術の考察 . . . 138
 - 4-1-1 本節のはじめに
 - 4-1-2 実験機を用いた軸受加速実験
 - 4-1-2-1 実験装置
 - 4-1-2-2 実験条件
 - 4-1-2-3 軸受の最大接触圧力の算出
 - 4-1-2-4 実験結果
 - 4-1-3 コンビナート内プラント機器による検証
 - 4-1-3-1 対象機について

4-1-3-2	検証機器の仕様について	
4-1-3-3	精密診断（周波数分析）結果	
4-1-3-4	診断結果について	
4-1-3-5	開放点検の結果	
4-1-3-6	寿命予測に関して	
4-1-3-7	線形回帰式による状態予測技術	
4-1-4	本節のまとめ	
4-2	時間領域の有・無次元特徴パラメータの統合による回転機械設備 の状態診断法	163
4-2-1	本節のはじめに	
4-2-2	時間領域の特徴パラメータについて	
4-2-2-1	特徴パラメータの性質	
4-2-2-2	有次元特徴パラメータ	
4-2-2-3	無次元特徴パラメータ	
4-2-3	有次元特徴パラメータによる異常診断法	
4-2-4	無次元特徴パラメータによる状態診断法	
4-2-4-1	統計検定による状態診断	
4-2-4-1-1	無次元特徴パラメータの平均値の検定	
4-2-4-1-2	無次元特徴パラメータの分散の検定	
4-2-4-1-3	複数の無次元特徴パラメータの統合	
4-2-4-2	可能性理論による異常診断	
4-2-5	有・無次元特徴パラメータの統合および実例	
4-2-6	本節のまとめ	
4-3	本章のおわりに	

第 5 章 結言	1 8 4
5 - 1 本研究の成果	
5 - 2 今後の課題と展望	
参考文献	1 8 8
謝辞	1 9 4

第 1 章

序論

1. 序論

1-1 生産技術の変遷(1)(2)

最近のプロセスラインの機械や装置類は大型化、高速化、連続化及び複雑化の一途を辿っている。

また、機械加工・組立型産業にあつては、生産設備は個々の機械が高度に自由化され、インテリジェント化されているばかりでなく、工場全体がコンピュータシステムにより、あたかも1つの有機体のように制御されている。したがって、生産設備のトラブルや突発故障が生産や品質に与える影響も従来と比較にならないほど大きくなっている。つまり、“生産や品質やコストは設備で決まる”時代が変わった。そして、設備は保全により信頼性が決まることから、“生産や品質やコストは保全で決まる”ということが出来る。表1.1に日本における生産技術の変遷を示す。

表 1.1 日本における生産技術の変遷

1950年代：戦後の復興時代

SQC、IEおよびPMなどが導入される。製造業の労働生産性は他の先端諸国に比較してかなり低かった。

1960年代：ハードウェア中心の自動化時代

高度成長の始まり、専用自動機械、トランスファーマシンによる単独自動化の時代。プロセス工業では予防保全(Time based maintenance :TBM)の時代。

1970年代：部分的フレキシブル・オートメーションの時代

製品の多様化や生産の小ロット化が進行：マシニングセンター、ロボット、自動倉庫、自動検査システム、自動搬送システムなどの導入。TPMが提唱され設備診断技術の開発適用が始まる。

1980～90年代：コンピュータ化総合自動製造システム(CIM)時代

生産システムの究極の姿としてCIM(Computer Integrated manufacturing)の登場、大規模システムの運転サポートするためのモニタリングシステムや設備診断のためのエキスパートシステムの開発。TBM+CBMの保全システムの時代。

2000年代：網羅性を追求し部位別管理時代

機器を部位別に管理し適正な評価方法を適用、開発をおこなう。

1950年代に米国から生産管理技術の中核をなす手法やコンセプトが導入された。すなわち、統計的品質管理 (Statistical quality control: SQC), 管理技術 (Industrial engineering: IE), オペレーションズ・リサーチ (Operations research: OR), 予防保全方式 (Prevention maintenance: PM) が導入され、大きな効果を上げた。

1960年代になると、装置産業においてプロセス・オートメーション (PA) が全盛をきわめ、コンピュータによるプロセス制御が盛んに導入された。この期間は古典的な予防保全の全盛期にあたる。また、機械工業では専用自動機械やトランスファーマシンが導入され、後のファクトリーオートメーション (Factory Automation: FA) への基礎を築きつつあった。

1970年代は製品の多様化や小ロット化が進み、マシニングセンター、ロボット、自動倉庫、自動検査など導入されて、ファクトリーオートメーション (FA) の時代となった。TPMや予知保全および設備診断技術が生まれてきたのは、71年であった。

1980年～90年代は上述のFAにより有機的に結合されたFMSまたはCIMの時代といわれる。

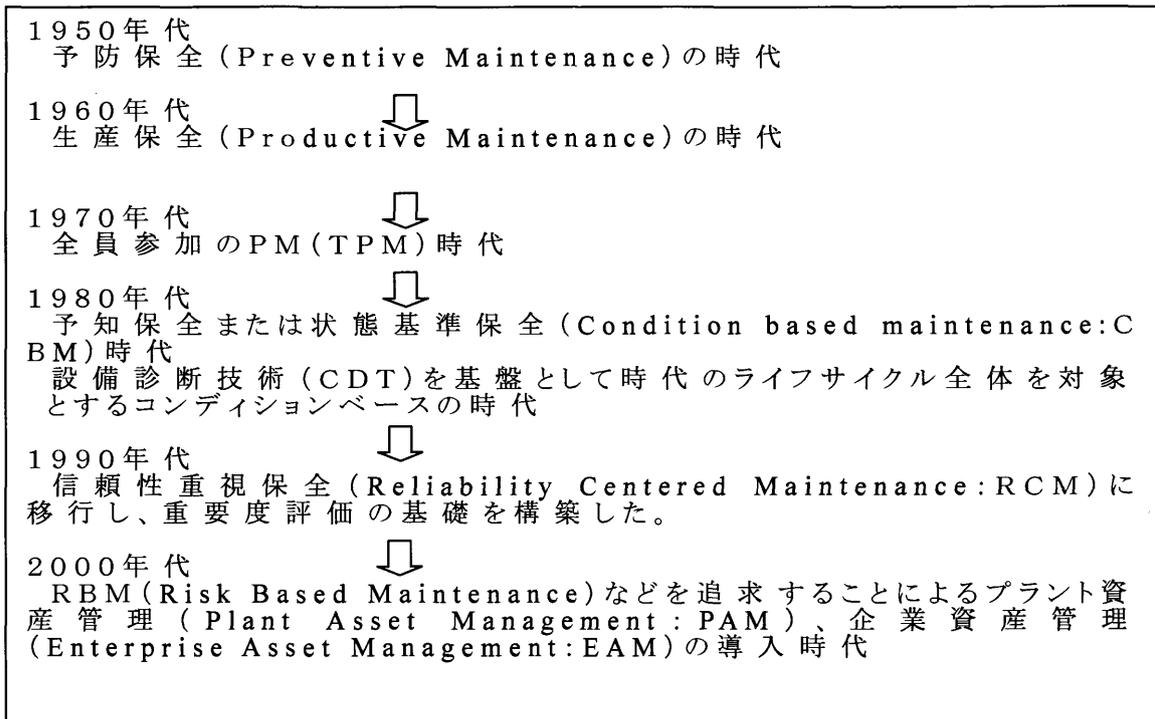
2000年代は機器の設備信頼性を把握するために網羅性を重視し部位別に管理して適正な評価手法を導入したり、開発したりする時代である。

1-2 保全方式の変遷⁽³⁾

表 1.2 に、日本における保全方式の変遷を示す。わが国の予防保全は1951年に化学工業に導入されたのが最初といわれている。

当時は予防保全とはよばれなかったが国鉄 (当時) や鉄鋼業では第2次世界大戦中から、定期的に設備を停止して大修繕が行われていた。

表 1.2 日本における保全方式の変遷



これも、一種の予防保全ではあるが、米国で考案されたPMのように点検標準や取替標準、あるいはそのための組織などがシステム的に準備されておらず、保全方式としての組織的導入は戦後の復興期まで待つことになる。

1960年代になると、PMは生産性を重視した保全方式という意味で、生産保全とよばれるようになった。現在、日本にてPMという場合はこの生産保全を意味している。この保全方式は“生産機会損失+保全コスト→最少”となるように保全を行うものであるが、原理的にはそれ以前の予防保全と同様に“時間を基準とした予防保全 (TBM)”を意味していることにかわりない。なお、改良改善 (Corrective Maintenance: CM) や保全予防 (Maintenance Prevention: MP) も、この時期に導入された。

改良改善 (CM) は、日本では保全を実施する時に二度と故障しないように“設備を改良する”と意味で用いられ

ている。また、欧米では“設備を標準状態に復旧する”ことを意味し、事後保全とほとんど同じ意味で用いられる。保全予防（MP）とは“設計によって保全を追い出す技術”のことで、設備の設計段階で保全経験から得られたMP情報を用いて“故障しにくい、点検しやすい、保全しやすい”設備を設計しようというものである。

1970年代になると“全員参加のTPM”や“設備診断技術（CDT）”など、日本で考案された手法や技術が展開される。これは、自動化が進行してオペレータの役割が変化してきたこと、生産や品質に及ぼす設備の比重が飛躍的に増大したこと、および日本の経済が低成長時代を迎え、保全コストが企業の経理に多大な影響を与えるようになったことが、直接の動機となっている。

1980年代になると、工場の生産設備は自動化が高度に進行するばかりでなく、コンピュータと融合した柔軟な生産システム“Flexible Manufacturing System: FMS”や、それをシステムの的に総合化した“Common Information Model: CIM”が現実的なものとなってきた。

このような生産技術の急激な変化に対応するためには“全社一体となって生産保全（PM）に取り組むTPM活動”と“設備の状態を定量的に観測する設備診断技術（Machine Condition Diagnosis Technique: CDT）”および“設備の状態に基づいて保全を行う予知保全方式（CBM）”が必須のものとなった。

1-3 設備診断技術とは

装置や機械類の異常や故障が生産および品質に与える影響も従来と比較できないほど大きくなり、従来単独の技術分野として発達を遂げてきた品質管理や生産管理も、設備保全を無視して遂行不可能となりつつある。

このように重要性を増した装置や機械類を効率よく維持

管理するために必要なことは、何をおいてもその対象となる設備の状態を定量的に把握することである。つまり、設備の故障の原因を明らかにし、最小のコストと時間で修復し二度と起こさないように対策を取るためには、“設備に印加され、その故障の原因となる諸ストレス、設備の病気である劣化や故障、設備のアウトプットである性能および機能の状態”を正確に把握しなければならない。

設備診断技術とは、以上のような目的をもって開発された設備保全のための新しくかつ強力な技術で、次のように定義される。設備診断技術とは、設備の状態すなわち、

- (1) 設備劣化の原因である諸ストレス
- (2) 劣化の程度や故障の種類
- (3) 性能や機能を定量的に把握し、正しい保全アクションを決定するための技術とえる。

したがって、設備診断技術は単なる故障検出技術とか点検の計器化技術と解釈しなくてはならない。設備診断技術は一般に次の4つの要素技術から構成されている。

- (1) 諸パラメータを測定するための検出技術
- (2) 雑音を除去する信号処理技術
- (3) 異常の種類や過酷度を定める識別技術
- (4) 設備状態の将来を予測する予測技術

図 1.1 はこの関係を図示したものである。

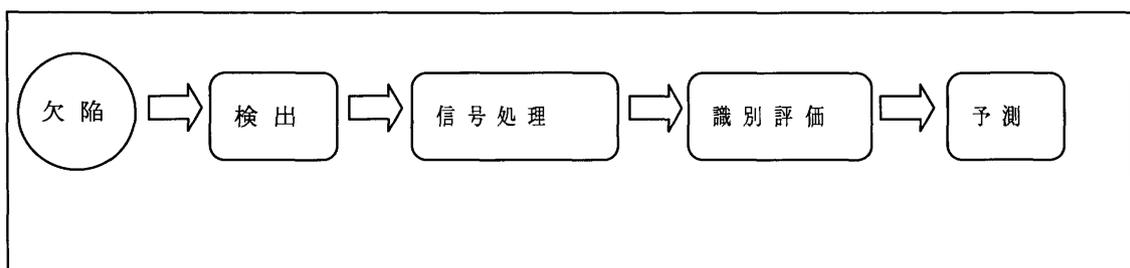


図 1.1 設備診断に必要な要素技術

1 - 4 設備診断システムの基本構成

設備診断技術は、簡易診断技術と精密診断技術から構成される。これらは医学における看護師と医師の関係に相当する。つまり病気を早期に発見して治療し、さらに少ない保険費用で健康を維持するためのシステムは、人の場合も設備の場合もいわば同様である。

1 - 4 - 1 簡易診断技術

簡易診断技術は人の第一次健康診断に相当し、設備の状態を迅速に効率よく概観する機能をたせるものである。簡易診断技術は点検技術と監視技術からなっている。

点検技術とは、人が五感または簡易診断機器により設備状態を定期的に観測する行為をいう。したがって、点検技術は本質的に間欠診断である。これに対し、監視技術とは、監視装置で設備状態を監視する行為をいう。つまり、機械（監視装置）が設備を監視することになり、これは原則的に常時監視である。

このように、設備診断技術では、点検と監視は厳密に別機能の技術として区別している。簡易診断技術は一般にオペレータや点検マンによって実施されるので、簡易診断用の診断機器は価格が安価ばかりでなく、操作が簡便かつ判定基準も極力簡単なものでなくてはならない。診断の目的は以下である。

- (1) 劣化傾向管理と異常の早期検出
- (2) 設備の監視と保護（自動遮断などによる）
- (3) 問題設備の抽出（患者の発見）

1 - 4 - 2 精密診断技術

精密診断技術は簡易診断技術により“異常の可能性がある”という兆候が把握された時点から設備を専門的に診断

し、とるべきアクションを決定するための技術である。したがって、精密診断技術はよく教育された専門診断技術者によって実施される。その主な機能は以下である。

- (1) 異常のタイプ、発生位置を知ること。
- (2) 異常の原因を知ること。
- (3) 危険度を知り、その進行を予測しうること。
- (4) 最適な修復方法やタイミングを知ること。

このため、診断技術者は、測定データの解析をベースとして故障物理、破壊力学、信頼性理論などを併用し、上述の目的を完遂する。たとえばベアリングの寿命予測の場合、通常は単に寿命予測式に数値を代入して求めることがあるが、設備診断による予測においては測定値をもとに寿命予測式を修正して予測する必要がある。つまり、破壊力学においては力学法則により、信頼性理論においては統計的予測理論により予測するが、設備診断による予測は測定値に基づいて予測する。

事実（測定値）に基づいて物事を判断するというのが設備診断技術の基本的考え方であり、現場において設備診断が高い精度と実用性を有する所以である。

さて、精密診断技術は状態同定技術と状態予測技術から構成されている。同定技術とはストレス、劣化や故障、性能や機能など設備の現在の状態を知ることであり、予測技術とは将来の状態を知ることを意味する。

精密診断に使用する解析技術として一例を以下に示す。

- (1) 振動が回転速度によってどのように変動するかを調べる。(振動形態分析)
- (2) 振動の主な周波数成分を調べる。(スペクトル分析)
- (3) 振動が回転と同期しているかどうかを調べる。
(位相分析)
- (4) 振動の空間的な大きさを調べる。(歳差分析)
- (5) 振動の時間波形の特徴を調べる。(確率密度分布)

これらにより、相当数の異常が診断できると考えられる。

1-5. 近年の動向⁽⁴⁾

日本国内の経済状況は1990年代のバブルの崩壊以降、IT関連の不況、政策の問題、株価の低迷など数々の不況を経験し、混迷期を過ごした。一説では2003年頃から中国を中心としたアジア地区需要の高さから、日本国内の産業は明らかに回復の兆候を示しているといわれているが、今後の中東、中国におけるプラント建設ラッシュを考えた時、その影響を危惧せざるを得ない。

そのような環境下において、石油化学工業をはじめとして日本国内の製造業では、安全安定操業を前提としながら、更なるコストダウンが求められている。

コストダウン施策の中でも保全費削減は最重要課題のひとつである。保全費削減施策の一案として、設備診断技術における余寿命把握を明確にすることにより、生産計画上適正なスケジュール管理のもと保全を実施し、生産ロスを最低限に抑えることが可能である。

設備診断の目的としては、生産プラントの安全・安心に資すること、生産効率の向上と設備保全コストの削減により産業の競争力を高めること、および生産設備の高性能維持により電気などのエネルギー浪費を防ぐことである。

1-6. 回転機械設備状態監視・診断の適用状況

昭和電工(株)大分石油化学コンビナートにおける振動診断技術の適用例を紹介する。

1-6-1 監視箇所の設定

当コンビナートにおける保全方式の決定に関しては安全・品質、生産損失、保全費などの評価により設備の重要度評価、保全方法(TBM、CBM、BM)を機器毎に判定している。その

なかで、コンビナートで稼動している動機器（圧縮機 150 機、ブローファン 600 機、ポンプ 3,000 機、タービン 40 機、電動機 6,600 機）のうち、安全性・安定性などを考え常時監視（オンラインにより中央計器室にて計測）を数十台の機器に適用している。また、機器 1,600 機、電動機 3,500 機に対しては定期振動診断の対象としている。残りの機器は運転による五感パトロールにより異常を感じた時点で精密診断を行うようなシステムとしている。

設備の兆候把握の視点としては表 1.3 に示すように各部位ごとにて適正なパラメータを選定し傾向監視を行っている。

表 1.3 傾向監視の基本方針

傾向監視頻度	監視パラメータ	方向	部位設定
原則 1回/月	加速度 速度 変位 (温度、圧力)	水平 (H) 垂直 (V) 軸 (A)	図-1.2

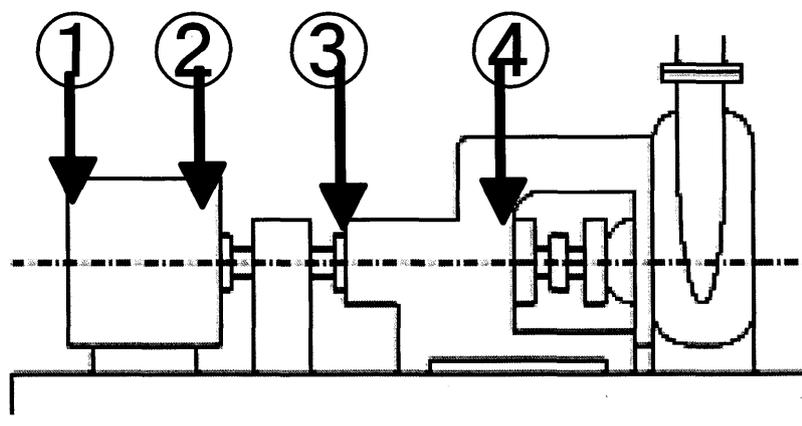


図 1.2 測定監視部位

1-6-2 診断の状況

定期振動診断としては原則として毎月、機器の特徴に合わせて加速度・速度・変位を部位ごとに選定し測定している。図 1.2 は一例を示す。測定ポイントは以下のように計算さ

れ、振動の傾向管理が行われている。

測定ポイント＝管理機器数×測定部位×方向×監視パラメータ数

参考までに当コンビナートの測定ポイントは機器6,000ポイント、電動機16,000ポイント程度である。なお、機器個別に考えると機種によりポイントが異なるが6～8P/台のケースが多い。表1.4の割合は管理台数に対する割合を示す。

表1.4 振動診断実施状況

項目	割合
簡易診断再測定発生率	10%
精密診断実施率	5%
経過観察以上の発生率	3%
緊急停止指示発生率	1%

逆に考えると、確率論的には1～3%の現象を確認するために傾向監視を行っているということもいえる。但し、化学産業界などではプロセスの異常、設備の不具合により、不調を来たすと、直ぐ災害につながる可能性が高く、また、生産機会損失上も多大な影響があり、社会的影響、経済損失を考えた時、不調は未然に防ぐことが必須である。特に最近の風潮として国内の製造設備も老朽化が激しく、また、開放周期の延長化に伴い設備診断技術による設備不調の未然防止の重要度が注目されてきている。

1-7. 回転機械設備診断装置の問題点及び課題

現場の設備診断における代表的な回転機械診断装置は、簡易診断用の携帯型診断装置である。この装置は1970年代に開発されてから、現場設備の日常点検における第一次健全性診断装置として広く適用され、また、IT技術の進歩に伴

い、大きく変貌してきた。その主な進歩点は、(1) 簡易診断器の小型化、(2) 信号計測機能付きの P P C (Pocket PC) による多機能化 (FFT 解析、点検ルート管理、傾向管理など)、(3) ネットワークシステム化 (遠隔オンライン状態監視・診断システム) が挙げられる。

これまでに設備診断に関して多くの技術や診断装置が研究・開発されているが、現状の回転機械設備の簡易診断原理は、ほとんど振動値 (平均値や実効値、有次元特徴パラメータ) により設備状態を識別するもので、この数十年間基本的には変わっていない。精密診断も従来の FFT 分析が主流で、最新信号処理法や知的診断アルゴリズムを実用化した機器は普及していない。この従来装置の最も大きな問題点は以下が挙げられる。

- (1) 設備状態の判定基準が設定しにくい。
- (2) 可変運転条件 (負荷や回転速度などの変化) における設備の異常診断が困難である。
- (3) 同一プロセスにおいても機器固有の特性により、判定基準が異なる。
- (4) 判定基準の設定、状態の傾向管理や保全計画の設定に多大な労力を要する。
- (5) 適用できない機種や異常種類もあり、異常発見が遅れ、重大な設備事故に繋がるケースも発生している。

また、従来の回転機械設備診断装置の性能を改善するために解決する必要がある課題としては、

- (1) ノイズ除去による異常信号の早期検出
- (2) 設備の個性を考慮した状態判定基準の設定
- (3) 設備状態を鋭敏に反映する特徴パラメータの抽出
- (4) 最新 ICT (情報・通信技術) による精密診断 (異常種類の判別) の高度化・知能化
- (5) 余寿命予測の精度向上

などが考えられる。

1 - 8 . 回転機械設備の状態診断法

前述した問題点及び課題に対応するために、信号処理技術

や高度な特徴解析手法に関しても研究をされているが、今回は当コンピナートにて検証が行われている項目に関する、回転機械設備の状態監視・診断の現状および最新方法の概要について紹介する。

1 - 8 - 1 特徴解析

異常検出および異常種類の識別を行う場合、測定された信号から求められるパラメータ（実効値、ピーク値、歪度、尖度など）は「特徴パラメータ」という。設備診断用の特徴パラメータは「有次元特徴パラメータ」と「無次元特徴パラメータ」に分けることができる。有次元特徴パラメータは、信号の平均値、実効値、ピーク値などのように単位（速度、加速度、電圧など）を持ち、信号の振幅の大きさ（量）を表すもので、無次元特徴パラメータは、歪度、尖度、波形率などのように単位を持たず、信号の形状（形）を表すものである。

現在市販の回転機械診断用の装置にはほとんど有次元特徴パラメータが使用されている。有・無次元特徴パラメータを統合した回転機械診断法が有効と考えられる。

数個の無次元特徴パラメータを統合して、状態を判別することもできる。例えば、主成分分析法や正準判別分析法などが設備診断に適用されている。

1 - 8 - 2 簡易診断

設備状態を定期点検により定量的に評価し、異常を早期検出すると共に、設備状態の傾向を管理することである。簡易診断の精度が良ければ、ほとんどの重大事故を未然に防ぐことができる。

簡易診断の検査対象として、例えば、振動値（加速度、速度、変位）または音、温度、潤滑油の汚れなどが挙げられる。判定基準として注意値、危険値などの閾値を設定し設備状態を評価する。例えば、図 1. 3 は振動値の判定基準の例を

示す。

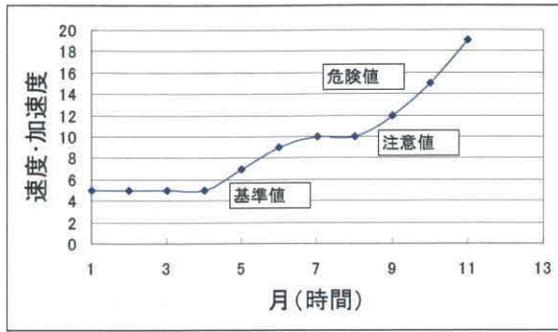


図 1 . 3

振動値の傾向管理の例

一般に簡易診断用の有次元特徴パラメータは設備の状態変化だけでなく、外乱や負荷の変動によっても変化する。そのために簡易診断の場合、判定基準の決定は重要である。統計検定理論や可能性理論などによる判定基準の決定法が提案されている。

有次元特徴パラメータは波形の大きさを表すから、一般に現場では、振動の強さの指標として回転機械状態（正常、注意、危険）の判定に用いられる。運転条件（負荷と回転速度）が一定な回転機械の有次元特徴パラメータの判定基準は国際規格（ISO）や各国によって与えられたものがある。例えば、図 1 . 4 は ISO の判定基準（ISO 2 3 7 2 1 9 7 4）を示している。

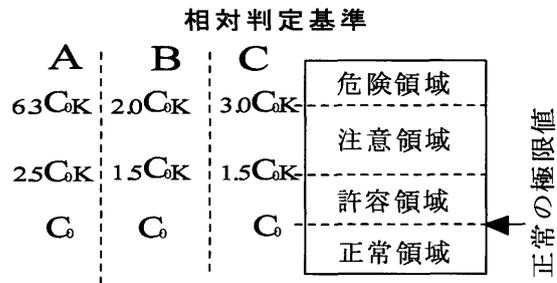
このような判定基準は、与えられた有次元特徴パラメータの値をそのまま状態判定に用いられるから、「絶対判定基準」という。

ISO 2372 1974

区分境界の値	クラス I	クラス II	クラス III	クラス IV
45.0				D
28.0			D	
18.0		D		C
11.2			C	
7.1	D			B
4.5		C		
2.8	C			A
1.8		B		
1.12	B		A	
0.71		A		
0.45	A			
0.28				

Aは「良好(優)」、正常状態で何もする必要がない。
 Bは「順調(良)」、やや正常状態、補修の必要がなし、注意の必要。
 Cは「不調(可)」、要注意状態、保全費用の節約のため近い日時に修理が必要。
 Dは「危険(不可)」、危険な状態で直に修復が必要。

図 1 . 4 絶対判定基準の例



A: 低周波数領域 (<1kHz)の速度信号のRMS (mm/s)
 B: 中周波数領域 (<5kHz)の加速度信号のRMS (G)
 C: 高周波数領域 (>5kHz)の加速度信号のRMS (G)

図 1 . 5 絶対判定基準と相対判定基準

絶対判定基準は多くの現場実践や経験によりまとめた平均的な基準であり、一般に状態判定の目安として使用されているが、すべての現場設備に完璧に適用するとは限らない。

しかし、図 1 . 4 の絶対判定基準を分析すれば、機械の種類（クラス）の違いによって絶対判定基準の値が違いますが、各状態範囲の境界値の比率は一定（約 2 . 5）であることが分かる。この性質を利用して、図 1 . 5 のように、すべての回転機械設備に適用できる「相対判定基準」を定義する。

低周波数領域（1kHz 以下）における振動速度の実効値（RMS）に関しては、基準状態（正常状態）の限界値を C_0 とすれば、注意状態と危険状態の限界値はそれぞれ $2.5 C_0 K$ と $6.3 C_0 K$ とすればよい。ここで、 K は調整係数で、デフォルトとして 1 とするが、設備の種類や重要度によって変更すればよい。

C_0 は統計理論により正常状態の 99.9% 信頼領域として次のように求める。

$$C_0 = \bar{p}_i + 3S_i \quad (1.1)$$

ここで、 \bar{p}_i と S_i はそれぞれ特徴パラメータ p_i の平均値と標準偏差である。なお、実際に現場で測定した振動の実効値などの特徴パラメータは必ずしも正規分布に従うとは限らないので、上記の \bar{p}_i と S_i を求めるときには注意を払う必要がある。

他の周波数領域における相対判定基準も絶対判定基準の参照により作成できる。例えば、中周波数領域（< 5 kHz）にお

いては、相対判定基準の例として図 1. 5 の B に示す。この領域では振動加速度の実効値を用いて、「自励系」異常状態の簡易診断を行う。また、高周波数領域（5kHz 以上）の相対判定基準の例は、図 1. 5 の C に示す。この領域は主に「局所衝撃系」異常状態の簡易診断に適している。

無次元特徴パラメータによる設備診断のときには、統計検定理論が適用される。なお、統計検定による状態診断の場合、各々の特徴パラメータが正規分布に従うと仮定する必要がある。このような仮定が成立しない場合、可能性理論による状態診断法も提案されている。

1 - 8 - 3 精密診断

簡易診断にて注意域、危険域に達した状況を検知した時点で、精密な診断技術を用いて異常個所の特定、原因推定および余寿命の予測を行うことが精密診断技術である。例えば振動形態分析、周波数分析、位相分析、軌跡分析などが挙げられる。現場で最もよく現れる異常状態として 2 種類に分けられる。

① 構造系異常（低域帯、～1kHz）

歯車の一部が破損したとか、回転軸が回転体の中心からずれて取り付けられている場合のように、ローターの軸心まわりの質量分布に不均衡があると、回転軸が一回転する度に一周期の振動を発生する。このような状態をアンバランスと言う。

また、モーターと減速機のように軸継手で結ばれた 2 台の回転機械において、結合された 2 本の回転軸の中心線がずれた状態で軸を回転させると、アンバランスと同様に回転数と同じ周期の振動を発生する。また、2 軸のずれが大きくなると回転数の整数倍の周期の振動も同時に発生することが多い。この軸ずれの状態をミスアライメントと言う。

アンバランスやミスアライメントの故障状態を放置すると、

ローターの故障や軸受に使用しているベアリングの破損など致命的な二次被害を引き起こす要因となる。したがって、重大な被害を未然に防止するためには、これらの症状を初期状態で検知して修復する必要がある。症状はローターの軸受の水平方向、垂直方向や軸方向の振動を測定することで検知ができる。

無次元化したアルゴリズムとして振動数領域と振幅領域の劣化パラメータを算定し、判定を行う手法も報告されている。

② 衝撃系異常（高域帯、5kHz～）

軸受異常、歯車異常、ベルト異常、リーク等のように手で触ったり、音で聞いたりして判別できない高域帯の衝撃系異常に関しては入力信号を振動加速度の包絡線処理波形に変換して使用している。

例えば軸受の外輪、内輪に転動体が繰り返し接触し疲労により欠陥が発生すると微細な衝撃波を生じるようになる。

歯車やベルトなどの局所異常に関しても同様に繰り返しの疲労により磨耗する現象と似ていることから衝撃系異常とよぶ。

このような衝撃系異常に関しては人間が感じる程のレベルになるとかなり症状が進んでいることが多く早期の検知が肝要となってくる。無次元化特徴パラメータとして振幅確率密度関数を用いた判定手法も報告されている。

その他、中周波数領域(1kHz～10kHz)の自励系異常もあり、主に中高速歯車装置異常や軸系共振などの異常時に特徴成分が現われる領域である。

1-9 本論文の目的と内容

本研究の目的は1-1～1-8項までの課題に沿った回転機設備の異常有無の確立、および精密診断方法について技術を確立し、さらに余寿命予測技術の確立に向けて検証する

設備の診断を行う上で、標準的な運用方法として一次診断法として簡易診断にて異常徴候の把握に主眼を置いていることは解説にて論じた。現行は機器毎の特徴を個別に評価し安全基準値、注意値などの閾値を設定することを行っているが、煩わしく、設備診断技術が普及しない原因の大半はそこにある。第2章の簡易診断手法の提案において煩わしい機器毎の判定基準の設定を不要とする判定理論を低周波数域の判定手法と高周波数域の特徴に合わせて個別の評価を行うアルゴリズムを提案し、双方の周波数帯を統一した尺度の判定を実施できる評価方法を提案し、その信頼性を評価する。また、第3章において異常徴候の把握後の二次診断手法である精密診断評価で設備上の安全性を保証する解析、評価方法を提案する。設備は摺動することにより物質を流したり、製品を移動させることで、産業界では使用されている。設備の摺動部の境界をミクロの視線で見る、トライボロジーの観点から設備の使用限界、安全設計は評価出来る。そこで、潤滑理論から設備の安全性を検証する。その後、振動法、AE法、潤滑油評価法を複合的に用いる使用限界の評価ならびに潤滑油の開発による寿命延長の手法を提案する。さらに、設備の使用限界は機械要素の破損が限界であり、構造力学上の破壊力学が最終の歯止めとなる。そこで、設計に反映すべき評価手法を提唱し安全設計の一例として視点を提案する。

さらに、第4章において設備の寿命評価理論に関する取り組みに関して論じる。有次元のデータトレンドを評価して、今後の推移を予測する技術で線形回帰式による状態予測手法を提案する。また有次元・無次元特徴パラメータを評価することによる余寿命予測技術評価手法の確立に向けて研究を進め、今後の余寿命予測技術の方向性に関して論ずる。

第 2 章

簡易診断技術について

2 - 0 本章のまえがき

回転機械の異常有無を判断するため、多くの企業で振動法による診断技術が取り入れられている。その中でも簡易診断法は比較的容易に導入できることから最も多く適用される診断手法であるとされている。その簡易診断における回転機械の異常有無の閾値は、絶対判定基準と相対判定基準に各々設定を要し、診断としては両者を複合的に用いるが、習慣的にデータを蓄積する行為自体が負担となり浸透に大きな障壁となっているのが事実である。

理想としては、異常となる現象すべてに対して統一した尺度で判定できるパラメータあるいは閾値があればデータベースは不要となる。

本章において低周波数領域、高周波数領域に対して各々の特性に合わせた診断アルゴリズムを提案し、統一した尺度で判定できる理論を構築したことを示し、また、化学プラントにおいて提案した理論の信頼性に関して検証した。

2 - 1 . 回転機械の低周波数領域の状態判定基準 について

2 - 1 - 1 . 本節のはじめに

石油化学工業を始めとして製造業では、安定安全運転を前提としながら、更なるコストダウンが求められている。

保全費削減の施策として設備診断技術における余寿命把握を明確にすることにより、生産計画上適正なスケジュール管理のもと保全を実施し、生産ロスを最低限に押さえることが可能である。

回転機械の状態を把握し、状態の傾向を管理するために機械毎の振動データを採取する必要がある。また、測定データも時間の推移を認識するために数ヶ月の継続したデータの評価が必要となる。更に、機械の定格動力や回転数、負荷状態により設定値を変えるなど繁雑であり、初期の判定基準値の設定に相当量の労力を要するのが一般的である。

設備診断の経験を蓄積しながら、出来るだけ判定基準値の統一に向けて、ISOで提示されている絶対値判定基準を各会社の固有の基準に修正しているのが実状と考える。1章でも述べたように、ISOの絶対値判定基準に従う診断においても機械のサイズによる評価をしていることから判定シートを用いるにしても設備診断技術の知識を必要とする。よって、産業界では、どの機械にも使える統一な状態判定基準を設定する理論や方法が望まれている。

回転機械設備においては、低周波数領域に発生する異常状態（例えば、アンバランス、ミスアライメント、ガタなど）は構造系異常という。構造系異常は軸受に過度のストレスを与え、二次故障の原因となる。構造系の異常診断は極めて重要な課題である。従来、異常診断は振動の大きさを測定してISOなどの判定基準と比較して行われている。確かに振動の振幅は機械設備の劣化に依存するが、回転数や負荷などの仕様にも依存する。

本節では、回転機械が発する振動の振幅領域と周波数領域の双方の劣化パラメータに注目することで、汎用性の高い状態判定基準の設定方法を提案するものである。すなわち、周波数領域では異常で生じたパワースペクトルを加算した異常スペクトル密度を劣化パラメータとした。振幅領域では振動速度の実効値を対数化して劣化パラメータとした。

異常が原因で生じたパワースペクトルの加算手法としてFFTパワースペクトルに照合する「伸張式高調波窓」を提案する。

実際の化学プラントで収録した振動データを用いて、本章で提案する新手法の有効性を検証する。

2-1-2 状態診断のアルゴリズム (5) - (12)

2-1-2-1 振動数領域の劣化パラメータ

本節で述べる振動数領域の劣化パラメータは異常状態が進行すると振動の全エネルギーに占める異常成分のエネルギー占有率が高くなることに着目したものである。

アンバランス、ミスアライメント、軸曲がり、ガタ等の構造系異常の診断は10～1kHzの振動速度を使用する。従来、構造系の異常診断は振幅の大きさを劣化パラメータとして行われていたが、本アルゴリズムでは周波数領域の劣化パラメータを加え二次元的な判定基準を用いる。

二次元的な判定基準を用いることで広範な設備に共通で使える。

以下、状態診断のアルゴリズムの手順を示す。

- ① n個の時系列データ χ_i を収集する。
- ② 振動速度の実効値 v_{rms} を求める。

$$v_{rms} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \chi_i^2} \quad (2-1-1)$$

ここで、 χ は振動速度波形のサンプリング値である。

同時に振動速度波形のFFTパワースペクトル $p(f_i)$ を求める。ただし、 f_i は主軸回転数成分 f_r の数倍 n の高調波 nf_i が含まれる範囲の振動数である。全FFTパワースペクトルを加算して全量値 a_{ps}

$$a_{ps} = \sum p(f_i) \quad (2-1-2)$$

を求める。さらに、各振動数のパワースペクトルを全量値 a_{ps} で正規化してスペクトル $s(f_i)$ とする

$$s(f_i) = p(f_i)/a_{ps} \quad (2-1-3)$$

スペクトル $s(f_i)$ から異常によって発生している回転周波数成分とその高調波成分を抽出して加算して異常値 f_{sd} とし、周波数領域の劣化パラメータとする。

$$f_{sd} = s(f_r) + s(2f_r) + s(3f_r) + \dots + s(nf_r) \quad (2-1-4)$$

ここで、 nf_i は主軸回転数 f_r の n 番目の高調波成分を表し、 $s(nf_r)$ は振動数 nf_r のスペクトルを表す。異常値 f_{sd} は全量値 a_{ps} に対する相対値であり、振動の大きさや機械設備の回転数、消費電力、構造などの仕様に影響されないパラメータである。

2-1-2-2 高調波加算処理

式(2-1-3)の異常値 f_{sd} を自動的に抽出するためには主軸回転速度を計測する必要が生じる。しかし、回転速度の計測器を用いることは計測機材が複雑になり日常の点検活動において煩雑になることから、回転速度の計測器を用いなくて、得られた振動のスペクトル $s(f)$ から主軸回転速度を推定する手法を用いた。その手法について述べる。

図2-1-1に示すような「伸張式高調波窓」を想定する。図2-1-1の太線は高調波窓であり等間隔に n 本並んでいる。高調波窓は1スペクトル分の幅を持っており、振動周波数が一致したスペクトル成分だけを通過させるこ

とができるものとする。

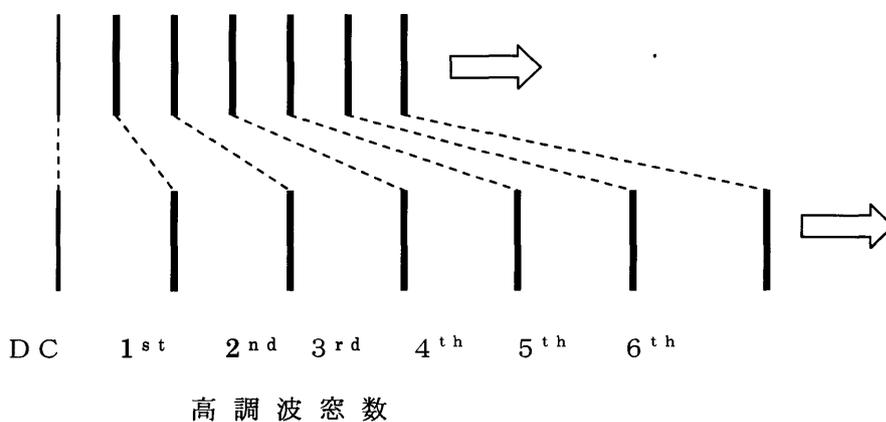
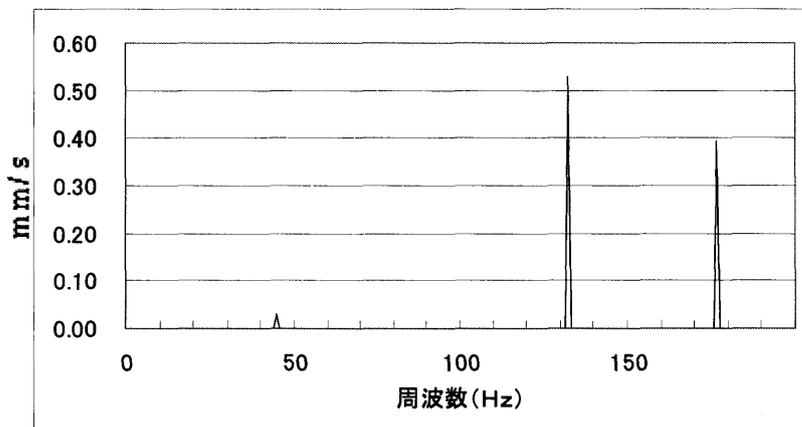
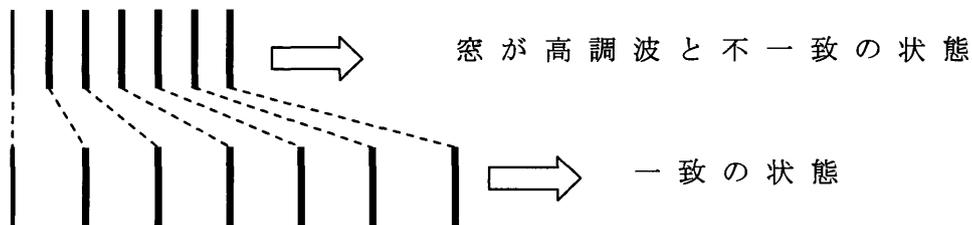


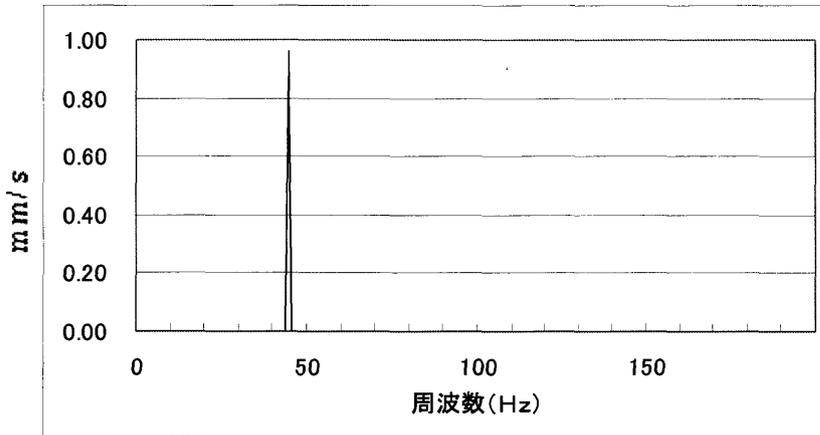
図 2 - 1 - 1 伸張式高調波窓

左端は DC (0 Hz) 箇所に固定されており、右側の第 n 高調波窓を右側に移動して広げると、DC と第 n 高調波窓の間隔は広がるが、その間にあるそれぞれの高調波窓と窓の間隔も等間隔で広がり、すべての高調波窓は整数処理で近傍のスペクトルの周波数に一致することを想定している。図 2 - 1 - 2 にこの伸張式高調波窓をミスアライメントのスペクトルに重ね合わせて高調波加算処理をしている例を図示化した。



(a) プロアーのミスアライメントスペクトラム
(2600 rpm、
90 kw)





(b)伸張式
高周波窓処理
後のスペクトラム

図 2 - 1 - 2 伸張式高調波窓処理の効果

伸張式高調波窓の間隔を狭い状態から逐次高い周波数（右）の方へ徐々に広げる。その都度、それぞれの高調波窓に重ね合ったスペクトル $s(nf)$ を加算して、高調波加算値 $a(f)$ を求める。

$$a(f) = \sum_{h=1}^n s(hf) \quad (2-1-5)$$

伸張式高調波窓が周波数分析範囲の最大値 f_{hi} に至るまで第 n 高調波窓を高周波数方向に移動して高調波加算値 $s(f)$ を求める。 f が周波数分析の最小周波数 f_{lo} から最大周波数 f_{hi} の間で得られた高調波加算値 $a(f)$ の中の最大値が異常値 f_{sd} である。

$$f_{sd} = \max[a(f)] \quad (2-1-6)$$

異常値 f_{sd} を示す周波数 f が主軸回転数である。

図 2 - 1 - 2 (a) に示すミスアライメントのスペクトルから高調波加算値 $a(f)$ を求める。その最大値を示す周波数 f のスペクトル $s(f)$ を高調波加算値 $a(f)$ に合成すると図 2 - 1 - 2 (b) に示すようになる。図 2 - 1 - 2 の例では基本周波数 (43 Hz) の第 3 高調波 (130 Hz) と第 4 高調波 (173 Hz) のスペクトルが基本周波数 (43 Hz) に加算された。この加算された基本周波数 (43

Hz) のスペクトルが異常値 $f_{s,d}$ であり、また、基本周波数 (43 Hz) が主軸回転数である。例示したように、この手法はスペクトル評価に適用できると考えられる。

2-1-2-3 振幅領域の劣化パラメータ

構造系異常に起因する振動は大きさである振幅領域に影響することは既知である。そこで、汎用な異常診断を行うために、振動数領域の劣化パラメータである異常値 $f_{s,d}$ と併せて振幅領域パラメータも使用した。

振幅領域の基本として振動速度の実効値 v_{rms} を用いるが、振動の大きさは異常の程度に指数関数的に依存するので、振動速度の実効値 v_{rms} を対数化して用いる。ISO10816-1 の付属書 B にある境界値を引用して、表 2-1-1 のように 1 境界値間の差が 4% になる様に、振動速度の実効値を対数変換して振幅領域の劣化パラメータを式 (2-1-7) のように定義する。

$$v_{mad} = 20 \times \log_{10}(v_{rms}) + 74.9 \quad (2-1-7)$$

式 (2-1-7) の有効性は後ほどの実データで検証する。式 (2-1-7) による対数化と 4% の傾斜は現場のデータと経験豊富な保全技術者の診断から集約された結果である。

表 2-1-1 振幅領域一覧表

v_{rms} (mm/s)	18.0	11.2	7.1	4.5	2.8	1.8 ≥
v_{mad}	100	96	92	88	84	80

2-1-2-4 判定基準

構造系異常に起因する振動は大きさである振幅領域に影響することは既知である。そこで、汎用な状態診断を行うために、周波数領域の劣化パラメータである異常値 $f_{s,d}$ と併せて振幅領域の劣化パラメータを用いる。

振幅領域の劣化パラメータと周波数領域の劣化パラメータを結合して最終的な状態値を求める。

$$f_{ind} = v_{mad} \cdot f_{sd}^{0.5} \quad (2-1-8)$$

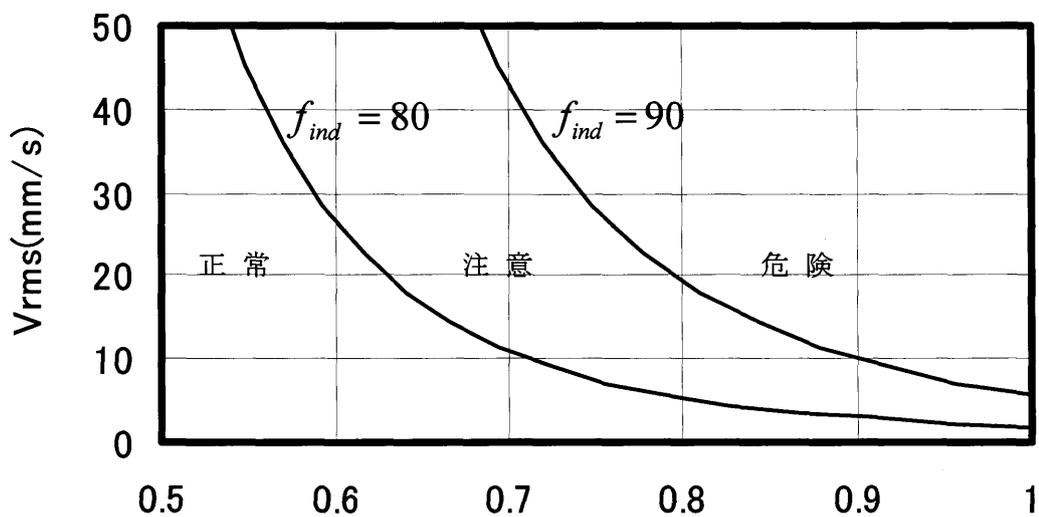
得られた状態値 f_{ind} に対して判定基準を定め状態診断を行なう。実際に稼動している多くの回転機械設備の正常稼動事例と故障事例を基に表 2-1-2 のように判定基準を定めた振幅領域と周波数領域の劣化パラメータと診断の関係 2次元の判定基準として図 2-1-3 に示す。

図 2-1-3 に示すように周波数領域の劣化パラメータである異常値 f_{sd} が大きい値では振幅領域の判定基準が低くなり、異常値 f_{sd} が小さいときは振幅領域の判定基準が高くなる。

振幅領域と周波数領域の両方の劣化パラメータを使うことでひとつの判定基準で広範囲な回転機械の構造系異常の診断が出来る。

表 2-1-2 判定基準

診断	異常	注意	正常
判定基準	$f_{ind} \geq 90$	$90 > f_{ind} \geq 80$	$80 > f_{ind}$



周波数領域のパラメータ: f_{sd}

図 2-1-3 判定区域

2 - 1 - 2 - 5 判定の統一化

異常現象の区別として今回報告した構造系異常と20kHz～50kHzの包絡線処理波形を計測することにより軸受け異常、歯車異常、ベルト異常などの特徴を評価する摩耗系異常とが考えられる。構造系異常、摩耗系異常ともに統一した判定ができれば個別に判定基準を考慮する必要なく生産現場においては大変有効である。著者らは、統一した判定評価ができるよう検証し手法を開発できたので報告する。なお、本報は構造系異常に関して述べる。状態値 f_{ind} を共通の指数に変換し、同一の尺度で判定を表現する。

$$I_{st} = 10^{4 \cdot f_{ind} / 100 - 2.7} \quad I_{st} : \text{構造系インデックス} \quad (2 - 1 - 9)$$

判定基準

- a) $I_{st} < 3$ で 正常
- b) $I_{st} > 7.5$ で 異常
- c) 正常、異常の条件を満たさない時注意とする。

2 - 1 - 3 . 診断事例による検証

本節で提案した異常診断アルゴリズムを検証するために昭和電工(株)大分石油化学コンビナートにて収集した故障事例データならびに正常データを検証し信頼性を確認した。

2 - 1 - 3 - 1 検証 (1)

回転速度 = 1,800 rpm、動力 = 5.5 kW の遠心式ポンプに対して測定した結果、 V_{rms} (速度) = 9 mm/s、 V_{rms} (変位) = 95 μ m の振動波形が得られ、周波数分析を実施した。図2-1-4、2-1-5はそれぞれ時間波形とスペクトルを示す。

図2-1-5のスペクトルを分析した結果、回転周波数 $f_r = 30$ Hz のピークを検出し、アンバランスの異常がわかる。

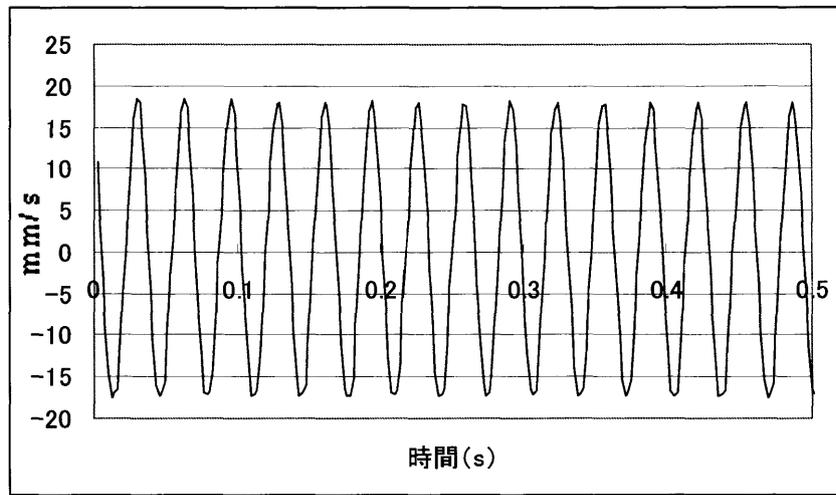


図 2 - 1 - 4 時間波形 (検証 (1))

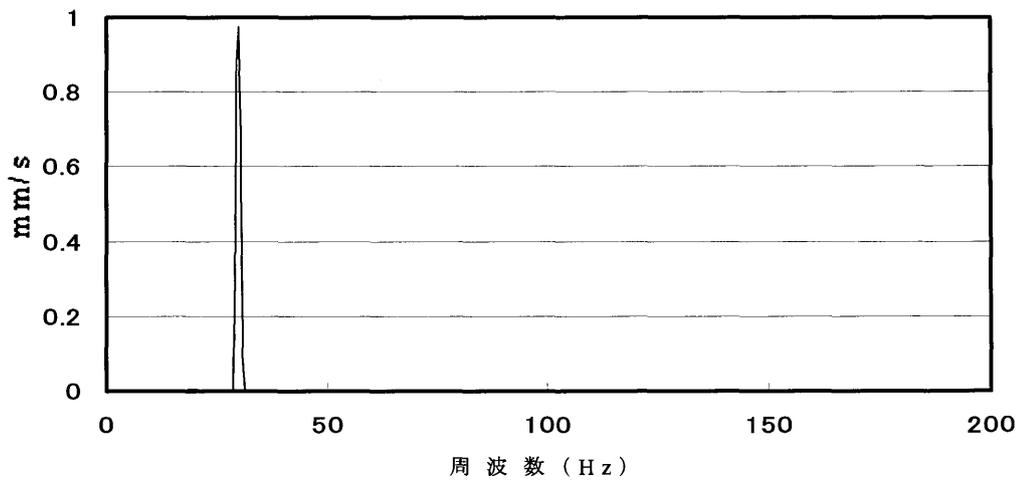
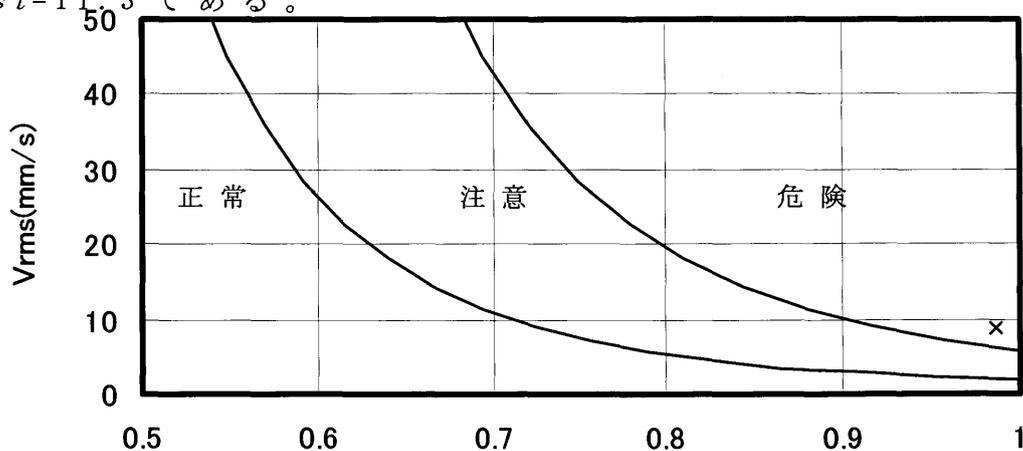


図 2 - 1 - 5 周波数分析 (検証 (1))

周波数領域の劣化パラメータ $f_{sd} = 0.997$ となり図 2 - 1 - 6 に示すよう異常となる。また、構造系インデックスは $I_{st} = 11.3$ である。



周波数領域のパラメータ: f_{sd}

図 2 - 1 - 6 判定区域 (検証 (1))

この設備を分解して検査した結果、図 2-1-7 に示すようにミストによりインペラーが浸食されたエロージョンによる回転体重量的なアンバランスが原因であったことが確認された。

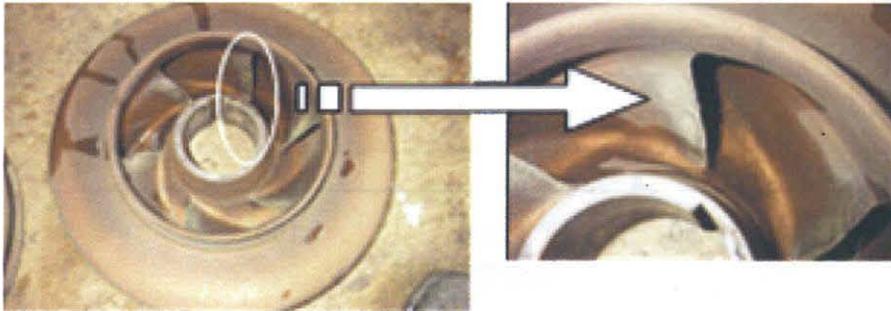


図 2-1-7 開放点検結果 エロージョンの発生

2-1-3-2 検証(2)

回転速度 = 1,800 rpm、動力 = 22 kW の遠心式ポンプで V_{rms} (速度) = 5.9 mm/s、 V_{rms} (変位) = 80 μ m の振動波形が得られ、周波数分析を実施した。図 2-1-8、2-1-9 はそれぞれ時間波形とスペクトルを示す。図 2-1-9 のスペクトルを分析した結果、回転周波数 $f_r = 30$ Hz のピークを検出している。

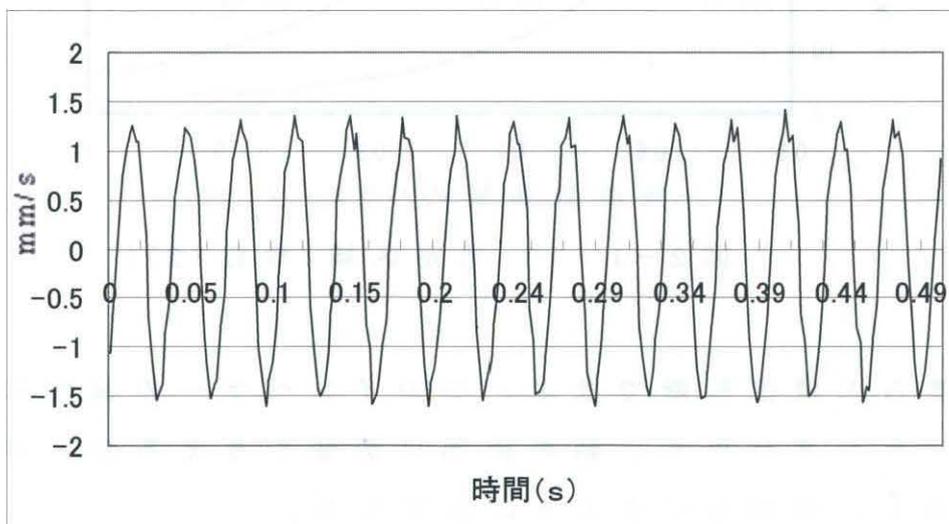


図 2-1-8 時間波形 (検証(2))

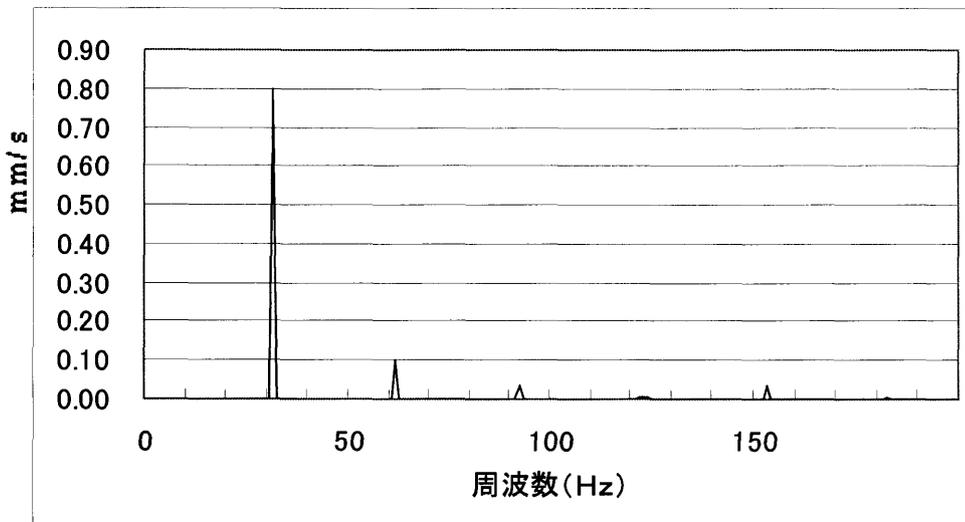


図 2 - 1 - 9 周波数分析結果 (検証 (2))

$$\cdot f_{sd} = 0.994$$

周波数領域の劣化パラメータ となり図 2 - 1 - 10 に示すと危険となる。

また、構造系インデックスは $I_{st} = 8.03$ (危険) である。

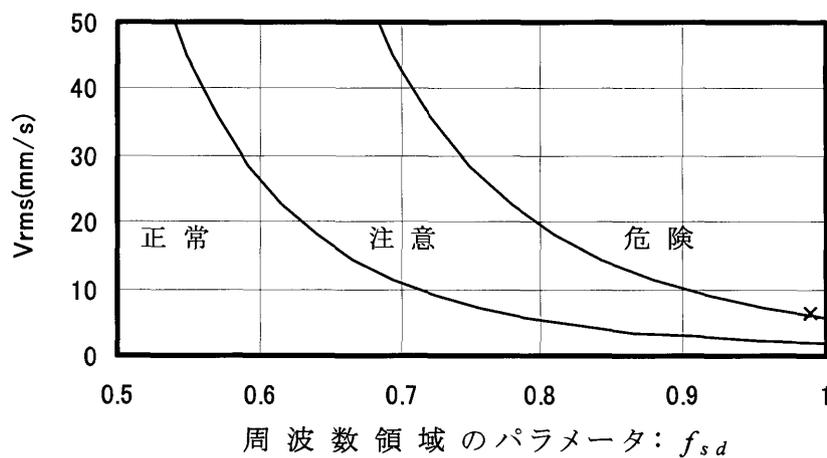


図 2 - 1 - 10 判定区域 (検証 (2))

筆者らの精密診断ではポンプのインペラーの減肉によるアンバランスが生じ、軸の損傷に影響を与える恐れがあると評価し、修理をするように決定した。

2-1-3-3 検証(3)

回転速度 = 3,600 rpm、動力 = 7.5 kW の遠心式ポンプに対して測定した結果、 V_{rms} (速度) = 4.0 mm/s、 V_{rms} (変位) = 15 μ m の振動波形が得られ、周波数分析を実施した。図 2-1-11、2-1-12 はそれぞれ時間波形とスペクトルを示す。

図 2-1-12 のスペクトルを分析した結果、回転周波数 $f_r = 60$ Hz のピークが検出された。また、構造系インデックスは $I_{st} = 5.95$ (注意) である。

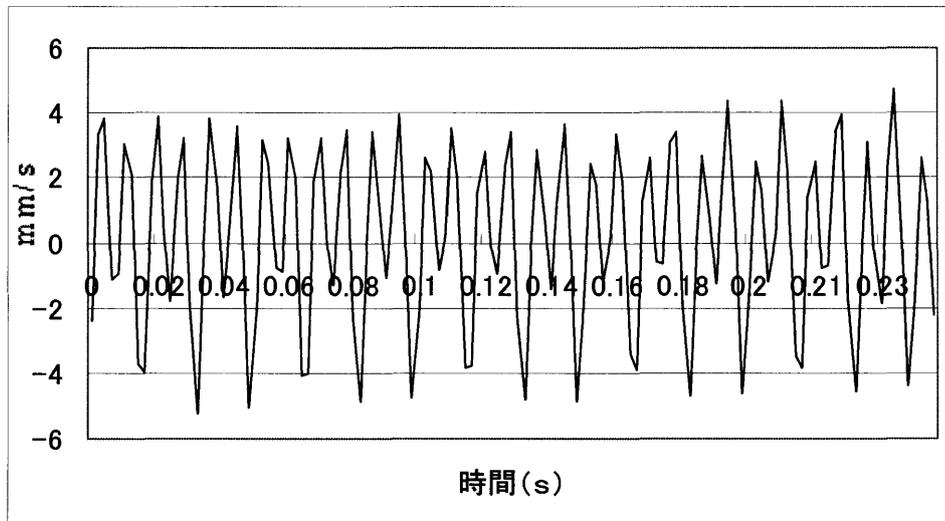


図 2-1-11 時間波形 (検証(3))

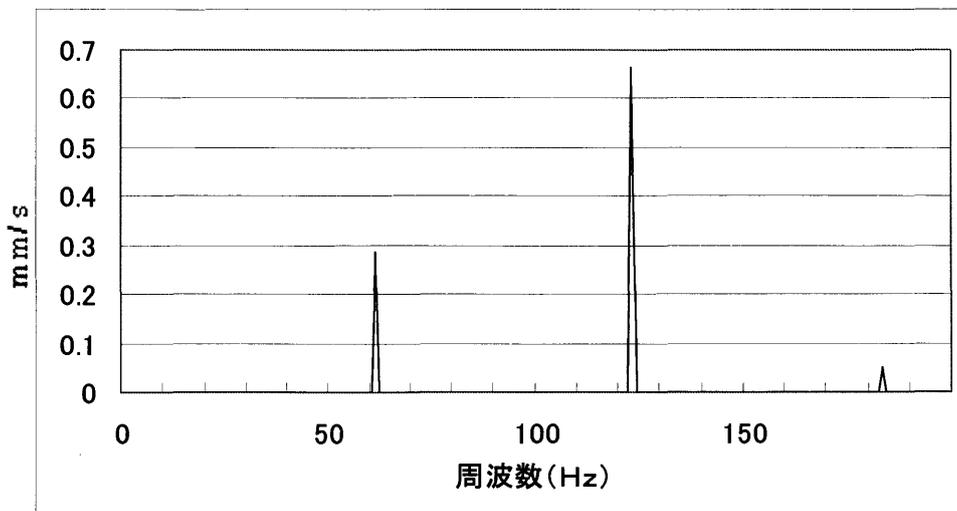
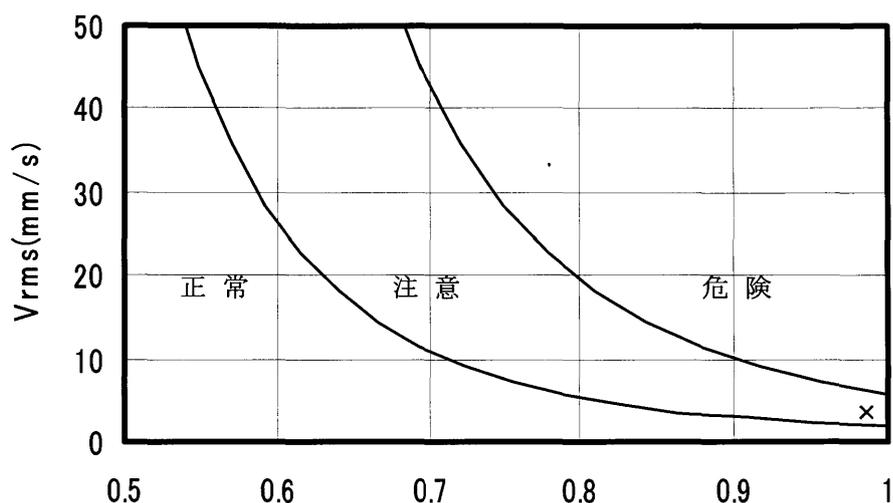


図 2-1-12 周波数分析結果 (検証(3))

周波数領域の劣化パラメータ・ $f_{sd} = 0.998$ となり図 2-1-13 に示すと注意となる。



周波数領域のパラメータ: f_{sd}

図 2-1-13 判定区域 (検証 (3))

筆者らの診断では、軸受け外周とハウジングの間に摩耗により隙間を生じたことによる緩みが生じたことからの症状である。ハウジング部での緩みは今後、急激に摩耗が進み軸に大きな損傷を与える可能性が高いため、機会をみて開放点検するように指示した。

2-1-3-4 検証 (4)

回転速度 = 1, 780 rpm、動力 = 65 kW、減速機を介したの遠心式ファン (回転速度 = 251 rpm、羽根枚数 = 6) に対して測定した結果、 V_{rms} (速度) = 3.3 mm/s、 V_{rms} (変位) = 10 μ m の振動波形が得られ、周波数分析を実施した。巡回点検の時、異音を感じるということから診断を行った。

図 2-1-14, 2-1-15 はそれぞれ時間波形とスペクトルを示す。図 2-1-15 のスペクトルを分析した結果、回転周波数 $f_r = 30$ Hz を検出している。

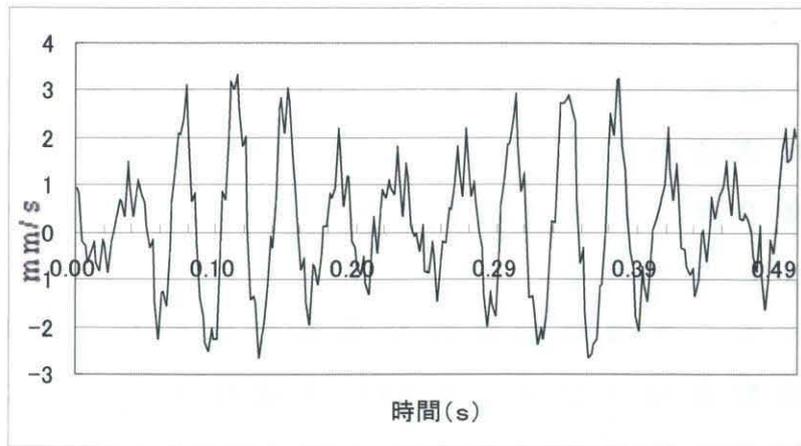


図 2 - 1 - 1 4 時間波形 (検証 (4))

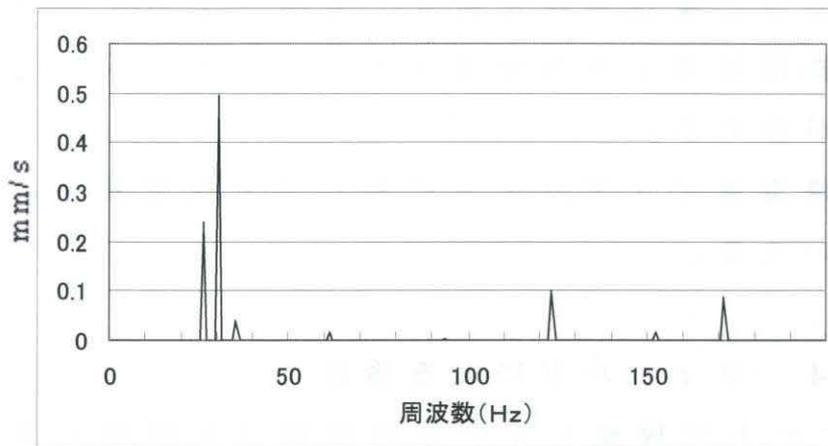


図 2 - 1 - 1 5 周波数分析結果 (検証 (4))

周波数領域の劣化パラメータ $\cdot f_{sd} = 0.632$ となり図 2 - 1 - 1 6 に示すと正常となる。また、構造系インデックスは $I_{st} = 1.027$ (正常) である。

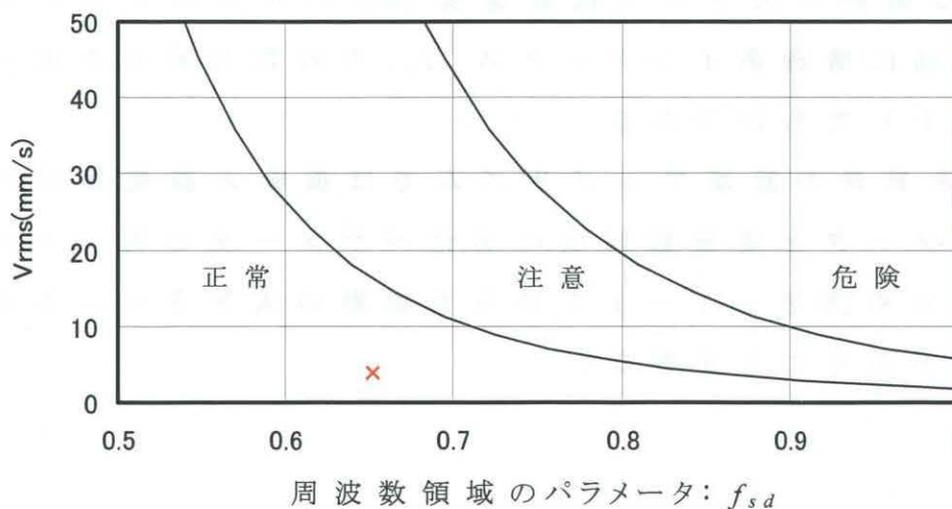


図 2 - 1 - 1 6 判定区域 (検証 (4))

筆者らの診断では生波形にうなりの現象が認められる。また、回転速度の周波数成分に近い成分にファンの羽根枚数回転速度の周波数成分があり4.5 Hz周期のうなりが発生しているものである。

したがって、本機は設備的な異常ではなく、主軸の回転速度の周波数成分(29.6 Hz)と近傍するファンの羽根枚数の回転周波数成分(25.06 Hz)が干渉してうなり音を発していると診断し、問題ないと評価した。

以上のように検証事例を紹介したが、どのケースに関しても精密診断結果と今回提案するアルゴリズムは合致していることが言える。

また、構造系インデックスに関しても判定基準に合致しているといえる。

2-1-4 フィールドによる検証

コンビナートで稼働している動機器(圧縮機150機、ブローア、ファン6,600機、ポンプ3,000機、タービン200機、電動機6,600機)のうち軸受付きの遠心式ポンプの135データを採取し、解析を行った。

データを採取した機械設備の回転速度は700 rpm~3,600 rpm、動力は1.5 kW~1,500 kWである。

横軸は振動の大きさを振動速度(mm/s)の対数目盛りを取り、縦軸に構造系インデックス $I_{s,t}$ の対数目盛りを取ってプロットしたものである。

構造系異常の診断アルゴリズムでは振動の振幅領域の劣化パラメータと周波数領域の劣化パラメータの両方を使っているため図2-1-17からも振動の大きさに、ある程度相関があることが判る。

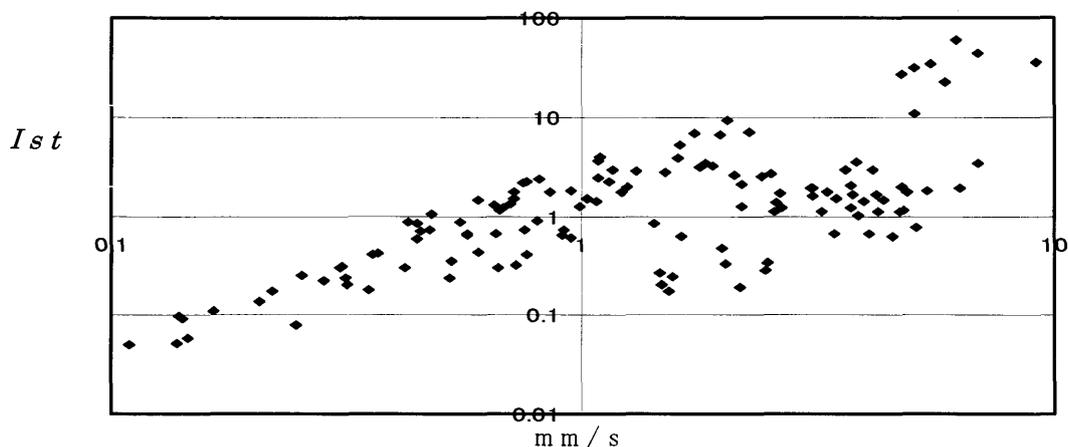


図 2-1-17 振動速度と Ist の関係

データを検証すると同一の振動値での構造系インデックス Ist が上下に広がっている。これは周波数領域の劣化パラメータを加味しているためである。

従来の設備診断技術の基本的な考えは、機械設備の状態が正常ならば振動が小さく、異常では振動が大きくなることを前提とした手法である。

従来の手法では、測定した振動の大きさの値や、振動の大きさとその機械設備に設定された管理値との比の値を、その機械設備の劣化パラメータとしている。本論文で用いた劣化パラメータの値自体が機械設備の真の劣化度を示すか立証は難しい。しかし、本論文は考え方が概ね従来の手法を踏襲しており、従来の手法の代わりとして扱うことが出来ると判断する。

以降、インデックスの数値自体よりも、それによって判定された 1:正常、2:注意、3:危険とする結果を基に検証を進める。

2-1-4-1 用語の解説

① 加速度値・速度相対値管値

$$= \frac{\text{実効値}}{\text{現場で設定している機器個別管理値}}$$

～ 1 : 正常、 1 ~ 2 : 注意、 2 ~ : 危険

② 相対値基準

上述したが再度解説する。

図 2 - 1 - 1 8 は定期振動測定における加速度・速度の傾向監視の例を示す。各機器個別に管理値を設定している。

これは、通常の運転状態を基準値として、基準値の 2 ~ 3 倍を注意値、基準値の 4 ~ 6 倍を危険値と設定する場合が多い。

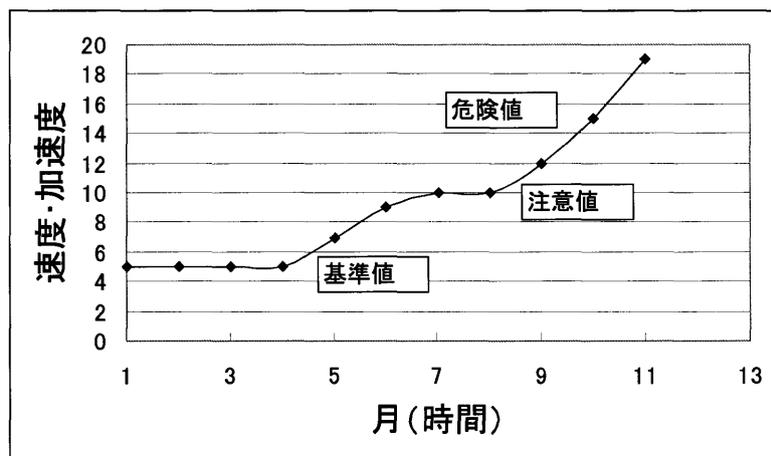


図 2 - 1 - 1 8 傾向監視グラフ

③ 診断結果

診断アルゴリズムに基づく構造系インデックスに基づく判定

1 : 正常、 2 : 注意、 3 : 危険

2 - 1 - 4 - 2 構造系の故障診断

図 2 - 1 - 1 9 は縦軸に構造系インデックスに基づく判定、横軸に振動速度の相対管理値を示す。

図中の ■ は開放点検により異常が確認されたものである。構造系インデックスによる判定で異常と判定したケースにおいて数例、速度相対管理値で 1 以下（正常）のものがある。

る。これは定期傾向管理測定にて測定周期間に急激な速度値上昇が検知され、異常と判断し開放整備を行ったもので放置すれば明らかに設備に影響を与えたものである。その他、構造系インデックス判定上異常と判定していながら実際には異常ではないもの（◆）、或いは摩耗系異常が原因であるもの（▲）が数例検出されている。

これらについては、検出の感度の影響があると考えられ、改善の必要性がある。振動速度の相対管理値で1以上のものは全て構造系インデックス判定上も異常と判定している。また、開放点検による確認も診断結果と一致していた。構造系インデックス判定で注意あるいは正常と判定したものは、従来速度相対管理値でも正常と判定した

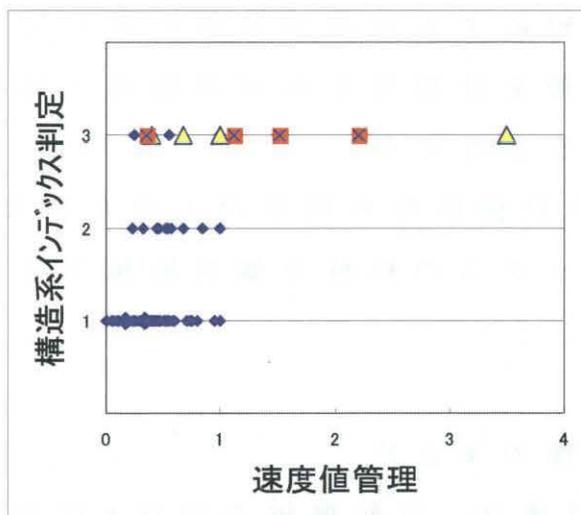


図 2-1-19 振動速度の管理値と構造系インデックス判定の関係

2-1-5. 本節の結果

今回紹介の診断手法は、判定基準設定の煩わしさを省き、振動診断応用の拡大を目的に共通判定基準の可能性を実機で検証し、その有効性を確認することを目的に行った。以下、改善点の指摘と、応用の可能性を論じる。

2 - 1 - 5 - 1 判定の信頼性

図 2 - 1 - 1 9 に示すようにインデックス判定法と従来の速度相対判定法はよく合っていると判断できる。

実際は異常であるにもかかわらずインデックス判定では正常と判定することがあってはならない。この点ではインデックス判定で正常と判定したなかで従来技術を用いて異常と診断した事例はなかったことから、第一段階のハードルはクリアした技術と評価する。

2 - 1 - 5 - 2 使用限界の見極め

現在の計測周波数領域として速度は 1 0 Hz ~ 2 0 0 Hz 帯を測定している。これは、初期の異常を検知するには適正な範囲であるが、運転継続判断の限界を見極める上では範囲が狭く、運転継続による限界の評価が難しい。既存の測定器並みの周波数帯を計測できれば加速度・速度の実効値データも評価できると考える。

更に現場に則した設備診断の精度向上のために、時間軸による構造系インデックスの推移を傾向監視できるか否かの検討が重要である。

2 - 1 - 6 本節のまとめ

今回紹介の診断技術は、回転機械の機種・仕様が異なっても共通に使える劣化指数の可能性と耐用性を検証するために、第 1 ステップとして転がり軸受付きの遠心式ポンプを対象に測定と実態との整合性を調査した。まとめると以下のようになる。

- ① 提案した劣化パラメータは、共通の判定基準で転がり軸受付きの遠心ポンプではある程度使えることが確認できた。
- ② 構造系のインデックスを共通な数値で表現することの可能性を見出した。

③ 試した機材の周波数範囲を変更することで、さらに広範な状態に対応できる可能性を指摘した。

今後は、さらに対象機種と発生する異常事象を増やして、調査を進める予定である。

特に軸受の損傷となる摩耗系異常について注力する予定である。

また、時間軸の傾向監視にパラメータが適用できるかの評価や運転継続限界の見極めにもこのパラメータが適用可能かの調査研究を併せて実施していく予定である。

また、診断手法として遺伝的アルゴリズム（Genetic Algorithm：GA）やファジーニューラルネットワーク（Fuzzy Neural Network：FNN）などを用いることによる判定方法への応用も今後、検討することも出来る。

2 - 2 回転機械の高周波数領域の状態判定基準について

2 - 2 - 1 本節のはじめに

第2 - 1節において低周波領域における簡易的振動診断技術に関する新たな提案を実施した。その他、生産現場で運用する中で出来るだけ簡便な診断手法を適用したがる傾向が強く、代表的な手法として、ISOの絶対値判定基準に従う診断を行うことが多い。

しかし、この手順においても機械のサイズによる評価をしていることから判定シートを用いるにしても設備診断技術の知識を必要とする。よって、産業界では、どの機械にも使える統一な状態判定基準を設定する理論や方法が望まれている。

回転機械設備においては、高周波数領域に発生する異常状態（例えば、軸受異常、歯車異常、ベルト異常、リークなど）は摩耗系異常という。

摩耗系の異常診断は極めて重要な課題である。従来、軸受けの劣化や故障の診断は振動の波高率（Crest Factor）やピーク値を計測して、判定基準と比較して行われる。機械毎に回転数やパワーが異なり、使われている軸受けの諸元も種々であるため、個別に判定基準を定める必要がある。

本節では、欠陥のある軸受けの振動波形から正常時の実効値を推定することで個別な判定基準や正常時の値を必要としない診断法を提案する。

また、実際の化学プラントで収録した振動データを用いて、本節で提案する新手法の有効性を検証する。

2-2-2 診断アルゴリズム (5) - (15)

2-2-2-1 摩耗系故障 (Failure of Wear)
(高域帯)

軸受異常、歯車異常、ベルト異常、リーク等の摩耗系異常の診断は20kHz～50kHzの振動加速度の包絡線処理波形を使用する。診断アルゴリズムは時間領域に注目したものであり、故障すると正規分布から外れることが報告されている。報告では振幅確率密度関数の正規分布からのズレが異常成分であるといわれる。

正常状態の軸受けが発する振動波形と振幅確率密度関数の例を図2-2-1に示す。振幅確率密度関数に正規分布をあてはめて適合性の検定を行うと、その適合度は0.85であり、よく適合している。縦軸の振幅は標準偏差(実効値： σ)で正規化された値である。

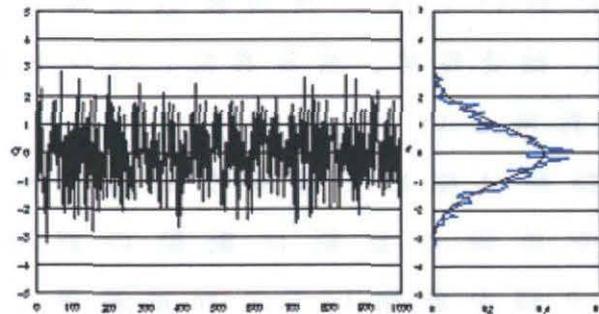


図2-2-1 正常軸受の時間波形と振幅密度関数分布

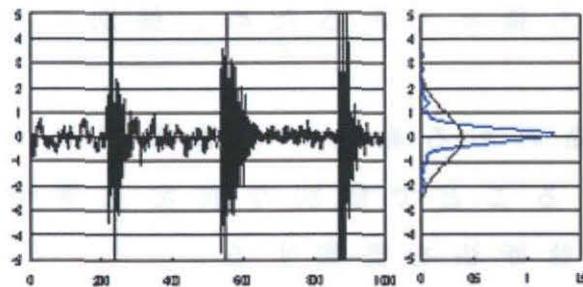


図2-2-2 破損した軸受の時間波形と振幅確率密度関数分布

図2-2-2に外輪傷のある軸受けが発する振動波形と振幅確率密度関数を示す。振動波形は傷で生じる衝撃振動を示している。この振幅確率密度関数と正規分布との適合

度は 0.005 以下で、適合していない。小村の論文にもあるように Gram-Charlier 級数は正常ならば振幅確率密度関数が正規分布に近くなり、全ての級数は零に近づき、異常状態では振幅確率密度関数は正規分布から外れ、これら級数の数値は大きくなることが報告されている。

機械振動の振幅確率密度関数 $q(x)$ は、

$$q(x) = \varphi(x) + r(x) \quad (2-2-1)$$

に示すように正常成分である正規分布密度関数 $\varphi(x)$ と異常成分の密度関数 $r(x)$ の和で表わされる。

ここで、異常成分 $r(x)$ が求められればベアリングの異常診断が可能である。

異常成分 $r(x)$ を求めるために振幅確率密度関数 $q(x)$ の Gram-Charlier 級数展開を行う。サンプリングデータ ξ_j を実効値 σ で正規化して x_j とすると

$s_3 = \sum x_j^3 / n, s_4 = \sum x_j^4 / n$ から Gram-Charlier 級数は $c_3 = -s_3, c_4 = s_4 - 3$ で得られる。ここで、 s_3 は歪度 (Skewness), s_4 は尖り度 (Kurtosis) である。任意の振幅確率密度関数 $q(x)$ は Gram-Charlier 級数を用いて

$$q(x) = \varphi(x) + \frac{c_3}{3!} \varphi^3(x) + \frac{c_4}{4!} \varphi^4(x) + \dots \quad (2-2-2)$$

で表される。機械が正常な場合には c_3, c_4 の値が小さくなり、振幅確率密度関数 $q(x)$ は正規分布密度関数 $\varphi(x)$ に近くなる。

正規分布の尖り度が 3 になることが Gram-Charlier 級数展開を行うことで判明する。

このように異常成分 $r(x)$ は c_3, c_4 などに依存する。三次モーメントの c_3 は振幅領域で正負の非対称性を検出するパラメータであるがベアリングに欠陥が生じた異常時の振動波形の振幅に非対称な特徴が出にくいことから、四次モーメントの c_4 に着目した。

2 - 2 - 2 - 2 診断アルゴリズム

$\varphi(x)$ 通常の方法では、任意の振幅確率密度関数 $q(x)$ から正常時の実効値 σ を計測することはできない。そこで、欠陥のあるベアリングの振動波形から正常時の実効値 $\sigma_{n.o.r}$ を推定する方法について述べる。平均 $\mu = 0$ とその時の標準偏差 σ で正規化すると正規分布密度関数は

$$\varphi(x) = (1/\sqrt{2\pi}) e^{-x^2/2} \quad (2 - 2 - 3)$$

となる。図 2 - 2 - 3 に正規分布の負側の部分を正側に折り返した絶対値分布を示す。図 2 - 2 - 4 に正規分布の絶対値分布と累積度数分布の関係を示す。絶対値分布において振幅 0 からの累積度数分布の $k(x)$ を求める。累積度数分布において $x = 1$ 、すなわち正規分布の標準偏差 σ の点の累積度数 n を求める。

$$k(x) = 2 \times \int_0^x |\varphi(x)| dx \quad (2 - 2 - 4)$$

$$n = \frac{\int_0^{\sigma=1} |\varphi(x)| dx}{\int_0^{\infty} |\varphi(x)| dx} = 0.683 \quad (2 - 2 - 5)$$

振幅確率密度関数が正規分布の場合、標準偏差 $\sigma = 1$ の点までの累積度数は 68.3% である。これをいい換えれば正常な機械が発する振動の振幅確率密度関数において累積度数の 68.3% 値が実効値 $\sigma_{n.o.r}$ であるといえる。

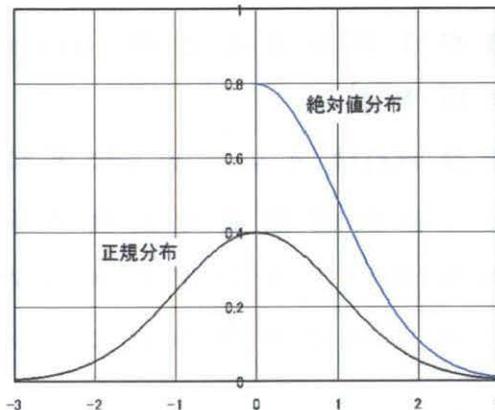


図 2 - 2 - 3 正規分布と絶対値分布

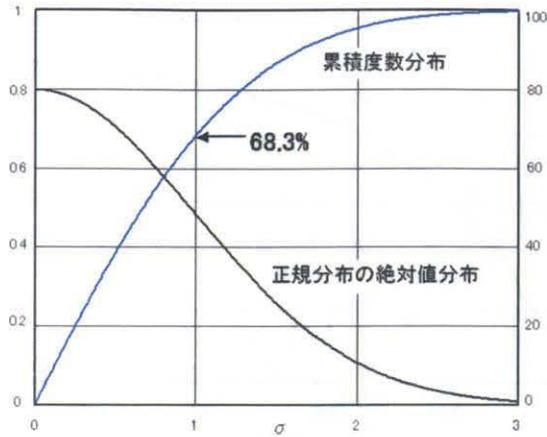


図 2-2-4 正規分布の絶対値分布と累積度数分布

図 2-2-5 は図 2-2-2 に示した外輪傷のあるベアリングの絶対値分布とその累積度数分布曲線を示す。図 2-2-6 に図 2-2-5 の振幅確率密度関数から求めた絶対値分布と累積度数分布曲線を示す。累積度数分布における 68.3% 点の振幅は 0.34σ である。

図 2-2-5 の振動波形で衝撃振動による振幅の影響が累積度数の 68.3% 点より上の領域であるならば、ここで求めた振幅の 0.34σ の値はベアリングの正常状態時の実効値 $\sigma_{n.o.r}$ に等価であると言える。これを等価実効値 (Equivalent RMS value) と称す。

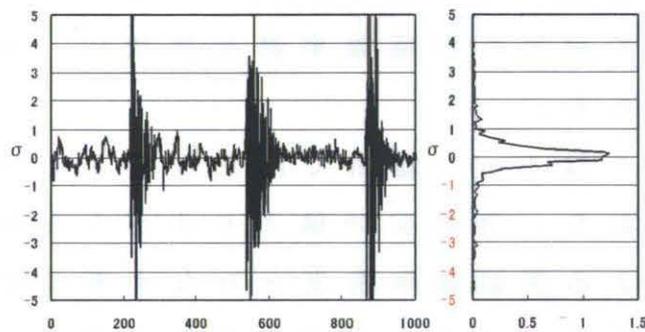


図 2-2-5 破損した軸受の時間波形と振幅確率密度関数分布

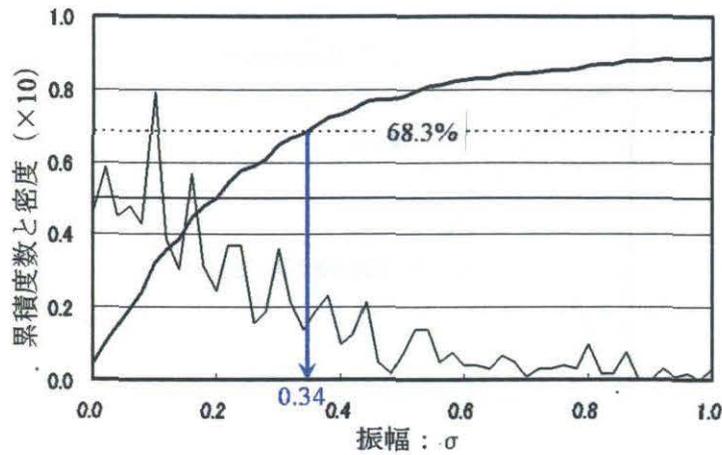


図 2-2-6 異常軸受の累積度数

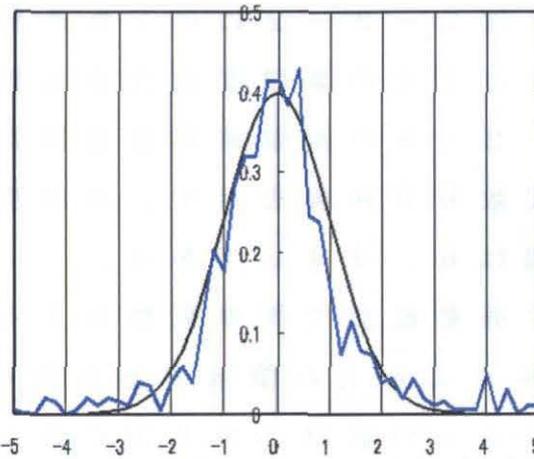


図 2-2-7 異常軸受の修正振幅確率密度関数分布

図 2-2-7 は図 2-2-5 の振動波形を図 2-2-6 で求めた累積度数の 68.3% 値である 0.34 で振幅を正規化し直して求めた振幅確率密度関数に、正規分布をあてはめた図である。

図 2-2-7 は $\pm\sigma$ の範囲では正規分布との相関性が高い事を示しており、等価実効値より小さな振幅領域は正常状態の振動による振幅確率密度とみなす事ができる。

図 2-2-8 に示すように累積度数分布において標準偏差 $\sigma = 1$ である 68.3% よりも、累積度数分布 50% の中央値 χ_{md} の方が統計的に変動が少なく安定した値が得られることが知られている。振幅確率密度関数が正規分布ならば累積度数の中央値は 0.67σ の箇所に位置する。本節では任意の振幅確率密度関数の累積度数分布から中央値

χ_{md} を求め

$$\sigma_{eq} = 1.5 \times \chi_{md}$$

(2 - 2 - 6)

により等価実効値 σ_{eq} を求めた。

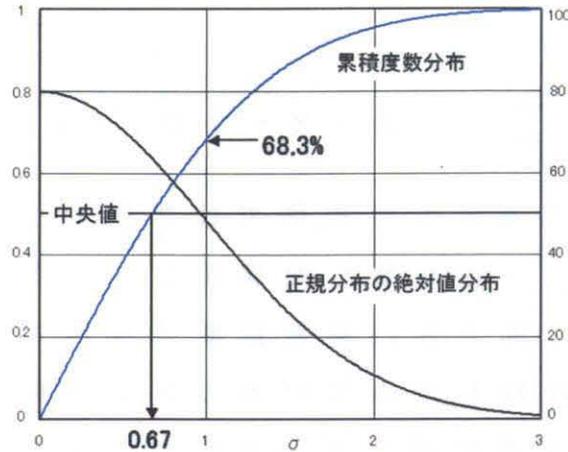


図 2-2-8 正規分布の絶対値分布と累積度数分布

2-2-2-3 劣化パラメータ

従来、正常時の振動と現在の振動を比較してベアリングの劣化を診断しているが、振動の大きさ以外に波高率 (Crest Factor)、歪度 (Skewness)、尖り度 (Kurtosis) などのパラメータをもちいることも多い。これらの、パラメータはベアリング診断に多くの貢献と実績のある値である。そこで、この考えを参考にして以下のアルゴリズムを展開し新たなパラメータを提案する。

- ① m 個のサンプリングデータ χ_j を収集する。
- ② 実効値 σ を求める

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{m} \sum_{j=1}^m \chi_j^2} \quad (2-2-7)$$

- ③ 時系列データ χ_j の中央値 χ_{md} を求める。

$$\sigma_{eq} = 1.5 \times \chi_{md} \quad (2-2-8)$$

④ χ_j を σ_{eq} で正規化する。

$$\xi_i = \frac{\chi_j}{\sigma_{eq}} \quad (2-2-9)$$

⑤ 実効値度 (Sigma) β_2 、新尖り度 β_4 の無次元劣化パラメータを求める。

$$\beta_2 = \frac{\sigma}{\sigma_{eq}} \quad \beta_4 = \frac{1}{m} \sum_{j=1}^m \xi_j^4 \quad (2-2-10) \quad (2-2-11)$$

⑥ ISO、VDI など多くの規格では振動の大きさの1区分として、2.5倍(8dB)を採用している。この値は振幅領域に限らず応用でき、異常診断の現場では古くからこの値を参考に管理値を定めていることが多い。尺度として β_2 、 β_4 の無次元劣化パラメータに対する判定基準は正常時を基準に3倍程度を注意領域とし、更にその値の2~3倍を異常の判定基準とした。その考えを元に β_2 の判定基準と評価尺度を一致させるために β_4 の判定基準を共通の指数に変換する。

$$Iwr = 0.1875 \times \beta_4 \quad Iwr: \text{摩耗系インデックス} \quad (2-2-12)$$

表 2-2-1 高周波領域の判定基準

⑦ 判定基準

	β_2	条件	Iwr
正常	$\beta_2 < 3$	and	$Iwr < 3$
注意	正常, 危険の条件を満たさないとき		
危険	$\beta_2 > 7.5$	or	$Iwr > 7.5$

2-2-3 データ事例による検証

本節で提案した異常診断アルゴリズムを検証するために昭和電工(株)大分石油化学コンビナートにて収集した故障事例データならびに正常データを検証し信頼性を確認した。今回は回転機の典型的な異常現象であるベアリングの欠陥について検証する。

2 - 2 - 3 - 1 軸受欠陥

回転数 1, 800 rpm、動力 3.5 kW の遠心ポンプにて軸受異常(6305)による診断を行った。

加速度 13 m/s^2 であった。図 2 - 2 - 9, 図 2 - 2 - 10 は測定結果である。当該機 の 特性 周 波 数 成 分 は 表 2 - 2 - 2 に よ る

表 2 - 2 - 2 当該機 の 特 定 周 波 数

	回転周波数 fr	内輪 ハズ周波数 fi	外輪 ハズ周波数 fo	転動体 ハズ周波数 2fb	保持器 ハズ周波数 fc
周波数	30 Hz	147.6 Hz	92.4 Hz	123.3 Hz	11.5 Hz

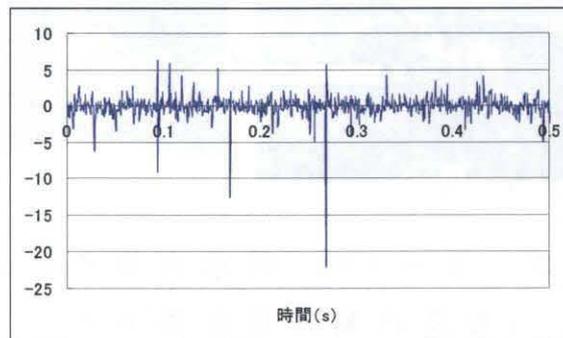


図 2 - 2 - 9 損傷軸受の時間波形

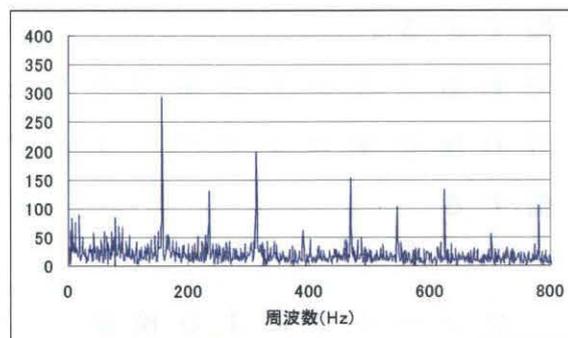


図 2 - 2 - 10 周波数分析の結果

周波数分析の結果 148 Hz に大きなピークを検出した。また、時間波形においては衝撃波を検出した。

今回提案したアルゴリズムを用いて算出した振幅確率密度関数で診断すると表 2 - 2 - 3 になる。

表 2 - 2 - 3 振幅確率密度関数より求めた結果

	実効値度 β_2	新尖り度 β_4	摩耗系イン デックス I_{wr}
パラメータ	1.647	51.585	9.67

摩耗系インデックス I_{wr} は 9.67 を示し、判定基準である 7.5 を越えることから診断結果では危険となる。

データの検証の意味で、開放点検を行った結果、図 2 - 2 - 1 1 に示すように軸受内輪に傷が確認された。

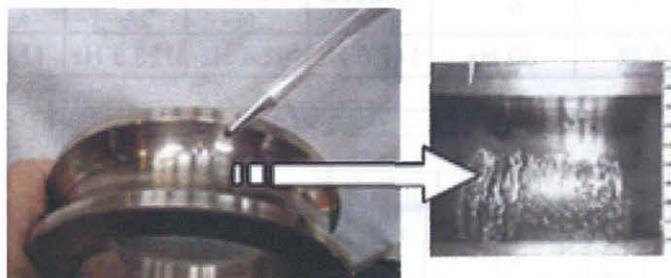


図 2 - 2 - 1 1 開放点検の結果
(軸受内輪に傷を認めた)

摩耗系異常に対して今回紹介の診断手法では的確に診断できていると評価できる。

典型的な現象であることから診断できるという疑問を解消するべく、大分石油化学コンビナート内の装置の診断に併用して行い評価する。

2 - 2 - 3 - 2 フィールドによる検証

コンビナートで稼働している動機器（圧縮機 150 機、ブロアー、ファン 600 機、ポンプ 3,000 機、タービン 200 機、電動機 6,600 機）のうち軸受付きの遠心式ポンプ 135 データを採取し、解析を行った。データを採取した機械設備の回転数は 700 rpm ~ 3,600 rpm、動力は 1.5 kW ~ 1,500 kW である。

図 2-2-12 は振動の大きさと摩耗系の劣化パラメータ β_2 との関係を示したものである。 β_2 は正常時の実効値と現在の実効値の比を示すパラメータであり、正常ならば振動の大きさに寄らず 1 付近の値となることが図からも判る。従って β_2 は振動大きさに無相関なパラメータである。図 2-2-13 は図 2-2-12 と同じデータを使って、振動の大きさと摩耗系インデックス I_{wr} の関係を示したものである。図 2-2-12 から I_{wr} は振動の大きさには無相関なことが判る。

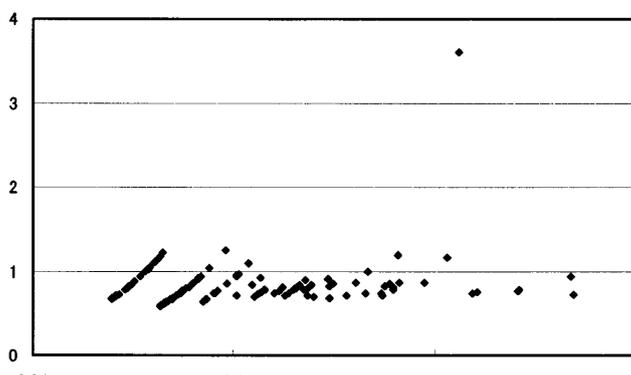


図 2-2-12 振動の大きさと劣化パラメータ β_2

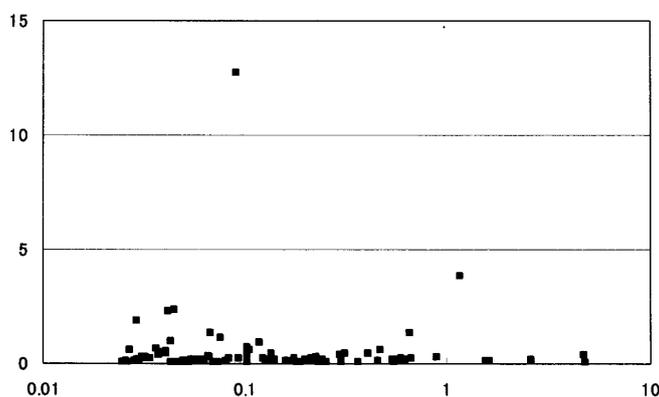


図 2-2-13 振動の大きさと劣化パラメータ I_{wr}

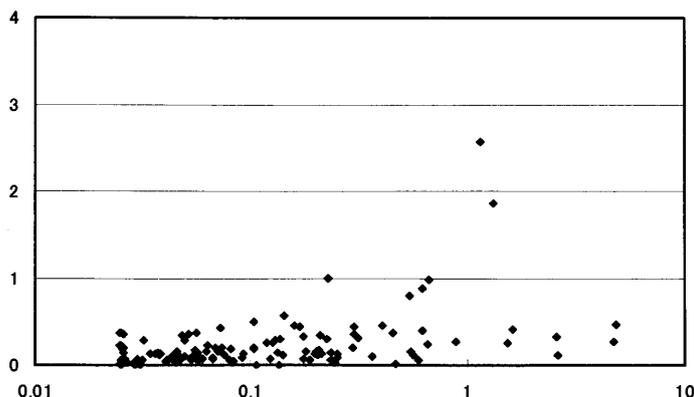


図 2-2-14 振動加速度と加速度管理値の関係

従来の設備診断技術は、機械設備の状態が正常ならば振動が小さく、異常では振動が大きくなることを前提にした手法である。この手法では、測定した振動の大きさの値や、振動の大きさとその機械設備に設定された判定基準との比の値を、その機械設備の劣化パラメータとしている。しかし、これら劣化パラメータと機械設備の劣化度との相関に問題がある。なぜなら判定基準は正常時の振動を基準として、例えば3倍や6倍を規定しており、正常時付近では相関が崩れて、図2-2-12と同様な傾向であると考えることができる。図2-2-14は図2-2-12と同じデータを使い、従来の手法で用いられる値を示したものである。横軸は振動加速度であるが、縦軸は測定値と管理値の比を表している。縦軸の数値は図2-2-12に対して三倍程度尺度が異なるが、酷似したパターンであるといえる。

本論文で用いた劣化パラメータの値自体が機械設備の真の劣化度を示すか否かの真の検証は困難であるが、考え方が概ね従来の手法を踏襲しており、従来の手法の代替として扱うことができると判断できる。

2-2-3-3 用語の解説

① 加速度値管理値（相対値管理）

$$= \frac{\text{実効値}}{\text{社内で設定している機器個別しきい値}}$$

～1：良好、 1～2：注意、 2～：危険

② 相対値基準

前述したが再度解説する。図2-2-15は定期振動測定における加速度・速度の傾向監視をもとにした管理基準であり、各機器個別に管理値を設定している。これは通常の運転状態を基準値として、その2～3倍を注意値、4～6倍を危険値と設定するケースが多い。

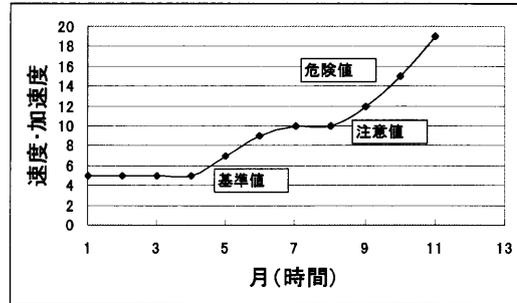


図 2 - 2 - 1 5 傾向監視をもとにした管理基準

③ 診断結果

診断アルゴリズムに基づく構造・摩耗系インデックス判定

1 : 正常、 2 : 注意、 3 : 危険

2 - 2 - 3 - 4 摩耗系の故障診断

図 2 - 2 - 1 6 は縦軸に摩耗系インデックスに基づく判定、横軸に加速度の管理値を示す。摩耗系故障に関しては加速度の管理値で 1 以上は全て摩耗系インデックス判定上も故障を示している。更に、開放点検上も軸受の異常を確認されている。数例、異常が確認できないもの(◆)、或いは構造系異常の影響を受けて摩耗系インデックスも上昇しているもの(▲)が確認できる。これらについても構造系と同様に検出の感度の影響があると考えられ、改善の必要がある。

逆に、摩耗系インデックス判定で正常は全て加速度管理値上も全て 1 以下であり正常である。

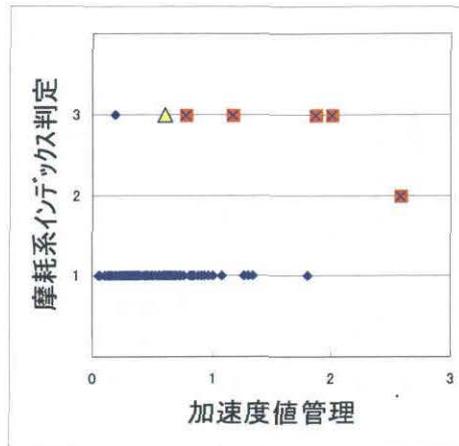


図 2-2-16 劣化パラメータ Iwr と加速度管理値との関係

2-2-4 評価

今回紹介の診断手法は、判定基準設定の煩わしさを省き、振動診断応用の拡大を目的に共通判定基準の可能性を実機で検証し、その有効性を確認することを目的に行った。以下、改善点の指摘と、応用の可能性を論ずる。

2-2-4-1 判定の信頼性

図 2-2-16 に示すようにインデックス判定と従来の診断は合っていると判断できる。摩耗系故障のうち 7 割が既存技術で異常を示す。

実際は異常であるにもかかわらずインデックス判定では正常と判定することがあってはならない。この点ではインデックス判定で正常と判定したなかで従来技術を用いて異常と診断した事例はゼロであったことから、第一段階のハードルはクリアした技術と評価する。

2-2-4-2 ノイズの存在による信号の合成 (16)

生産現場の装置は構造、配置、配管そしてプロセスなど様々な状況の違いによりノイズの影響を受けるものである。

本節にて提案したアルゴリズムは、鋭い衝撃波形を検知するような信号波形に関しては相関が高いが、今回のような製造設備にてのノイズの影響を多分に受ける条件下では

尖り度が高くなく、劣化パラメータと速度管理との相関に課題が残った。

このようにノイズを多く含んだ信号状態をホワイトノイズと称される。

この現象はノイズの中に異常信号波形が埋もれた状態になっている。

ここで、埋もれたデータを如何にして抽出するかを検討し、以下の手法を提唱する。

当研究室にて研究している信号抽出法を用いることで、異常信号波形を抜き出し、特徴パラメータを明確にして再度、信号処理することで高周波数領域における状態判定基準を適用できるものと考えられる。

2 - 2 - 5 信号抽出に関して

設備診断の分野では、特に回転機械を診断する場合、振動情報（変位、速度、加速度など）により故障の検知と故障種類の識別を行っている。故障の被害度や故障部位の遠距離からの測定するとき、計測された波形には故障信号に比べてその他のノイズ成分が比較的大きいため、特徴パラメータの抽出と故障種類の識別が困難な場合が多い。ノイズ成分をできるだけ除去し、真の故障波形を抽出することは故障原因の判別には重要である。

そこで、本節にてノイズが異常信号に比べて比較的強い状態で合成されている波形（以下、合成信号と略記する。）から真の異常信号波形（以下、異常信号と略記する。）を抽出する方法について検討する。すなわち、機械の正常な運転状態における振動波形（以下、ノイズと略記する。）が前もって測定されていた場合、それに比較的弱い異常信号が加わった場合の合成信号から、周波数領域のスペクトル統計検討による異常信号の識別法に関して検討する。

2 - 2 - 5 - 1 スペクトルの統計的検定法について

本節にて扱うノイズ $n(t)$ と異常信号 $s(t)$ が相互に相関がない（あるいは相関が小さい）という仮定を前提とする。 $n(t)$ と $s(t)$ との相互相関関数 $\Phi_{ns}(\tau)$ を

$$\Phi_{ns}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{2T} \int_{-T}^T n(t)s(t+\tau)dt \quad (2 - 2 - 13)$$

とすると、 $\Phi_{ns}(\tau) \neq 0$ ($\tau \neq 0$) のとき $\Phi_{ns}(\tau) = 0$ になる波形は現実の設備診断の分野では稀であり、一般に異常検出するとき $\Phi_{ns}(\tau)$ がある程度小さければ、 $n(t)$ と $s(t)$ とは相関がないと判断される。たとえば、次のようなケースが考えられる。

- (1) 異常信号とノイズとは周波数領域（スペクトル）においてそれぞれ独立領域を占め、図 2 - 2 - 17 (a) に示す帯域フィルターをかければ逆フーリエ変換により異常信号の抽出ができる。
- (2) 異常信号とノイズはスペクトルの各成分が分離できるが、それぞれの成分は図 2 - 2 - 17 (b) に示すように交互になり、図 2 - 2 - 17 (a) のような領域わけが出来ない。
- (3) ノイズが白色性をもち、異常信号の周波数成分と重なる部分で図 2 - 2 - 17 (c) のように十分に小さく、その重なる部分では異常信号に対するノイズ成分の影響が無視できる。

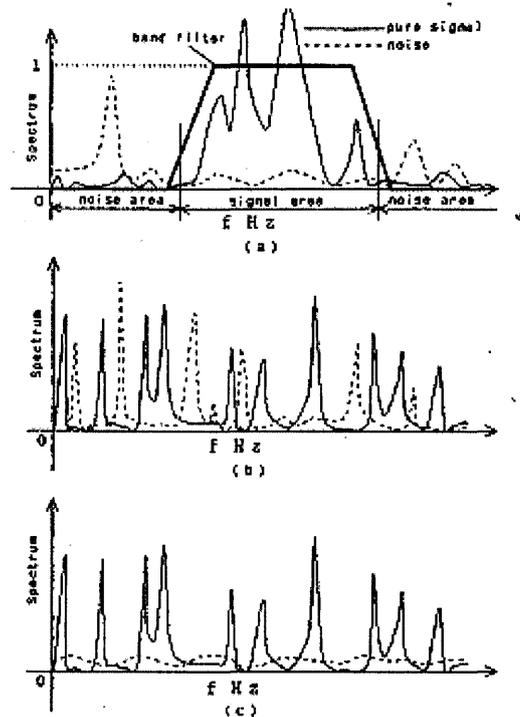


図 2-2-17 異常信号と相関のないノイズの例

上記 (1) の場合は Low (Hi) パスフィルター、あるいは帯域フィルターなどにより異常信号とノイズの分離が簡単に出来るためにここでは論じない。本節では (2) と (3) の場合での異常信号とノイズの分離法を検討する。基本的な考え方は次のとおりである。

まず、正常状態で測定した波形 (ノイズ) と故障状態で測った合成信号 (ノイズ + 異常信号) のスペクトル成分についての統計解析 (分布、平均および分散などの計算) を行う。

次に、両方のスペクトルの全ての成分について統計的な有意差検定によりノイズだけが存在する成分を識別する。それらのノイズ成分を 0 にして、残る成分を近似的に異常信号のスペクトルと見なすと、逆フーリエ変換により時間領域の異常波形が近似的に抽出される。

この方法では、信号の損失とノイズの残留が幾分生じる可能性があるが、故障診断の分野では、異常信号の形さえ判別できれば、特徴パラメータが算出でき、異常種類が

識別できる場合が多い。よって、本節で検討する検定抽出法は上記の(1)、(2)、(3)の場合の異常検出に対して有効である。

2 - 2 - 5 - 2 周波数領域での統計的有意差検定法

周波数 f のスペクトル成分を $G_{ij}(f)$ とする。ここで、 $i=x, s, n$ (i は波形の種類であり、 x : 合成信号、 n : ノイズ、 s : 異常信号)、 $j=1 \sim m$ (j はサンプル回数)、 f は周波数 (Hz) である。合成波形の $G_{xj}(f)$ とノイズ波形の $G_{nj}(f)$ との検定については次のようにまとめる。

$G_{xj}(f)$ と $G_{nj}(f)$ との推定平均値 ($G_x(f)$ 、 $G_n(f)$) および分散 ($\sigma_x^2(f)$ 、 $\sigma_n^2(f)$) をそれぞれ、

$$G_x(f) = \frac{\sum_{j=1}^m G_{xj}(f)}{m} \quad (2 - 2 - 14)$$

$$G_n(f) = \frac{\sum_{j=1}^m G_{nj}(f)}{m} \quad (2 - 2 - 15)$$

$$S_x^2(f) = \frac{\sum_{j=1}^m G_{xj}(f)^2}{(m-1)} - G_x(f)^2 \quad (2 - 2 - 16)$$

$$S_n^2(f) = \frac{\sum_{j=1}^m G_{nj}(f)^2}{(m-1)} - G_n(f)^2 \quad (2 - 2 - 17)$$

とする。また、 $G_{xj}(f)$ と $G_{nj}(f)$ との真の平均値と分散をそれぞれ $\mu_x(f)$ 、 $\mu_n(f)$ と $\sigma_x^2(f)$ 、 $\sigma_n^2(f)$ とすると、有意水準 α を与えて

$$\text{仮説 } H_0: \mu_x(f) = \mu_n(f) \quad (2 - 2 - 18)$$

が成り立つならば、周波数成分 f で $G_{sj}(f)$ が $G_{nj}(f)$ に比べて無視できるほど小さいことから、異常信号の成分が存在しないと認める。

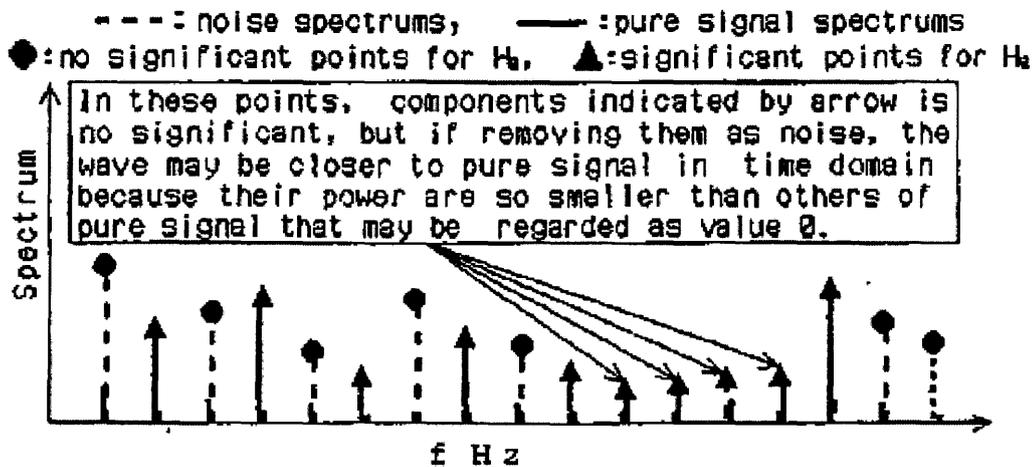


図 2-2-18 テストの解説

2-2-5-3 $G_{xj}(f)$ と $G_{nj}(f)$ が正規分布に従う場合
 $G_{xj}(f)$ と $G_{nj}(f)$ が正規分布に従うならば、次のような検定を行うことが出来る。まず、仮説 $H_1: \sigma_x(f) = \sigma_n(f)$ について F 分布により検定する必要がある。ここで、有意水準 α に対して

$$\frac{S_x^2}{S_n^2} > F \quad (m-1, m-1, \alpha/2) \quad (2-2-19)$$

が成立すれば H_1 を廃棄し、成立しなければ H_1 を認める。ただし、 $(m-1)$ は F 分布の自由度である。

次に、 $\mu_x(f) = \mu_n(f)$ についての検定は次のように行う。式 (2-2-19) が成立し、 $S_x = S_n = S$ が認められたとき、t 分布により式 (2-2-18) を検定することができる。すなわちサンプルから

$$t_0 = \frac{\{\bar{G}_x(f) - \bar{G}_n(f)\}}{\sqrt{\frac{2S^2}{m}}} \quad (2-2-20)$$

求めた t_0 に対して

$$|t_0| > t(2m-2; \alpha) \quad (2-2-21)$$

のとき危険率 α で H_0 を棄却し、そうでなければ H_0 を認める。

ただし、 $(2m-2)$ は t 分布の自由度であり、S は

$$S^2 = \frac{\{(m-1)(S_x^2 + S_n^2)\}}{(2m-2)} \quad (2-2-22)$$

で計算される。H₁が成立しない(σ_x ≠ σ_n)場合は式(2-2-21)のt₀は次のように求める。

$$t_0 = \frac{\{\bar{G}_x(f) - \bar{G}_n(f)\}}{\sqrt{\frac{(S_x^2 + S_n^2)}{m}}} \quad (2-2-23)$$

また、

$$|t_0| > t([d]; \alpha)$$

ならば、危険率αでH₀を棄却し、そうでなければH₀を求める。

ただし、[d]はt分布の自由度であり、次式で算出される。

$$[d] = \frac{(m-1)(S_x^2 + S_n^2)^2}{(S_x^4 + S_n^4)} \quad (2-2-24)$$

2-2-5-4 G_{xj}(f)とG_{nj}(f)が正規分布に従わない場合
G_{xj}(f)とG_{nj}(f)が正規分布に従わない場合があるから、上記の検定法を応用するために次の処理および検定法が必要である。

この場合はウィルコクソン(Wilcoxon)の2標準順位検定が適用できる。すなわち、大きさNの母集団の各要素に順位x₁(x₁ = 1, 2, …, N)をつけ、x₁からサンプルをn個とり、これらの順位之和Rの平均をR̄ = R/nとすると、

$$u = \frac{\bar{R} - E[\bar{R}]}{\sqrt{V[\bar{R}]}} = \frac{2R - n(N+1)}{\sqrt{\frac{n(N+1)(N-n)}{3}}} \quad (2-2-25)$$

は漸近的にN(0, 1²)型分布をするから、サンプルから求めたu₀に対して、μ_x = μ_nを棄却する危険率αでP(u < u₀) = αにて検定を行う。

2-2-6. 本節のまとめ

本節において回転機設備における高周波領域の簡易診断技術に関する判定方法を提案した。今回紹介の診断技術は、回転機の機種・仕様が異なっても共通に使える劣化指数の可能性と耐用性を検証するために、第1ステップとして転がり軸受付きの遠心式ポンプを対象に測定と実態との整合性を検定した。

まとめると以下のようなになる。

- ① 提案した劣化パラメータは、共通の判定基準で転がり軸受付きの遠心式ポンプではある程度使えることが確認できた。
- ② 摩耗系のインデックスを共通な数値で表現することの可能性を見出した。
- ③ しかし、生産現場における装置には様々なノイズの影響で異常信号が埋もれてしまうことから、振幅確率密度関数法を用いることに関する課題を明らかにした。
- ④ 今後の展望として、ノイズの影響をホワイトノイズ化と考え、異常信号の抽出方法に関して提案し、本節のアルゴリズムの信頼性を向上させるための方向性を提案した。

2-3 本章のおわりに

第2章において簡易診断技術に関して新たな判定アルゴリズムを構築し、以下の項目を提案した。

- 1) 低周波数領域の振動診断として、特にアンバランス、ミスアライメント、ガタなど構造系異常に精度良く適合できる振幅領域の劣化パラメータと周波数領域の劣化パラメータの考え方を提案し、双方のパラメータの結合として判定基準を提案した。さらに、高周波数領域と同一の判定尺度を設定するために新たな構造系異常判定パラメータを提案し、生産現場での回転機

械設備にての診断の安定性を確認した。

- 2) 高周波数領域の振動診断として、特に軸受異常、歯車異常、ベルト異常、リークなど磨耗系異常に精度良く適合できる振幅確率密度関数法から実効値度と新尖り度を提案した。また、低周波数領域と同様に同じ尺度で評価できるように磨耗系異常判定パラメータを変換した。

しかし、生産現場においては様々なノイズの影響により尖り度が顕著に把握できない状況があることから、今後の展望として異常信号の抽出法を検討し、信号前処理を行った後に振幅確率密度関数法により評価することが適正であるという方向性を示した。

第 3 章

精密診断技術について

3 - 0 本章のまえがき

第 2 章にて回転機械に関する簡易診断技術について新たな診断アルゴリズムを構築し、診断の信頼性を検証した。そこで、異常徴候の把握後の二次診断手法である精密診断評価で設備上の安全性を保証する解析、評価方法を提案する。設備は摺動することにより流体を流したり、製品を移動させることで、産業界では使用されている。設備の摺動部の境界をミクロの視線で見るとトライボロジーの観点から設備の使用限界、安全設計は評価出来る。潤滑理論から設備の安全性を検証する。その後、振動法、A E 法、潤滑油評価法を複合的に用いる使用限界の評価ならびに潤滑油の開発による寿命延長の手法を提案する。さらに、設備の使用限界は機械要素の破損が限界であり、構造力学上の破壊力学が最終の歯止めとなる。設計に反映すべき評価手法を提唱し安全設計の一例として視点を提案する。

3 - 1 . 弾性流体潤滑条件下における粘度指数向上添加油の挙動について

3 - 1 - 1 本節のはじめに

潤滑油は低温から高温まで、広い温度範囲にわたって粘度は出来るだけ変化しないことが望ましい。通常、潤滑油の粘度—温度関係を示す尺度として粘度指数 (Viscosity Index : VI) が使用されるが、溶剤精製法による経済的な石油系潤滑油の VI は 100 前後が限度とされ、これより高い VI の製品を得るには添加剤に頼る必要がある。ここで、粘度指数向上の目的で添加される、高分子化合物 (以降 ポリマーと称する) が使用される。

ポリマー添加油はマルチグレード油として広く用いられているほかトラクション油や流動点降下剤としても利用されているので、その挙動とくに EHL (Elastic Hydrodynamic Lubrication) に対する影響について注目されている。

EHL 条件下のポリマー添加油の粘度低下の原因について

① CAMERON らによる入口高せん断速度下でのポリマー添加油の粘弾性的応答による一時的粘度低下説

② SANBORN らによる

高分子ポリマーの切断による永久粘度低下説

③ 桜井らによる

高分子ポリマーの入口での堆積に起因する油不足説

以上の3つが学説として用いられてきた。

しかし、これらの研究に用いられた添加濃度はマルチグレード油に対応した比較的 low 粘度であって実用上の意義は大きい。ポリマーの潤滑特性を究明する視点からは、必ずしも合理性がない。

大野らは先に、高濃度の各種ポリマー溶液の場合、ゴム膜残分が多い溶液ほど有効粘度が高くなることを鋼球の転がり

接触下の油膜厚さ測定から明らかにした。

ここでは、楕円接触下の転がり、滑り条件にて評価を行い EHL 入口での導入性について観測を行い潤滑性能に関する基礎条件を研究した。

3 - 1 - 2 EHL (弾性流体潤滑) 理論の概要 (17) - (19)

潤滑油の弾性変形の影響を考慮した弾性流体潤滑理論の展開によって、従来の流体潤滑理論と境界潤滑の知見との間に横たわっていた大きな隔たりが埋められ、実際の複雑な潤滑現象の解明が進んできている。

従来は、剛体面を仮定した流体潤滑理論による膜厚が表面粗さと同程度になれば、直接接触が開始するとし、中間領域においては境界潤滑の部分の混在が論じられてきた。しかし、平坦な表面を仮定したとしても、流体潤滑と境界潤滑をそのまま接触させることは不可能で、膜厚が薄くなると、高いせん断速度 (Rate of shear) を受けることになり、潤滑剤の粘弾性効果を考えざるを得なくなり、EHL における接線力に関して問題になってくる。

さて、転がり接触をする剛体面の集中接触部の膜厚は、等粘性を仮定した流体潤滑理論による Mertin の計算では極めて薄いにもかかわらず、歯車や玉軸受けは実際に支障なく回転していることが多く、この経験と理論の開きは膜厚において 1 ~ 2 桁にもおよび、高圧粘性を取り入れた G a t c o m b の理論でも説明できなかった。

EHL としての本格的な取り扱いは、Perusevich, Srubin らによる 1950 年前後の研究に始まり、EHL 理論の特徴もある程度ここに現れている。しかし、EHL の解は解析的に求めることが難しいため、計算機技術の発展に負うところが大きく、1960 年代になって急速に発展した

Dowson-Higginson の研究がその代表である。

ここに至って初めて、Crook らによる実験結果の実績や計測技術の進歩と相まって、EHL理論の正当性が裏付けられるようになった。境界潤滑との間の広いギャップを流体潤滑側から埋めていくことになったのである。以下にDowson-Higginson等の理論の概要を述べる。

図3-1-1、図3-1-2、表3-1-1に示した座標と記号、更に以下の無次元表示を用いる。

$$X = \left(\frac{x}{R}\right)^{\frac{1}{4}}, \quad S = \left(\frac{s}{R}\right)U^{-\frac{1}{4}} \quad : \text{座標の無次元化}$$

$$N = \left(\frac{h}{R}\right)U^{-\frac{1}{2}}, \quad N_m = \left(\frac{h_m}{R}\right)U^{-\frac{1}{2}} \quad : \text{膜厚の無次元化}$$

$$\Pi = \left(\frac{p}{E'}\right)U^{-\frac{1}{4}} \quad : \text{圧力の無次元化}$$

例えば、図3-1-1に示した円筒の転がり接触の場合のレイノルズの方程式は、無限幅の場合

$$h^3 = \frac{dp}{dx} = 6\eta(U_1 + U_2)(h \times h_m) \quad (3-1-1)$$

であり、EHLにおいては式(3-1-1)と高圧粘度の式である。

$$\eta = \eta_0 e^{\alpha p} \quad (3-1-2)$$

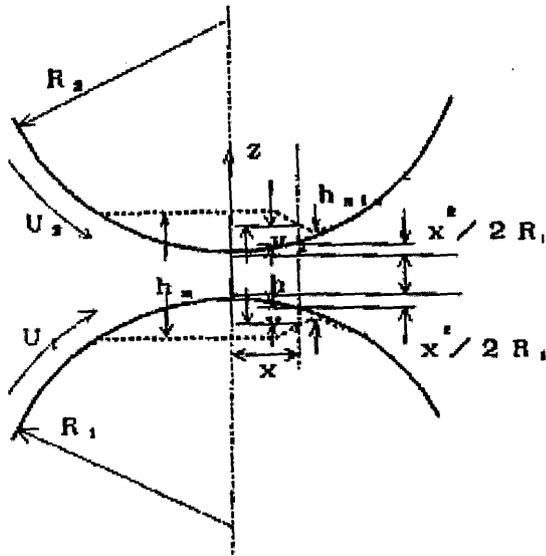
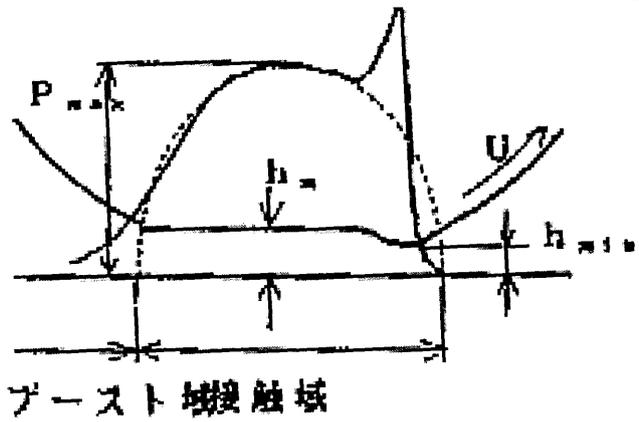


図 3-1-1 二円筒の転がり接触
(実線は変形前、点線は変形後)



ブースト領域接触域

図 3-1-2 EHL におけるブースト域と接触域、及び圧力分布

弾性変形を考慮した膜形状の式である。

$$h = h_0 + \frac{x^2}{2R} - \frac{4}{\pi E'} \int P(s) \log x \cdot s ds + const \quad (3-1-3)$$

を連立に解くのであるが、無次元表示は以下のようなになる。

$$e \int \frac{d\Pi}{dx} = 12 \frac{N - N_m}{N_s} \quad (3-1-4)$$

$$N = N_1 + \frac{x^2}{2} \int \frac{4}{\pi} \Pi(s) \log x \cdot s ds + const \quad (3-1-5)$$

この両式を連立させ、接触面の入口・出口側での圧力がゼロ、さらに出口側ではレイノルズの境界条件を満足するように解けば、積分定数 N_m が定まる。

さらに、圧力は積分したものが荷重になるから、以下を満足させる。

$$N = \int \Pi(S) ds \quad (3-1-6)$$

表 3-1-1 Dowson-Higginson の EHL における無次元表示

無次元表示量	無次元表示
膜厚	$H = \frac{h_{\min}}{R}$
荷重	$W = \frac{w}{E'R^2}$
圧力による粘度増加	$G = \alpha E'$
速度	$U = \frac{\eta_0 U}{E'R}$
h_{\min}	: 最小膜厚
R	: 等価曲率半径 $\frac{R_1 R_2}{(R_1 + R_2)}$
w	: 単位幅あたりの荷重
E'	: 等価弾性係数
	$\frac{2}{E'} = \left\{ \frac{(1-\nu_1^2)}{E'} + \frac{(1-\nu_2^2)}{E'} \right\}$
U	: 平均速度 $\frac{(U_1 + U_2)}{2}$
η_0	: 大気圧下の粘度
α	: 粘度の圧力係数 $\eta = \eta_0 e^p$

このようにして膜厚分布 $N(x)$ 、圧力分布 $\Pi(x)$ が N_1, N_2, N_3 をパラメータとして求められるが、 x の特定位置での N の値、例えば $x=0$ で平行部膜厚 N_1 が決まることから、

$$N = \Phi(N_1, N_2) \quad (3-1-7)$$

なる関数関係が得られる。このような手法で Dowson-Higginson は、膜厚 H の式を次のように求めている。

$$H = 2.65 G^{0.54} U^{0.7} W^{-0.13} \quad (3-1-8)$$

EHL の膜厚の式の最大の特徴は荷重の影響が極めて小さいこともあり、次に高圧粘度の影響が大きいことである。また、膜厚形状も図 3-1-2 のように線接触でほとんど平行であり、出口にくびれが存在するが、この部分の最小肉厚で平行

部の75%程度である。このくびれ部分の弾性変形に対応する圧力部分にピーク、いわゆる圧力スパイク (Pressure spike) が発生することになる。そして、EHL理論は、膜厚が弾性変形と粘度増加の相乗効果によって非常に厚くなること、摩擦係数は境界摩擦係数と同じ程度の値になることが示され、古典的流体潤滑理論による推定よりもはるかに広い流体潤滑状態が実現されていることを明らかにした。

さて、球と平面間のような点接触の場合には、転がり軸に平行な方向に膜厚が変化するだけでなく、有効な負荷領域が円形状になる。したがって、この場合には、転がり軸に平行な流れとパラメータの変化を考慮した新しい解が必要になる。この場合の完全解は得られていないが、Archard-Cowkingは次の形の近似解を提示した。

$$h/R = 1.4 \left(\eta \frac{UR}{W} \right)^{0.74} \left(\frac{\alpha W}{R^2} \right)^{0.74} \left(\frac{ER^2}{W} \right)^{0.074} \quad (3-1-9)$$

ここで、Wは球面の荷重の合計である。

この式の実験的立証には、総じて決定的なものはないが、Archard-Cowkingはその実験から以下を示した。

$$h/R = 1(\alpha\eta)^{0.57} U^{0.55} R^{-0.30} \quad (3-1-10)$$

一方、Goharは膜厚の測定に工学的干渉法を用いて、次の実験式を提示している。

$$h/r = 1.28 \left(\eta \frac{UR}{W} \right)^{0.7} \left(\frac{\alpha W}{R^2} \right)^{0.49} \left(\frac{ER^2}{W} \right)^{0.1} \quad (3-1-11)$$

干渉法は膜の形状について興味ある図を示している。

すなわち、ほぼ円形をした変形領域と接触部の出口側の周囲に半円状に広がった領域が見られる。

さらに、Hamrock-Dowsonは、楕円形領域における中心膜厚、最小膜厚の式を理論的に次式にて示している。

$$Hc = 2.69U^{0.67} G^{0.53} W^{-0.067} (1 - 0.61e^{-0.73k}) \quad (3 - 1 - 1 2)$$

$$h_{\min} / R_x = H_{\min} = 3.65U^{0.68} G^{0.49} W^{-0.073} (1 - e^{-0.068k}) \quad (3 - 1 - 1 3)$$

$$k = 1.03(R_y / R_x)^{0.64} \quad (\text{globe: } R_x = R_y = R)$$

3 - 1 - 3 ヘルツ接触

前節にて述べたように、2物体が接触して荷重が加えられると、その接触部分は変形して接触面を生じると共に、その面内に接触圧力が生じる。この接触部分が物体に対して十分小さい場合がヘルツ接触（Hertzian Contact）で、Hertzが理論的に導いたものである。

1) 基礎数値算出

$$\text{ピッチ直径 } d_e = (d_o + d_i) / 2$$

$$\text{径方向ギャップ } P_d = d_o - d_i - 2d$$

$$\text{内輪等価半径 (x 方向) } R_{x,i} = d(d_e - d) / 2d_e$$

$$\text{外輪等価半径 (x 方向) } R_{x,o} = d(d_e + d) / 2d_e$$

$$\text{内輪等価半径 (y 方向) } R_{y,i} = f_i d / (2f_i - 1)$$

$$\text{外輪等価半径 (y 方向) } R_{y,o} = f_o d / (2f_o - 1)$$

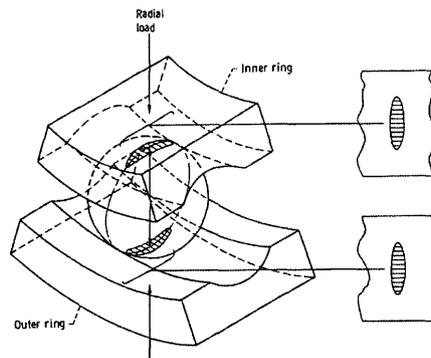


図 3-1-3 玉軸受の接触領域

2) 等価半径・曲率算出

$$\frac{1}{R_i} = \frac{1}{R_{x,i}} + \frac{1}{R_{y,i}} \quad [1/\text{mm}] \quad (3 - 1 - 1 4)$$

$$\frac{1}{R_o} = \frac{1}{R_{x,o}} + \frac{1}{R_{y,o}} \quad [1/\text{mm}] \quad (3-1-15)$$

$$\sum \rho = \frac{1}{R_i} + \frac{1}{R_o} \quad [1/\text{mm}] \quad (3-1-16)$$

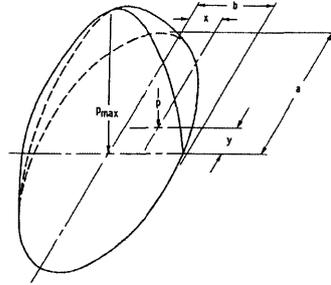


図 3-1-4 楕円接触における圧力分布

3) 等価弾性係数算出

$$\frac{1}{E'} = \frac{1}{2} \left(\frac{1-\nu_a^2}{E_a} + \frac{1-\nu_b^2}{E_b} \right) \quad (3-1-17)$$

4) 楕円率算出

$$\bar{k}_i = 1.0339 \left(\frac{R_{y,i}}{R_{x,i}} \right)^{0.636} \quad (3-1-18)$$

$$\bar{k}_o = 1.0339 \left(\frac{R_{y,o}}{R_{x,o}} \right)^{0.636} \quad (3-1-19)$$

5) 楕円積分

$$\bar{\xi}_i = 1.003 + \frac{0.5968}{\left(R_{y,i}/R_{x,i} \right)} \quad (3-1-20)$$

$$\bar{\xi}_o = 1.003 + \frac{0.5968}{\left(R_{y,o}/R_{x,o} \right)} \quad (3-1-21)$$

$$\bar{\psi}_i = 1.5277 + 0.6023 \ln \left(\frac{R_{y,i}}{R_{x,i}} \right) \quad (3-1-22)$$

$$\bar{\psi}_o = 1.5277 + 0.6023 \ln \left(\frac{R_{y,o}}{R_{x,o}} \right) \quad (3-1-23)$$

6) 最大負荷算出

$$F_{\max} = \frac{Z}{n} F_r \quad [\text{N}] \quad (3-1-24)$$

$$\therefore Z = \frac{\pi \left(1 - \frac{P_d}{2\delta} \right)^{3/2}}{2.491 \left\{ 1 + \left[\frac{\left(1 - \frac{P_d}{2\delta} \right)^2}{1.23} \right]^{1/2} - 1 \right\}}$$

7) 最大面圧算出

$$P_{\max} = \frac{F_{\max}}{S} \quad [\text{N/mm}^2] \quad (3-1-25)$$

$$\therefore S = \pi ab \quad [\text{mm}^2] \quad \leftarrow \quad a = \left(\frac{3F_r}{2\sum \rho E} \right)^{1/3} \quad [\text{mm}], \quad b = k_o a \quad [\text{mm}]$$

8) 最小膜厚の算出

$$\delta_i = \bar{\psi}_i \left[\left(\frac{9}{2\xi_i R_i} \right) \left(\frac{F_{\max}}{\pi k_i E'} \right)^2 \right]^{1/3} \quad [\text{mm}] \quad (3-1-26)$$

$$\delta_o = \bar{\psi}_o \left[\left(\frac{9}{2\xi_o R_o} \right) \left(\frac{F_{\max}}{\pi k_o E'} \right)^2 \right]^{1/3} \quad [\text{mm}] \quad (3-1-27)$$

$$\delta = \delta_i + \delta_o \quad [\text{mm}] \quad (3-1-28)$$

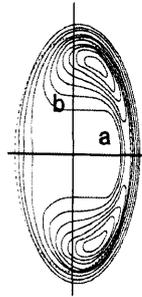


図 3-1-5 線接触における EHL 膜厚等高線

9) 最大局所弾性圧縮による変位量の算出

$$u = \frac{d_e^2 - d^2}{4d_e} |\omega_o - \omega_i| \quad [\text{m/s}] \quad (3-1-29)$$

$$U_i = \frac{\eta_0 u}{E' R_{x,i}}, \quad G_i = \alpha E', \quad W_i = \frac{F}{E' (R_{x,i})^2}$$

$$U_o = \frac{\eta_0 u}{E' R_{x,o}}, \quad G_o = \alpha E', \quad W_o = \frac{F}{E' (R_{x,o})^2}$$

$$H_{\min} = \frac{h_{\min}}{R_x} = 3.63 U^{0.68} G^{0.49} W^{-0.073} (1 - e^{-0.68k})$$

$$\rightarrow h_{\min} = R_x \cdot H_{\min} \quad [\mu\text{m}]$$

3-1-4 ポリマーの種類、合成油と作用機構

流通している粘度指数向上剤には表 3-1.2 に示すような種類があるが、このうち現在最も広く使用されているのが PMA (ポリメタクリレート) と PIB (ポリイソブチレン) である。これらのポリマーは固体であるから、通常は油に溶けやすいように 20 ~ 60 % の粘ちょうな油溶液として製品化されている。PMA の中には、表 3-1-2 に示したように非分散型と分散型とがある。

前者は 1940 年代に開発されたのに対し、後者は 1954 年になりデュポンから発表されたもので、陽性モノマーを 10 mol % 程度共重合させてある以外、非分散型と変わらない。いずれも平均分子量は 10,000 ~ 1,500,000

00の間である。

表 3-1-2 粘度指数向上剤の種類

ポリメタク リレート	非分散型	$\left[\begin{array}{c} \text{CH}_3 \\ \\ \text{---CH}_2\text{---C---} \\ \\ \text{C---O} \\ \\ \text{O} \\ \\ \text{R} \end{array} \right]_n$	$R = C_6 - C_{20}$ 平均分子量=20,000 ~1,500,000
	分散型	$\left[\begin{array}{c} \text{CH}_3 \\ \\ \text{---CH}_2\text{---C---} \\ \\ \text{C---O} \\ \\ \text{O} \\ \\ \text{R} \end{array} \right]_m \left[\begin{array}{c} \text{R}' \\ \\ \text{---CH}_2\text{---C---} \\ \\ \text{X} \end{array} \right]_n$	$R' = \text{H}$ または CH_3 $X =$ 極性基 R および平均分子 量は非分散型と同 程度
ポリイソブチレン		$\left[\begin{array}{c} \text{CH}_3 \\ \\ \text{---CH}_2\text{---C---} \\ \\ \text{CH}_2 \end{array} \right]_n$	平均分子量=5,000 ~300,000
オレフィン共重合体		$\text{---}(\text{CH}_2\text{---CH}_2)_m\text{---} \left[\begin{array}{c} \text{CH}_2\text{---CH} \\ \\ \text{CH}_2 \end{array} \right]_n$	
ポリアルキルスチレン		$\left[\begin{array}{c} \text{CH}_2\text{---CH} \\ \\ \text{R---} \langle \text{C}_6\text{H}_4 \rangle \end{array} \right]_n$	$R = C_6 - C_{12}$

PMA は通常 100℃前後の温度で、ベンゾイルペルオキシドなどの重合開始剤の存在下で、モノマーをラジカル溶液重合させることにより得られる。

PIB は平均分子量 50,000 ~ 300,000 の範囲のものが使用され、 AlCl_3 や BF_3 などの触媒を用いて、-100℃位の低温でイソブチレンをカチオン重合させることにより得られる。PIB の場合はイソブチレンのホモポリマーであるから VI 向上剤としての性能を支配する因子は分子量だけである。

近年注目されている OCP (オレフィン共重合体) はエチレンとプロピレンの共重合体である。

高分子化合物を溶媒に溶かした時、用いた溶媒の種類および温度に応じて、ポリマー分子は糸まり状から長く伸びた状態をとることが出来る。

一般にポリマーは貧溶媒中 (Poor-solvent 溶解力のない溶媒) では糸まり状に凝集しており、良溶媒中 (Good-solvent 溶解力のある溶媒) では広がった状態をとる。同様の状態が低

温時と高温時にも当てはまる。この様子を図3-1-6に示す。(a)の状態はポリマー自身の凝集エネルギーが溶媒との溶媒和より大きいためにポリマー分子中に溶媒分子が侵入しえない結果である。逆に(f)はポリマー自身の運動エネルギーが増加して凝集力が減少し、溶媒和の方が打ち勝って膨潤した状態である。この糸まりの流体力学的大きさがポリマーによる粘度増加の程度を決定する。

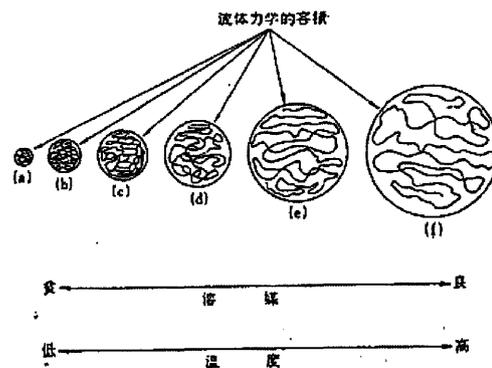


図3-1-6 ポリマーの溶液中の解説

3-1-5 実験装置の概要

転がり、滑り試験装置の概図を図3-1-7に示す。軸受樽型コロとオプティカルフラットで構成される楕円接触領域の油膜形状の観察、実測は光干渉法を用いた。

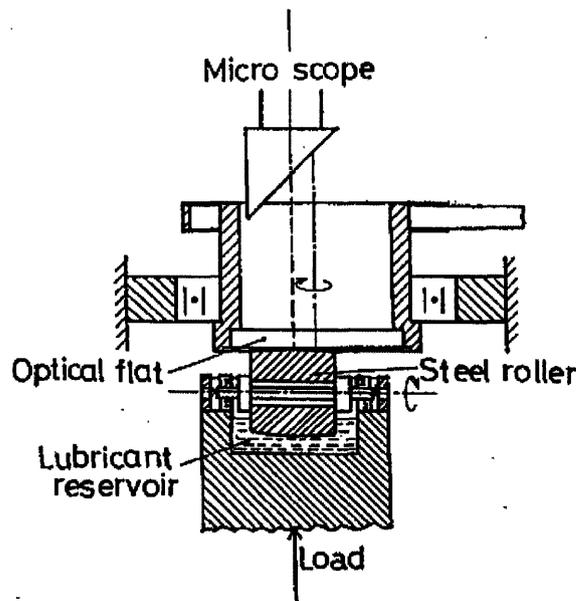


図3-1-7 転がり、滑り実験装置概図

コロは最大径 23.6 mm、軸を含む断面での曲率半径 84 mm ($R_{max} = 0.05 \mu m$) である。転がり試験は中心に軸を通し軸芯を正確に出し装置に固定する。滑り試験はコロを装置にナットで固定する。

装置は空気軸受内に挿入され安定に保つ。

オプティカルフラットはパイレックスガラス製 (弾性係数 $E = 63.7 GPa$, ポアソン比 $\nu = 0.25$) で直径 45 mm、厚さ 5 mm である。フラットの片面には反射率を上げる目的で真空中で Cr が蒸着されている。

回転数はモータ駆動によりベルトで連結され、回転数制御は可変速のインバータ制御で行っている。

滑り速度は以下で求める。

$$U' = dN / 60$$

N : オプティカルフラットの回転数 (rpm)

d : 接触計 (m)

試験油の供給は回転軸に取り付けられたコロ下部に溝を切り、試験油を満たして巻き上げにより接触領域は油浴潤滑される。

3-1-6 試験油の物性

1) 粘度を求める式

潤滑油の粘度は温度の上昇とともに減少するが、その変化は McCall-Walther の式で表示する。

$$\log \log(\eta + 0.7) = -m_0 \log(273.15 + t) + k \quad (3-1-30)$$

t : 温度 (°C)

η : 動粘度 (mm^2/s)

m_0 、 k : 油の種類により決まる定数

ここで、 m_0 を粘度-温度係数とよぶ

2) 資料油

高分子ポリマーは通常、基油に溶けやすいことから溶媒に

対する濃度として10～60%の溶液として流通することが多い。表3-1-1にPMA3-1種類、OCP2種類の高濃度原液性状を示す。

表3-1-1 ポリマー添加油の性状

油名	ゴム膜残分	平均分子量 $\times 10^4$	ゴム膜透析分濃度mm ² /s		粘度 mm ² /s		比重 15/4°C	粘度-圧力 係数 α GPa
	wt%	Mw	40°C	100°C	40°C	100°C		
PMA1	41.4	16.1	20.40	4.15	3980	687	0.896	18.1
PMA2	61.8	3.3	8.52	2.37	9720	384	0.928	23.5
PMA3	48.2	15.7	8.41	2.40	22400	886	0.915	26.2
PMA4	33.7	38.3	9.01	2.48	12400	987	0.906	24.4
OCP1	13.2	6.5	52.20	8.68	7250	671	0.861	18.2
OCP2	6.6	15	29.10	5.11	6950	607	0.862	17.0
SCO					597	36	0.903	21.0

3-1-7 高分子高濃度溶液のEHL

図3-1-8に点接触下の転がり実験の結果を示す。図は無次元中心膜厚 $H_c = h_c / R$ と無次元速度パラメータ $U = \eta_0 / E' R$ の関係を示す。また、同実験手法により楕円接触条件下における転がり実験および滑り実験の結果を図3-1-9、図3-1-10に示す。

図中の実線は粘度-圧力係数 α を20GPa⁻¹としたときのHamrock-Dowsonの理論値を示している。

SCOの油膜厚さは、図3-1-9の転がり実験および図3-1-10の滑り実験とも理論値と実験値がほぼ一致している。

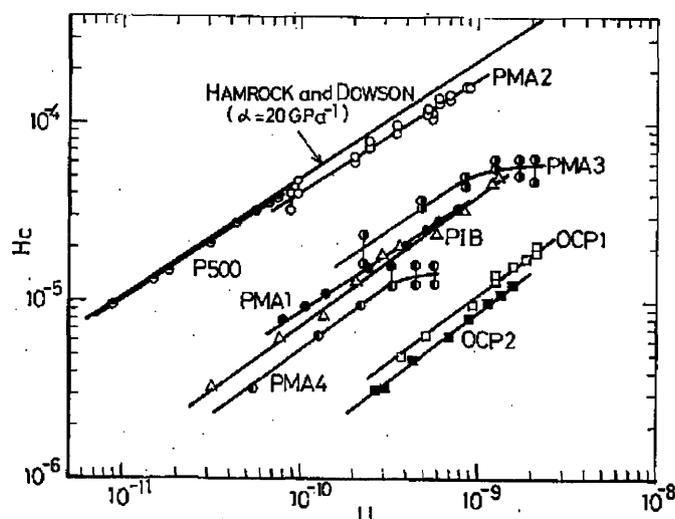


図3-1-8 点接触下における転がり実験結果

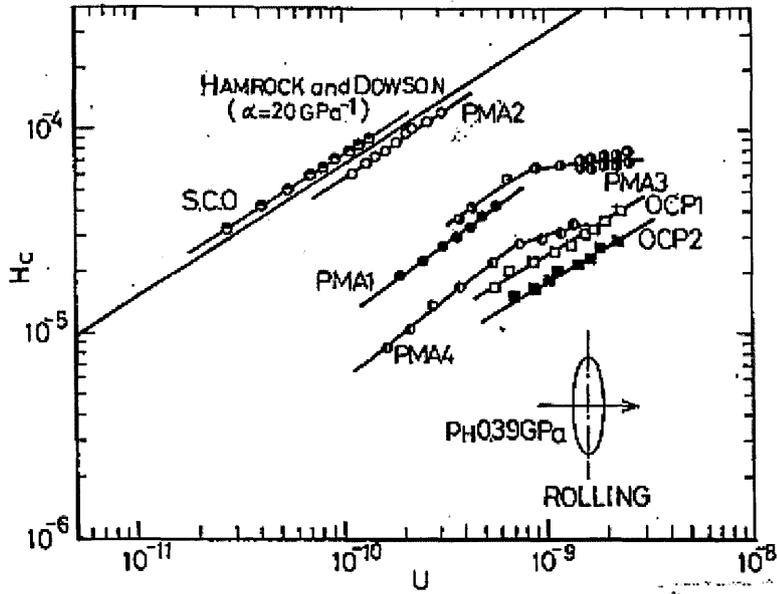


図 3-1-9 楕円接触下における転がり実験の結果

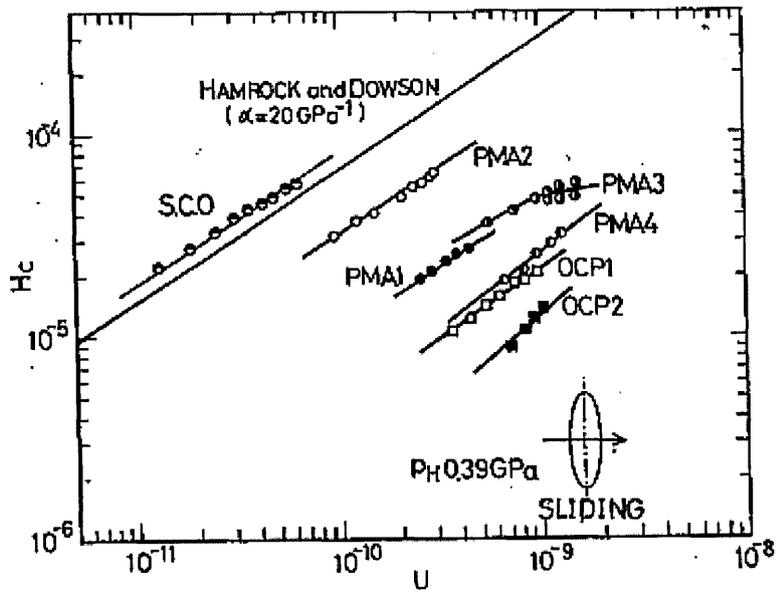


図 3-1-10 楕円接触下における滑り実験の結果

一方、ポリマー高濃度溶液の油膜は、図 3-1-9 の転がり実験および図 3-1-10 の滑り実験とも理論値より薄く、 $PMA2 > PMA3 > PMA1 > PMA4 > OCP1 > OCP2$ の順に油膜形成が良好なことは図 3-1-8 の点接触下の転がり実験の結果と一致する。図 3-1-11 のように各ポリマー溶液のゴム膜残分と図 3-1-9、および図 3-1-10 の $U = 5 \times 10^{-10}$ での H_c/H_{th} の関係を示せば、有効膜厚はゴム膜残分に依存し、

ゴム膜残分が多かった PMA2 では膜厚が著しく厚くなっている。

図 3-1-11 には滑り接触下の結果も併せて示すが、同様に一致している。

以上によりポリマー添加油の有効粘度はゴム膜残分に依存するものであるということが出来る。また、接触形状（点接触、楕円接触）および速度携帯（滑りまたは転がり）の相違が有効膜厚にも影響していることがわかる。

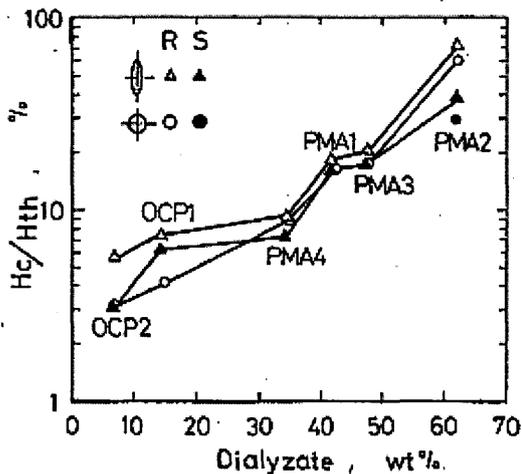


図 3-1-11
有効膜厚とゴム膜残分の関係

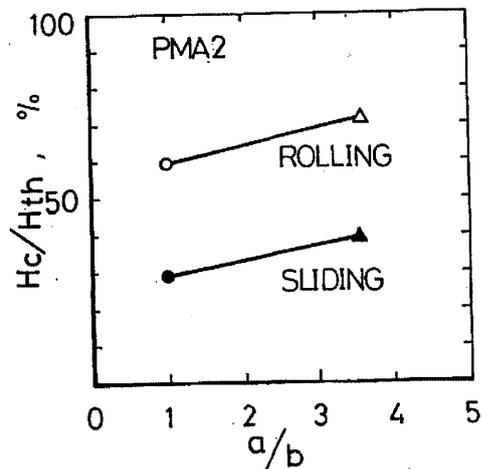


図 3-1-12
転がりと滑りによる膜厚の相違

図 3-1-12 にこの実験範囲で最も H_c/H_{th} が高かった PMA2 の有効膜厚の滑りと転がりによる相違を示す。なお、横軸は長半径 a と短半径 b の比 a/b で、円接触は 1 となり、楕円接触は 3.6 となった。

図より楕円接触および点接触ともに滑り実験での有効膜厚が転がりの 50% 程度に減少していること、また、点接触より楕円接触のほうが 10% 程度増加していることがわかった。さて、滑りと転がりで有効膜厚が違うことについては入口側せん断熱の影響が考えられる。

分離しないままの原液の粘度で Wilson らの線接触の場合のせん断熱による熱的補正係数を求めても、0.9 程度であり、線断熱の影響とは考えにくい。

3-1-8 接触領域への導入の可視化

そこで、転がりと中心油膜厚さの相違について、大野らは接触入口で潤滑油が固化すると転がりでは、理論値より厚膜となり、転がりでは理論値より40%程度薄膜になるという報告をしている。また、Spikesらは固体粒子を添加した油の油膜形状を光干渉法で観測した結果、滑りでは固体粒子が接触入口に堆積するのに比べ、転がりでは固体粒子が接触領域を通過することを観察し、滑りと転がりによる粒子の導入性の相違を検証している。その他、ポリマーも油中に糸まり状に分散する柔らかい粒子として挙動すると言う学説を吉田らが報告している。

そこで、オプチカルフラットのクロム蒸着を除去し平均粒径 $1\mu\text{m}$ のアルミナを10wt%混入して観測した。

なお、ここで使用したSCOのみの転がりおよび滑り条件下での中心膜厚は理論値と同等で 0.11 と $0.16\mu\text{m}$ とした。図3-1-13および図3-1-14は転がり条件下および滑り条件下でのアルミナの挙動である。



(a) PMA2



(b) SCO

図3-1-13 転がり実験下におけるアルミナの挙動



(a) PMA2



(b) SCO

図3-1-14 滑り実験下におけるアルミナの挙動

アルミナは 0.05 mm 程度の凝集塊として油中に存在し写真では黒点として捉えられる。

上側が油入口、下側が油出口である。出口には明瞭なキャビテーションが認められる。

Hamrock らによれば、接触入口側でヘルツ接触半径 b の 3 倍程度の範囲まで油があれば油不足による油膜減少は無視できることが報告されている。今回の実験により接触入口領域に油不足は生じていないことがわかる。図 3-1-13 の転がり条件下では (a) PMA2 および (b) SCO とともにアルミナは接触入口領域に堆積せず、接触面内に導入されていることを確認した。

図 3-1-14 の滑り条件下では、(a) PMA2 中のアルミナ凝集塊はヘルツ接触領域の上流 $3b$ 程度まで侵入するが、そこで凝集塊が崩壊して、微粒アルミナが逆流により上流側に逃散し、また、アルミナ粒子の動きも速く、結果として図 3-1-13 (a) のように接触入口領域でのアルミナ堆積量も少ない。一方、(b) SCO はヘルツ接触領域の上流 $2b$ 程度までアルミナ凝集塊が侵入し、また堆積量も PMA2 に比べ多い。

以上のことをあわせて考えると、PMA2 ではポリマー自体がアルミナの逃散を促進させたことが考えられ、可視化した中でメカニズムが立証された。高濃度のゴム膜残分により接触入口でのポリマーの動きが拘束され、接触領域に分子同士が導入されることがわかった。

したがって、滑り条件下で PMA2 の膜厚が転がり条件下に比べ薄膜になるのは EHL 入口領域でのポリマーの導入性に主要因があると特定する。

3-1-9 接触領域への導入性に関して

ポリマー自体の導入性、あるいはその他の導入性が油膜形

成に多大な影響を及ぼすことが立証された。そこで、本項において、導入性について実際には接触領域内へはどのような状態を通じているのか、その点に着目し論じる。

前項にても論じているが、ポリマー添加油の流れについてアルミナを用いた実験でポリマー添加油は接触領域上流の3bの距離以内まで侵入しそこで崩壊して微粒アルミナが逆流により上流に逃散していることで、ポリマー分子はヘルツ接触領域にどのような影響を与えているのであろうか。このような視点からメカニズムを解明する。

1) 試料油

ナフテン系鉱油 N1200、N1200/N100、N500にOCP系のXLL10を添加濃度1wt%で溶解しOCP/N1200、OCP/N500、OCP/N1200/N100を調整した。

表 3 - 1 - 2 実験用添加油の性状

油名	添加濃度	粘度 mm ² /s		比重	粘度-圧力 係数 α
	wt%	40°C	100°C	15/4°C	GPa40°C
N1200		228.2	15.7	0.9046	25.7
N500		95.8	9.1	0.8992	24.1
N1200/N100		135.6	11.4	0.9005	23.6
OCP/N1200	1.0	442.0	25.1	0.9080	25.3
OCP/N1200/N100	1.0	249.3	20.6	0.8981	22.9
OCP/N500	1.0	176.8	17.3	0.8850	24.2

2) 転がり実験の結果

転がり条件下の実験データをもとに有効粘度を算定した。

$$\eta_{eff} = \eta_{bulk} \left(\frac{H_c}{H_{th}} \right)^{0.67} \quad (3-1-31)$$

η_{eff} : 有効粘度 mm²/s

η_{bulk} : 実験温度でのバルク粘度 mm²/s

H_c : 無次元中心膜厚の実験値

H_{th} : 無次元理論中心膜厚

その図を 3 - 1 - 15 に示す。

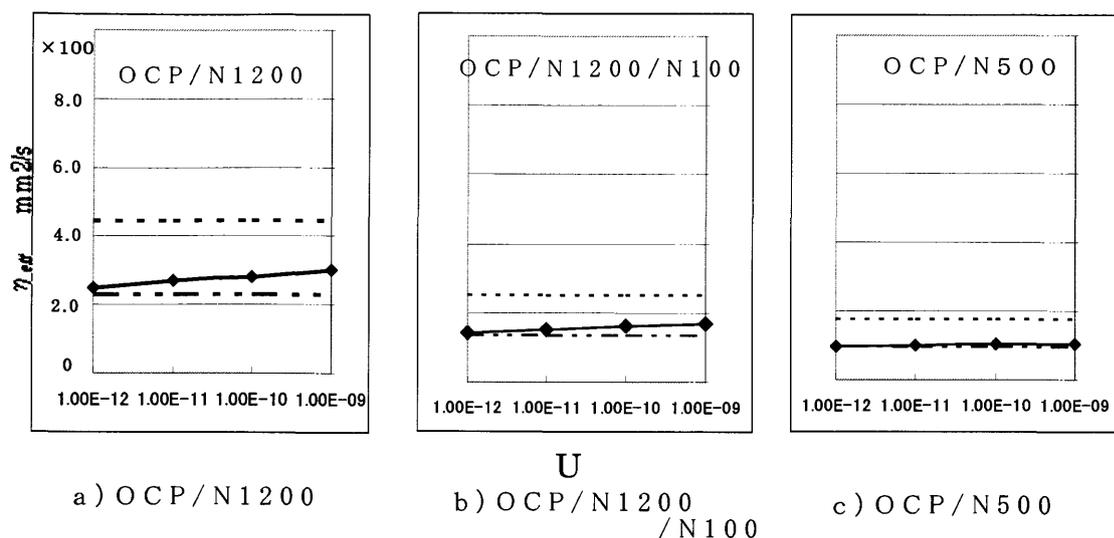


図 3 - 1 - 15 転がり実験下における有効粘度の関係

実線は有効粘度、点線は実験温度下のバルク粘度、そして二点破線は基油の粘度である。バルク粘度並びに有効粘度に関して以下の傾向が確認された。

$$\text{OCP/N1200} > \text{OCP/N1200/N100} > \text{OCP/N500}$$

さて、ポリマーを 1 w t % 添加することでバルク粘度は基油粘度に対し、2.0 倍ほど上昇しているが、有効粘度は基油粘度にほぼ近いことがわかる。逆に論じれば、基油粘度が油膜形成に有効な粘度であるといえる。メカニズムを推定すれば、接触入口領域にポリマーの糸まり状分子が絡み合い接触領域を回流して膜厚がフィルターのような役割となり接触領域へは基油のみが導入される。したがって、有効な油膜形成をしているのは基油であると説明が成立する。

3 - 1 - 10 本節のまとめ

油膜形成にいかなる規則性があるのか考えた時、上述の有効粘度の視点に注目し、評価指標として以下を提案する。

有効粘度率

$$\chi = \frac{\eta_{eff} - \eta_{base}}{\eta_{bulk} - \eta_{base}} \times 100\%$$

η_{eff} : 有効粘度 mm^2/s

η_{base} : 基油の粘度 mm^2/s

η_{bulk} : ポリマー添加油のバルク粘度 mm^2/s

ナフテン系鉱油の粘度の違いによる有効粘度率の変化を図3-1-16に示す。ここで、基油の高圧粘度が低いと有効粘度率が低く、逆に高圧粘度が高いと有効粘度率が高いということが確認された。

以上のことをまとめると、ゴム膜残分が低い範囲ではポリマー分子がEHL膜厚より大きいと回流あるいは逃散等によりEHL膜厚がフィルターとなり接触領域へ導入されない。結果的に、ポリマー添加油においてヘルツ接触領域に導入するのは基油である。

また、ゴム膜残分が高い範囲では、ポリマー分子の動きが拘束され分子同士が連なって基油とともに導入される。

さらに、油膜形成には基油の高圧粘度に依存している。

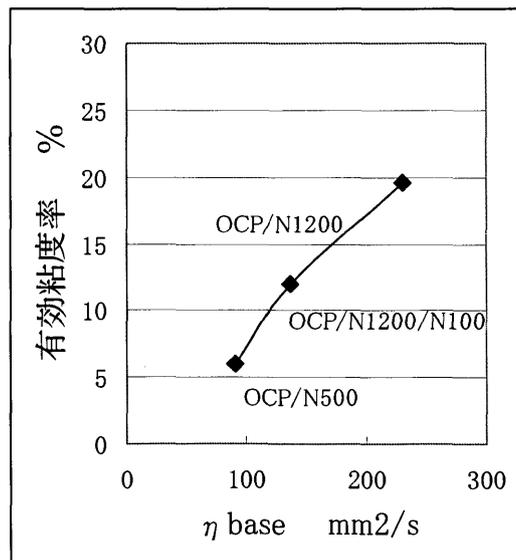


図3-1-16 ナフテン系鉱油基油のポリマー添加油粘度の違いによる有効粘度率の変化

3 - 2 . AE 診断法と潤滑油診断法による歯車減速機設備診断技術と潤滑皮膜生成添加潤滑法による寿命延長法

3 - 2 - 1 . 本節のはじめに

保全周期延長のためには、機器の現状を把握し、その後の異常の進行状況を推定する技術、つまり余寿命予測技術が最も有効な手段のひとつと考えられる。しかし、技術確立には高度な知識と豊富な経験を要するため、現実的には非常に困難である (20) - (22)。

また、設備異常の検出手法としては、振動法、AE法、油分析法などがよく用いられるが、異常診断の精度を高めるためには、単一の手法より複数の手法で得られた診断情報を融合・総合して診断を行った方が有効と考えられる。さらに、現場において設備異常が検出されても、生産の都合上、ただちにその設備を停止して修理することができない場合が多く、生産スケジュールや停修計画に合わせた設備保全が望ましい。設備異常が初期、中期、末期に分けられるので、初期と中期の異常は適切な措置を取れば、末期異常までの時間を延ばすことができ、運転周期の延長により生産に与える悪影響を最小限に抑えることができる。

振動の周波数分析および油分析により歯車装置の異常個所を推定する手法を論じている例 (23) があるが、生産現場においては、遊星歯車式の減速機のような複雑な構造に対する診断において異常振動に現れる時点では、損傷状況が激しく生産および設備復旧に与える悪影響が大きいので、異常の早期検知が重要である。また、早期発見の異常に対して潤滑油管理などの適切な措置を取り、生産スケジュールに合った保全活動も必要である。

したがって、本節では、重要な回転機械設備である遊星歯車式減速機の診断・保全管理を実例として、早期に検知

の可能な A E 法と油分析法を併用することによる異常検出と簡易・精密診断法を提案する。

3-2-2 A E による異常診断法

3-2-2-1 A E について (24)(25)

A E とは、アコースティック・エミッション (Acoustic Emission) の略語であり、固定材料の変形や破壊に伴う急激なエネルギーの解放によって発生する弾性波 (音波) のことである。つまり A E 診断とは、その発生する弾性波をセンサーにより検出し、増幅器などを介して事象率 (カウント数) 測定、もしくは F F T 解析 (周波数分析) を行なうことにより、初期異常を把握する診断手法である。

図 3-2-1 は A E 信号を計測するためのセンサー、信号処理装置および信号の流れなどを示す。

設備診断において最も多用される振動法と A E 法との違いは、図 3-2-2 に示すように、振動法が振動値上昇・温度上昇・異音などの異常の二次的現象に対応して用いられるのに対し、A E 法は、接触・クラックの発生、成長・剥離・溶融などの初期異常時に見られる一次的現象を捉えるのに有効な診断手法であるということである。A E 法は、ノイズの混入が問題化することが多いという欠点もあるが、現場では振動法で検出しにくい初期異常 (一次的現象) の早期発見に多く用いられている。なお、ノイズ混入の問題については、診断対象の設備や部位に応じてフィルタや検知精度・感度の閾値を設定することによりノイズを除去し、また、A E 信号の F F T 解析により異常の特徴周波数成分を検出しノイズ成分と異常成分の識別を行っている。

前述のように、A E 診断には事象率測定と F F T 解析がある。事象率とは A E 信号波形の中から閾値となる電圧以

上の波形のみを抽出し、単位時間におけるカウント数をプロットしたものである。またFFT解析は、信号波形をフーリエ変換し、周波数とそのレベルをプロットしたものである(図3-2-3)。これらの結果をもとに診断を行なう。

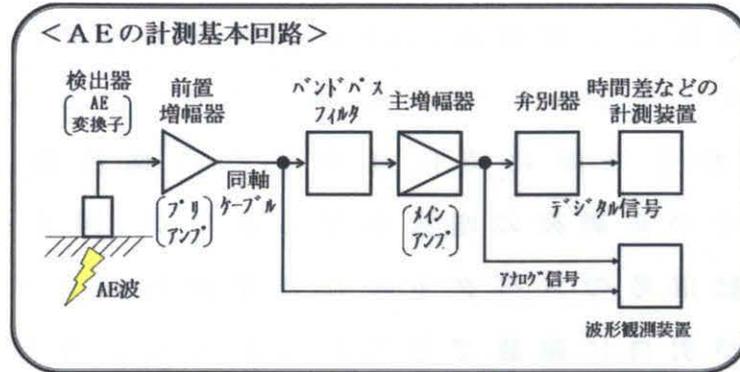


図3-2-1 AEの計測基本回路

<AE法と振動法>

一次的現象: AE法

疲労・接触 → クラックの発生と成長 → 剥離・溶融

温度上昇 → 振動大 → 異音

二次的現象: 振動法

図3-2-2 AE法と振動法の区分

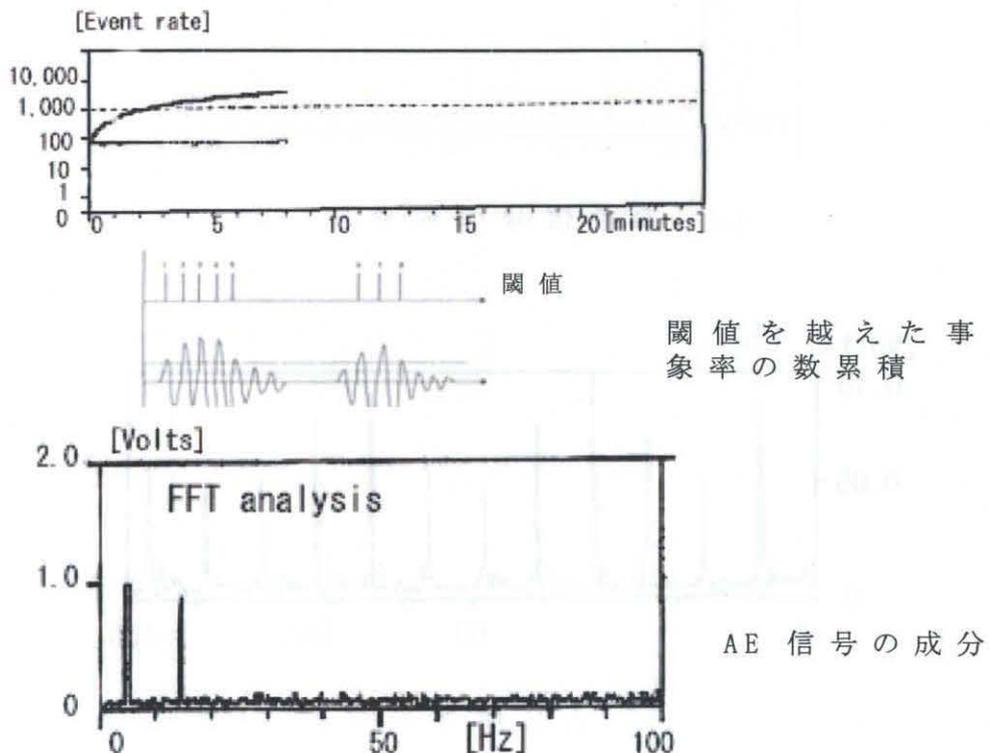
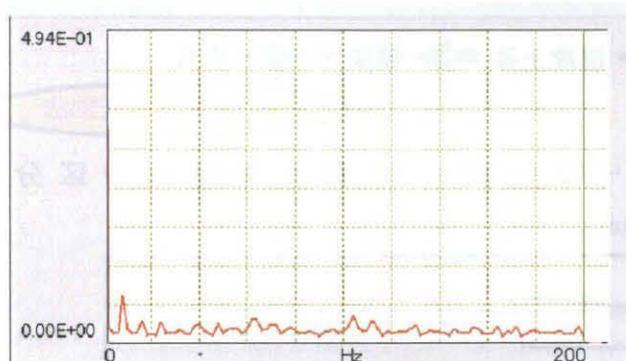
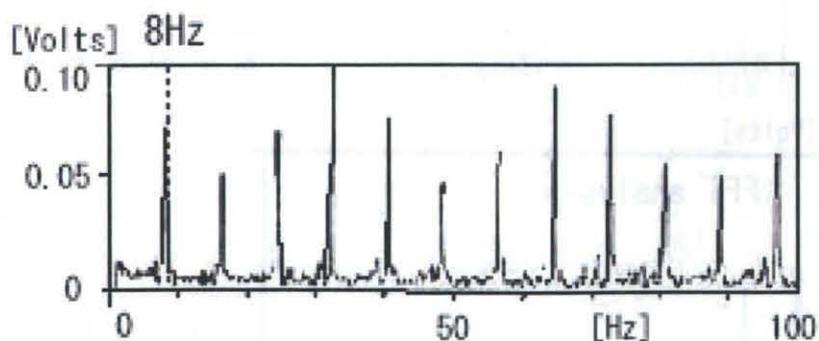


図3-2-3 AE法の事象率とFFT

図 3 - 2 - 4 は、ある減速機の軸受の初期摩耗状態時に測定した振動信号と AE 信号のスペクトルの比較例を示す。この減速機は、サイクロ減速機であり出力軸が 30rpm(22kw)である。低速運転を行った時に微小な異音が生じていたので、設備診断にて振動法、AE 法、潤滑油診断を併用して実施した。図 3 - 2 - 4 (b) に示すように、AE 信号のスペクトルには軸受の摩耗時に発生する内輪特徴周波数成分 (8Hz) とその高調波の増大が見られたが、図 3 - 2 - 4 (a) に示す振動信号のスペクトルには全体的なレベルが低く特定周波数が明白に確認できていなかった。今回の事象は、軸受の軽微な摩耗が確認された。したがって、比較的軽微な早期損傷に関する現象を検出する手法として AE 法の感度が良いと考えられる。



(a) 振動信号の成分



(b) AE 信号の成分

図 3 - 2 - 4 AE 法と振動法の周波数成分の比較例

3-2-2-2 診断対象の減速機仕様

本研究で対象とした減速機の仕様を以下に示す。当機は押し出し機で、モータ駆動でプーリーを介し、減速機・増速機にて変速されている（図3-2-5）。

減速機仕様： 入力軸 1845 rpm
出力軸 255 rpm（減速比 1 / 7.24）

なお、当機はさまざまな製品グレードを製造しているが、データの採取については、運転負荷の大きい製品グレード（モータ電流 240～250A、樹脂圧力 5.6～7.2MPa）を対象に実施した。

3-2-2-3 減速機の特徴周波数解析

当減速機を含む押し出し機は、1995年5月に設置されたもので、以前から回転音上昇や遊星歯車のピン摩耗などが原因で頻繁に点検を実施していた。今回も点検後わずか1ヶ月で回転音が大きくなった。以下は、AEによる異常診断法を示す。



図3-2-5 減速機装置概略図

1) 遊星歯車減速機で発生する特性周波数計算式の導出

遊星歯車減速機で発生する振動の特性周波数の計算式は振動技術研究会編：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Ⅲ）に一部示されているが、その誘導過程が示されていない。ここで、遊星歯車

減速機の異常診断時に必要な諸計算式とその導出法を示す。(29) 図3-2-6に示す遊星歯車減速機においては、太陽歯車、遊星歯車、内歯車の回転により、以下のような特性周波数が発生する。

- (a) 太陽歯車の回転周波数
- (b) 噛み合い周波数
- (c) 遊星歯車の自転周波数
- (d) 遊星歯車の公転周波数
- (e) 太陽歯車異常周波数
- (f) 遊星歯車異常周波数
- (g) 内歯車異常周波数

これらの特性周波数は各歯車の動きをモデル化することにより算出することができる。第一段階として、各特性周波数の算出に必要なとなる基本式の導出を行なう。

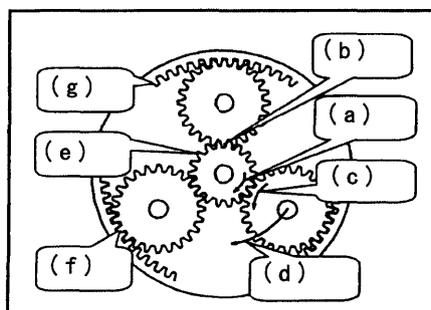


図3-2-6 遊星歯車における特定周波数

図3-2-7より、遊星歯車部のモデル化として以下の関係が成り立つ。

$$\widehat{ac} = \widehat{ab} + \widehat{bc} \quad (3-2-1)$$

$$\widehat{uv} = \widehat{bc} \quad (3-2-2)$$

また、上式中の \widehat{ac} 、 \widehat{bc} 、 \widehat{uv} は、遊星歯車公転角 θ_1 、太陽歯車自転角 θ_2 を用いて、以下のように表わされる。ここで、 r_r : 内歯車のピッチ円半径、 r_s : 太陽歯車のピッチ円半径、 r_p : 遊星歯車のピッチ円半径を示す。

$$\widehat{ab} = r_s \cdot \theta_1 \quad (3-2-3)$$

$$\widehat{bc} = r_s \cdot \theta_2 \quad (3-2-4)$$

$$\widehat{uv} = r_r \cdot \theta_1 \quad (3-2-5)$$

ここ $\widehat{uv} = L$ とし、以下の式を基本式とする。

$$L = r_s \cdot \theta_1 + r_s \cdot \theta_2 \quad (3-2-6)$$

$$r_r \cdot \theta_1 = r_s \cdot \theta_2 \quad (3-2-7)$$

$$r_r \cdot \theta_1 = r_p \cdot \theta_\alpha \quad (3-2-8)$$

上式中の θ_α は、自転角 θ_p と公転角 θ_1 の和である。

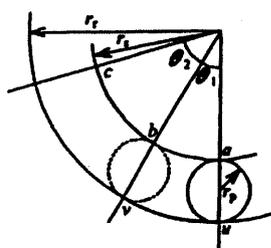


図 3-2-7 遊星歯車のモデル化

つぎに、代表的な各特性周波数式の導出を行なう。

< 噛み合い周波数 f_z >

(3-2-6)、(3-2-7) 式、 $L = 2\pi r_s \cdot f_s$ より、

$$r_s \cdot \theta_2 = \frac{2\pi r_s \cdot r_r}{r_s + r_r} \cdot f_s \quad (3-2-9)$$

歯のピッチを P とすると、 $r = (P/2\pi) \times T$ となる。この関係式を用いて歯車径 r を歯数 T に書き換えると、以下のようなになる。ここで T_s 、 T_r は、それぞれ太陽歯車、内歯車の歯数である。

$$r_s \cdot \theta_2 = \frac{P \cdot T_s \cdot T_r}{T_r + T_s} \cdot f_s \quad (3-2-10)$$

この式は、太陽歯車が 1 秒間に歯を噛み合わせて回った円周距離を表わしている。したがって、この値を歯のピッチで除することにより、噛み合い周波数が算出される。

$$f_z = \frac{r_s \cdot \theta_2}{P} = \frac{T_s \cdot T_r}{T_s + T_r} \cdot f_s (\text{Hz}) \quad (3-2-11)$$

< 遊星歯車の公転周波数 f_c >

式 (3-2-6)、(3-2-7)、 $L = 2\pi r_s \cdot f_s$ より、

$$\theta_1 = \frac{2\pi r_s}{r_s + r_r} \cdot f_s \quad (3 - 2 - 1 2)$$

この式は、遊星歯車の1秒間の公転角度を表わしている。従って、この値を 2π で除することにより、公転周波数が算出される。また、(b)と同様に歯車径 r を歯数 T に書き換えると、以下のようになる。

$$f_c = \frac{T_s}{T_s + T_r} \cdot f_s (\text{Hz}) \quad (3 - 2 - 1 3)$$

2) 本事例における遊星歯車減速機 の 特性周波数算出

各特性周波数を算出し、結果を表3-2-1に示す。

- ・ 太陽歯車歯数 (T_s) … 17
- ・ 遊星歯車歯数 (T_p) … 44
- ・ 内歯車歯数 (T_r) … 106

表3-2-1 遊星歯車減速機から発生する特定周波数

Characteristic frequency [Hz]		Calculation type	
① 太陽歯車の 回転周波数	f_s	30.75	$f_s = \frac{N}{60}$
② 噛み合い 周波数	f_z	450.5	$f_z = \frac{T_s \cdot T_r}{T_s + T_r} \cdot f_s$
③ 遊星歯車の 自転周波数	f_p	6.0	$f_p = \frac{T_s \cdot (T_r - T_p)}{T_p \cdot (T_s + T_r)} \cdot f_s$
④ 遊星歯車の 公転周波数	f_c	4.25	$f_c = \frac{T_s}{T_s + T_r} \cdot f_s$
⑤ 太陽歯車 異常	f_{ds}	26.5	$f_{ds} = \frac{T_r}{T_s + T_r} \cdot f_s$
⑥ 遊星歯車 異常	f_{dp}	10.2	$f_{dp} = \frac{T_s \cdot T_r}{T_p \cdot (T_s + T_r)} \cdot f_s$
⑦ 内歯車 異常	f_{dr}	4.25	$f_{dr} = n \cdot \frac{T_s}{T_s + T_r} \cdot f_s \quad (n=1,3)$
		12.75	

3-2-2-4 AEによる診断結果

AE診断のエンベロープ処理データ（図3-2-8）では、4.25Hz、特にその3倍成分である12.75Hzが顕著に検出された。表3-2-1より、この値は遊星歯車の公転周波数、内歯車異常周波数と一致していることから、異常箇所は遊星歯車もしくは内歯車であることが推定される。事象率測定（図3-2-9）においては、500カウント/分を超えるカウント数であった。生産現場での実績として1,000カウント/分を超えるケースでは歯車表面に重大な剥離などを発生し、運転継続不可能という評価をしており、今回の500カウント/分は現時点では微小なクラックや剥離が生じていると推測される。

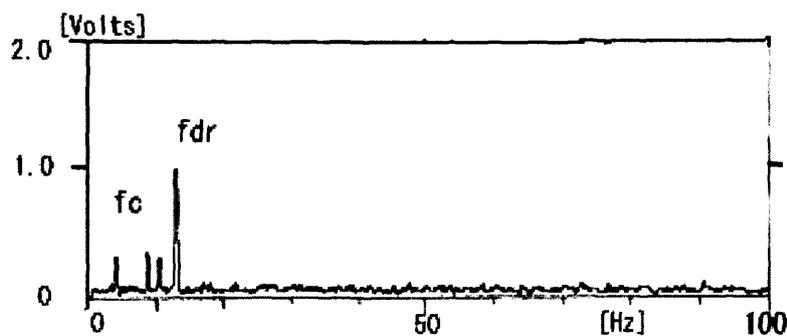


図3-2-8 AE周波数分析結果

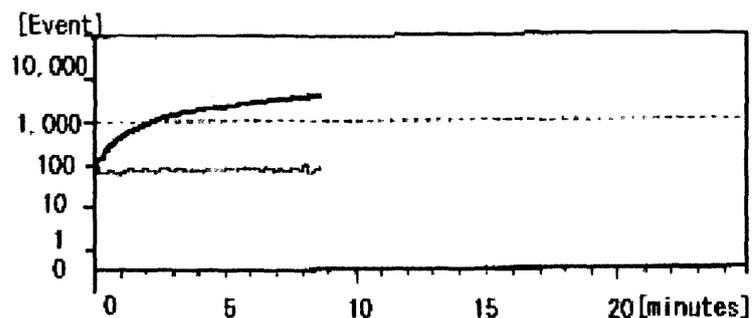


図3-2-9 AE事象率結果

3-2-3 潤滑油分析による異常診断法

3-2-3-1 潤滑油分析について

設備診断において、潤滑油分析は非常に有効な診断法のひとつである。潤滑油分析にはフェログラフィ法、SOA

P法、チップディテクター法などがあるが、本研究ではフェログラフィ法を用いた。さらにフェログラフィ法は、摩耗粉量から機器の異常を診断する定量フェログラフィ法と摩耗粉の形態と量から機器の異常と異常の原因を診断する分析フェログラフィ法に分類されるが、今回は後者を採用した。分析フェログラフィ法は、サンプル油をフェログラムスライド上に流すと、スライド下部の磁石によって発生した磁束線上に摩耗粒子が配列する。その摩耗粒子を顕微鏡にて観察し、顕微鏡の可視範囲内にある摩耗粉の数や形状によって、摩耗の原因を推定する。また、材質の特定にはテンパーカラーによる材質判定法が用いられる。これは摩耗粉を300～550℃に加熱した時の変色によって材質を特定するという方法である。〔6〕

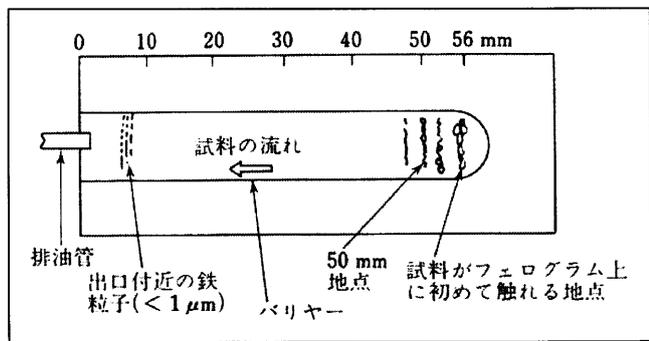
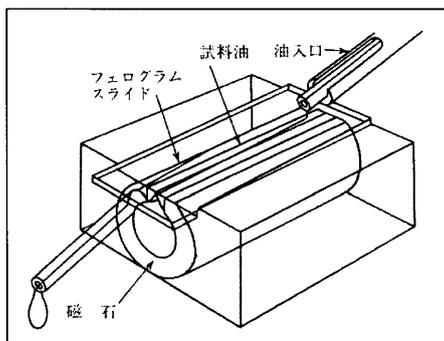
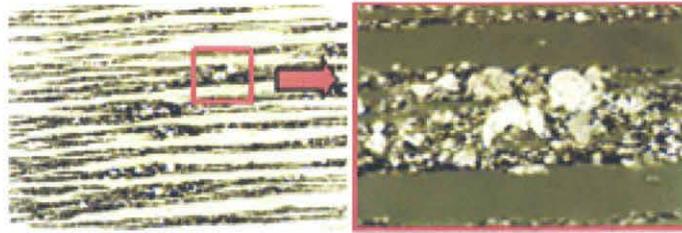


図 3-2-10 分析フェログラフィーの原理

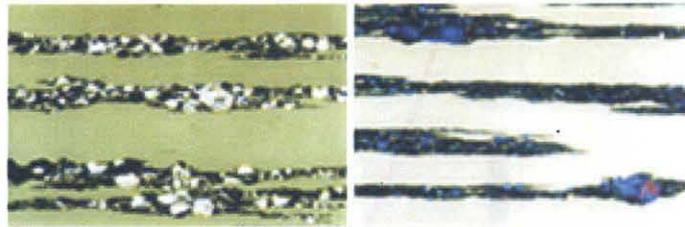
図 3-2-11 摩耗粒子配列

3-2-3-2 油分析による減速機異常診断法

フェログラフィの結果を図 3-2-12 に示す。フェログラフィ分析では、やや多くの金属摩耗粉が観察され、その中には約 $180 \mu\text{m}$ の薄片状摩耗粒子や疲労摩耗粒子も混在していた。これらの摩耗粉は、加熱により青色に変色したことから、軸受鋼であると考えられる。



(a) フェログラム上流



(b) フェログラム下流 (c) 金属加熱後の様子

図 3 - 2 - 12 フェログラム解析結果

3 - 2 - 3 - 3 潤滑油分析による診断結果

以上の A E、オイルフェログラフィ結果と当機の過去の運転実績から、異常原因は「減速機内部の遊星歯車軸受部が潤滑不良となり、軽微な摩耗が生じている」と推定した。開放点検の結果は後述するが診断結果と一致していた。当機は今までに軸受型式変更などの構造的な改善は多く行なってきたが十分な改善効果を得られていない。そこで、今回は潤滑改善（添加剤使用）を実施した。添加剤には極圧添加剤、固体潤滑剤などがあるが、今回は潤滑被膜生成添加剤を使用した。

潤滑油による潤滑理論ならびに寿命延長に関する研究は次項にて論じる。

3 - 2 - 4 潤滑皮膜生成添加潤滑法による寿命延長法

前項において精密振動診断技術の手法を用いて A E 診断法と振動法の特徴を検証し、また、診断の基礎を論じた。

本節において潤滑油の持つ特性ならびに潤滑油理論を論じるとともに、A E 設備管理の中で重要な潤滑油管理法とし

て潤滑被膜生成添加剤の使用による回転機械設備の運転周期延長法を検討・提案する。

3 - 2 - 4 - 1 潤滑の概要 (17) - (19)

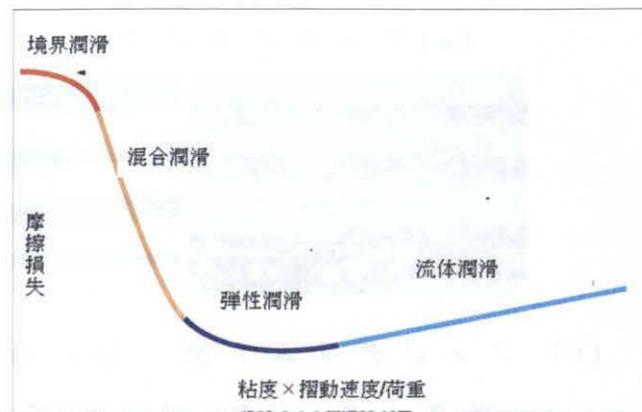


図 3 - 2 - 1 3 ストライベック曲線

1) 流体潤滑

流体潤滑とは、油膜を挟んで摩擦面同士が離れて滑っている状態である。荷重に対して摩擦面を浮かせている力は、潤滑油の粘性とか圧送される油圧、摩擦面の相対する動きで発生する流体の運動エネルギーである。油圧による潤滑状態は、正確に言うと静圧流体潤滑、後者を動圧流体潤滑と呼ぶ。

流体潤滑は、摩擦面が水上スキーで滑走する様に、水面の上に人が浮かんでいる状態とも似ている。この潤滑形態が工業的に上手に利用されているのが「すべり軸受」である。

自動車のエンジンのクランクシャフト・メタル部は、すべり軸受けと呼ばれ軸が回転すると、それにつられて潤滑油がメタルとの狭い隙間へと引きずり込まれ、圧力が発生しメタルを浮かせる。潤滑油の進入場所がくさびのような形状をしているので、この現象を”くさび効果”と呼んでいる。テフロンやボロンの微粒子がオイル中に分散していると、チクソトロピーの効果でクッションの様に反発力を強め、油膜を厚く保つことができる。

2) 境界潤滑

境界潤滑とは、流体潤滑の様に十分な厚みの油膜を保持していない状態で（ドライスタート時の各摩擦面や高負荷時のカム、メタル部に多く発生）、ミクロンではなくて、ナノオーダーの高分子膜で二面間を潤滑する。磨き上げた鏡面であってもオイル分子より大きく突き出た突起部があり、お互いにぶつかりあった部分は閃光温度を発しながら凝着し高温になる。そこは表面の化学的性質がものをいう境界潤滑であり、表面に吸着したわずかな分子膜や、添加剤による表面の改質層が摩擦力を減らす。

高負荷時のメタル部や、摩擦部の周速度が大きく変化するカムの表面とかがこの状態である。化学合成油は、境界潤滑域でも効果を発揮できるといわれ、鉱物油でもテフロン系やボロン系固体潤滑剤が添加されると摩擦面が平滑化され、境界潤滑から摩擦係数が一番小さくなる弾性潤滑に遷移する事も分かってきた。

3) 極圧剤添加潤滑

極圧潤滑とは、駆動系のギヤ等の減速により凄まじい圧力がギヤ接触面に加わって、粘度の高いギヤオイルの高分子さえも押しつぶされてしまう摩擦面での潤滑である。

この領域ではスキー板の乗っている雪面の様に、摩擦面を滑りやすい物質に変化させないと潤滑が厳しい。摩擦面が直接に密着して擦れあうと、表面が凝着して高温になる。

この摩擦面に化学的活性度の高いハロゲン化合物が存在すると、熱により金属を腐食させて柔らかくなる。柔らかい腐食膜を作って極圧潤滑するのが極圧剤と呼ばれるオイル添加剤である。一般的に知られている極圧添加剤は塩素系炭化水素（硫黄系、リン系もあります）で、ギヤ、デフ・オイルには普通に添加されている。

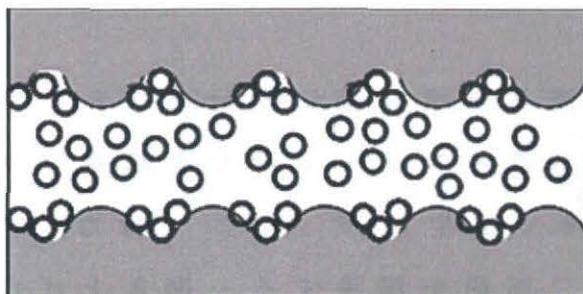


図 3 - 2 - 1 4 極圧添加剤のメカニズム

3 - 2 - 4 - 2 潤滑被膜生成添加剤について (26)

潤滑被膜生成添加剤（以下、添加剤という）は金属が擦れている部分に特殊な共晶膜を作り出す。この共晶膜は非常に強靱で、高荷重に耐えることができる超潤滑フィルムである。

成分が摺動部で発生するエネルギーを吸収し、共晶膜の形成を進行する。したがって、過酷な条件（高荷重、高温など）になればなるほど効果を発揮する。

剥がれ落ちた共晶膜は、もとの成分に還元し共晶膜を再現することから、経時劣化するオイルとは異なり、潤滑効果が長期に持続する。本添加剤のメカニズムについては、複雑な流体や摩耗粉などの要因が絡み、理論解析により精密に解明することが困難であるが、著者らの知見や分析により図 3 - 2 - 1 4 に示すような仮説を立て、油分析法などによる検証を行った。すなわち、摺動エネルギーにより活性化された成分が共晶膜となり、金属表面に固着コーティングされ、超潤滑膜を形成する。この成分は特殊な有機の High Carbon 系の流体であるが、詳細成分については公表されていない。

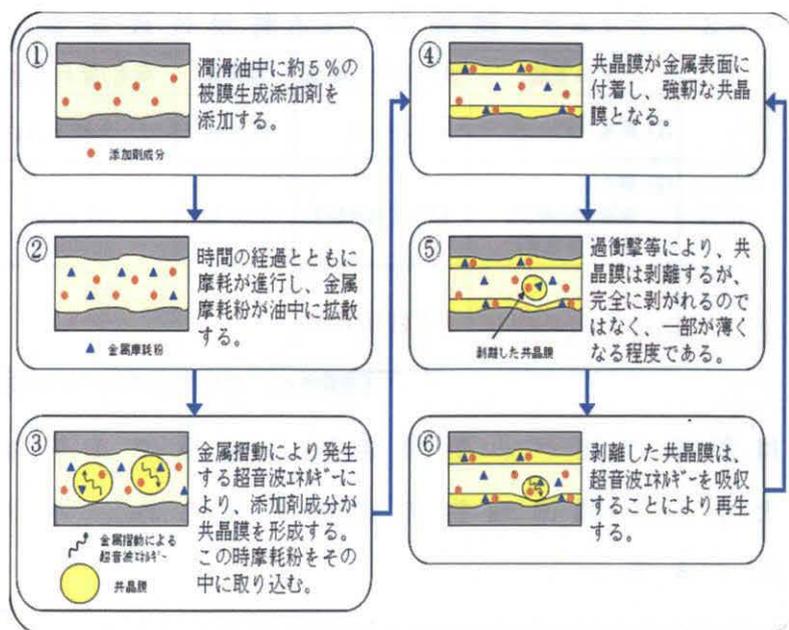


図 3 - 2 - 1 5 潤滑皮膜生成添加剤の機能
メカニズム

3 - 2 - 5 添加剤使用前後の診断結果比較による効果検証
本研究では、添加剤使用開始直前の点検からつぎの点検までの1年3ヶ月間の診断結果を基にして、本添加剤の効果を検証した。本節では、AE法と油分析法を用いて添加剤使用前後の診断結果を比較し、本添加剤の効果を定性的に評価する。

3 - 2 - 5 - 1 ティムケン試験機による潤滑性能の測定結果

試験方法は、リングとブロックを線接触させ、注油しながら10分間リングを回転させる。摩耗痕の状況から焼付きの有無を確認し、焼き付かない最高荷重を求める。その値を摩耗痕の大きさで除することにより、平均接触圧力が求められる。表3-2-2はティムケン試験機による潤滑性能の測定結果である。

表 3-2-2 ティムケン試験機による潤滑性能測定結果

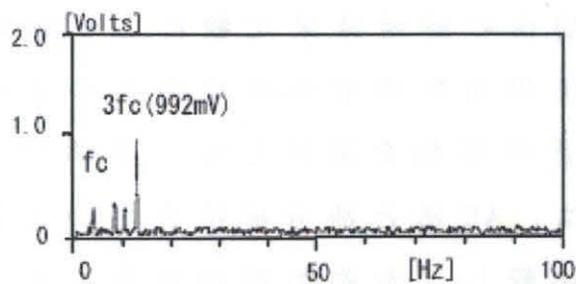
テスト油	焼付き時の荷重	摩耗痕	荷重/摩耗痕面積
(1) 新油	114 kg	23.6 mm ²	4.83 kg/mm ²
(2) 新油+ 被膜生成添加剤 (5%含有)	437kgで焼付かず	3.45 mm ²	127 kg/mm ²
(3) 使用油(6ヶ月) <被膜生成添加剤含む>	437kgで焼付かず	3.97 mm ²	110 kg/mm ²

(使用オイル: 出光ダフニギヤオイル #220)

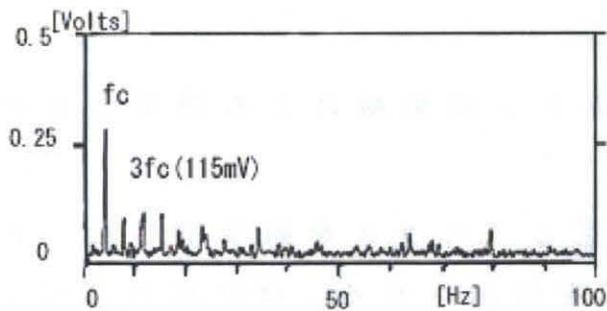
使用油は新油に比べ、焼付き時の荷重で4倍以上の差があることから、潤滑性能の改善が見られ、本添加剤の効果が確認できた。

3-2-5-2 AEによる診断結果の時間的推移評価

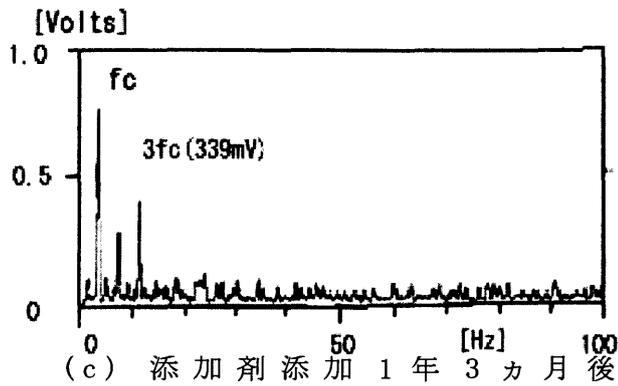
① AEエンベロップ処理データ



(a) 添加剤使用前



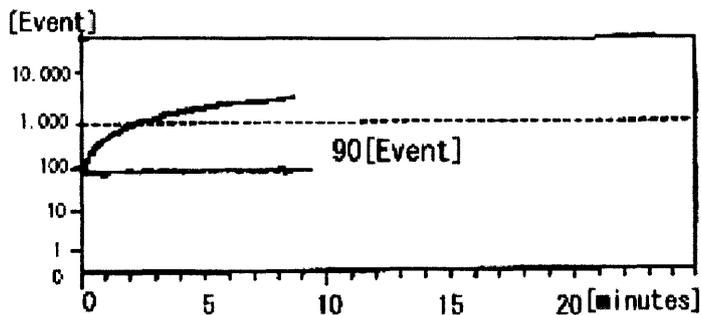
(b) 添加剤添加1ヵ月後



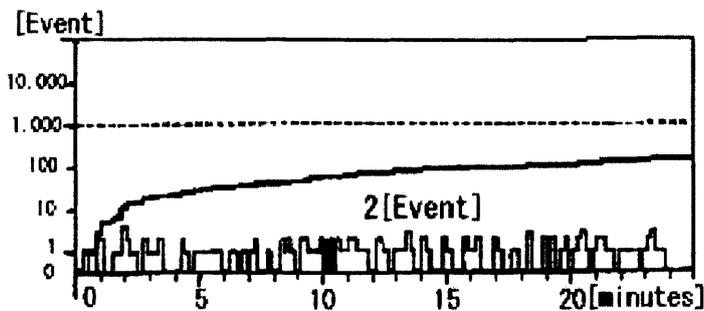
(c) 添加剤添加 1 年 3 ヶ月後
 図 3 - 2 - 1 6 AE 周波数分析結果

エンベロープ処理データによる分析においては、添加剤使用前は回転数の 3 倍成分が支配的であった（図 3 - 2 - 1 6 (a)）。一方、添加剤使用開始後 1 ヶ月の測定結果では、回転数成分が支配的となり、以前高かった回転数の 3 倍成分のレベルは低くなっている（図 3 - 2 - 1 6 (b)）。しかし、その後周波数レベルは全体的に上昇した。この結果から、異常の進行とともに 3 倍成分が上昇してくる傾向があるといえる。（図 3 - 2 - 1 6 (c)）⁽²⁷⁾⁽²⁸⁾

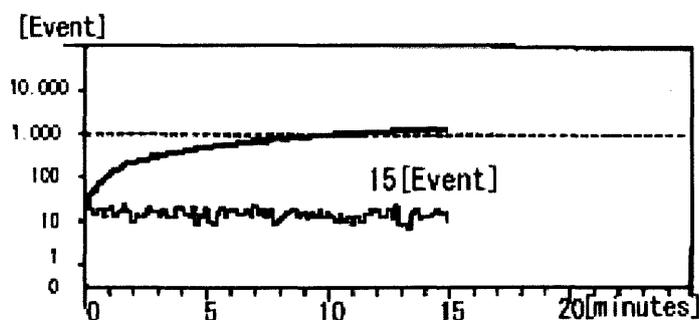
② AE 診断の事象率測定



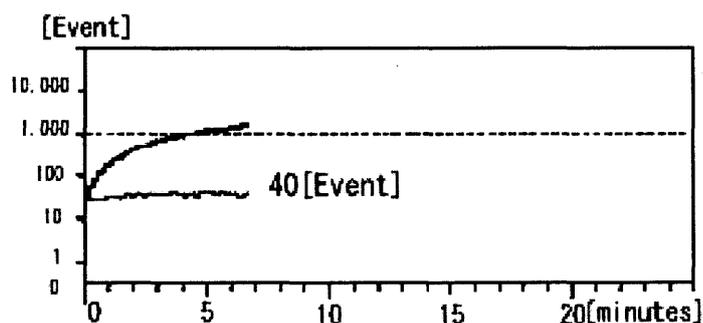
(a) 添加剤使用前



(b) 添加剤添加 1 ヶ月後



(c) 添加剤添加 5 ヶ月後



(d) 添加剤添加 1 年 3 ヶ月後

図 3-2-17 事象率の結果

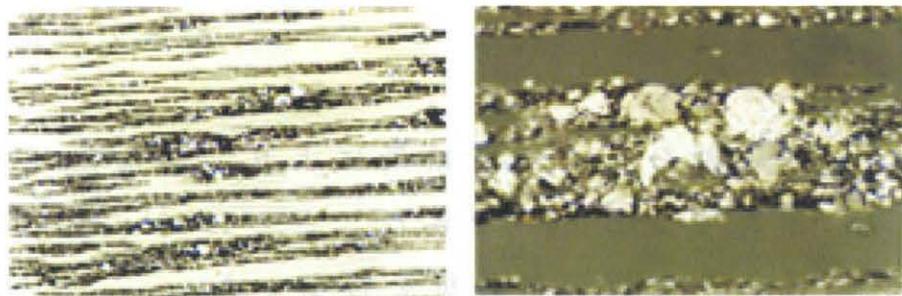
添加剤使用前の事象率では、カウント数が 500 カウント／分を超えており、弾性波を発するクラックや剥離が多少発生していたと推定される。一方、添加剤使用開始 1 ヶ月後はカウント数が 10 カウント／分以下となり、その後はややカウント数が多くなっている。このように事象率が緩やかな上昇傾向を示している原因としては、潤滑油の劣化による異常摩耗が発生しているわけではなく、共晶膜の剥離による金属接触が検知されてると考え劣化は緩やかに進んでいると考えている。したがって、使用開始後 1 年以上経過しても添加剤の効果は継続しているといえる。(図 3-2-17 (a)、(b)、(c)、(d))

3-2-5-3 潤滑油分析による診断結果の時間的推移 評価

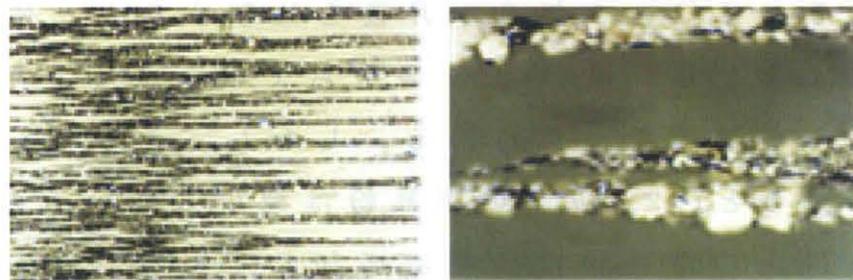
添加剤使用前は、軸受鋼と推定される約 $180 \mu\text{m}$ の薄片

状摩耗粒子や疲労摩耗粒子がやや多く見られた（図3-2-18(a)）。使用開始1ヶ月後の結果では、金属摩耗粒子の数に変化は見られないが、サイズの大きい摩耗粒子は減少している（図3-2-18(b)）。また使用開始5ヶ月後になると、摩耗粒子の数も僅かに減少した（図3-2-18(c)）。

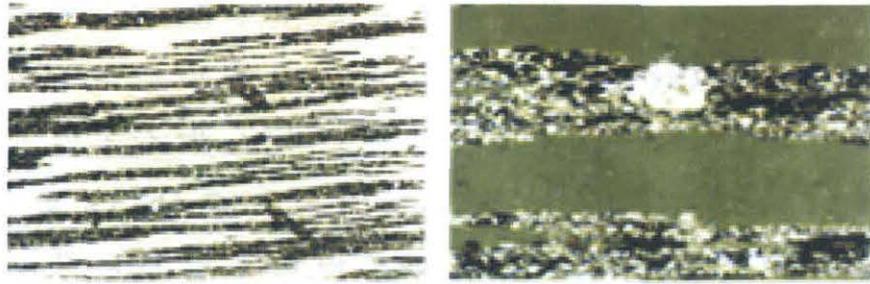
また、添加剤使用開始1年3ヶ月後の分析結果では、使用開始5ヶ月後までとは全く異なった形態を呈している（図3-2-18(d)）。このフェログラフィー結果について製造元と共に調査研究を行ったところ、共晶膜がミクロン～サブミクロンレベルの摩耗粉を共晶膜中に吸収し、潤滑被膜を形成する活性化成分となっている状態であり、この成分が金属面に固着皮膜を形成するため、従来の一般オイルを用いた時のような摩耗粉は観測されないことが分かった。この現象は本添加剤が摩耗を抑制し、金属摩耗粉量が大幅に減少しているといえる。



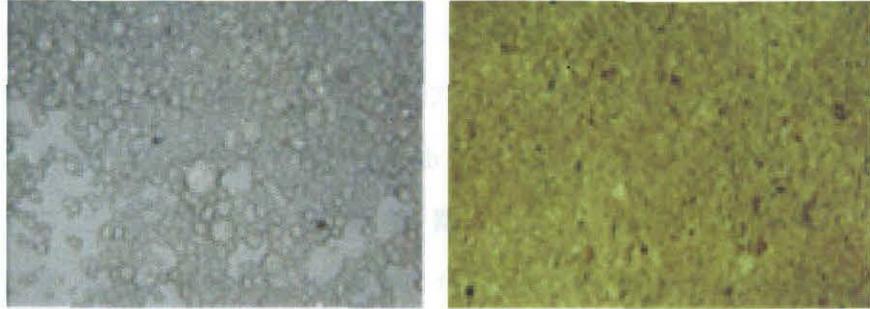
(a) 添加剤使用前



(b) 添加剤添加1ヵ月後



(c) 添加剤添加 5 ヶ月後



(d) 添加剤添加 1 年 3 ヶ月後

図 3 - 2 - 1 8 フェログラフィー解析結果

3 - 2 - 5 - 4 潤滑油定量分析 (パーティクルカウンター)

結果の時間的推移

A E と油分析の診断結果により、添加剤の効果を定性的に確認することができた。さらにパーティクルカウンターにより定量的に分析を行なった。

結果を表 3 - 2 - 3 に示す。添加剤使用直後と使用開始 5 ヶ月後、1 年 3 ヶ月後を比較すると、使用直後に比べて 5 ヶ月後は Y-NAS 等級も 1 5 級から 1 4 級になり、明らかな改善が見られる。しかし、1 年 3 ヶ月後の結果を見ると、 2μ 以下の摩耗粉は減少しているのに対し、 2μ 以上の磨耗粉は極端に増加している (Y-NAS 等級 1 8 級)。この原因としては、以下のことが考えられる。

表 3 - 2 - 3 定量分析結果

	使用開始直後	5ヵ月後	1年3ヵ月後
1 μ ～	196,579	175,510	161,549
2 μ ～	167,234	141,604	158,892
5 μ ～	73,128	43,881	146,434
10 μ ～	4,339	868	97,947
15 μ ～	643	123	52,447
25 μ ～	123	30	17,769
50 μ ～	13	7	297
100 μ ～	2	3	13
Y-NAS等級	15級	14級	18級

[単位：個/mL]

定量分析の原理は、図 3 - 2 - 19 に示すように、採取した潤滑油を一定の流速で計測セル内に流し、計測セルの片側に設置された発光源（レーザーダイオード）から出される平行光線を粒子が遮った領域を、フォトディテクターによって計測するというものである。この平行光線を遮る粒子は金属でなくてもカウントされる。2 μ 以下の摩耗粉は、前述のとおり共晶膜の中に取り込まれるため、減少する。しかし、その取り込まれた摩耗粉は、共晶膜の中で光線に対して重なった状態で遮光すればサイズの大きい摩耗粉として測定される。また、泡、汚れ、色相変化などの現象がオイルの劣化に伴って目立ってくることも一因と考えられる。したがって、今回の添加剤使用開始 1 年 3 ヶ月後の結果は、サイズの大きい金属摩耗粒子の数ではなく、小さな摩耗粉の集合体やオイルの劣化に伴って発生する汚れなどを検出していると考えられる。

今回の仮説の再現性評価として、同機器において開放検査後の状況について次章にて検証する。

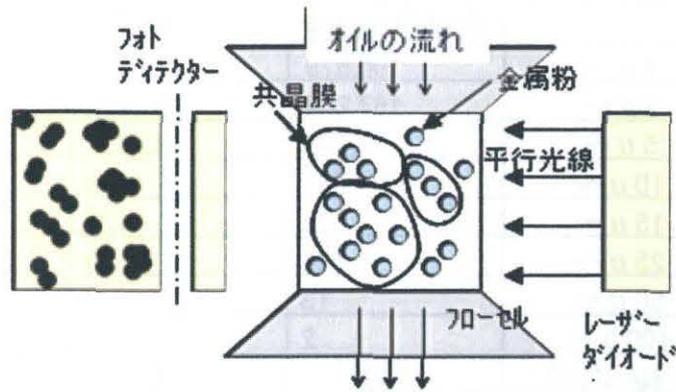


図 3 - 2 - 1 9 定量分析装置の分析機構

3 - 2 - 6 添加剤の効果に関する検証

- ① 5%程度の添加剤を含む使用油において、焼付き時の荷重を新油と比べると、4倍以上の差があることから潤滑性能は改善されている。
- ② AEエンベロップ分析より、異常の進行とともに3倍成分が上昇してくる傾向があることが確認できた。これは、遊星歯車数に起因すると考えられる。
- ③ フェログラフィー分析において、添加剤使用1年3ヶ月後の結果は、それ以前の結果と全く異なった形態を示しており、サイズの大きい金属摩耗粒子は検出されていない。これは本添加剤が摩耗を抑制し、金属摩耗粉量が大幅に減少したためと考えられる。
- ④ 使用開始後1年3ヶ月の定量分析では、 2μ 以下の摩耗粉は減少しているのに対し、 2μ 以上の摩耗粉は極端に増加している。これは、サイズの大きい金属摩耗粒子の数ではなく、小さな摩耗粉の集合体やオイルの劣化に伴って発生する汚れなどを検出していると考えられる。

3-2-7 開放点検検証および開放点検周期の推定

3-2-7-1 開放点検結果および開放点検後の 運転状況

当機は添加剤使用開始1年3ヶ月後に定期点検を実施した。点検結果を以下に示す。

① 入力軸

入力軸のギヤ歯面に異常はなく、軸受の摩耗損傷も特に見られなかった。

② 遊星軸

添加剤使用前の異音発生時の診断において、軽微な摩耗が生じていると推定された遊星軸軸受に末期的な異常摩耗は見られなかった。すなわち、異常の初期段階にAEと油分析により異常を検出し、潤滑油に本添加剤の使用により摩耗の進行を大幅に遅らせ、設備使用寿命の延長効果が得られた。

点検実施後、潤滑油に再び本添加剤を添加し、定期的に診断を実施した。図3-2-20に添加剤使用2回目のフェログラフイー分析結果を示す。

2回目の結果では、1回目と比べてサイズの小さい正常摩耗粉が観測され、共晶膜が確認された。



(a) 添加剤添加7ヵ月後 (b) 添加剤添加1年3ヵ月後

図3-2-20 フェログラフイー解析結果（再現試験）

図3-2-18に示す1回目の結果と比較すると、結

果に若干の違いが見られる。その原因としては、1回目は機器の異常が確認された後に添加剤を使用したのに対し、2回目は開放点検（軸受交換）後、新油に使用しており、使用開始条件が異なることが考えられる。今回は使用条件の違いにより、1回目と2回目の診断結果を直接比較することは困難であるが、両ケースいずれの場合にも、異常成分は確認されず、添加剤を使用した効果が確認できた。

これらの検証結果より、本添加剤が摩耗の抑制に非常に有効であることを再確認することができた。

3-2-7-2 AE事象率を用いた開放点検周期の推定

前述のように、今回の開放点検ではギヤ歯面、軸受等に末期的な異常は検出されなかった。そこで、仮に点検を実施しなかった場合、あとどのくらいの期間運転を継続できたのか、事象率結果を用いて推定した。図3-2-21は添加剤使用前後の10秒間のカウント数の変化である。仮に添加剤使用前のカウント数90 [/10sec] を使用限界レベルと考えると、多項式近似により、次回の点検（使用限界レベルに達する）時期を推定することができる。この結果より、あと1年間運転継続可能であったと考えることができる。

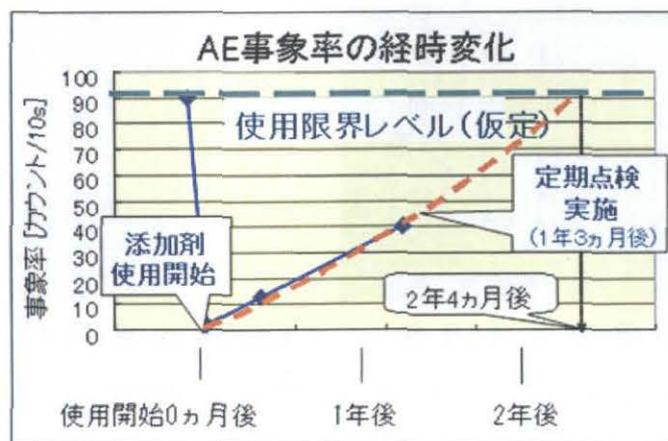


図3-2-21 事象率の時間経過による変化

3 - 2 - 8 本節のまとめ

本節では、A E法と潤滑油分析法を用いて、重要な回転機械設備である遊星歯車式減速機の異常検出・診断法を提案し、また、潤滑被膜生成添加剤の使用による使用寿命延長法を検討・提案した。主な成果はつぎのようにまとめられる。

- 1) 対象の減速機は、振動法より早期に異常検知の可能なA Eと油分析による診断結果および当機の過去の運転実績から、異常原因は「減速機内部の遊星歯車軸受部が潤滑不良となり、軽微な摩耗が生じている」と推定された。そこで、対策として潤滑改善が必要と判断し、潤滑被膜生成添加剤を使用した。
- 2) 潤滑被膜生成添加剤の潤滑メカニズムを提案した。
- 3) ティムケン試験、A E診断、油分析診断を時間軸で評価し、それらの分析結果と開放点検結果から、本添加剤は有効に作用していることが確認できた。
- 4) 油分析において、添加剤使用1年3ヶ月後の結果は、それ以前の結果と全く異なった形態を示しており、サイズの大きい金属摩耗粒子は検出されていない。
- 5) 使用開始後1年3ヶ月の定量分析では、 2μ 以下の摩耗粉は減少しているのに対し、 2μ 以上の摩耗粉は極端に増加しているが、これはサイズの大きい金属摩耗粒子の数ではなく、共晶膜中の小さな摩耗粉の集合体やオイルの劣化に伴って発生する汚れなどを検出していると考えられる。
- 6) 開放点検の結果、入力軸、遊星軸のギヤ歯面、軸受に末期的な異常は見られなかったので、潤滑油に本添加剤の使用により摩耗の進行を大幅に遅らせ、設備使用寿命の延長効果が得られた。
- 7) A E事象率測定において、添加剤使用前のカウント数

90[/10sec]を使用限界レベルと仮定し、余寿命予測を行なった。

- 8) 点検後、再度添加剤を使用し、定期的に診断を実施したが、フェログラフイー結果において異常成分は確認されなかった。

以上より、減速機のような回転機械設備の診断においては、簡易・精密診断の手法としてAE法と油分析の結果を併用することが非常に有効であることが実証できた。また、潤滑油に適切な添加剤を使用することによって、摺動面の摩耗が抑制されることが確認でき、歯車減速機設備の寿命延長に充分寄与できることが分かった。

今後の課題としては、本添加剤と同じような特殊効果を持つ他のオイル添加剤についても、実機に使用し、その有効性の検証を行い、回転機械設備の寿命延長技術および余寿命予測技術を高めることと考えている。

3 - 3 回転軸の表面メッキ層による劣化・折損の原因 究明および防止法

3 - 3 - 1 本節のはじめに (3 0)

構造体の装飾や耐摩耗性を向上させる、または補修後の隙間調整などの目的でメッキの塗布が生産現場では頻繁に行われる。(3 1) 筆者らの生産現場内において変速機の入力軸がメッキ加工後、軸受部直近より折損が発生した。

本設備は設置後 3 0 年ほど経過しているが過去に同様な損傷に関する経験はなく、また自社の損傷事例データベース、業界などの事例データや文献などにて調査しても確認する事が出来なかった。(3 2) - (3 6) 通常、このような事象に遭遇した時は経年劣化による損傷として片付けられる事が多いが、本件は開放点検後まもなく折損に至ったことから、力学的な視点から詳細を検証することにした。

このメッキの塗布後に発生した回転減速機の軸折損のケースについて、設備診断技術や材料力学などの手法を用いて原因究明を行った。本節では、この破損状況および分析結果を示し、回転軸のメッキ塗装による注意すべき項目について述べ、特に、高強度鋼にめっき塗装を施す場合には熱処理としてベーキング処理を行うことの重要性を論じ、破損のメカニズムの視点から破損防止の対策を提案する。

3 - 3 - 2 本節の対象設備

3 - 3 - 2 - 1 表面加工技術について (1 2)

電解メッキ：メッキされる金属製品を陰極とし、メッキする金属を陽極としてメッキ液中に浸し、これに電流を流し、電解によって金属製品の表面に目的の金属を被覆層として析出させる方法である。厚さとして数百 μ 以下である。

溶射：金属や金属化合物を加熱して、細かい溶滴状にし、加工物の表面に吹き付けて密着させる方法である。母材の温

度上昇が一般には低く、熱影響および熱ひずみの出ない状態で各種の金属を溶着する事が出来る優れた技術である。厚さは数十 μ ～数千 μ と自由である。

表面硬化：鉄鋼材料に対する浸炭や窒化処理、高周波焼入れが代表的である。最近では硫化処理をはじめ、Al、Cr、Ti、Wなどの金属やその炭化物を素材表面から拡散浸透させる手法が開発されている。処理法もガス、塩浴、真空、イオンなどがある。耐摩耗性をはじめ、耐疲労性、潤滑性、靱性などの機能が達成される

コーティング：有機高分子材料やガラスなどの無機質材料で金属など被覆させるもので、流動浸漬、スプレー溶射、静電、吹き付けなどがあり、いずれも数十～数百 μ mのプラスチック粉末を、①金属に付着後溶融 ②加熱金属に接触、溶融 ③半溶融状態でコーティング、という方法の単独又は組み合わせで施工されることが多い。

3-3-2-2 排ガス設備概要

本研究で対象とした変速機の仕様を以下に示す。当機は回転型排ガス空気予熱器を回転させる為の駆動機であり、モーター駆動の後、はすば歯車にて変速されている。

図3-3-1に機器の配置図を示す。図3-3-2に空気予熱器の構造図を示す。この予熱器は空気と排ガスの熱交換を機能としており、空気を300℃程度に予熱する。

変速機仕様： 入力軸 1200 rpm
出力軸 16.5 rpm (減速比1/73)

材質： SNCM439

軸径： 25 ϕ

モーター容量： 3.7KW

回転型排ガス空気予熱器回転数： 2.3rpm

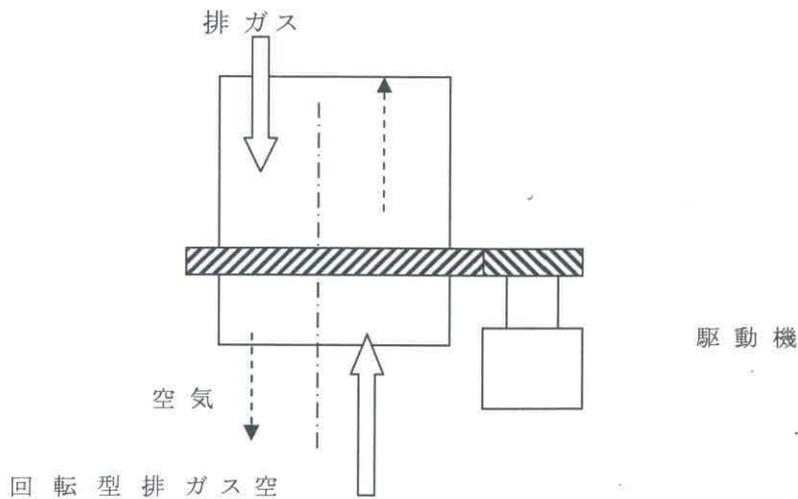


図 3-3-1 機器配置図

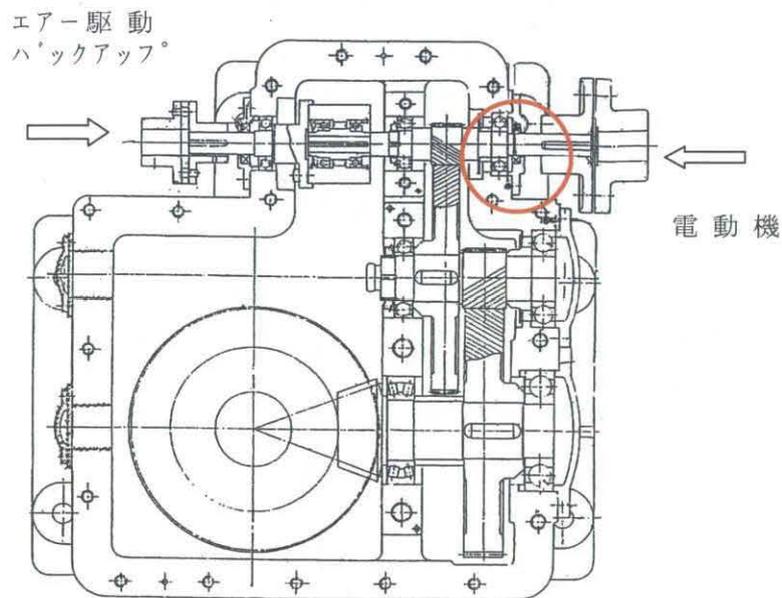


図 3-3-2 空気予熱器の構造図

3-3-3 損傷概況と破断面検査

3-3-3-1 損傷が起きたときの運転状況

安定運転を継続していた排ガス空気予熱器の排ガス温度が突然上昇し、熱交換出来ない状況になった。

電流値は通常の数よりは低いながら値を示している。そのことは機械としては駆動していることを表している。そこで、現場を確認すると駆動側電動機は動いているが、回転型排ガス空気予熱器は停止していた。

電動機側の軸破損と判断し、直ちに、電動機を停止し、エア駆動機側を起動し運転を継続した。

3-3-3-2 損傷部の外観検査

入力軸の破断位置はカップリングの先端から約90mmの位置（ケーシングカバーのオイルシール部）の段付き部が軸方向に直角に折損していた。破面はほぼ平らで、最終破断部のみ傾斜角をもって折損していた。図3-3-3に折損した変速機側の軸を示す。軸の表面はオイルシールによる摺動傷が生じていた。



図3-3-3 折損した変速機側軸

3-3-4 材料特性の分析

3-3-4-1 金属組織検査

入力軸の組織は機械構造用合金鋼の健全な組織で問題はなかった。しかし、図3-3-4に示すようにメッキ層には無数の割れが見られ、一部にはメッキ欠落部も確認された。また、図3-3-5に示すようにメッキ層からつながった割れが数箇所、母材（軸）にまで達していた。

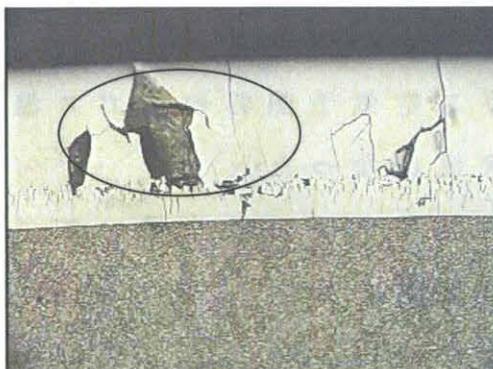


図3-3-4. メッキ層の剥がれた箇所
(110倍)

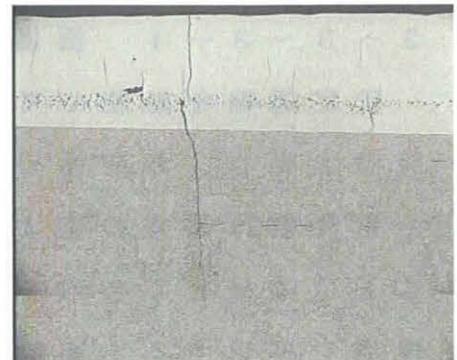
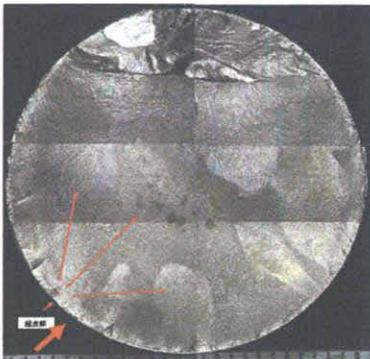


図3-3-5 メッキ層を突き抜けた亀裂(350倍)

3-3-4-2 破面検査

マクロ的な観察による破面検査の結果、図3-3-6に示すように起点部と思われる箇所にラチェットマークとビーチマークが認められた。また、起点部には図3-3-7に示すようなメッキ層の亀裂が確認された。走査型電子顕微鏡（以降SEMとする）による図3-3-8のようなマイクロ検査（1400倍）によると周囲の摺動部は潰れていたが、中心部にはストライエーション模様が認められた。また、メッキ層と軸の間には剥離と割れが認められた。



起点

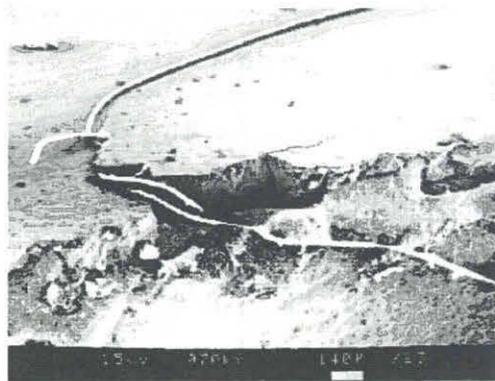


図3-3-6 折損した軸のマクロ写真 図3-3-7 起点部付近のメッキ層の亀裂状況（700倍）



図3-3-8 破面のマイクロ写真（1400倍）

3-3-4-3 硬度測定

軸の母材部の硬さは、Hv309～321であった。JIS G4103（1989）規格値はHv309～372であり、問題は認められない。メッキ層の硬度はHv713である。メッキの硬さとしては適正であるが、発注時の仕様を確認したところ、熱処理（ベーキング処理）されていないことが考えら

れる。

メッキしたときの熱処理（ベーキング処理）は水素除去と母材に引張りの残留応力が残り、疲労限度が低下するのを防ぐために施工するが、SNCM材という高強度鋼の熱処理温度に関してはケース・パイ・ケースというのが実状である。

3-3-4-4 軸の成分分析

結果は表3-3-1に示すように、全てJIS G4053の規格値内であり問題は認められない。

表3-3-1 軸母材成分分析結果

材質：SNCM439

	C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo
供試料	0.39	0.27	0.74	0.015	0.016	1.74	0.76	0.16
規格値	0.36 ~ 0.43	0.15 ~ 0.35	0.60 ~ 0.90	< 0.03	< 0.03	1.60 ~ 2.00	0.60 ~ 1.00	0.15 ~ 0.30

（分析方法：JIS G1253 スパーク放電発光分光分析法）

3-3-4-5 強度解析

3-3-4-5-1 ねじりと曲げ応力

当該部に発生する応力はねじりと曲げの組み合わせを受ける図3-3-9の軸モデルで考える。

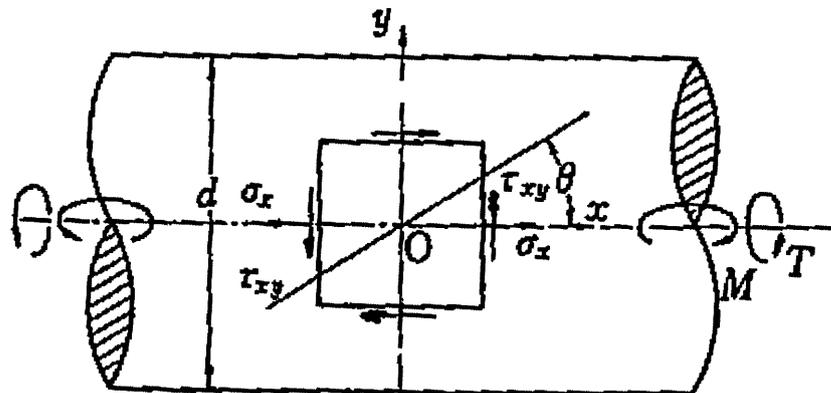


図3-3-9 強度解析のモデル(曲げ、ねじり)

y 軸廻りに曲げモーメント M が作用することにより、以

下の応力が生じる。

$$\sigma_x = (32/\pi d^3) M, \quad \sigma_y = 0, \quad \tau_{xy} = \tau_{yx} = 0 \quad (3-3-1)$$

また、ねじりモーメント T が作用すれば以下の応力が生じる。

$$\sigma_x = \sigma_y = 0, \quad \tau_{xy} = \tau_{yx} = 16/\pi d^3 T \quad (3-3-2)$$

図 3-3-10 に示すように軸表面には長方形板の周辺に一様に分布した垂直応力およびせん断応力が生じる。

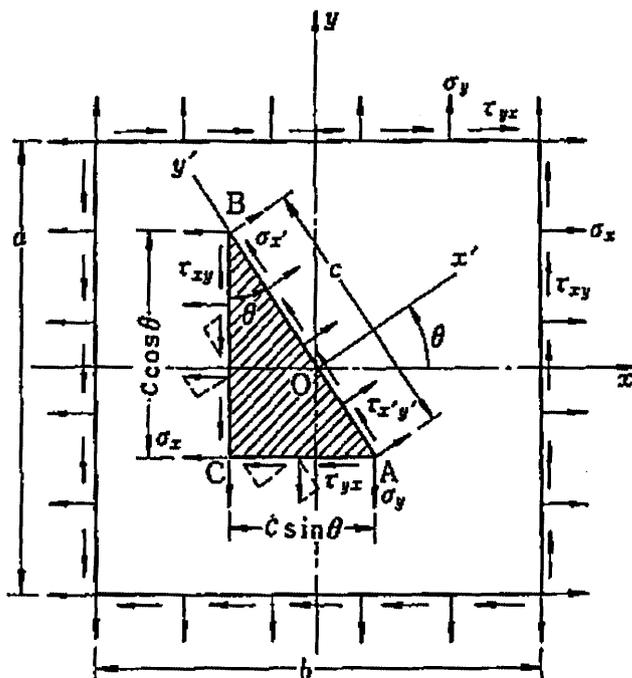


図 3-3-10 2 軸方向の引張りとせん断による斜断面の応力

長方形板内の O を通る面 AB に生じる応力を求めるためにその周囲に生じている応力の釣り合いを考える。

$$\overline{AB} \sigma'_x = \overline{BC} \sigma_x \cos \theta + \overline{AC} \sigma_y \sin \theta + \overline{BC} \tau_{xy} \sin \theta + \overline{AC} \tau_{yx} \cos \theta$$

$$\frac{\overline{BC}}{\overline{AB}} = \cos \theta, \quad \frac{\overline{AC}}{\overline{AB}} = \sin \theta, \quad \tau_{xy} = \tau_{yx} \text{ より}$$

$$\sigma'_x = \sigma_x \cos^2 \theta + \sigma_y \sin^2 \theta + \tau_{xy} \sin 2\theta \quad (3-3-3)$$

σ'_x の極値をとるために式 (3-3.3) を θ で微分する。

$$\frac{d\sigma'_x}{d\theta} = \sigma_x (-2 \cos \theta \sin \theta) + \sigma_y (2 \sin \theta \cos \theta) + \tau_{xy} (2 \cos 2\theta) = 0$$

整理すると

$$\tan 2\theta = \frac{2\tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y} \quad (3-3-4)$$

式 (3-3-4) を満足する θ の最小値を θ_1 とすれば、
 $\theta = \theta_1$ 、 $\theta_1 + \pi/2$ においては極値を持つ θ を求めるた
 めに $\tan 2\theta$ を θ で微分して整理すると

$$\begin{aligned} \frac{d \tan 2\theta}{d\theta} &= \sec^2 2\theta = \frac{1}{\cos^2 2\theta} \\ &= 1 + \tan^2 2\theta \\ &= 1 + \left\{ \frac{2\tau_{xy}}{(\sigma_x - \sigma_y)} \right\}^2 \\ &= \frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2}{(\sigma_x - \sigma_y)^2} \end{aligned}$$

よって

$$\cos 2\theta = \pm \frac{\sigma_x - \sigma_y}{\sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2}} \quad (3-3-5)$$

$$\sin 2\theta = \pm \frac{2\tau_{xy}}{\sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2}} \quad (3-3-6)$$

また式 (3-3-3) を変形すると

$$\begin{aligned} \sigma'_x &= \sigma_x \cos^2 \theta + \sigma_y \sin^2 \theta + \tau_{xy} \sin 2\theta \\ &= \frac{\sigma_x}{2} (1 + \cos 2\theta) + \frac{\sigma_y}{2} (1 - \cos 2\theta) + \tau_{xy} \sin 2\theta \\ &= \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cos 2\theta + \tau_{xy} \sin 2\theta \end{aligned}$$

式 (3-3-5) (3-3-6) を代入し整理すると主応力は以下となる。

$$\left. \begin{matrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \end{matrix} \right\} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (3-3-7)$$

曲げモーメントとねじりモーメントが同時に作用すれば、
 主応力は重ねたものなり、最大主応力は以下となる。

$$\begin{aligned} \left. \begin{matrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \end{matrix} \right\} &= \frac{1}{2} \frac{32}{\pi d^3} M \pm \sqrt{\left(\frac{1}{4} \left(\frac{32}{\pi d^3} M \right)^2 + \left(\frac{16}{\pi d^3} T \right)^2 \right)} \\ &= \frac{1}{2} \left(\frac{32}{\pi d^3} \right) \left\{ M \pm \sqrt{M^2 + T^2} \right\} \end{aligned} \quad (3-3-8)$$

$$\sigma_m = \frac{1}{2}(32/\pi d^3) (M + \sqrt{M^2 + T^2}) \quad (3-3-9)$$

3-3-4-5-2 はめあいによる周方向応力

内円筒 A と外円筒 B の接触面に生じるはめあい圧力を算定する。

$$\delta = 2p_c r_2 \left\{ \frac{r_2^2 + r_1^2}{E_A(r_2^2 - r_1^2)} + \frac{r_3^2 + r_2^2}{E_B(r_3^2 - r_2^2)} - \frac{\nu_A}{E_A} + \frac{\nu_B}{E_B} \right\} \quad (3-3-10)$$

r_1 : 内円筒の内半径 r_2 : 内外円筒の接触面の半径
 r_3 : 外円筒の外半径 E_A : 内円筒の縦弾性係数
 E_B : 外円筒の縦弾性係数 ν_A : 内円筒のポアソン比
 ν_B : 外円筒のポアソン比

ここで、 $E_A = E_B = E$ 、 $\nu_A = \nu_B = \nu$ とすると整理でき

$$p_c = \frac{E \delta (r_2^2 - r_1^2)(r_3^2 - r_2^2)}{4 r_2^3 (r_3^2 - r_1^2)} \quad (3-3-11)$$

ここで、 $r_1 = 0$ 、 $r_2 = d/2$ 、 $r_3 = a/2$ とすると

$$p_c = \frac{(a^2 - d^2)}{2a^2 d} E \delta \quad (3-3-12)$$

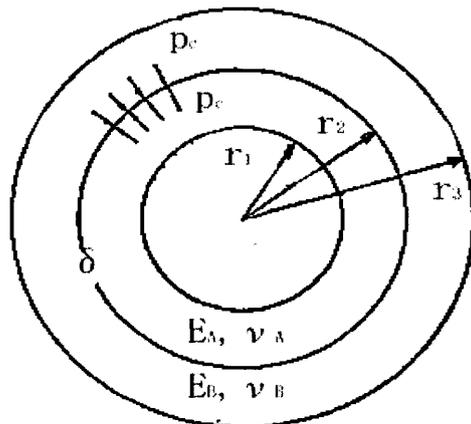


図 3-3-11 はめあいの力 (組合せ円筒)

また、外圧 p_c を受ける場合の円周応力 σ_R は以下である。

$$\sigma_R = -\frac{p_c r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \left(1 - \frac{r_1^2}{r^2} \right) \quad (3-3-13)$$

ここで、 $r_1 = 0$ とすると以下となる。

$$\sigma_R = -p_c$$

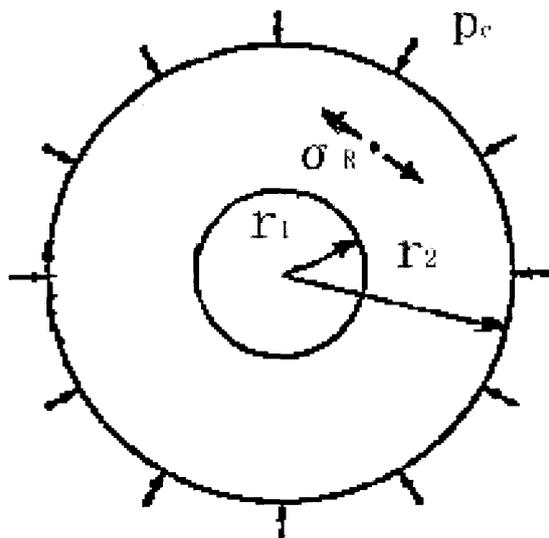


図 3-3-12 外圧のモデル

したがって、絶対値で考えると周方向応力が求まる。

$$\sigma_R = \frac{a^2 - d^2}{2a^2 d} E \delta \quad (3-3-14)$$

3-3-4-5-3 発生応力

$$\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_R \quad (3-3-15)$$

T: トルク (N・mm) d: 軸径 (mm) δ: はめ合い

M: 曲げモーメント (N・mm) a: カップリング外径 (mm)

E: 縦弾性係数 (MPa)

電動機のトルクによるねじりや、形状変化、微小割れの切り欠き係数などを考慮すると発生応力は $\sigma_{\max} = 170 \text{ MPa}$ となる。

材料の疲労限度

材質: SNCM439 による回転曲げ疲労限度に寸法効果係数、表面効果係数を考慮すると以下となる。(37) - (38)

$$\sigma_w = 313 \text{ MPa}$$

3-3-4-6 メッキ施工時の疲労限度の低下に関して (39) - (41)

メッキ施工時の疲労限度は普通の軸材の約半分に低下するといわれている。John O. ALMEN & Paul H. BLACK によると理論的解釈を以下のように述べている。

「メッキ層には引張残留応力が残るので、母材には平衡状態を保つために圧縮残留応力が残る。強く母材に接着しているメッキ層に亀裂が発生したとき、その亀裂が切り欠きの役目をし、母材には、母材の表面に同じ深さ、および形状の切り欠きができた場合と同じ応力集中が生じる。そのため引張残留応力は局部的に母材が受けるようになり、従って疲労限度は低下する。 図 3-3-15 にモデルを示す。」

図 3-3-13、図 3-3-14 に文献の実験データを示す。実験データは文献を参照したことから、単位は文献と同じとする。

双方とも、疲労限度として普通の軸材の 50% 程度ということがいえる。

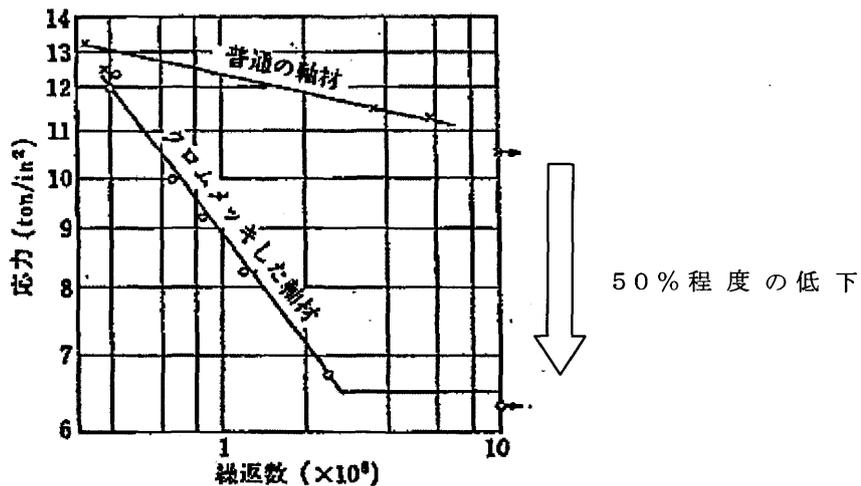


図 3-3-13 クロムメッキしたときの疲労限度の変化

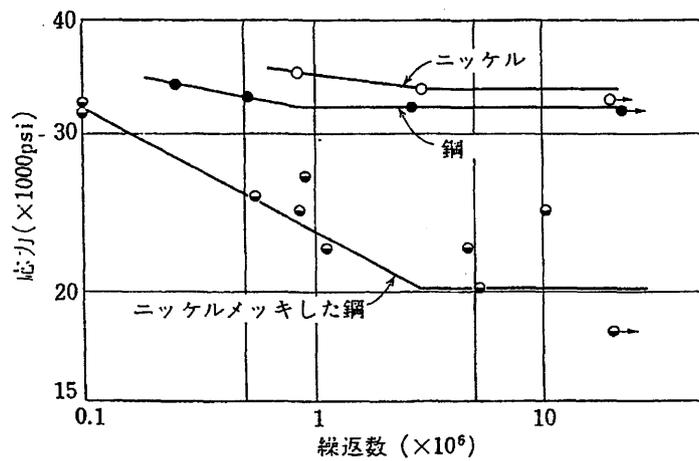


図 3-3-14 ニッケルメッキしたときの疲労限度の変化

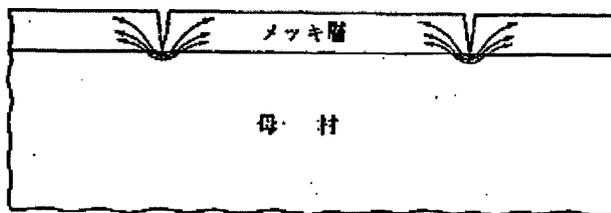


図 3-3-15 メッキ層にての亀裂の影響 [11]

そこで、今回の疲労限度も 50% 低下したとして補正すると、 $\sigma_w = 156$ MPa となる可能性がある。従って、想定される疲労限度としては $\sigma_w = 156 \sim 313$ MPa と考えられる。

3-3-5 損傷原因推定と熱処理手法について

メッキ層の欠損や不具合部においては軸の表面にオイルシールがあり環状ノッチ状の傷がついたことで応力集中が発生したことや、メッキして熱処理を実施していなかったことからクロムメッキ層内に無数の割れを生じ、そこを起点として進展し、メッキにより疲労限度の低下につながり疲労破壊を起こしたものと考えられる。

表 3-3-2 強度解析の結果

発生応力 (σ_{max})	判定	回転曲げ疲労限 (σ_w)	
170	>	156~313	疲労破壊の 可能性あり

今回の事象を参考に以下の点に関して明確になった。
施工上の注意事項として提案する。

メッキ前の熱処理として極度の冷間加工や機械加工を施した鉄鋼素材で、その引張り強さが1000MPa以上（硬さでほぼ、30HRC、295HV、280HB）のものには応力除去の熱処理が必要である。処理条件は、一般に二つの方法のなかからえらばれる。

- 1) 焼きもどし温度範囲の最高温度で30分。
- 2) 190℃～210℃で1時間以上。

また浸炭焼入、火炎焼入、高周波焼入およびその後に研削を施した鋼のうちあるものには、この条件では質の低下を招くことがあるので、より低い温度で（例えば170℃、1時間以上）応力除去を行う。

なお、ISO6158にて規定されているように素地の引張り強さが1,500MPa（硬さではほぼ45HRC、440HV、415HB）以上の鋼には、メッキは施すべきではない。

規格上の参考として確認したところ、メッキ施工後の熱処理方法として以下の点が示されている。

ISO6158では引張り強さ1,050MPa以上の鉄鋼部品について190～220℃で8～12時間以上の熱処理をメッキ後4時間以内のできるだけ早い時期に行うよう規定している。

ASTM STP543-EBでは1,200MPa以上の鉄鋼部品は、最低190℃で3時間以上のベーキング処理（水素脆性除去工程）をするよう規定している。

JIS H8615では処理温度は190～230℃とし、適正な処理温度および処理時間は、受渡事者間の協定によることになっている。

高強度鋼にメッキを塗布する場合にはベーキング処理を施すことが必要である。

また、メッキ後の熱処理は、素材の引張り強さ1,000MPa以上のものに限らず、使用時に疲労や静的荷重を受ける構造物にも施すことが好ましい。

ここで、ベーキング処理に関して解説するとともに期待する熱処理効果を示す。

メッキを施工にて、その工程で水素と酸素を発生させる。この水素が金属の結晶中に滞留することが原因で、金属の強度が下がること、すなわち「水素脆性（水素脆化）」を起こす。このため、割れ感受性の高い高張力鋼などのケースにてはメッキ後のベーキング処理により、脱水素を行う。

脱水素以外でベーキング処理に期待する効果を列挙する。

- ・ 内部応力の緩和
- ・ 界面に存在する格子欠陥の除去
- ・ 界面に反応層形成
- ・ 再結晶の促進 等である。

3-3-6 本節のまとめ

事象をもとに理論上の強度評価を行う上で、再生補修技術上の留意事項として以下の判断指針を提起する。

- 1) メッキの施工不良や傷つきにより局所的な応力集中が発生し、欠陥部を起点とする疲労割れが進み疲労限度が急激に低下する。
- 2) 高強度鋼はメッキによる割れ感受性が高くなることがある。メッキ層内の割れを減少させるためにも引張強さ1,

000 MPa 以上の材質にはメッキ施工後に熱処理（ベーキング）として190～210℃、3時間を行うことが有効である。

- 3) 素地の引張強さが1500 MPa（硬さで、45 HRC、440 HV、415 HB）以上の鋼には、割れ感受性が高いことからメッキは施すべきではない。
- 4) 素材の引張り強さ1,000 MPa 以上のものに限らず、使用時に疲労や静的荷重を受ける構造物にも熱処理を施すことが好ましい。

3-4 本章のおわりに

第3章において精密診断技術に関して検証し以下の項目を提案した。

- 1) ポリマー添加油の挙動並びに弾性流体潤滑条件下における摺動部メカニズムを解明することにより、生産設備のトライボロジーにおける注意点を明らかにした。

特に、ポリマー添加油はゴム膜残分が低いとポリマー分子が油膜厚より大きいと回流あるいは逃散等により油膜厚がフィルターとなり接触領域に導入されず、ヘルツ接触領域に導入されるのは基油であることを立証した。従って、油膜形成には基油の高圧粘度に依存していることを提案し、有効な粘度率を示した。

- 2) A E 法、振動法、潤滑油診断法における有意差を明確にし、概念的に言われていた A E 法の方が振動法より早期に可能であることを実証した。

また、A E により検出した波形の変化を装置内の状態メカニズムとして解明し、使用限界の判断を行う上

で、大切な閾値の設定に関して実例をもとに提案した。

さらに、特殊な潤滑性を持つ潤滑皮膜生成添加剤の使用により長い期間の安定稼働ができることを実証し、トライボロジー-の視点からの皮膜安定性メカニズムを提案した。

- 3) 回転機器の補修における設計的な視点の提案を行った。材料の硬度はメッキ、溶射等による熱影響は表面層にのみであり、熱処理の必然性はそれほど認識されていなかった。また、保全現場における経験則として、回転軸にメッキを施すと疲労限度が極端に低下するという知識があったが、本研究ではメッキ層の劣化が母材に与える悪影響を立証し、安全性を確保するためのメッキ処理法を提案した。

第4章

時間領域の有・無次元特徴パラメータ を用いた余寿命予測法および 状態診断法

4-0 本章のまえがき

簡易診断、精密診断において回転機械などの新たな診断理論などを提案し、信頼性の向上に貢献できたと考える。設備の診断には現状把握を使命とする考えの他、設備として機能が発揮できる期間を予測し、また信頼性のある余寿命予測技術を構築することが期待されている。本章において有次元パラメータによる余寿命予測技術の構築に向けて検証し、さらには有・無次元特徴パラメータの統合による簡便な判定手法を用いながら信頼性のある診断技術と余寿命予測技術を判定できる理論の構築を論じる。

4 - 1 有次元パラメータの余寿命予測技術の考察

4 - 1 - 1 本節のはじめに

設備の安全・安定運転を実現する為には、設備診断技術を活用した回転機管理が必要不可欠である。通常は周波数分析、潤滑油分析等の精密診断結果とJIS、ISOに基づく絶対値判定基準・相対値判定基準も考慮して診断を実施する。それらの判定基準は個別機器毎の使用限界を表現したものでなく継続運転の可否については過去の経験や実績から判断しているのが実状である。この様な状況下で、昨今の超安定プラントといわれるように信頼性が強く要求される設備においては、回転機の初期異常兆候検知から使用限界を定量的に見極める高度な技術が要求される。しかし現状は異常の進行に関する知見が少なく、定量的に予測することは困難である。

そこで、回転機械を用いて異常現象と異常の進行状況を時間軸で評価し、機器の使用限界を見極めることを目的とした研究を継続中であり、「実験機を用いた負荷加速試験」と「プラント機器による検証」について実施した。本章にて内容を提案する。

4 - 1 - 2 実験機を用いた軸受加速実験⁽⁴²⁾

疲労速度を加速する目的で予め軸受に様々な形態のキズをつけた軸受を組込み、運転することで、初期異常から異常の進行を定量的に評価するというものである。また、天秤を用いて回転軸に荷重をかけ、振動値、温度の変化を監視する。

4 - 1 - 2 - 1 実験装置

図4 - 1 - 1に実験装置(本体・計測器)を示す。

【ポンプ仕様】 エハラ 80SEM

流量 0.45m³/min

揚程 9.2m
 軸出力 1.5kW
 回転数 1800rpm～3550rpm（増速時）
 （モーター）4P、200V

【測定器・付属品】① 振動センサー ② 温度計センサー

③ 回転計 ④ AEセンサー ⑤ 荷重掛け天秤

【データ解析手法】・振動法 ・振幅確率密度関数法
 ・AE診断 ・潤滑油診断法



図 4-1-1 実験装置

4-1-2-2 実験条件

基礎情報の把握として、検出下限界の状態を以下の条件にて確認した。

表 4-1-1 軸受けの状況

No.	軸受型式 (メーカー/軸受番号)	異常箇所	異常の種類	異常の程度 ^(※)	潤滑油 の有無	超音波 洗浄
1.	Koyo/#6305	外輪1箇所	貫通穴1mm(放電加工)	-	有	-
2.	Koyo/#NU305	外輪1箇所	貫通穴1mm(放電加工)	-	有	-
3.	Koyo/#6305	外輪1箇所	貫通穴2mm(放電加工)	-	有	-
4.	Koyo/#6305	外輪1箇所	線状キズ(ベンシルグラインダー)	幅約2mm(レベル1)	有	-
5.	Koyo/#6305	外輪1箇所	線状キズ(ベンシルグラインダー)	幅約2mm(レベル2)	有	-
6.	Koyo/#6305	外輪1箇所	線状キズ(ベンシルグラインダー)	幅約6mm(レベル3)	有	-
7.	NTN/#6305	-	キズなし、 摺動面は荒れて光沢なし	-	無	5分
8.	Koyo/#6305	外輪1箇所	線状キズ(ベンシルグラインダー)	幅約2mm(レベル1)	無	15分
9.	Koyo/#6305	-	キズなし、新品	-	無	3分
10.	NTN/#6305	内外輪3箇所	圧こん(内外輪にキズあり)	不明	無	-
11.	NTN/#6305	内外輪2箇所	圧こん(対角)	不明	無	-

(※)異常の程度:レベル1…幅3mm以下の浅いキズ、レベル2…幅3mm以下の深いキズ、レベル3…幅5mm以上の深いキズ

4-1-2-3 軸受の最大接触圧力の算出

[EHL (弾性流体潤滑) の考察]

各錘量に対する最大面圧の計算結果を以下に示す。尚、検討には Roelands の粘度-圧力の関係を楕円接触の場合に応用した Chittenden らの膜厚計算式を用いた。

表 4-1-2 実験の錘と EHL 面圧、膜厚の相関一覧表

錘 [kg]	2	3	4	5	6	7	9	15
シャフトに かかる力 [kgf]	8	11	14	17	20	23	29	47
[N]	78.4	107.8	137.2	166.6	196	225.4	284.2	460.6
接触面積 [mm ²]	0.207	0.256	0.301	0.342	0.381	0.419	0.489	0.674
最大負荷 [N]	44	60	76	92	108	125	157	253
最大面圧 [GPa]	0.21	0.23	0.25	0.27	0.28	0.30	0.32	0.38
最小膜厚 [μm]	0.513	0.501	0.493	0.486	0.48	0.475	0.467	0.451
潤滑条件	弾性流体潤滑							

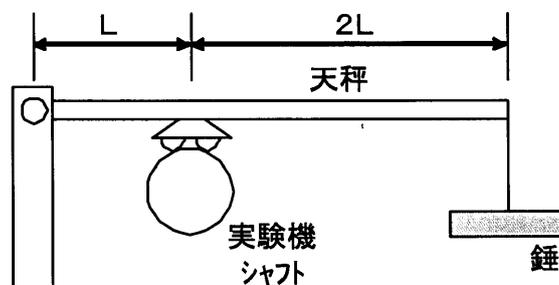


図 4-1-2 加速試験負荷のかけ方

(シャフトにかかる力)

$$=(\text{錘の重量}) \times 3 + (\text{天秤の重量 } 2 \text{ kg})$$

本実験では、上図のような装置で荷重を掛けている為、荷重量を増やすと実験機のシャフトを傷つけ、シャフトと接触している軸受が破損してしまうことを懸念して、低荷重 (錘量最大 15kg) による実験とした。

4-1-2-4 実験結果

本年計画では定量的評価まで到達する予定であったが、流体潤滑条件下における現状の実験条件ではキズの進行が認められないことが判明した。その中で、以下の成果を得た。

(a) サンプルデータ分析による異常と振動値の相関

実験を進めていく上で、異常進行度を把握する為に、“ポンプを止めて解体し、軸受を確認する作業”を繰り返しては非常に効率が悪い。そこで、異常進行度を把握するために荷重と振動値の関係を分析した。一例として、図4-1-3に荷重と加速度の関係を示す。いずれの場合においても加速度は荷重に比例する結果が得られた。しかし、レベル2のキズでは低荷重の場合について実施していないこともあり、キズの程度と振動値の相関を定量的に評価することはできなかった。キズの仕込みについても、ペンシルグラインダーを使って手作業で行なった為、レベルごとに明確な違いのあるキズを加工できなかったこと(キズの幅、深さ等は感覚による)も一因として考えられる。

ペンシルグラインダーを使って手作業で行なった為、レベルごとに明確な違いのあるキズを加工できなかったこと(キズの幅、深さ等は感覚による)も一因として考えられる。

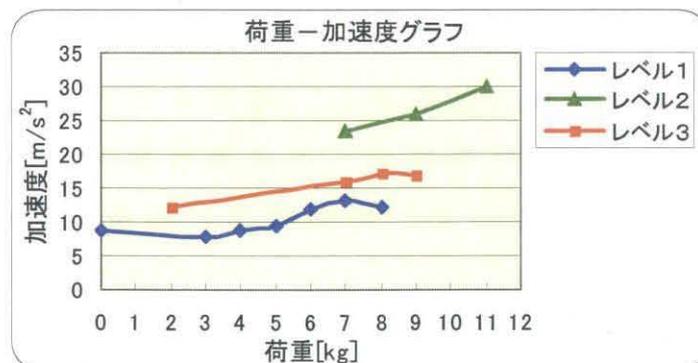


図4-1-3 荷重-加速度実効値の相関

(b) 保持器破断時における振動経時変化の検証

極限状態を見極める目的で、最も過酷な条件で実験を行なった（軸受無潤滑、荷重4kg）。現象としては、キズの進行が見られる前に保持器が破断した。その時の振動値、波形の経時変化を観測して、振動波形の特徴と軸受の状況を定性的ではあるが把握することができた。

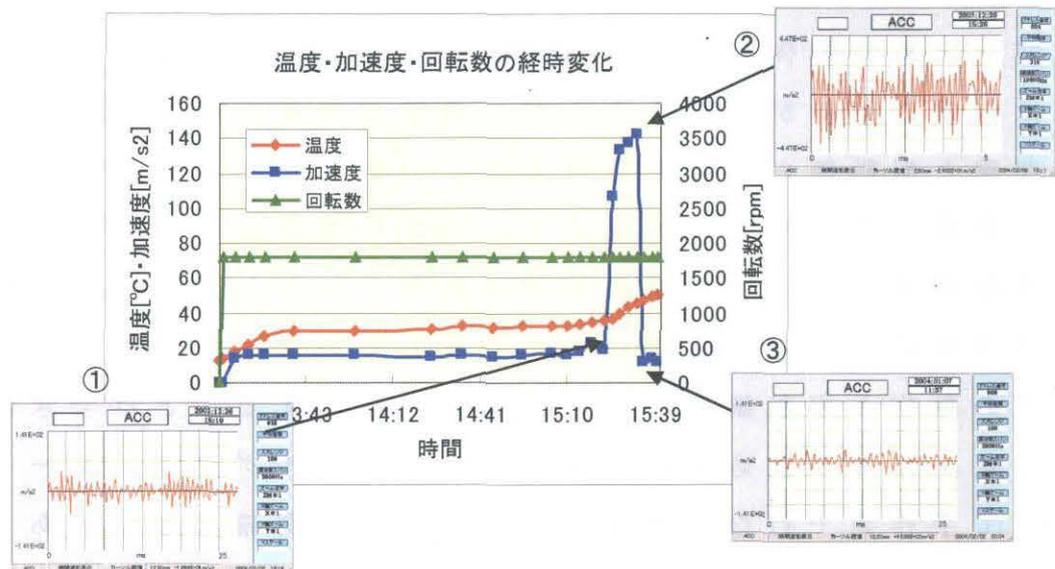


図 4-1-4 保持器破断に至るまでのチャートと時間波形の相関

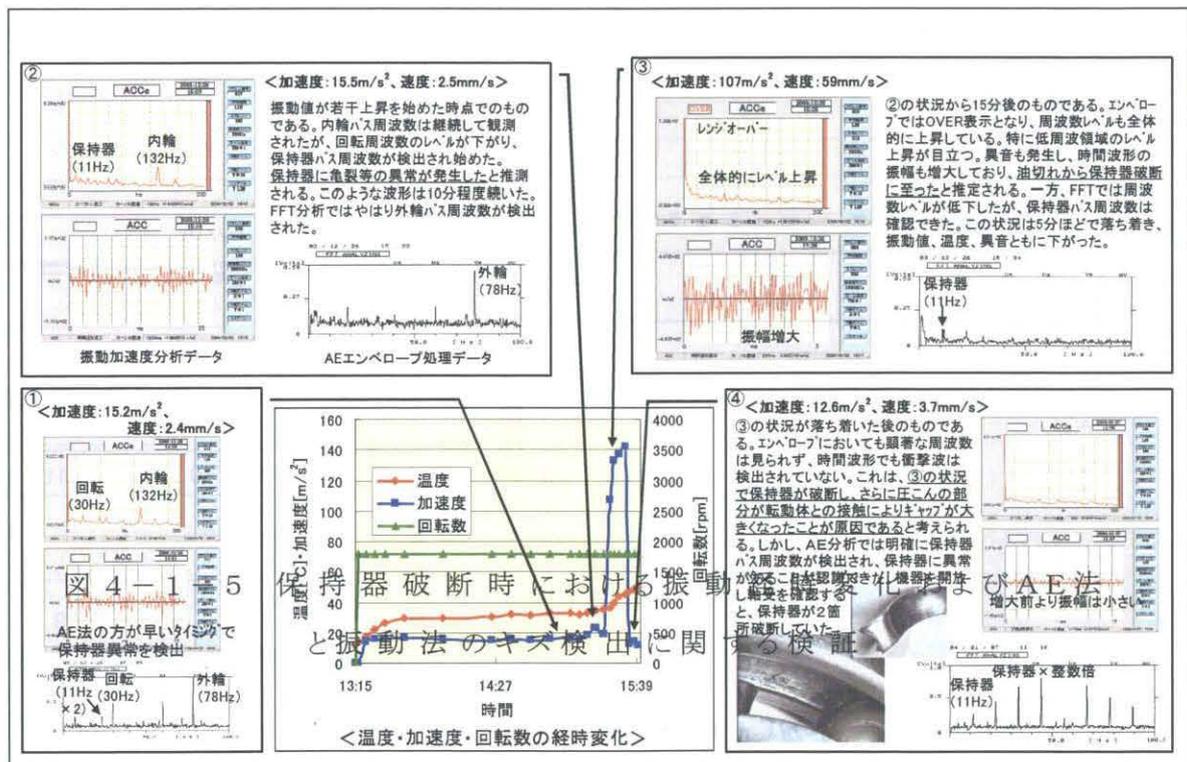
《現象推定》

- ① 加速度値が急上昇する前に、AEの事象率には変化がなかったがエンベロープ処理データにおいて保持器パス周波数が検出されるようになった。このとき保持器に亀裂等の異常が発生したと推測される。
- ② その後、加速度値は急上昇し、温度の上昇も見られるようになった。エンベロープ処理データの周波数レベルは全体的に上昇し OVER 表示となった。時間波形は潤滑不良の様相（振幅増大）を呈しており、AEエンベロープデータでは保持器の周波数成分が検出された。従って、現象としては、潤滑不良となり、内外輪キズが進行する前に保持器の破断に至ったと考えられる。
- ③ ②の状況は5分程で落ち着き、エンベロープ周波数レベル、時間波形の振幅ともに下がった。これは、保持器が完全に破断

し、さらに圧こんの部分の部分が転動体との接触によりギャップが大きくなったことが原因であると考えられる。

(c) AE法と振動法のキズ検出に関する検証

上記の保持器破断実験に関して、信号検出の違いを把握するため、AEと振動法の測定データを比較した。AE法では、弾性波を検知するセンサーを用いて割れの発生や剥離などの一次的現象を捉える為、振動や温度の上昇等の二次的現象を捉える振動法よりも早いタイミングで異常把握できる。本実験では、AE法が振動法に比べて約20分早く保持器の異常を確認することができた。図4-1-5にAE法が振動法より早く異常を検知できることを検証した結果を示す。



(d) 保持器破断前の加速度値急上昇に対する定量的評価

図4-1-6に加速度上昇開始からの経過時間と加速度の関係を示す。x軸は、加速度値が上昇した測定の前の測定时を0とする。このとき4次補間多項式近似により、曲線は

以下のように数式化される。近似曲線の精度は $R^2=0.999$ である。

$$y(t)=0.0165t^4-0.146t^3-2.91t^2+39.0t+18.9 \quad (4-1-1)$$

$$dy/dt=0.066t^3-0.438t^2-5.82t+39.0 \quad (4-1-2)$$

従って、最も勾配の大きいと推定される加速度上昇開始直後の勾配は、 $dy/dt=39$ となる。このことから、「最短で考えた場合、加速度上昇開始から約 3.5 分で破断に至る加速度レベルに達する」と解釈することもできる。また、下記の線形回帰式や ARIMA モデルによる状態予測技術を用いることにより、上記近似曲線の妥当性の検証を含めた定量的な評価が実施できると考えられる。

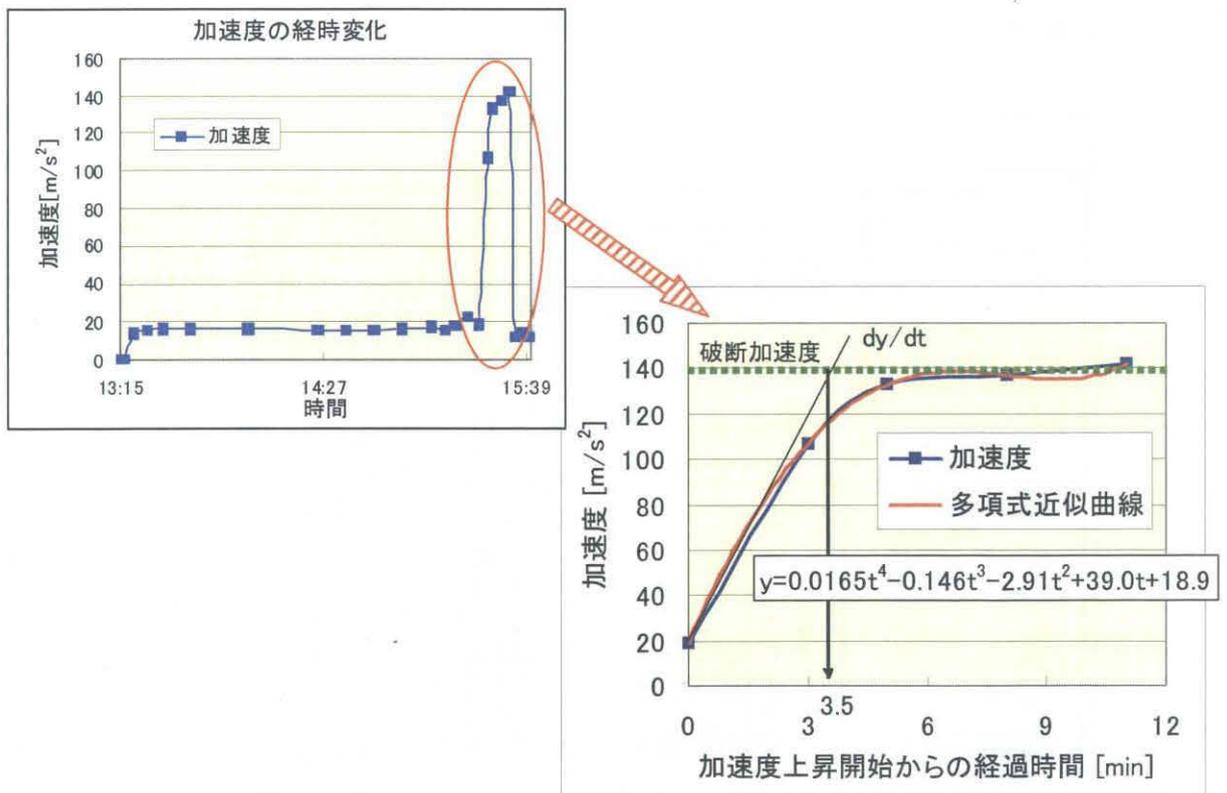


図 4-1-6 直線モデルによる予測結果

4-1-3 コンビナート内プラント機器による検証

4-1-3-1 対象機について

コンビナート内に存在する動機器 8600 台のうち、定期振動診断監視の下にて、軸受に異常兆候が見られ振動法による精密

診断の結果、継続監視と判断された回転機4台をプラント機器
 検証の対象機とした。

4-1-3-2 検証機器の仕様について

対象機器の中で機種としてはポンプ・モーター・ターボファン
 について

実施した。その中で最も長期的に傾向監視を実施した、ター
 ボファンについて検証する。

【機器仕様】 モーター容量 22kW

回転数 1740 / 3156

(駆動：Vベルト)

表4-1-3 ターボファンの特定周波数

	軸受 番号	回転 周波数	軸受パス周波数 [Hz]			
		[Hz]	内輪	外輪	転動体	保持器
①	63 11	52.6	2 56	1 62	21 4	20.2
②	63 11	〃	〃	〃	〃	〃

ターボファンの機器仕様を上述し、
 特定周波数を表4-1-3に示し、
 表中の記号に関して、該当箇所を図示
 したものを、図4-1-7に示す。

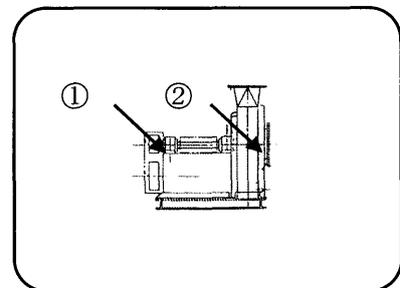
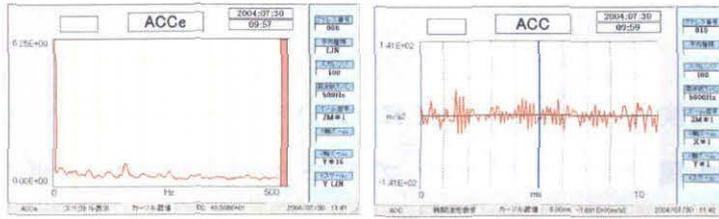


図4-1-7 軸受の箇所

4-1-3-3 精密診断（周波数分析）結果

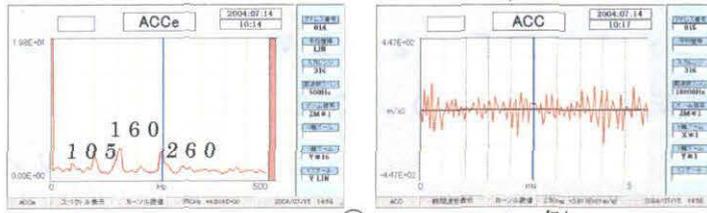
時間軸を検証する関係から、測定日を記している。しかし、評
 価としては、測定日はあまり意味を持たず、測定日の期間が評
 価の対象となる。検証に先立ち、事前に述べておく。

①はモータ側のデータであり、更に左側はエンベロップ処理し
 た検出周波数を表し、右側は時間波形を示す。②はファン側を
 表し、左右のチャートはモータ側と同じである。



① モーター側

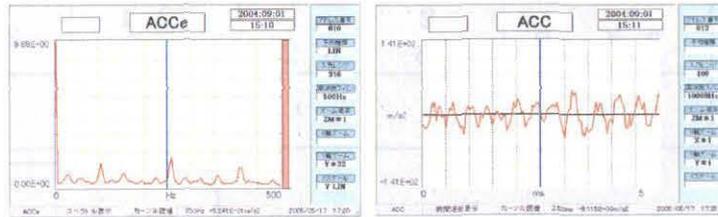
(左：エンベロープ、右：時間波形)



② ファン側

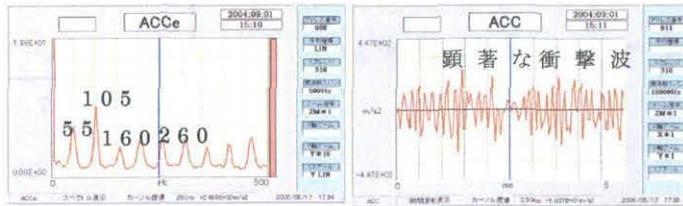
(左：エンベロープ、右：時間波形)

図 4 - 1 - 8 7 月 14 日の測定結果



① モーター側

(左：エンベロープ、右：時間波形)



② ファン側

図 4 - 1 - 9 9 月 1 日の測定結果

4 - 1 - 3 - 4 診断結果について

- 1) 7月14日の②軸受部の加速度値は 51.8m/s^2 で絶対値基準では「悪い」となった。一方、速度値は 2.44mm/s で、絶対値基準では「許容」であった。
- 2) 加速度エンベロープ処理データには、低いレベルではあるが内輪パス周波数成分と思われる周波数及び回転数成分の2倍成分を検出し、加速度時間波形でも僅かではあるが衝撃波を検出した。
- 3) 分析の結果、軸受部に異常があると判断した。原因としては、軸受嵌め合い部や軸受自体の摩耗であると推定される。

しかし、内輪パス周波数が低いレベルにあること、速度値が許容範囲にあることから軸受部のグリス補給を行い経過観察（運転を継続）とした。

※その後、②の軸受部加速度値が上昇傾向にあるため、再度、精密診断を9月1日に行った。

- 4) 診断結果、加速度値は 60.6m/s^2 、速度値は約 2.9mm/s で上昇傾向を示し、絶対値基準では、共に「悪い」ランクとなった。
- 5) また、加速度エンベロープ処理データの回転数成分 55Hz とその2倍成分 105Hz のレベルが約3倍程上昇し、加速度時間波形の衝撃波の振幅レベルも大きくなった。（※異音も大きくなった。）

[傾向監視データ（絶対値判定基準）] ※軸受 N0, ②

4 - 1 - 3 - 5 開放点検の結果

補修を行うとともに状況の検証のため、軸受部を開放し内部の確認を行ったところ、内輪軌道面の約2/3周にフレッキングの発生及び外輪とケースの外表面にフレッキング跡、軸との嵌めあい部も摩耗により、 0.05mm の隙間となっていた。

このまま、運転を継続していたとすると、軸受のみならずシャフトにまで損傷が影響し、修繕費が高くかかるだけでなく、修繕の期間が長くなることから生産に甚大な影響を与える可能性が高くなる。保全意識の進んだ企業などでは状態基準保全（C

B M) を執り行っているが、基礎にある共通認識は、生産機会損失の低減を狙うことのために、設備信頼性と生産工程調整を連動して運用している。

4-1-3-6 寿命予測に関して

当該機の絶対値判定基準は(悪い)40 m/s²以上、実際の加速度値は 87m/s²(約 2 倍)まで上昇(運転中)しており、実験機の軸受損傷時(内輪)の加速度値と類似している。その後は、ある一定の範囲で推移する傾向を示している。開放点検補修後に振動診断を行ったところ、正常値になったことを確認した。

また、2 回の診断を行った結果から内輪の損傷が進展していく過程で軸との嵌め合い部のフレッチングも進展しているのが分かった。以上の結果から、軸受の損傷が進展していく過程としての余寿命の予測データとしては、加速度値/速度値のみで無く、加速度エンベロープ処理データによるレベル推移の把握も必要と考えられる。

時間軸にて速度、加速度の変化推移を図 4-1-10 にプロットし、最小二乗法にて推移を回帰させた。

一般的に、寿命評価を行う際に使用する方法として最小二乗法などを用いて、直線近似、二次曲線近似などを用いられることが多い。

著者も第 1 段階としては同様に回帰させ危険値に達するまでを予測した、現在の状態を評価する手法をこれまで述べた。(44)

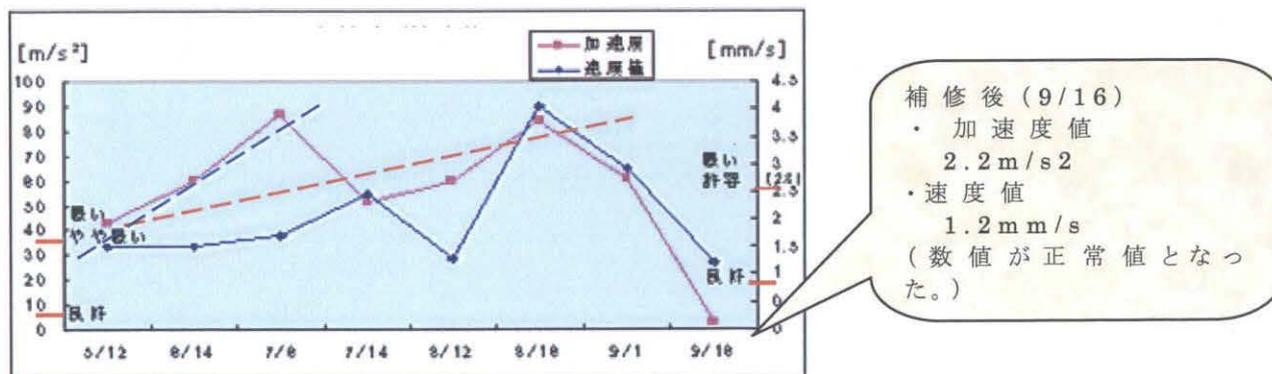
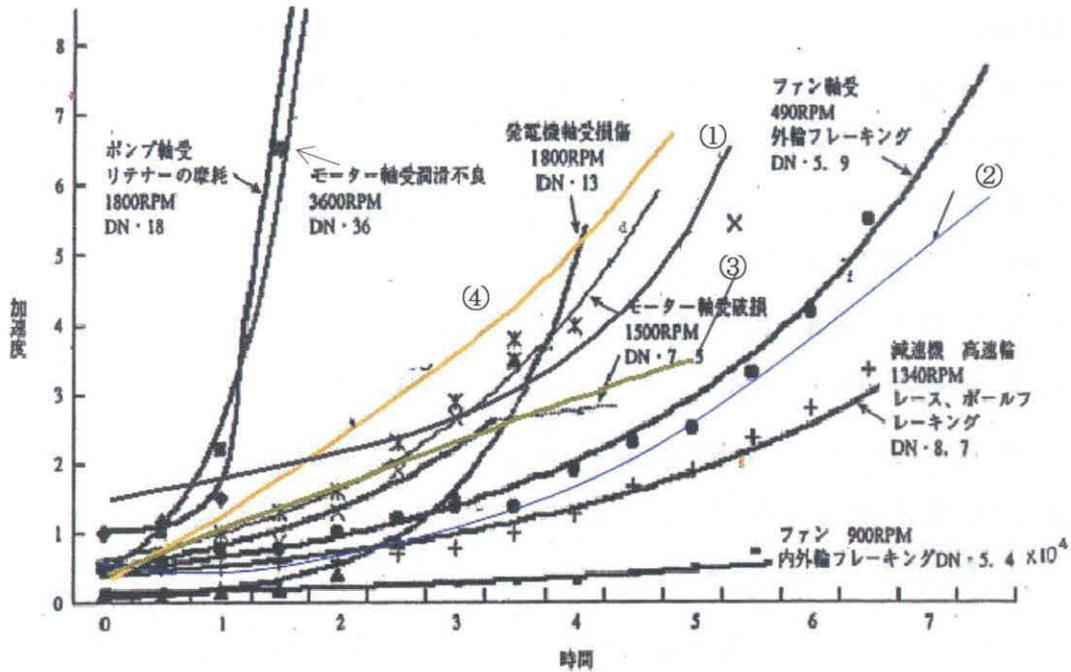


図 4-1-10 ターボファンモータの加速度/速度推移

そのほか、寿命予測の研究として様々な研究者が取り組んでいる。そのなかで旭化成エンジニアリングにて発表されている手法を参考に当方のデータを評価してみた。その結果が図4-1-11である。



(a) ころがり軸受劣化曲線 (実測データ)

図4-1-11 プラント回転機設備の軸受劣化曲線

図4-1-11にて①～④までが今回、プラントにて採取したデータをプロットしたものである。一見、傾向としては合致しているようにも受け取れるが、数値的な整理を試みても、一般化は困難である。劣化傾向を予測する技術に関して、調査研究し有効な予測法を論じる。

4-1-3-7 線形回帰式による状態予測技術

1変数の他変数への推定された従属性を要約して表現するためには直線関係が有効である。この「線形回帰式による状態予測」は、これらの相対式を利用して、過去の傾向から将来値を予測する手法である。

この手法の特徴は、定期的に測定された状態予測用特徴パラメータが無くても過去の傾向を大まかに捉えた予測ができることから、簡易予測に適用される。

1) ARIMA (積分混合自己回帰移動平均過程) モデルによる状態予測

ARIMA モデル (4.6) (4.7) とは、定期的に測定された状態予測用特徴パラメータにより、将来値の予測、すなわち状態予測を行うためのひとつの手法である。

特徴としては、予測の際に特別な仮定は不要で過去の測定値のみをベースに考える。したがって、データのトレンド理論値が存在しない振動値などの予測には最適な方法であり、精密予測に有効とされている。原理に関して解説を述べる。

平均値が大きく変動する (トレンドを含む) 非定常な時系列は、階差 (差分) を取ることで定常とみなせる場合がある。階差を取ることは Z 変換を使って、次のように表現できる。

$$x_n - x_{n-1} = y_n \quad \Rightarrow \quad (1 - z^{-1}) x_n = y_n$$

q 回階差を取る場合は、

$$(1 - z^{-1})^q x_n = y_n \quad (4 - 1 - 3)$$

となる。得られた階差時系列が定常と見なせるなら、それは ARMA モデルで表現できる。

$$A(z) y_n = B(z) e_n \quad (4 - 1 - 4)$$

したがって、元の時系列は、

$$A(z) (1 - z^{-1})^q x_n = B(z) e_n \quad (4 - 1 - 5)$$

と表現できる。これは ARMA で表現できる定常時系列を積分 (階差 (差分) の逆操作) したものと見なせることから、ARIMA (AutoRegressive Integrated Moving Average) モデルと呼ばれる。

また、元の時系列に明確な周期の変動 (季節変動と呼ぶ) が含まれる場合、すなわち、たとえば月ごとに記録したデー

タのような場合には、1年ごとの周期（12の周期）が自ずと含まれるから、この周期の変動を予め除去しておくことも有効であろう。p 周期の変動が含まれるなら、

$$x_n - x_{n-p} = y_n \quad \Rightarrow \quad (1 - z^{-p})x_n = y_n$$

というように、p 周期の差分をとった時系列について考えるのである。

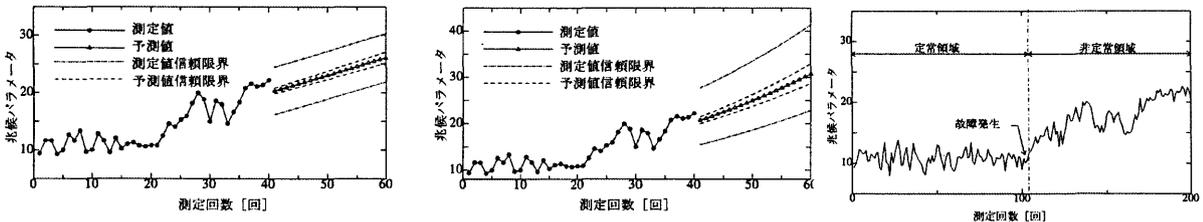
これらすべてを組み合わせることによって、トレンドと季節変動を含む非定常時系列に対する一般的なモデルが構築できる。

$$A(z)(1 - z^{-1})^d(1 - z^{-p})x_n = B(z)e_n \quad (4 - 1 - 6)$$

なお、時系列を予測するにおいては、MAの部分は入力が見えないと利用できないから、階差と季節変動除去をしたあとの時系列についてARのみの過程としてモデル化し、

$$[A(z)(1 - z^{-1})^d(1 - z^{-p})]x_n = e_n \quad (4 - 1 - 7)$$

上の式の左辺の括弧内全体を、改めて1つのAR過程（単位円状の極も許容するもの）と見立てて、予測式を作ればよい。



(a) 直線モデル (b) 指数モデル c) 状態予測用特徴
ハパラメータの推移

図 4 - 1 - 1 2 ARIMA モデルを用いた予測線図

2) GA (遺伝的アルゴリズム) モデルによる状態予測 (4.3) - (4.5)

当研究室において金森、陳山らを中心に回転機械の余寿命予測に GA を用いた技術に関する研究を 2007 年より開始した。

理論に関してまとめる。本研究は振動診断法により回転機械設備を点検・診断する時に得られた状態傾向管理データに基づき、遺伝的アルゴリズム (GA) を用いて、点検振動値データか

らその都度最適な指数回帰曲線を求めることにより設備の余寿命を予測する精度を高めることを目的とする。

(1) 乱数を用いた設備の点検振動値データの作成

(1) -1 回転機械設備の振動特性

一般的な回転機械設備の振動値は図4-1-13のように、設備の回転部に異常が生じると、異常の程度に応じて振動値が上昇する傾向をもつ。また、設備の点検を同時点に複数回行った場合の点検振動値は、正規分布又はワイブル分布の分布となる。本研究ではこの特性を利用するため、正規乱数、ワイブル乱数を用い設備の点検振動値データを作り出し、GAを用いた指数回帰により設備の状態を予測する。

(1) -2 正規乱数を用いた点検振動値データの作成方法

正常時の点検振動値データは、図4-1-14(a)のように、正規分布 $N(\mu, \sigma^2)$ の乱数を30個発生し、発生した各乱数を平均値、自由度30のカイ自乗分布の値から求めた値を分散として正規乱数 $N(M, \Sigma^2)$ を10個ずつ発生した。

初期異常発生後の点検振動値データは、正規分布 $N(\mu, \sigma^2)$ の乱数を70個発生し、発生した各乱数を指数関数 $y = ax^b + c$ の a に代入することにより、データに上昇傾向を与える。この際、 c = 正常時の点検振動値データの平均値、 $b = 1$ 以上の任意の値とする。次に、求めた各データを平均値、自由度70のカイ二乗分布の値から求めた値を分散として正規乱数 $N(M, \Sigma^2)$ を10個ずつ発生した。

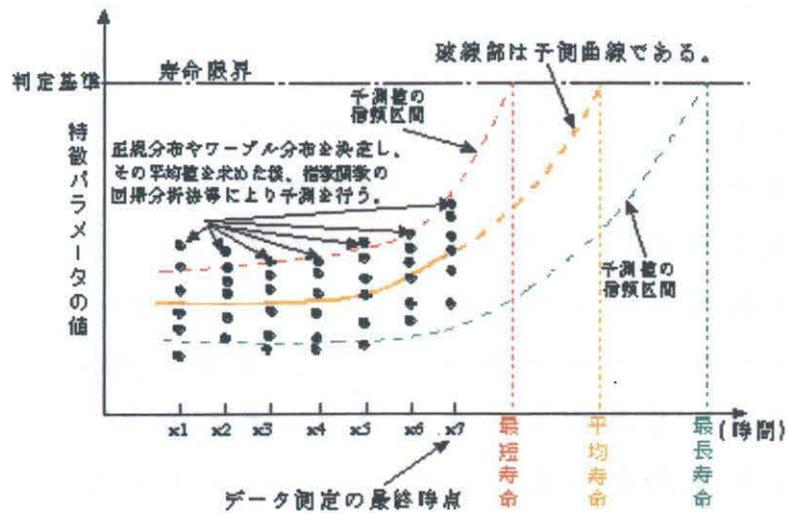
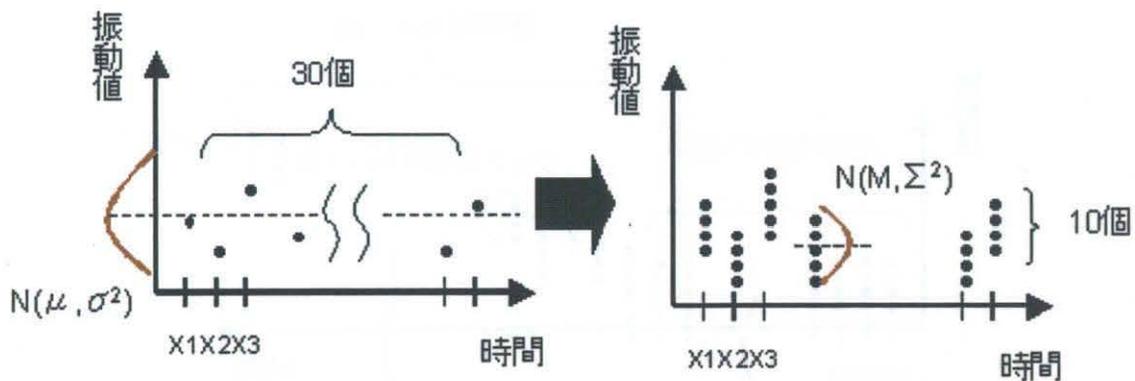
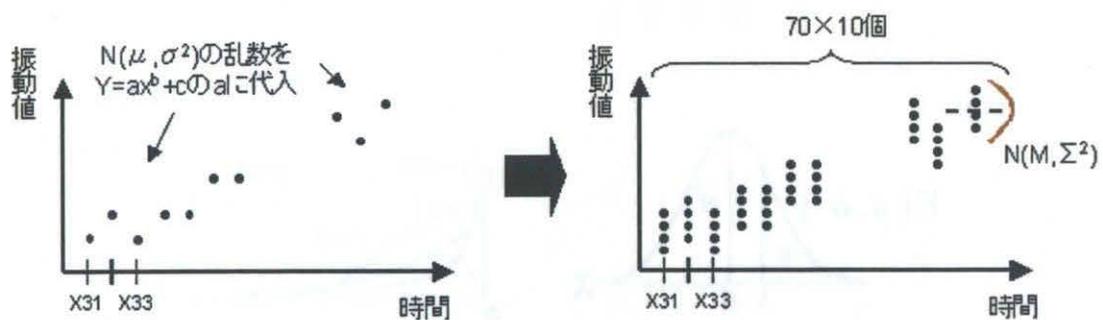


図 4-1-13 異常検知後の振動特性



(a) 正常時



(b) 異常を検知後

図 4-1-14 正規分布を用いることによる振動データの採取方法

(1) - 3 ワイブル乱数を用いた点検振動値データの作成方法

図4-1-15にワイブル乱数を用いた点検振動値データの作成方法を示す。正常時の点検振動値データは、正規乱数を用いた場合と同様の手法で乱数の発生を行った。初期異常発生後の点検振動値データは、図4-1-16のワイブル分布の3つのパラメータ（形状パラメータ γ 、尺度パラメータ ϕ 、位置パラメータ η ）を決定し、ワイブル乱数を発生した。この際、データに上昇傾向を与えるため、 $\gamma = ax^b + c$ とした（ $a = N(\mu, \sigma^2)$ 、 b は任意の値、 c は正常時の振動値平均値）。また、 $\phi = 2.0$ 、 $\eta = 0$ とし、対数正規分布に相当した分布の乱数を発生させた。

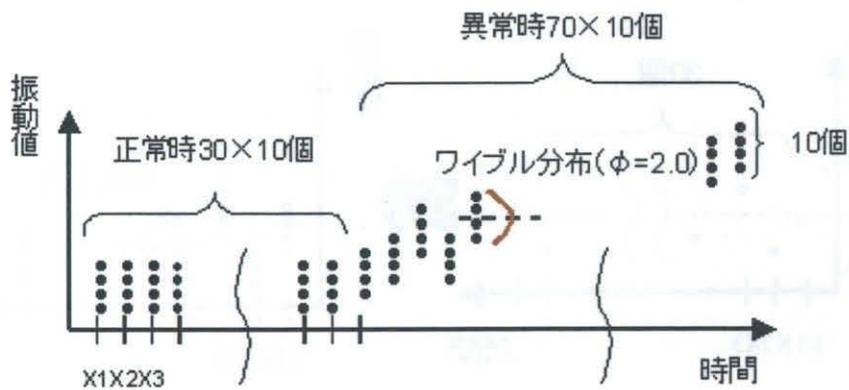


図4-1-15 ワイブル分布を用いる振動データの採取方法

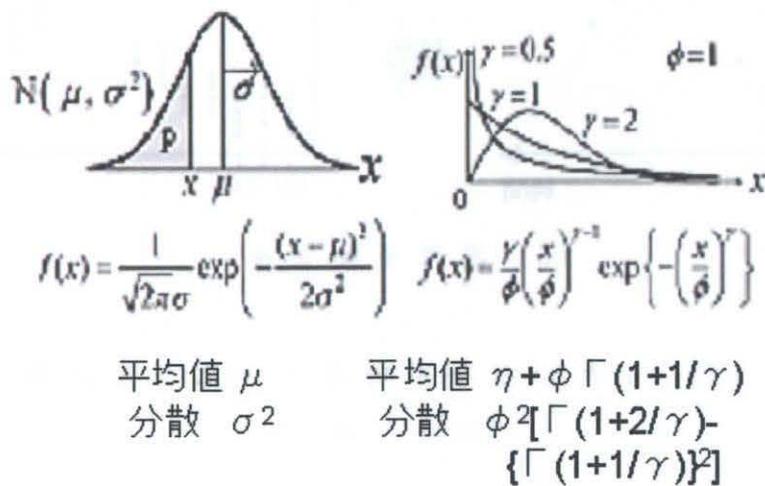


図4-1-16 正規分布とワイブル分布

(2) 遺伝的アルゴリズムについて

(2) -1 遺伝的アルゴリズムの処理手順

GA は生物進化の過程にヒントを得た比較的単純な原理を基にしており、ほとんどあらゆる最適化・探索の問題に適用可能な理論である。

本研究では指数回帰の最適な開始位置を探索するために GA を用いる。GA では図 4-1-17 のように、まず始めに遺伝子を持つ仮想的な生物の集団を設定し、生物集団中の各個体に対して、予め定められた環境における適応度を計算される。低い適応度を持つ個体を淘汰させ、高い適応度を持つ個体を増殖させることにより、親の形質を継承した子孫の個体を生成する世代交代シミュレーションを実行する。この際、実際の生物の生殖においても生ずる遺伝子の交差、および突然変異と呼ばれる操作を行う。最終的に高い適応度の個体、言い換えれば最適解を求める。以上が GA の基本的な考えである。

(2) -2 遺伝子の交差・突然変異

遺伝子の交差では、生成された次世代の個体の中から二つの個体のペアをランダムに選択し、図 4-1-18 のように二つの個体の遺伝子型をランダムな位置で部分的に入れ替える操作をおこなう。遺伝子の突然変異は、図 4-1-18 のように各個体の遺伝子に相当する各ビットを変更する操作である。以上の操作はある確率で行なわれており、その確率を交差率、突然変異率という。



図 4 - 1 - 1 7 GA の 解 法 手 順

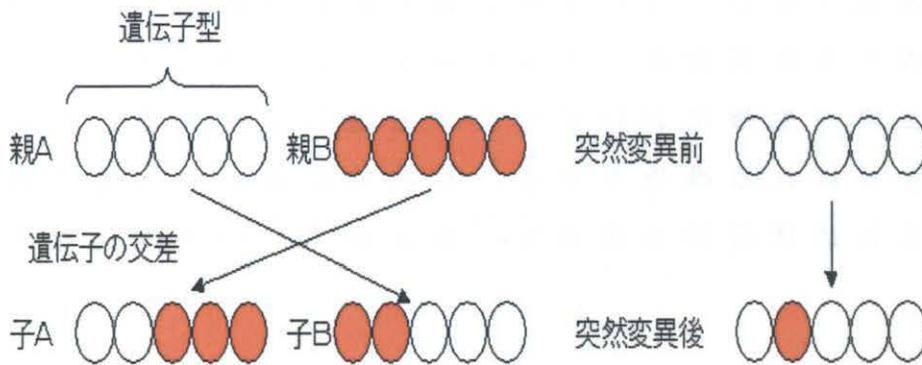


図 4 - 1 - 1 8 遺 伝 子 の 交 差 ・ 突 然 変 異

(2) - 3 本 研 究 へ の 適 用 方 法

本研究では、点検振動値データから最適な状態予測曲線を求めるための指数回帰の原点を探索するために遺伝的アルゴリズムを用いる。各個体が持つ遺伝子 $\mu(x, y)$ を指数回帰を行なう原点と考え、指数回帰曲線と点検振動値データとの誤差を適応度とし、最適解を求める。

(3) GA を 用 いた 指 数 回 帰 に よ る 状 態 予 測 シ ミ ュ レ ー シ ョ ン

(3) - 1 指 数 回 帰 の 開 始 範 囲 の 決 定

従来では、設備に初期異常が発生又は絶対判定基準により「やや悪い」と判定された時点から状態予測が行われている。

しかし、実際には目視による初期異常の発見は難しく、また同種の設備でも環境の違いにより振動値は変化するので、絶対判定基準による評価にも問題が生じる。

本研究では、評点法を用い、時刻 $T_0 \sim T_{n-1}$ までの振動値と時刻 T_n の振動値の間に有意差が生じる時刻 T_n 以降を状態予測の開始時期とすることにより、従来の問題に対処する。ここで有意差の有無を判定するために (4-1.8) を用いる。

(4-1.8) の変量 m が t 分布表の値 (0.01~5%) 以上であれば有意差があるとみなす。

Y 軸 (振動値) における指数回帰開始範囲は、指数回帰開始時刻を T とすると、(4-1.9) の範囲とした。

$$m = (\bar{x}_2 - \bar{x}_1) \sqrt{\frac{N_1 N_2 \phi}{(N_1 + N_2)(N_1 S_1^2 + N_2 S_2^2)}} \quad (4-1-8)$$

N_1 … 時刻 $T_0 \sim T_{n-1}$ までの標本数

N_2 … 時刻 T_n での標本数

\bar{x}_1 … N_1 の標本の平均 \bar{x}_2 … N_2 の標本の平均

S_1 … N_1 の標本の標準偏差 S_2 … N_2 の標本の標準偏差

$$\bar{x}_T - 3\sigma_T \leq y_0 \leq \bar{x}_T + 3\sigma_T \quad (4-1-9)$$

\bar{x}_T … 時刻 T における振動値の平均値

σ_T … 時刻 T における振動値の標準偏差

(3) -2 状態予測シミュレーションの方法

本研究で行った状態予測シミュレーションの手順を図 4-1-19 に示す。まず始めに評点法で決定した範囲内で初期遺伝子 $\mu_0 (X_0, Y_0)$ を乱数により 10 個体作成する。作成した各個体 μ_0 を原点とし、点検振動値データを指数回帰することにより (4-1-10) の指数回帰曲線が求まる。次に、各個体の適応度 I を (4-1-11) により求める。ここで、適応度は指数回帰曲線と点検振動値データとの距離の和の逆数であり、適応度が高いほど指数回帰曲線により高精度で点検

振動値データを表すことができる。各個体の適応度を基に次世代の10個体を決定するために、淘汰・増殖を実行する。現世代の個体が次世代の個体に選択される確率は(4-1-12)式となる。次世代の個体として選択された各個体は、3%の確率で遺伝子の交差・突然変異を行う。以上の手順を複数回行い、最適解の探索を行う。

$$y - Y_0 = a(x - X_0)^b + c \quad (4 - 1 - 10)$$

$$I = \frac{w_1 \sum_{i=x_0}^N (y - y')}{w_2 (N - x_0) \frac{|y - y_r|}{N}} \quad (4 - 1 - 11)$$

- N...データ数
- y...点検振動値データの平均値
- y'...指数回帰による振動値
- y_r...点検振動値データ
- w₁, w₂...重み係数、w₁ + w₂ = 1

$$P(I_i) = \frac{f(I_i)}{\sum_{j=1}^{10} f(I_j)} \quad (4 - 1 - 12)$$

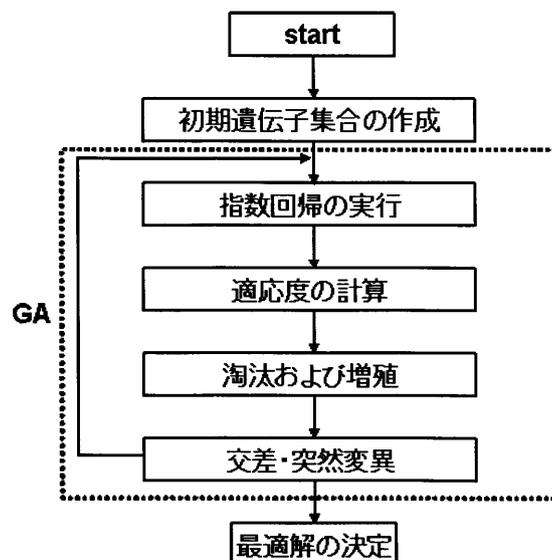


図 4 - 1 - 19 状態予測シミュレーションの手順

(3) -3 点検振動値データの作成条件

点検振動値データは設備の種類や環境により異なっていく。本研究では、表4-1-4の4種類の条件下で乱数を発生することにより、様々なタイプの点検振動値データモデルを作成した。なお、点検振動値データの作成は(1)-2、(1)-3に記載した方法でおこなった。

表4-1-4 振動値の設定

	正常時(x=1~30)	初期異常後(x=31~100)	
		(x=31~60)	(x=61~100)
CASE 1	N(0.01,0.001)の正規乱数	a=N(0.005,0.001)の正規乱数 b=1.2	
CASE 2	N(0.01,0.002)の正規乱数	a=N(0.005,0.002)の正規乱数 b=1.2	
CASE 3	N(0.01,0.001)の正規乱数	a=N(0.005,0.001)の正規乱数 b=1.2	a=N(0.005,0.001)の正規乱数 b=1.5
CASE 4	N(0.01,0.001)の正規乱数	$\gamma = N(0.005, 0.001) * x^{-1.2} + c$ $\phi = 2.0$ $\eta = 0$ のワイブル乱数	

(4) 結果・考察

(4) -1 指数回帰開始範囲の決定に対する評価

評点法により有意差があるとみなされた時刻 x の結果を表4-1-5に記す。CASE1、CASE3、CASE4では、有意差(0.01%)によって正常時と初期異常時の点検振動値データの有意差を検知することができた。

一方、CASE2では、正常時の点検振動値データにバラツキがあるため、正常時の時点で有意差があると検知してしまった。以上の結果より、正常時の点検振動値データにバラツキがあまりないケースにおいては有意差(0.01%)によって正常時と初期異常時の振動値の有意差を検知できるが、正常時の振動値にバラツキがあるケースでは、0.01%以下の閾値が必要であると考える。

表 4 - 1 - 5 評価方法によるポイントの結果

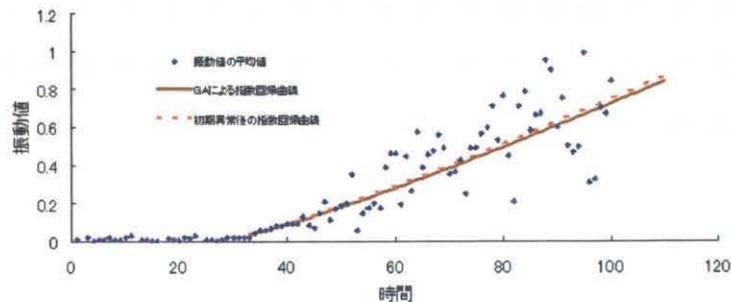
	有意差(0.01%)	有意差(0.1%)	有意差(2%)	有意差(5%)
CASE 1	33	33	23	11
CASE 2	23	23	7	7
CASE 3	34	12	12	12
CASE 4	31	31	15	15

(4) -2 シミュレーションの結果・考察

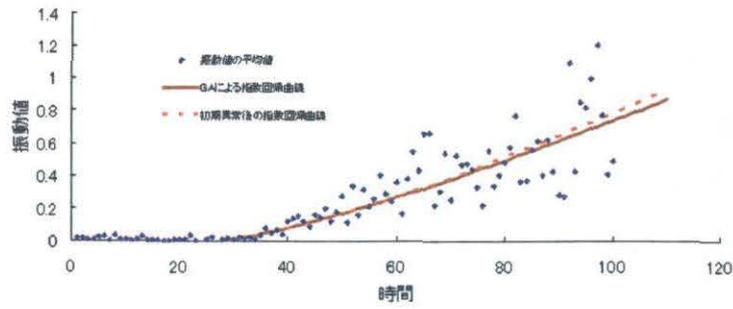
GAによる指数回帰の結果を図4-1-20に記す。表4-1-6は、初期異常後の指数回帰曲線と振動値データの差の平均、GAによる指数回帰曲線と振動値データの差の平均を示したものである。

目視により計測した結果、CASE2、CASE3では、GAによる指数回帰曲線は、初期異常後の指数回帰曲線よりも設備の振動値データの傾向を的確に示している。CASE3では $x=60$ 以降で振動値の上昇傾向が変化しているのに対応した指数回帰曲線を示すことができた。しかし、CASE1、CASE4では、GAによる指数回帰曲線と初期異常後の指数回帰曲線に大きな違いは見られなかった。また表4-1-6から、CASE2、CASE3では、初期異常後の指数回帰曲線よりも、GAによる指数回帰曲線のほうが振動値データとの誤差が小さくなった。

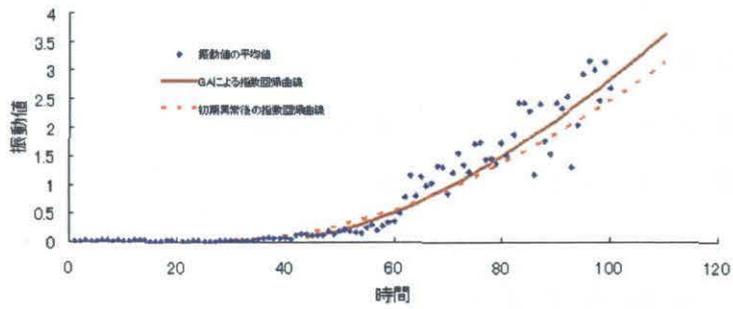
以上のことから、GAを用いた指数回帰では、振動値の上昇傾向などの変化を察知し、最適な状態予測曲線を求めることができる。



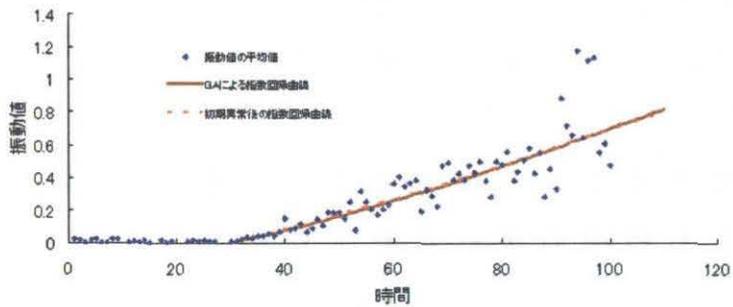
(a) CASE 1



(b) CASE 2



(c) CASE 3



(d) CASE 4

図 4 - 1 - 2 0 GA による指数回帰の結果

表 4 - 1 - 6 振動値データの指数回帰曲線の誤差

	(i) 初期異常後の指数回帰 曲線と振動値との差	(ii) GAIによる指数回帰曲線 と振動値との差	(i)/(ii)
	CASE 1	0.104	0.105
CASE 2	0.115	0.114	1.008772
CASE 3	0.319	0.26	1.226923
CASE 4	0.082	0.082	1

(5) GAを用いる予測手法に関するまとめ

本研究では、設備の余寿命を予測する精度を高めるために、遺伝的アルゴリズム (GA) を用いて、点検振動値データからその都度最適な指数回帰曲線を求めることについて検討した。

GAを用いた指数回帰では、初期異常後の指数回帰曲線以上に振動値データを的確に示すことができた。また、初期異常後の振動値上昇傾向の変化にも対応することができたため、設備の劣化速度の変化も察知することが可能である。

今後の課題は、さらに様々なパターンの振動値データについてシミュレーションにより検討し、寿命予測関数についても指数関数以外の最適な関数を探索して決定すること。また実機の振動値データを用いた場合においてもこの手法が有用であるかを確かめることである。

4-1-4 本節のまとめ

有次元パラメータを用いる余寿命予測技術に関して実験、調査を行い汎用として適用できるかを検証してきた。

実状としては、未だ研究段階であり、また、各機械のもつ特性までを

全て、汎用化することは難しいと言える。

全ての手法とも過去のデータを下に将来を予測する手法ではあるが、

プロセス条件、装置の構造、特性、配置などにより正常、注意、異常という閾値の設定が現状では難しい。

現時点では無次元化した特徴パラメータを追跡するほうが汎用化は出来るのではないかと主張する。

4 - 2 時間領域の有・無次元特徴パラメータの統合による回転機械設備の状態診断法

4 - 2 - 1 本節のはじめに (48) - (53)

生産現場においては、設備の故障による重大事故を防ぐために設備診断が行われている。回転機械の異常診断（以下「回転機械診断」と記す）を行う場合、振動や音響信号を計測し、信号の特徴から設備の状態を推定している。信号の特徴を表すパラメータは「特徴パラメータ」という。

設備診断用の特徴パラメータは「有次元特徴パラメータ」と「無次元特徴パラメータ」に分けることができる。有次元特徴パラメータは、信号の平均値、実効値、ピーク値などのように単位（速度、加速度など）を持ち、信号の振幅の大きさ（量）を表すものであり、現在市販の回転機械診断用の装置にはほとんど有次元特徴パラメータが使用されている。しかし、有次元特徴パラメータは次のような性質を持つ。

- (1) 設備の大きさにより判定基準が違う。
- (2) その値は、同じ設備で正常状態であっても、回転数の変化により変化する。
- (3) 早期異常のとき、その値が顕著に変化しないから異常の早期検出に適さない。
- (4) その値は、異常時に必ずしも大きくなるとは限らず、機種や異常種類により小さくなるケースもある。
- (5) 異常種類の識別（精密診断）に用いられない。

無次元特徴パラメータは、歪度、尖度などのように単位を持たず、信号の形状を反映し、運転条件の変化に影響されにくい。その種類が多いため、どれが対象の異常現象の識別に有効であるかは一概に言えない。また、現場において回転機械設備が危険な異常状態であるか否か、つまり、運転を継続できるか否かは、振動の大きさ（有次元特徴パラメータ）で判定される場合が多いから、本章では有次元特徴パラメータの相対判定基準の作成法、および有・無次元特徴パラメータを統合した診断法を提案する。

また、回転機械診断は、「簡易診断」と「精密診断」に分けられている。「簡易診断」の目的は、設備状態を特徴パラメータにより定量的に評価し、異常の有無（状態変化の有無）を判別するとともに、設備状態の傾向を管理することである。「簡易診断」の精度が良ければ、ほとんどの重大事故を未然に防ぐことができる。「簡易診断」で異常状態と判定されたら、「精密診断」で振動信号の微妙な違いを識別することにより異常種類を判定する。ニューラルネットワークや遺伝的アルゴリズムによる設備診断に関する論文が多く発表されている。いずれも「精密診断」を対象とし、学習時に正常状態のデータが必要である。現場では正常状態のデータの計測は容易であるが、各異常状態のデータの適時計測は困難である。「簡易診断」の原理は、正常状態のデータのみに基づいて異常の有無を判定するので、ニューラルネットワークや遺伝的アルゴリズムの適用が困難である。

上述のように、有効な特徴パラメータの選定は設備診断にとって重要であるが、これまでに回転機械の簡易診断用の特徴パラメータ選択（特に無次元特徴パラメータ）に関する論文や報告がほとんどない。

本章で、提案する内容は（１）有次元特徴パラメータの相対判定基準の作成法、（２）統計理論と可能性理論による無次元特徴パラメータの判定基準の作成法、（３）有・無次元特徴パラメータの統合による状態診断法、（４）診断機能付の状態記録装置である。

また、実際の回転機械の振動信号を用いた異常診断例を示し、本章で提案した諸手法を説明・検証する。

なお、生産現場の設備は種々な運転条件や負荷などにより非常に複雑で個性の強いものであるので、全ての回転機械設備の状態を統一的な基準で判定することが難しい。一般性のある判定基準といえ、正常状態（あるいは状態基準）に基づいて設定される相対判定基準があるが、相対判定基準も設備の種類や重要度によって正常レベル、注意レベルおよび危

険レベルの比率が違う。よって、本章では、確率統計理論、可能性理論などに基づいて、全ての設備に通用する一般性のある相対判定基準を設定するための基本的な考え方と手順を提案し、実際に取得した個別データの解析例の中で使用されている各種数値は対象事例によって異なるものであり、一般性のあるものではない。従って、本章で提案した相対判定基準設定の方法や手順を現場設備に適用するときは、設備の種類、運転条件や重要度に応じて中の諸係数を調整する必要がある。

4-2-2 時間領域の特徴パラメータについて

4-2-2-1 特徴パラメータの性質

時系列信号の特徴を表す特徴パラメータは「時間領域の特徴パラメータ」という。スペクトルの特徴を表す「周波数領域の特徴パラメータ」もあるが、現場での診断の利便さから時間領域の特徴パラメータが最もよく利用されている。本章では、時間領域の特徴パラメータについて検討する。

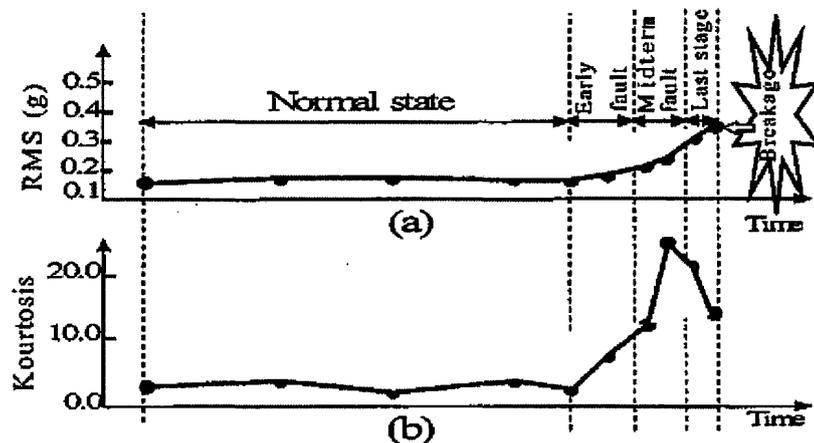


図 4-2-1 転がり軸受の実効値と尖度の推移

図 4-2-1 はある転がり軸受けが正常状態から末期状態まで変化していくにつれ、振動波形の実効値と尖度との値が変化する例を示す。一般に設備の状態は図 4-2-1 に示すように、「正常」、「早期異常」、「中期異常」、「末期異常」および「故障」に分けることができる。簡易診断の目的は、

これらの状態を定量的に把握し、「注意状態」と「危険状態」を適時に知らせることである。図4-2-1に示すように、設備にある種類の異常が起きたとき、その異常の程度を反映できる特徴パラメータが見つければ、その特徴パラメータがその設備の状態診断に役立つ。

なお、無次元特徴パラメータは図4-2-1(b)のように、必ずしも設備の異常程度に相関して単調増加(または単調減少)するとは限らない。この図によれば、転がり軸受けの初期異常と中期異常の時には尖度が上昇し、有次元特徴パラメータより異常検出の感度が良いが、末期異常の時には逆に下がる。よって、無次元特徴パラメータは一般に初・中期異常状態の検出に用いられるか、あるいは図4-2-1(b)のように、異常種類の傾向との関係がわかれば「注意状態」と「危険状態」の閾値に用いることができる。

4-2-2-2 有次元特徴パラメータ

測定した離散の時系列データを x_i ($i = 1 \sim N$) とする。常用の有次元特徴パラメータは次に示す。

$$p_{d1} = \frac{\sum_{i=1}^N |x_i|}{N} \quad (\text{絶対平均値}) \quad (4-2-1)$$

$$p_{d2} = \frac{\sum_{i=1}^N x_i^2}{N} \quad (\text{実効値}) \quad (4-2-2)$$

$$p_{d3} = \frac{\sum_{i=1}^{N_p} |x_i|_p}{N_p} \quad (\text{絶対値のピーク平均値}) \quad (4-2-3)$$

ここで、 $|x_i|_p$ は信号の絶対値のピーク値(最大値)、 N_p はピーク値の総数である。

$$p_{d4} = \frac{\sum_{i=1}^{N_p} |x_i|_p^2}{N_p} \quad (\text{絶対値のピーク実効値}) \quad (4-2-4)$$

4 - 2 - 2 - 3 無次元特徴パラメータ

従来使用されている無次元特徴パラメータ (4 - 2 - 5 ~ 4 - 2 - 7)、および本章にて定義した無次元特徴パラメータ (4 - 2 - 8 ~ 4 - 2 - 16) を列挙する。

$$p_1 = \frac{\sigma}{\bar{X}} \quad (\text{変動率}) \quad (4 - 2 - 5)$$

ここで、 $\bar{X} = \frac{\sum_{i=1}^{N_p} |x_i|}{N}$ 、 $\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2}{N-1}}$ 、 $\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^N x_i}{N}$

$$p_2 = \frac{\sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^3}{\sigma^3} \quad (\text{歪度}) \quad (4 - 2 - 6)$$

$$p_3 = \frac{\sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^4}{\sigma^4} \quad (\text{尖度}) \quad (4 - 2 - 7)$$

$$p_4 = \bar{X}_p / \bar{X} \quad (4 - 2 - 8)$$

ここで、 \bar{X}_p は波形の絶対値 $|x_i|$ ($i=1$ to N) の極大値 (ピーク値) の平均値である。

$$p_5 = \frac{|\bar{X}_{\max}|}{\bar{X}_p} \quad (4 - 2 - 9)$$

ここで、 $|\bar{X}_{\max}|$ は $|x_i|$ の10個最大値の平均値である。

$$p_6 = \bar{X}_p / \sigma_p \quad (4 - 2 - 10)$$

ここで、 σ_p は最大値の標準偏差値である。

$$p_7 = \bar{X}_L / \sigma_L \quad (4 - 2 - 11)$$

ここで、 \bar{X}_L と σ_L はそれぞれ最小値 (谷値) の平均値と標準偏差値である。

$$p_8 = \frac{\sum_{i=1}^N \sqrt{|x_i|}}{\sqrt{\sigma}} \quad (4 - 2 - 1 2)$$

$$p_9 = \frac{\sum_{i=1}^N x_i^2}{\sigma^2} \quad (4 - 2 - 1 3)$$

$$p_{10} = \frac{\sum_{i=1}^N \log(|x_i|+1)}{\log(\sigma)} \quad (4 - 2 - 1 4)$$

$$p_{11} = \frac{\sum_{i=1}^{Nk} x_{ki}}{\sigma N_k} \quad (4 - 2 - 1 5)$$

ただし、 $x_{ki} \geq k\sigma$ (例えば、 $k=1, 2$)。

N_k は x_{ki} の総数。

$$p_{12} = \frac{\sum_{i=1}^{Nh} x_{hi}}{\sigma N_h} \quad (4 - 2 - 1 6)$$

ただし、 $x_{hi} \leq -h\sigma$ (例えば、 $h=1, 2$)。

N_h は x_{hi} の総数。

なお、上述以外に他の無次元特徴パラメータ(総合情報量)も定義して異常の検出に用いた。

4 - 2 - 3 有次元特徴パラメータによる異常診断法

本節では、ISOなどの絶対判定基準を参照にして、一般的な回転機械設備の状態判定に用いられる相対判定基準の設定法を提案する。

有次元特徴パラメータは波形の大きさを表すから、一般に現場では、回転機械診断を行うとき、振動の強さの指標として機械の状態(正常、注意、危険)判定に用いられる。運転

条件（負荷と回転速度）が一定な回転機械の有次元特徴パラメータの判定基準は国際規格（ISO）や各国によって与えられたものがある。例えば表4-2-1はISOの判定基準（ISO2372 1974）を示している。このような判定基準は、与えられた有次元特徴パラメータの値をそのまま状態判定に用いられるから「絶対判定基準」という。

表4-2-1 ISO絶対値判定基準（ISO2372 1974）

(mm/s) ISO2372 1974

区分境界の値	クラスI	クラスII	クラスIII	クラスIV
45.0				D
28.0			D	
18.0		D		C
11.2			C	
7.1	D			B
4.5		C		
2.8	C			A
1.8		B		
1.12	B		A	
0.71		A		
0.45	A			
0.28				

Aは「良好(優)」, 正常状態で何もする必要がない。
 Bは「順調(良)」, やや正常状態, 補修の必要がなし, 注意の必要。
 Cは「不調(可)」, 要注意状態, 保全費用の節約のため近い日時に修理が必要。
 Dは「危険(不可)」, 危険な状態で直に修復が必要。

絶対判定基準は多くの現場実践や経験によりまとめた平均的な基準であり、一般に状態判定の目安として使用されているが、すべての現場に完璧に適用するとは限らない。しかし、表4-2-1の絶対判定基準を分析すれば、機械の種類（クラス）の違いによって絶対判定基準の値が違いますが、各状態範囲の境界値の比率は一定である。この性質を利用して、図4-2-2のようにすべての回転機械設備に利用できる「相対判定基準」を提案する。

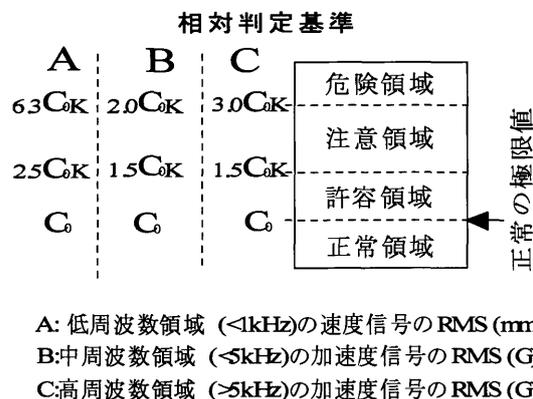


図 4 - 2 - 2 回転機械の相対値判定基準

図 4 - 2 - 2 の A 例のように、低周波数領域 (1 kHz 以下) における振動速度の実効値 (RMS) に関しては、基準状態 (正常状態) の限界値を C_0 とすれば、注意状態と危険状態の限界値はそれぞれ、 $2.5C_0K$ と $6.3C_0K$ とすればよい。ここで、 K は調整係数で、デフォルトとして 1 とするが、設備の種類や重要度によって変更すればよい。 C_0 は P_{di} が正規分布に従うときに正常状態の 99.9% 信頼区間として次のように求めることができる。

$$C_0 = \overline{P_{di}} + 3S_{di} \quad (4 - 2 - 17)$$

ここで、 $\overline{P_{di}}$ と S_{di} はそれぞれ有次元特徴パラメータ P_{di} の平均値と標準偏差である。ただし、 P_{di} が必ず正規分布に従うとは限らないので、 $\overline{P_{di}}$ 、 S_{di} および、 C_0 の求め方に注意を払う必要がある。

なお、回転機械の低周波領域における異常は「構造系異常」といいアンバランス、ミスアライメント、緩み、軸曲がりなどである。ほかの低周波領域における相対判定基準も絶対判定基準 (1) の参照により作成できる。例えば、オーバール周波数領域 (5 Hz ~ 40 kHz) においては、相対判定基準の例として図 4 - 2 - 2 の B 列に示すように、注意状態と危険状態の限界値はそれぞれ $1.5C_0K$ と $2C_0K$ とすればよい。この領域では振動加速度の実効値 (RMS) を用いて、歯車異常、共振異常など、いわゆる「自励系異常」の簡易診断を行

う。

また、高周波数領域（5 kHz以上）の相対判定基準の例は、図4-2-2のC列に示すように、注意状態と危険状態の限界値はそれぞれ1.5 CoKと3 CoKとすればよい。この領域では主に「摩耗・衝撃系異常」たとえば、軸受傷、歯車局所異常などの簡易診断に適している。

4-2-4 無次元特徴パラメータによる状態診断法

無次元特徴パラメータにより設備状態を判定する時も、前述の有次元特徴パラメータと同じようにすべての回転機械設備の状態を統一的な基準で判定することが出来ないのので、ここで確率統計理論や可能性理論により相対判定基準を決定するための基本方法と手順を提案するが、現場においては設備の状況（設備種類や重要度など）に応じて諸係数を調整することにより具体的な判定基準を決定する必要がある。

4-2-4-1 統計検定による状態診断

本節では、それぞれの無次元特徴パラメータの状態判定基準を統計理論により決定する方法、および複数の無次元特徴パラメータを主成分分析法により設定する方法を提案する。

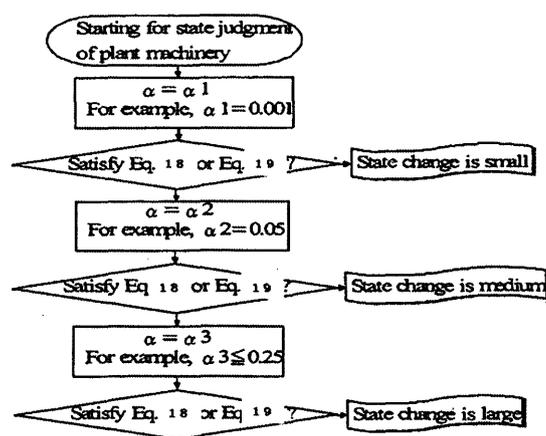


図4-2-3 統計理論判定のフローチャート

4 - 2 - 4 - 1 - 1 無次元特徴パラメータの平均値の検定

診断対象設備の基準状態 k (例えば、正常状態) と状態 y (診断すべき状態、あるいは、未知状態) で求めた無次元特徴パラメータ p_i の値をそれぞれ p_{ik} と p_{iy} とする。ここで、 $i = 1 \sim M$ (M は使用する無次元特徴パラメータの総数) を表す。 p_{ik} と p_{iy} との平均値をそれぞれ \bar{p}_{ik} と \bar{p}_{iy} 、標準偏差をそれぞれ S_{ik} と S_{iy} とすると p_{ik} と p_{iy} が等しいか否かの検定は次式で行う。

$$\left| \bar{p}_{ik} - \bar{p}_{iy} \right| > \frac{S_{iy}}{\sqrt{J}} t_{\alpha/2}(J-1) \quad (4-2-18)$$

が成立すれば、有意水準 α で「 p_{ik} と p_{iy} が等しくない」と判定する。ここで、 $t_{\alpha/2}(J-1)$ は自由度 $J-1$ の t 分布が下側確率 $\alpha/2$ に対するパーセント点である。

4 - 2 - 4 - 1 - 2 無次元特徴パラメータの分散の検定

S_{ik} と S_{iy} が同じか否かの検定は次のように行う。

$$\frac{S_{ik}^2}{S_{iy}^2} > F_{\alpha/2}(J-1, J-1) \quad (4-2-19)$$

が成立すれば、有意水準 α で「 S_{ik} と S_{iy} が等しくない」と判定する。ここで、 $F_{\alpha/2}(J-1, J-1)$ は自由度 $J-1$ の F 分布が下側確率 $\alpha/2$ に対するパーセント点である。

式 (4-2-18) と式 (4-2-19) を用いて、無次元特徴パラメータによる状態変化の判定方法を次のように提案する。

有意水準 α を変えたとき、式 (4-2-18) または、式 (4-2-19) を満足するか否かを確認することにより、状態 y が基準状態 k からの変化程度が決められる。状態変化の程度を有意水準 α により決定する流れと α の数値列を図

4-2-3に示す。図4-2-3においては「状態変化が無し」($\alpha 1$)、「状態変化が小さい」($\alpha 2$)、および「状態変化が大きい」($\alpha 3$)のように設定している。

なお、図4-2-3に示している数値は現場設備の状況(設備種類や重要度など)により変えられる。

4-2-4-1-3 複数の無次元特徴パラメータの統合
 複数個の無次元特徴パラメータを統合して、状態を判別することもできる。ここで、主成分分析法を提案する。

計算された無次元特徴パラメータの値($p_1 \sim p_n$)に対して、次のように正規化を行う。

$$p_i = \frac{p_i - \bar{p}_{oi}}{Sp_{oi}} \quad (4-2-20)$$

ここで、 \bar{p}_{oi} と Sp_{oi} はそれぞれ正常状態(あるいは基準状態)における p_i の平均値と標準偏差である。 n 個の主成分($z_1 \sim z_n$)は次式で表せる。

$$\begin{Bmatrix} Z_1 \\ \vdots \\ Z_n \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & \cdots & a_{1m} \\ \vdots & \cdots & \vdots \\ a_{n1} & \cdots & a_{nm} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_1 \\ \vdots \\ p_m \end{Bmatrix} = AP \quad (4-2-21)$$

ここで、 A は係数行列といい、係数 a_{ij} は正常状態時のデータにより求められる。また、正常状態で求められた無次元特徴パラメータ P の共分散行列の固有値を $\lambda_1 \sim \lambda_n$ とすると、 λ_i は第 i 主成分の標準偏差でもある。

第 i 主成分から順にいくつの主成分までもとのデータの特徴を表せるかを評価するために、第1主成分 Z_1 から第 i 主成分までの累積率を η_i とすると、以下であり

$$\eta_i = \frac{\sum_{j=1}^i \lambda_j}{\sum_{k=1}^m \lambda_k} \quad (4-2-22)$$

一般に η_i が0.8を超えるときに、その主成分まで元のデータの特徴がほぼ表せるものと見なされる。多くの現場

データで確認した結果、ほとんどの簡易診断の場合、第3主成分まで累積率 η_3 が 0.8 以上になる。なお、実際に主成分分析法を適用する場合式 (4-2-22) により累積率 η_i を確認し、使用する主成分の数を決定すればよい。

主成分 Z_i が正規分布に従うと仮定すると、

$$\sum_{i=1}^{\Phi} \left[\frac{Z_i - \bar{Z}_i}{\sqrt{\lambda_i}} \right]^2 \quad (4-2-23)$$

が χ^2 分布に従う。ここで、 Φ は $\eta_{\Phi} > 0.8$ を満たす最小主成分の数である。

正常状態のデータで Z_i と λ_i を求めれば、診断のときに有意水準 α で設備の状態が「正常である」という判定基準は次のように与えられる。

$$\sum_{i=1}^{\Phi} \left[\frac{Z_i - \bar{Z}_i}{\sqrt{\lambda_i}} \right]^2 \leq \chi^2(\Phi, \alpha) \quad (4-2-24)$$

たとえば $\Phi = 3$ のとき、図 4-2-3 のような判定基準を次のように作成できる。

「状態変化が無し」の判定基準：

$$\sum_{i=1}^3 \left[\frac{Z_i - \bar{Z}_i}{\sqrt{\lambda_i}} \right]^2 \leq \chi^2(3, 0.25) = 4.11$$

「状態変化が小さい」の判定基準：

$$4.11 = \chi^2(3, 0.25) \leq \sum_{i=1}^3 \left[\frac{Z_i - \bar{Z}_i}{\sqrt{\lambda_i}} \right]^2 \leq \chi^2(3, 0.001) = 16.25$$

「状態変化が大きい」の判定基準：

$$\sum_{i=1}^3 \left[\frac{Z_i - \bar{Z}_i}{\sqrt{\lambda_i}} \right]^2 \leq \chi^2(3, 0.001) = 16.25$$

4 - 2 - 4 - 2 可能性理論による異常診断

統計検定による状態診断の場合、各々の無次元特徴パラメータの正規分布に従うと仮定する必要がある。このような仮定が成立しない場合、可能性理論による状態診断法を次のように提案する。

基準状態 k (正常状態) におけるデータで求めた無次元特徴パラメータ p_i の値を算出した後、 p_i の確率密度関数 $f_k(p_i)$ から可能性分布関数 $P_k(p_i)$ は次式で求められる。可能性理論によれば p_i がどのような確率分布に従っても、その可能性分布関数が求められる。

$$P_k(p_i)_x = \sum_{y=1}^N \min\{\xi_x, \xi_y\} \quad (4 - 2 - 25)$$

ここで、

$$\xi_x = \int_{p_{ix-1}}^{p_{ix}} f_k(p_i) dp_i \quad \xi_y = \int_{p_{iy-1}}^{p_{iy}} f_k(p_i) dp_i$$

$$p_{ix} = p_{i(\min)} + x \times (p_{i(\max)} - p_{i(\min)}) / N$$

$$x = 1 \sim N$$

$$p_{iy} = p_{i(\min)} + y \times (p_{i(\max)} - p_{i(\min)}) / N$$

$$y = 1 \sim N$$

$p_{i(\min)}$ と $p_{i(\max)}$ はそれぞれ p_i の最小値と最大値である。

図 4 - 2 - 4 に無次元特徴パラメータの確率密度関数 $f_k(p_i)$ と可能性分布関数 $P_k(p_i)$ の例を示している。診断のときに状態 y (診断すべき状態、或いは、未知状態) の無次元特徴パラメータ p_i の可能性分布関数を $P_y(p_i)$ とすると、状態 y 「状態変化が無し」である可能性 w_k は、図 4 - 2 - 4 のように $P_y(p_i)$ を $P_k(p_i)$ にマッチングすることにより求められる。

マッチング式はいろいろ提案されているが、様々な分野におけるファジ推論の場合、最も適切なマッチング式は対象物の諸条件に応じて経験や試行錯誤的に決定するしかない。設備診断の場合にも同様なことが言え、ここで、一例として次

式による設備状態の可能性を求める方法を示すが、実際に設備診断に適用するときには、各マッチング式の有効性を確認・検証する必要がある。

p_i の値を最小値から最大値まで N 区間に等分割したときに、次式で可能性 w_k を求める。

$$w_k = \sum_{j=1}^N P_k(p_{ij}) P_y(p_{ij}) \quad (4-2-26)$$

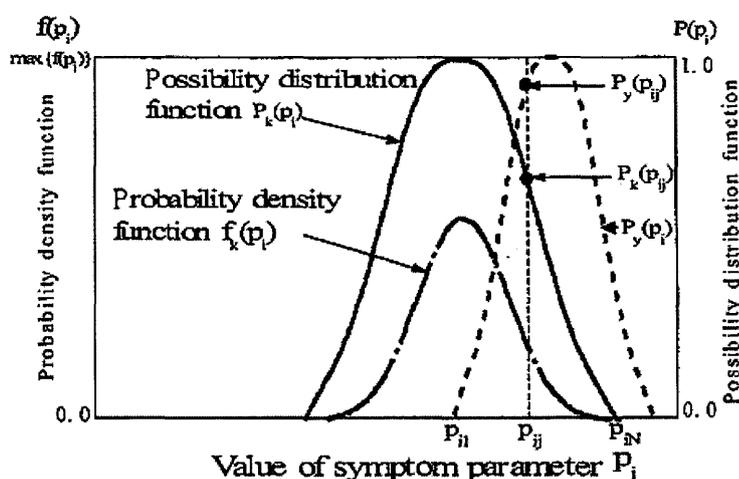


図 4-2-4 $f_k(p_i)$ と $P_k(p_i)$ の事例

ここで、 w_k は状態 k の可能性である。

正常状態（状態 k ）のデータを用いて計算した無次元特徴パラメータ p_i の平均値と標準偏差をそれぞれ p_{ki} と $S p_{ki}$ とし、正常状態（状態 k ）の可能性分布関数を $P_k(p_i)$ 、正常状態（状態 k ）に対する「状態変化が小さい」および「状態変化が大きい」の可能性分布関数をそれぞれ $P_{c1}(p_i)$ 、 $P_{c2}(p_i)$ および $P_{d1}(p_i)$ 、 $P_{d2}(p_i)$ とすると図 4-2-5 のように状態判定用の可能性分布関数が決定される。

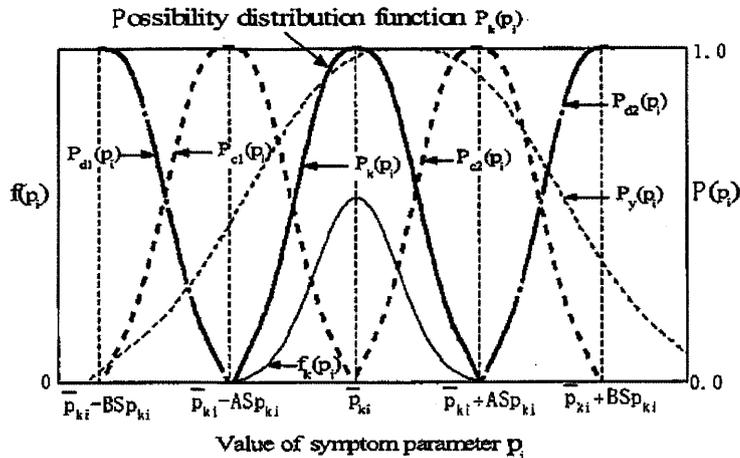


図 4-2-5 状態判定用の可能性分布関数

図 4-2-5 の中の A と B は設備の種類や重要度により経験や試行錯誤的に決定されるが、デフォルト値は、例えば統計理論（平均値 + 3（または、6）標準偏差）を参考にして、 $A=3$ 、 $B=6$ とする。図 4-2-5 において $P_k(p_i)$ 、 $P_c(p_i)$ 、 $P_d(p_i)$ とのマッチングにより状態変化の可能性が求められる。

例えば、診断のときに状態 y （診断すべき状態、或いは未知状態）の可能性分布関数を $P_y(p_i)$ と状態判定用の可能性分布関数とのマッチング結果は $w_k = 0.8$ 、 $w_c = 0.1$ 、 $w_d = 0.1$ ならば、正常状態（状態 k ）に対する「状態変化が無し」と判定する。また、 $w_k = 0.2$ 、 $w_c = 0.3$ 、 $w_d = 0.5$ ならば「状態変化が大きい」と判定する。

可能性理論による状態判定の主なメリットは

- (1) 無次元特徴パラメータはどのような分布に従っても可能性分布関数が求められることである。
- (2) 可能性理論が相対的な順序付けに適しているので、状態判定の結果（可能性度合）は状態変化の程度を表し、ロバストな判定指標（相対判定基準）である。

4-2-5 有・無次元特徴パラメータの統合および実例
 4-2-3 節で述べたように、有次元特徴パラメータを作成すれば、一般的な回転機械設備の状態判定に用いられるが、

以下のような問題点が残る。

- (1) 回転数や負荷が多少変化しても値が変化する。
- (2) 早期異常の検出が困難である。
- (3) 種類や異常種類によって小さくなるケースもある。

一方、無次元特徴パラメータには以下のような問題点がある。

- (1) 異常種類によって敏感と鈍感なものがある。
- (2) 一般に危険レベル（設備を停止すべきレベル）の設定が困難である。

よって、上述の有・無次元特徴パラメータの問題点を相補するために、本節では有次元特徴パラメータの相対判定基準を作成したうえ、有・無次元特徴パラメータを同時に用いて現場の回転機械設備の状態を判定し、各特徴パラメータによる状態判定の結果を統合することにより最終的に設備増体を判定する方法を提案する。

表 4-2-2 状態判定用の可能性分布関数

		Non-dimensional symptom parameter		
		The state change is		
Dimensional symptom parameter	Judge ↓	nothing	small	large
	Normal	Normal	Bearable	Caution
	Bearable	Bearable	Bearable	Caution
	Caution	Bearable	Caution	Caution
Denger	Caution	Denger	Stop	

表 4-2-2 は有・無次元特徴パラメータの判定結果を統合することによって、最終的に設備状態を判定する一覧表を示す。上の行は、無次元特徴パラメータの判定結果（状態変化が「無し」、「小さい」、「大きい」）で左横の列は有次元特徴パラメータの判定結果（「正常」、「耐えられる」、「注意」、「危険」）で表中は最終的な総合判定の結果である。たとえば、有次元特徴パラメータによる判定結果を「注意」、無次元特徴パラメータによる結果を「状態変化の大きい」とする

と、最終的に設備状態は「危険」判定される。

複数の無次元特徴パラメータで状態判定を行う場合、「状態変化が大きい」と判定した無次元特徴パラメータの判定結果が優先である。たとえば、 $p_1 \sim p_3$ で判定する場合、低、中、高周波領域において次のような検定結果が得られたとする。

- | | | | |
|---------------|---|-------|----------|
| p_1 による判定結果 | : | 「無し」 | (低周波数領域) |
| | | 「小さい」 | (中周波数領域) |
| | | 「無し」 | (高周波数領域) |
| p_2 による判定結果 | : | 「小さい」 | (低周波数領域) |
| | | 「大きい」 | (中周波数領域) |
| | | 「無し」 | (高周波数領域) |
| p_3 による判定結果 | : | 「小さい」 | (低周波数領域) |
| | | 「無し」 | (中周波数領域) |
| | | 「無し」 | (高周波数領域) |

中周波数領域において p_2 の判定結果が「大きい」であるから、最終的に無次元特徴パラメータによる判定結果は「状態変化が大きい」とする。

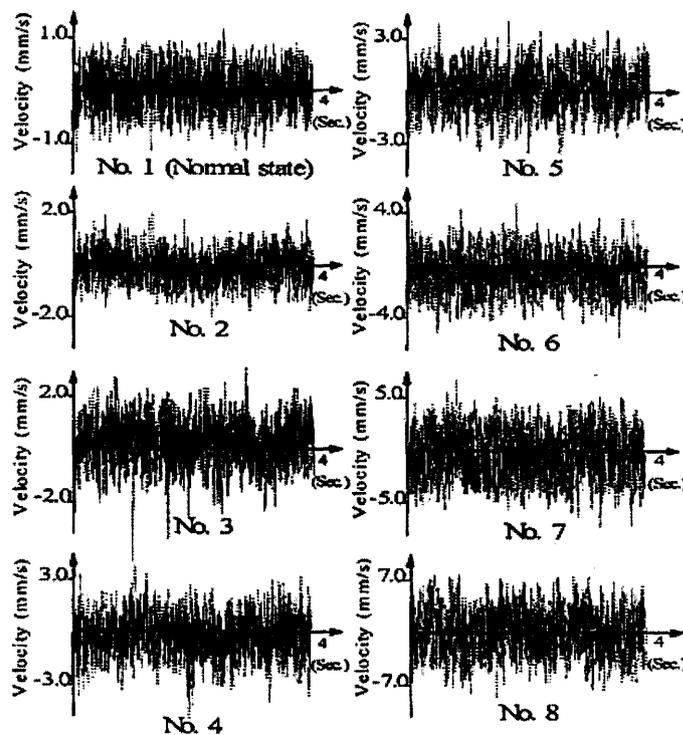


図 4-2-6 回転機械の時間波形例

ここで、判定状態の実例を示す。図4-2-6には、ある回転機械の軸部に取り付けた速度センサーで測定した速度信号（低周波数領域1kHz以下）の時系列波形を示す。図中のNo.1は正常状態の信号であり、No.2～No.8は回転軸アンバランス状態の信号である。この機械はNo.2から回転軸アンバランスの程度が段々重くなり、No.7から「危険」と判定された。第1回目（No.1）の測定時の設備状態が「正常」であることは精密診断により確認したので、第1回目のデータと式(4-2-17)を用いて、図4-2-2に示したように、有次元特徴パラメータの判定基準を作成した。

表4-2-3は有次元特徴パラメータ（ P_{d1} , P_{d2} , P_{d3} ）および、4-2-3節の方法による状態判定の結果を示す。なお、ここで診断の対象がアンバランス状態であるので、低周波数領域（1kHz以下）の信号を診断に用いた。

図4-2-6に示す振動波形データに対して、4-2-2-3に示した各無次元特徴パラメータのうち p_6 は他の無次元特徴パラメータより状態の判定が敏感であるから、 p_6 の判定結果は無次元特徴パラメータによる最終の状態判定結果とし、表4-2-4にはその詳細を示す。

表4-2-3 p_{d1} ・ p_{d2} そして p_{d3} による判定結果

	The state is :	The state change compared with the last data is :
1	(Normal)	---
2	Bearable	Small
3	Bearable	Nothing
4	Bearable	Nothing
5	Bearable	Nothing
6	Bearable	Nothing
7	Caution	Small
8	Caution	Nothing

表 4-2-4 パラメータ p_6 に基づく判定結果

Data No.	Value of p_6		(Possibility) The state change compared with the normal state is :				(Possibility) The state change compared with the last data is :			
	Ave.	Std.	nothing	small	large	Judge	nothing	small	large	Judge
	1	1.70	0.064	—	—	—		—	—	—
2	2.11	0.014	0.54	0.46	0.00	nothing	0.014	0.54	0.00	nothing
3	2.26	0.086	0.37	0.56	0.06	small	0.38	0.46	0.16	small
4	2.55	0.16	0.20	0.51	0.28	small	0.58	0.39	0.02	nothing
5	2.67	0.062	0.06	0.66	0.28	small	0.90	0.01	0.00	nothing
6	2.74	0.103	0.06	0.53	0.40	small	0.66	0.33	0.03	nothing
7	3.39	0.17	0.00	0.17	0.83	large	0.42	0.53	0.06	large
8	3.58	0.066	0.00	0.01	0.98	large	0.89	0.11	0.00	nothing

表 4-2-4 の中には、正常状態および前回の状態を基準にした状態変化が「無し」「小さい」「大きい」の可能性を示している。たとえば、第 8 回目の判定結果は正常状態に対して状態変化が「大きい」(可能性 : 0.98) で前回 (7 回目) の状態に対して状態の変化が「無し」(可能性 : 0.89) である。

この機械の状態は正常状態 (1 回目の測定) に比較して次第に異常程度の重い状態へ変化していくことがわかる。

表 4-2-5 有・無次元特徴パラメータの統合則による判定結果

Data No.	The state is :	The state change	Recording the
		compared with the last data is :	raw data for precise diagnosis ?
1	(Normal)	—	Yes
2	Bearable	Small	Yes
3	Bearable	Nothing	No
4	Bearable	Nothing	No
5	Bearable	Nothing	No
6	Bearable	Nothing	No
7	Danger	Small	Yes
8	Danger	Nothing	No

表 4-2-5 は、表 4-2-2 に示す有・無次元特徴パラメータの統合則に基づいて、表 4-2-3 と表 4-2-4 に示す有・無次元特徴パラメータの判定結果を統合して得た最

終判定結果を示す。

上述の例で特徴パラメータによる状態判定の例を説明したが、前述のように一般に現場設備の運転条件が複雑で種類が多いため、どの特徴パラメータがどの異常状態の識別に有効であるかは一概に言えないので、4-2-4に述べた状態判定法で各特徴パラメータ(4-2-1~4-2-16)の値の変化により状態を判定し、今後、有効性を検証していく。

4-2-6 本節のまとめ

本節では、時間領域の有・無次元特徴パラメータの統合による設備状態の判定法を提案し、回転機械診断の実例により提案した手法の適用方法を示した。

有次元特徴パラメータを用いて回転機械の簡易診断を行うとき、絶対判定基準が全ての設備に適用できるとは限らないので、相対判定基準の作成法を提案した。無次元特徴パラメータについては、統計検定法および可能性理論による状態変化の判定法を提案し、複数の無次元特徴パラメータの統合による状態判別法も検討した。さらに、現場回転機械の異常診断に有効な有・無次元特徴パラメータ統合による状態判定法を提案し、実例により提案した手法の有効性と実用性を示した。

4-3 本章のおわりに

本章において有次元・無次元特徴パラメータを用いた診断法ならびに余寿命予測技術について検証し、以下の項目を提案した。

- 1) 有次元特徴パラメータの情報により、数値的に多項式として回帰させ、今後の傾向を予測する手法を提案した。また、線形回帰式による状態予測技術として、ARIMAモデルによる予測法、並びにGAモデルによる状態予測法に関して論じた。特に、GAモデルに関する状態予

測法に関しては、従来使用される初期異常後の指数回帰曲線と比較してGAによる指数回帰曲線の方が誤差の小さい可能性があることが確認された。

- 2) 有次元特徴パラメータを用いて全ての設備に適用できる相対値判定基準の作成法を提案した。無次元特徴パラメータについては統計検定法および可能性理論による状態変化の判定法を提案し、複数の無次元特徴パラメータの統合による状態判別法も検討した。さらに、現場回転機械の異常診断に有効な有・無次元特徴パラメータ統合による状態判定法を提案し、実例により提案した手法の有効性を立証した。

第5章 結言

5-1 本研究の成果

回転機械設備診断を行う上で、重要である簡易診断、精密診断そして余寿命予測技術において現状の手法では個別の判定基準を要するばかりでなく、閾値の設定においても多大なる負担があるのが実情である。そのような状況下で、本研究にて共通的な尺度を提示することで同一の評価が出来る理論を提案すること。また、異常を検知できた後に機器の余寿命を評価する技術を提案することで、生産設備の安全かつ安定運転に寄与することを目指した。

第2章にては簡易診断技術に関する判定基準の理論に関して提案し、同一の尺度で評価する方法に関して示した。

その中の第2-1節においては低周波数領域の振動診断として、特にアンバランス、ミスアライメント、ガタなど構造系異常に精度良く適合できる振幅領域の劣化パラメータ (r_{ms}) と周波数領域の劣化パラメータ

(f_{sd}) の考え方を提案し、双方のパラメータの結合として判定基準 (f_{ind}) を提案した。また、第2-2節において高周波数領域の振動診断として、特に軸受異常、歯車異常、ベルト異常、リークなど磨耗系異常に精度良く適合できる振幅確率密度関数法から新尖り度 (β_4) を提案した。しかし、生産現場においては損傷の激しい状況になると様々なノイズが信号波形をホワイトノイズ化 (白色化) して尖り度が顕著には把握できない状況があることから、今後の展望として信号抽出法を提案し、信号前処理の方法として、信号の抽出をした後に振幅確率密度関数法により評価することが適正であるという方向性を示した。

さらに、低周波数領域ならびに高周波数領域双方の判定結果を同一の尺度にて判定する理論を提案した。構造系異常判定 (I_{st})、磨耗系異常判定 (I_{wr}) は同一の判定にて対応可能である。

第3章において精密診断技術に関して使用限界の評価方法を提案し、設計に反映すべき項目を提案し、寿命延長の評価方法を提案した。その中で、第3-1節においてポリマー添加油の挙動並びにEHL条件下における摺動部メカニズムを解明し、提案することにより、生産設備のトライボロジーにおける注意視点が克明になされた。

特に、ポリマー添加油はゴム膜残分が低い範囲ではポリマー分子がEHL膜厚より大きいと回流あるいは逃散等によりEHL膜厚がフィルターとなり接触領域に導入されず、結果的にヘルツ接触領域に導入されるのは基油であることを立証した。従って、油膜形成には基油の高圧粘度に依存していることを提案した。

第3-2節においてはAE法、振動法、潤滑油診断法における有意差を明確にし、概念的に言われていた、AE法の検出の方が振動法より早期に可能であることを実証した。また、AE診断検出波形の変化を装置内の状況メカニズムとして解明し、使用限界の判断を行う上で、大切な閾値の設定に関して実例をもとに提案した。

さらに、寿命延長の対策案として特赦な潤滑性上を持つ、潤滑皮膜生成添加剤を用いることで、これまで4カ月ほどの寿命を繰り返していた設備を1年3カ月以上もの間、安定した稼働を続けることができることを実証した。また、特殊な性能をもつ潤滑皮膜生成添加剤のトライボロジーの視点からの皮膜安定性メカニズムを提案した。

第3-3節にては、回転機器の補修における設計的な視点の提案である。材料の硬度は水素などの影響による割れ感受性が高まり、溶接後には熱処理を要することが一般的に施工されている。しかし、メッキ、溶射等による熱影響は表面層にのみであり、熱処理の必然性はそれほど、言及されていなかった。

また、保全現場における経験則として、回転軸にメッキを施すと疲労限度が極端に低下するという知識があったが、今

回の調査によりメッキ層の劣化が起因し、メッキの割れ、はがれが母材の表面の切り欠きと同様な挙動を示し、母材が通常の疲労限度より約50%低下して折損することを立証した。その中で、高硬度鋼に対するメッキ後の熱処理としてベーキング処理を200℃、3時間ほど施すことにより安全性は確保できることを提案した。

機械要素の劣化限界を監視することによる余寿命予測技術を確立する目的で第4章にて論じる。

まず、第4-1節において有次元パラメータの情報により、数値的に多項式として回帰させ、今後を予測する手法を提案した。

軸受けの破損に至る時間経過は4次式にて $R^2 = 0.999$ で表現することができた。

また、線形回帰式による状態予測技術として、ARIMAモデルによる予測法、並びにGAモデルによる状態予測法に関して論じた。特に、GAモデルに関する状態予測法に関しては、現状ではシミュレーションレベルであり、各機械のもつ特性までを汎用化することは難しいながら、通常使用される初期異常後の指数回帰曲線と比較してGAによる指数回帰曲線の方が誤差の小さい可能性があることが確認された。

第4-2節にて有次元特徴パラメータを用いて回転機械の簡易診断を行うとき、絶対値判定基準が全ての設備に適用できるとは限らないので、相対値判定基準の作成法を提案した。無次元特徴パラメータについては統計検定法および可能性理論による状態変化の判定法を提案し、複数の無次元特徴パラメータの統合による状態判別法も検討した。さらに、現場回転機械の異常診断に有効な有・無次元特徴パラメータ統合による状態判定法を提案し、実例により提案した手法の有効性を立証した。

5 - 2 今後の課題と展望

設備診断技術は設備の安定運転、信頼性の確保の視点からは一定の成果をあげ、これからも継続的に運用、研究開発されていくものと考ええる。そのなかで、本研究は簡易診断、精密診断法そして余寿命予測技術に関して取り組み、複雑な診断技術だけでなく、出来るだけ自動的に評価できるような理論を提案した。

しかし、実機における診断結果に対して信頼性が充分かということに関しては、さらに検証を加える必要がある。

特に、高周波数領域における振動診断技術に関しては、理論上はホワイトノイズ化した信号波形の成分から異常信号成分を抽出して、診断結果の評価を追及する必要がある。また、余寿命予測技術に関しては、有次元・無次元特徴パラメータの推移の限界を如何にして評価するかに関しては、さらに研究を継続する必要がある。

生産現場における動機器で24時間、365日連続稼動するような大型工場などでは異常の徴候を検知後、使用限界の見極めを求められる。技術者は過去の経験と、生産プロセスの特徴から推測することが多いが、本研究の理論を生産現場にても適用するように推進することと同時に、信頼性を更に向上させることが今後の課題である。

参考文献

- (1) 豊田利夫：回転機診断の進め方、日本プラントメンテナンス協会、pp9-40 (1999)
- (2) 豊田利夫：予知保全 (CBM) の進め方、日本プラントメンテナンス協会、pp8-55 (1998)
- (3) ”新版メンテナンス便覧”、日本プラントメンテナンス協会 pp967-978(1997)
- (4) 里永憲昭、陳山鵬：化学プラントにおける設備診断の現状と課題、潤滑経済、11月号、pp-28-35 (2007)
- (5) N.Satonaga,S.Kajiwara,N.Yamaji,H.Komura,U.Wang, P.Chen：State judgment criterion for rotating machinery in low frequency area ,International Journal of COMADEM Vol.11,No.4,pp25-34(2008)
- (6) 小村英智、下村和広、芝田和雄、中川紀壽：振動波形の等価実効値によるベアリングの簡易診断、日本機械学会論文集 (C編) 67巻 664号 pp3696-3701 (2001)
- (7) 小村英智、下村和広、芝田和雄、中川紀壽：回転機械の構造系異常の簡易診断、日本機械学会論文集 (C編) 68巻 672号、pp2264-2269 (2002)
- (8) 豊田利夫、陳鵬：正常時の振動波形のみを用いた回転機械の異常診断 (第1報)、日本設備管理学会論文集 pp25-30、(1998)

(9) 二保知也、陳鵬、豊田利夫：正常時の振動波形のみを用いた回転機械の異常診断（第2報）、日本設備管理学会論文集、pp31-36(1998)

(1 0) 陳鵬、豊田利夫：特徴周波数帯域の抽出及び可能性理論による設備異常の逐次診断法、日本信頼性学会誌 Vol.2、No4, pp311-321 (2002)

(1 1) 里永憲昭、日高良輔、梶原生一：回転機械の機種、仕様に共通な劣化指数に関する研究、日本設備管理学会秋季大会予稿集 pp31-34(2002)

(1 2) 陳鵬、豊田利夫：遺伝的プログラミングによる周波数領域の特徴パラメータの自己再組織化、日本機械学会論文集 (C編)、65(633)、pp1946-1953(1999)

(1 3) 松山：遺伝的アルゴリズム JSPEジャーナル Vol175、No3, pp35-37 (1991)

(1 4) T.Mitoma、P.Chen：Condition surveillance for plant rotating machinery using fuzzy neural network, neural information processing-letters and reviews, Vol.10-Nos.8-9 ,pp.211-218(2006)

(1 5) ISO10816-1, Mechanical vibration evaluation of machine vibration by measurements on non-rotations on non-rotating parts-Part1; General guidelines.

(1 6) 豊田利夫、陳鵬、溝田武人：スペクトルの統計的検定による故障信号の抽出、精密工学会誌、Vol158、No6、pp1041-1046 (1992)

- (1 7) B.JHamrock&Dowson:BallBearingLurication,
JohnWiley&Sons pp68-83(1981)
- (1 8) 大野信義：高圧下における潤滑油のレオロジーと EHL,
トライボロジスト, 49-4, pp303-308(2004)
- (1 9) T. Mawatari, A.Nakajima : The states of oil film
formation and running performance of deep groove ball
bearings under combined load, Proc. of the First Asia
International Conference on Tribology, 1 , pp111-116.
(1998)
- (2 0) 里永憲昭、日高良輔、山路信之、陳山鵬：AEと油分
析による歯車減速機設備診断法および潤滑油改良による
歯車減速機設備運転周期延長法、計測自動制御学会産業
論文集、Vol.6 , No.2 , pp8 - 16 (2007)
- (2 1) 奥野忠一：初版工業における多変量データの解析,
日科技連出版社、pp16-18 (1986)
- (2 2) Pusey HC :Machinery condition monitoring,
SOUND AND VIBRATION, 34(5), pp6-7 (2000)
- (2 3) S.Kumar: Vibration and Oil Analysis Detect
a Gearbox Problem,Vibrations,30-3,pp7-13(2004)
- (2 4) 魚本健人：コンクリート構造物の検査・診断, 理工
図書、pp58-75 (2003)
- (2 5) 豊田利夫：設備管理士養成コース (設備診断技術),
日本プラントメンテナンス協会 2-2、pp16-18 (1993)

- (2 6) S.Izumi R.Tsuneya,M.Ishida、Y.Hirayama、H.Imamura、
M.Sumimoto : Preventive engineering in development of
diesel engine with energy saving, Proc. of the 21st CIMAC
in Interlaken, Switzerland, Paper No.D37, pp1-18 (1995)
- (2 7) 赤松良信 : メンテナンスにおける転がり軸受の振動
計測, トライボロジスト, 50-2, pp106-111(2005)
- (2 8) 陳鵬、豊田利夫 : 可変運転条件における機械設備の
異常診断, 日本機械学会論文集 (C編) 64, 640(1999)
- (2 9) “初版 I S O 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Ⅲ)”, 振動技術研究会(2005)
- (3 0) 里永憲昭、竹中正行、山路信之、陳山鵬 : 回転軸の
表面メッキ層による劣化・折損の原因究明および防止法、
日本設備管理学会誌、Vol.19 , No2 , pp88-95 (2007)
- (3 1) “新版機械工学便覧” A4、日本機械学会、pp150-155
(1996)
- (3 2) R.A.Collacott 佐田登志夫 (訳) “機械故障診断”
日本プラントエンジニア協会、pp109-467 (1975)
- (3 3) R.B.Waterhouse , 佐藤準一 (訳) “フレッチング損
傷とその防止法” 養賢堂、pp35-240 (1990)
- (3 4) 当舎勝次 疲れ強さに対するピーニング効果-残留応
力, 硬さ, 表面粗さの影響- 砥粒加工学会誌 46 卷 8 号
(2002)
- (3 5) 遠藤吉郎 “表面工学” 養賢堂、pp148-179 (1987)

- (3 6) “ 初版機械保全技能ハンドブック機械要素編 ”、日本
プラントメンテナンス協会、 pp27-234 (1997)
- (3 7) 萩原国男 “ 初版材料力学考え方，解き方 ” 東京電機
大学出版局、 pp211-215 (1994)
- (3 8) 中原 一 郎 ” 初版材料力学 下巻 “ 養賢堂、
pp25-94 (1997)
- (3 9) “ 新版 機械設計便覧 ”、丸善、 pp557-578 (1983)
- (4 0) John O.Almen&Paul H.Black 宮川松男 (訳)、今井
邦典 (訳) “ 金属の残留応力と疲労 ” 日刊工業新聞社、
pp137-146 (1964)
- (4 1) “ 改訂版金属材料疲労強度の設計資料Ⅱ ”、日本機械
学会、 pp164-189 (1984)
- (4 2) 日高良輔、里永憲昭：昭和電工技報 pp176-180
(2004)
- (4 3) 金森啓祐、陳山鵬、里永憲昭、三苦哲郎：回転機械
設備の状態予測法について (1)、第 6 回評価診断に関
するシンポジウム予稿集 No210 (2007)
- (4 4) 牧修市：“新版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、 pp1-26 (1993)
- (4 5) 三苦哲郎、内糸伸行、陳山鵬：回転機械設備の振動
データの確率分布および判定基準に関する研究、日本設
備管理学会誌 Vol.19, No.2, pp66-73 (2007)

(4 6) 国友直人：解説 X-12-ARIMA (2002)

<http://www.e.u-tokyo.ac.jp/~kunitomo/X-12-ARIMA2004.pdf>

(4 7) 市川紘：“初版階層型ニューラルネットワーク” 共立出版、pp16-34 (1993)

(4 8) 陳山鵬、里永憲昭、三苫哲郎、豊田利夫：時間領域の有・無次元特徴パラメータ統合による回転機械設備の状態診断法、日本設備管理学会誌 Vol. 19、No. 2、pp96-105 (2007)

(4 9) P.CHEN:Automated function generation of symptom parameters and application to fault diagnosis of machinery in variable operation-conditions, IEEE Transactions on System ,Man and Cybernetics(PartA), 1.31(6)pp775-781(2001)

(5 0) 劉信芳、陳鵬、豊田利夫：情報理論による回転機械の劣化傾向管理に関する研究、日本信頼性学会誌、21(8)、pp505-514(1999)

(5 1) 豊田利夫：設備管理士養成コース(設備診断技術)、日本プラントメンテナンス協会、2-2、pp16-18、(1993)

(5 2) P.CHEN,T.TOYOTA：Sequential fuzzy diagnosis for plant machinery,JSME International Journal,Series C,46(3), pp1121-1129、(2003)

(5 3) 濱本敏範：無次元特徴パラメータとその活用事例、日本工業出版、検査技術 Vol.7、No.5、pp53-57、(2002)

謝辞

本論文の作成に際し、本論文に関する論文投稿の段階から直接的なご指導をいただいた、三重大学大学院 生産資源学 研究科 共生環境学専攻環境情報システム工学講座、陳山鵬教授に感謝申し上げます。陳山教授には、三重大学への入学以前から、様々な分野で公私共にご指導いただき、博士課程入学への協力をしていただきました。また、入学後も三重県と九州大分県は現実的に立地上離れており、研究の相談などは遠距離であることから、なかなか面会してのご教授が難しく、電話、メールなどを活用してのご指導をいただきました。

大学での面会は当然ながら、出張に併せて、出先での打ち合わせなども経験し、出来るだけ効率的に研究を進めることに心がけました。

さらに、時には九州の大分県まで陳山先生に足を運んでいただき、駅の近くの図書館で議論させていただいたことなど、忘れることの出来ないほど感謝した次第です。

また、本論文作成に際しご指導とご支援をいただいた同環境情報システム講座、村上克介教授、王秀崙教授、森尾吉成准教授に感謝申し上げます。また、論文発表の場の提供をいただいた日本設備管理学会「最新設備診断技術の実用性に関する研究会」の皆様方、特にドクター取得を奨励いただいた元九州工業大学教授の豊田利夫先生、本研究論文の骨格となる論文を過去に共同で作成させていただいた3DIM技研の小村英智博士、そして三重大学への入学を積極的に勧誘し、入学後のお手本となった、研究室の先輩である三井化学(株)市原工場 三苦哲郎博士に感謝申し上げます。

三苦博士には研究での情報交換ばかりでなく、会社間の保全技術、設備診断技術の情報交換など、学术交流だけでなく実務の中でも有益な交流をさせていただきました。

また、同じ研究室にて様々な形で協力、ご支援いただいた博士後期課程 王華慶氏に感謝申し上げます。

また、論文作成に応援いただきました、昭和エンジニアリング(株)大分事業所の榊原敏一所長、山路信之工務部長をはじめ、事業所の皆さんに感謝します。

特に、共同執筆として論文に協力いただいた、梶原生一課長補佐、竹中正行課長補佐、初見淳課長補佐、日高良輔課長補佐、そして設備技術グループを束ねてくれた川本浩二課長補佐に感謝を申し上げます。

最後になりますが、小職の夢の達成のために、陰ながら研究生活を支えてくれた妻 しのぶ、長男 薫紀、次男 賢郎、長女 佳穂に感謝申し上げます。

年齢はいくつになっても研究をしたいというヤル気があれば、人間は成長できるものであるという姿勢だけは家族に示せたのではないかと考えます。この気持ちだけは、子どもたちに継承していくつもりです。