

新幹線台車の状態監視に関する研究

大庭 拓也

新潟大学大学院 自然科学研究科 博士後期課程
材料生産システム専攻

目次

第1章 序論	1
1・1 緒言	1
1・2 状態監視に関する各分野の取り組み	3
1・2・1 機械要素の状態監視	3
1・2・2 設備機械の状態監視	7
1・3 鉄道技術分野における状態監視の取り組み	11
1・3・1 モデルベースの状態監視	11
1・3・2 信号処理による状態監視	13
1・3・3 鉄道分野における状態監視の実用事例	19
1・4 今後取り組むべき課題	27
1・5 本論文の目的と構成	30
第2章 異常特徴抽出及び異常模擬試験	33
2・1 はじめに	33
2・2 異常特徴抽出のための信号処理	34
2・2・1 状態変数の測定	34
2・2・2 等距離サンプリング	38
2・2・3 空間フィルタ処理	43
2・3 異常模擬試験	46
2・3・1 車両走行試験装置	46
2・3・2 異常設定項目	51
2・3・3 試験の方法	54
2・4 まとめ	59
第3章 自台車における振動比較に基づく異常検知手法	60
3・1 はじめに	60
3・2 異常検知手法	62
3・3 現車走行時との比較	67

3・3・1	現車走行試験	67
3・3・2	現車走行試験との比較	74
3・4	検知能力の検証	74
3・5	まとめ	84
第4章	前後台車比較に基づく異常検知手法	86
4・1	はじめに	86
4・2	異常検知手法	88
4・3	現車走行状態における振動の検証	95
4・3・1	現車走行における前後台車振動	95
4・3・2	現車走行における地点間の振動状態の違い	101
4・4	検知能力の検証	101
4・5	まとめ	109
第5章	振動ピーク値とその継続性の検証に基づく異常検知手法	111
5・1	はじめに	111
5・2	異常検知手法	113
5・3	検知能力の検証	117
5・4	まとめ	126
第6章	結 論	129
6・1	異常特徴抽出及び異常模擬試験	129
6・2	自台車における振動比較に基づく異常検知手法	130
6・3	前後台車比較に基づく異常検知手法	131
6・4	振動ピーク値とその継続性の検証に基づく異常検知手法	132
6・5	まとめ及び今後の課題	132
参 考 文 献		134
謝 辞		143

第 1 章 序論

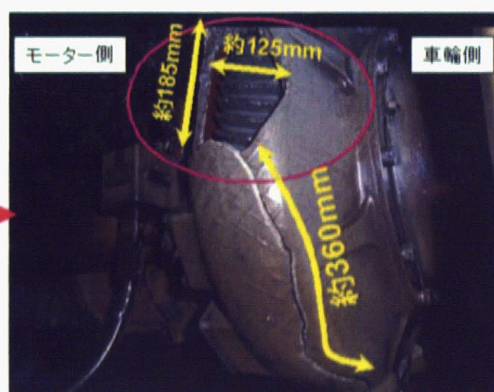
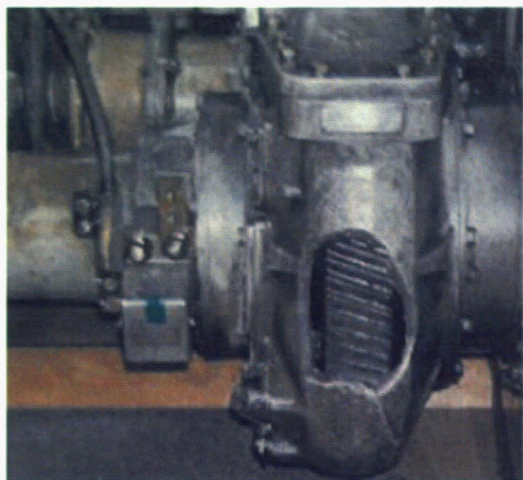
1・1 緒言

鉄道車両は一般的に予防保全を基本に保守管理されており、安全は確保されている。しかし、台車については一重系であり、異常が発生した場合には重大事故に繋がる恐れがある。過去には ICE 脱線事故のような走り装置の不具合が多数の人命を損なった重大事故も発生している。近年のセンサ技術、IT 技術のめざましい発展を背景に、鉄道車両分野でも主に、電気機器分野では状態監視システムが開発され、実際に運用が開始されており、一定の成果を上げつつある⁽¹⁾⁽²⁾。

一方、機械部品の取り組みは、鉄道分野以外でも機械部品要素、設備機械診断などの分野で取り組まれている。また、鉄道車両分野では、故障検知や同定 (Fault Detection and Identification : FDI) に基づく車両の状態監視と故障検知に関する研究報告⁽³⁾がなされているが、それらは主にバネ特性の経年変化などをテーマにしたもので、必ずしも重大事故に繋がりうる台車不具合とは関連付けられていない。重大事故を防止する上で重要な回転駆動系機械部品の状態監視の分野では、一部で既に運用を開始した温度検知事例⁽⁴⁾もあるが、総じて、台車に関する状態監視の取り組みは進んでいないのが現状である。

このような状況の中、平成 22 年 3 月 3 日に山陽新幹線 西明石～新神戸間において台車の歯車箱が破損する重大事象が発生した。図 1-1 は当該歯車箱の損傷状況⁽⁵⁾であるが、歯車箱本体等多くの構成部品に重大な損傷が確認できる。幸い本事象では、死傷者は発生しなかったが、列車の運休等の影響で約 7,000 人の利用者に影響を及ぼしている。

鉄道輸送の更なる安全安定輸送の確保に向けて、上記に挙げたような一重系部品である台車部品に関わる重大事故を未然に検知し、防止することが可能な鉄道車両の状態監視システムの開発が重要である。



齒車箱破損外觀

図 1-1 JR 西日本 N700 系新幹線電車 齒車裝置破損狀況⁽⁵⁾

1・2 状態監視に関する各分野の取り組み

状態監視に関しては，鉄道分野以外に多くの分野で取り組まれている．特に，本研究に関連のある機械分野の状態監視，異常診断技術を中心に，鉄道技術分野を含めた多分野の先進的な取り組みを研究の背景として以下に説明する．

1・2・1 機械要素の状態監視

鉄道車両の台車は機械要素から構成されており，主な回転機械部品の構成要素は軸受と歯車である．これらの機械要素についての診断，状態監視の取り組みに関する事例を以下に述べる．

(1) 軸受に関する状態監視

機械要素の中でも軸受に関する異常診断，状態監視は最も確立された技術の1つであり，数々の文献で診断手法が紹介されている^{(6)~(9)}．軸受の振動による状態監視の基本は外輪，内輪，転動体あるいは保持器に生じる傷を検出することである．傷が存在する場合にはその傷を通過する毎に衝撃振動が発生するため，その繰り返し周波数と大きさを検証することにより傷の発生箇所と大きさを予測することが可能となる．従来は，正常，異常の両軸受の振動データのパワースペクトルあるいはケプストラムを比較し，判別を実施していたが，現在は，主に包絡線処理等による信号処理が適用されている^{(10)~(12)}．

また，軸受に外力が作用して破壊，摩擦，衝突が生起する際に生じる弾性波（AE：Acoustic emission）の波動を検出・計測して状態監視を行う手法も提案されている^{(13)~(16)}．AEによる状態監視装置の基本構成を図1-2に示す．AEセンサは圧電効果を示す結晶を用いてAE弾性波を電気信号に変換するものである．図1-3は転がり疲れ損傷が発生するまでのAE事象率と振動加速度実効値の推移例⁽¹⁴⁾である．この

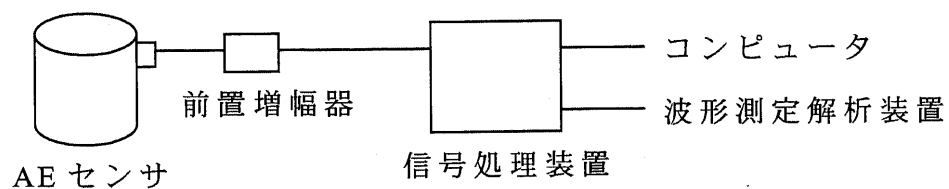


図 1-2 AE 計測装置構成

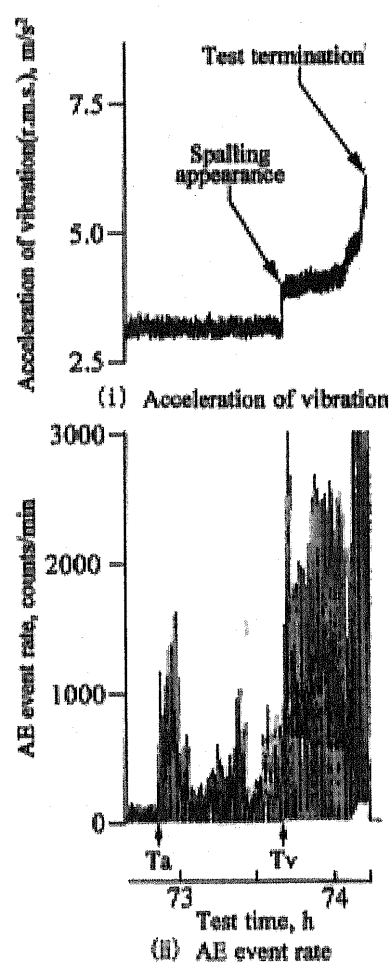


図 1-3 振動加速度実効値と AE 事象率の推移⁽¹⁴⁾

実験では、振動加速度実効値が所定値を超えたため、実験を停止している。本図では、停止 0.6h 前の Tv 時点で軸受表面の剥離出現に伴い、振動加速度実効値の急激な増加が見られる。一方、AE 事象率は剥離が発生する以前の Ta 時点より急増していることが確認できる。この事例のように AE 事象率が増加した後、再現良く軸受疲れ損傷が発生することが報告されており⁽¹⁵⁾、損傷発生前の AE が損傷の進展に関係すると考えられている。

AE 法はこのように振動法に比べ、異常損傷の早期検出という面では優位性が持つが、外乱ノイズに弱く、診断結果の信頼性が懸念される面もある。一方、上に述べた振動による状態監視は、損傷に起因した変位成分を損傷発生事後に検出する手法であるが、外乱ノイズに対する信頼性は比較的高い。こうした両手法の長所を取り入れた検出手法も提案されている⁽¹⁷⁾
⁽¹⁸⁾。

その他の軸受診断、状態監視の技術としては、パワースペクトルに統計的検定法を適用した異常診断手法⁽¹⁹⁾やカオス時系列解析を用いて時系列データの持つ不規則性をノイズとして除去せず異常診断を行う⁽²⁰⁾等の新たな取り組み事例が挙げられる。

(2) 歯車に関する状態監視

歯車装置は軸受とともに鉄道のみならず機械分野で重要な構成要素の 1 つであり、その故障は軸受と同様に大きな影響を与える。現状では、歯車装置の状態監視はその簡便さから振動法によるものが主流である。振動法による歯車装置の異常診断時には、一般に加速度センサを歯車箱に取り付け、計測した信号により異常判別が行われている。振動加速度の計測を歯車箱表面で実施するため、モータ等の周辺装置や他の正常歯車からの振動によるノイズ成分が大きく、異常が発生した歯車からの異常信号のみを計測することは出来ない。そのため、異常発生時の初期段階では、異常信号の特徴は顕著に現出せず、故障の検出は遅れる傾向にある^{(21)~(23)}。上記のような課題を解決するために、早期

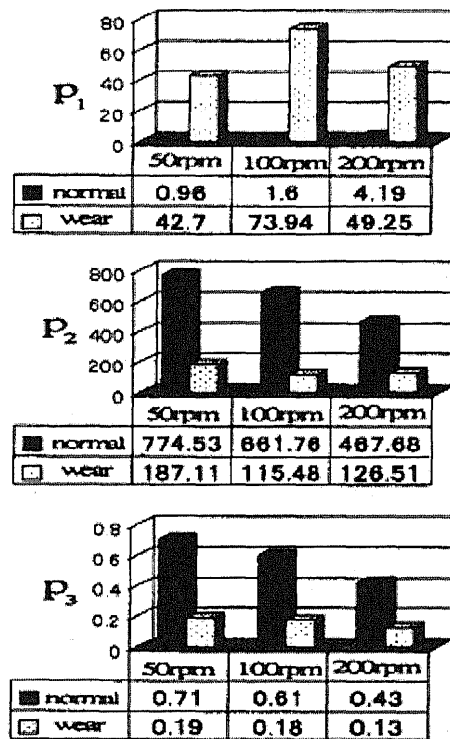


図 1-4 各特徴パラメータにおける歯車異常時の振動特徴⁽²⁵⁾

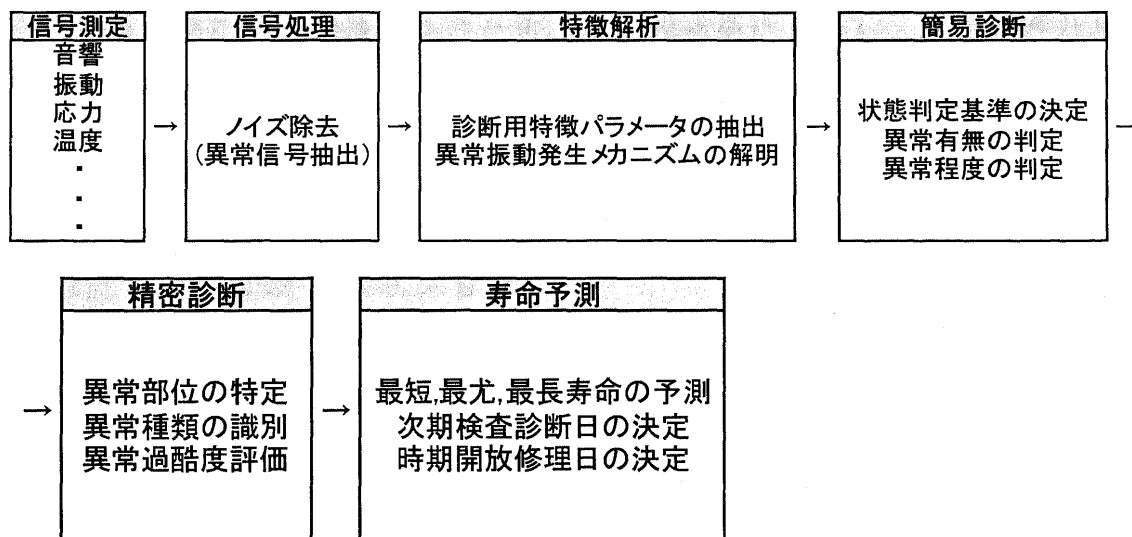


図 1-5 設備機械の振動診断の流れ

異常や外乱ノイズの影響が大きい場合の異常信号の抽出手法について検討がなされている⁽²⁴⁾。異常診断の際には、異常特徴を鋭敏に反映する特徴パラメータが必要である。歯車の摩耗について歯車の振動理論解析、シミュレーション、実験に基づき特徴パラメータとして、「低・高周波パワー比」，「平均特徴周波数」及び「波形の安定指数」の3つのパラメータが提案されている。図 1-4 に上記の3つのパラメータの算出例を示す⁽²⁵⁾。図中の P1 は「低・高周波パワー比」を，P2 は「平均特徴周波数」を，P3 は「波形の安定指数」をそれぞれ示している。また，同図中に3種類の運転回転数下での歯車正常及び摩耗時の上記の3つのパラメータ値を記している。歯車摩耗の場合，低周波領域のパワーが増大するため，摩耗時の「低・高周波パワー比」は正常時より大きく，逆に摩耗時の「平均特徴周波数」及び「波形の安定指数」は正常時より小さくなることが図より確認できる。これらの特徴パラメータについては現場で使用される減速機の状態監視に適用されている⁽²⁶⁾。

その他の研究事例として，歯車の損傷については，ウェーブレット変換を用いた時間・周波数解析による異常検知の研究事例が報告されている⁽²⁷⁾。歯車振動の加振源である歯車の嚙合周波数に着目し，連続または離散ウェーブレット変換を用いて，歯車箱振動を時間・周波数解析することにより，歯面損傷が発生した歯を特定出来た事例⁽²⁸⁾もある。

1・2・3 設備機械の状態監視

状態監視の取り組みは現在多くの分野で取り組まれているが，特に設備機械の異常診断分野で先進的な取り組みが多くなされている。検知対象，運転条件の違いにより，設備診断技術をそのまま鉄道技術分野に転用することは難しいが，信号処理技術等の先進的な取り組みが進められており，鉄道分野への応用の可能性を検討すべき研究事例がみられる。

特に，高度成長期に作られたインフラ，大規模プラント等の劣化，故障への対応が重要な課題となっており，設備診断・管理技術が重要視されつ

つある。設備診断技術の開発は 1960 年代の後半から欧米及び日本で始められ、1975 年頃から状態基準保全もしくは予知保全の中核技術として実用されるようになった。近年では、インターネット技術、ワイヤレス通信、組込型コンピュータ機器等の技術革新を背景に様々な技術を設備診断管理に活用できるようになってきた。現在、設備診断の状態監視に関する研究や技術開発は特に以下について集中的に進められている。

まず対象の機器・設備の状態を監視するためにはセンサ開発が不可欠である⁽²⁹⁾。近年は材料に光ファイバなどのセンシング素子を組み込んだインテリジェントマテリアルが開発され、構造部材そのものが異常を感知できるようになってきた。また、半導体プロセスを利用した MEMS デバイスとして、圧力センサ、加速度計などの各種センサが開発され、小型化と信頼性向上に大きく寄与している。今後、これらのデバイスを用いた診断が普及していくと考えられる。

同時に、センサで取得した情報を処理し、対象の機器・設備の状態を診断する手法も数多く開発されてきた。診断手法は、統計的手法とモデルベース法に大きく分類される。統計的手法では、多変量解析をはじめ、自己組織化マップ⁽³⁰⁾や SVM (サポートベクターマシン)⁽³¹⁾などのニューラルネットワークを用いた手法が多数提案されている。これらの手法は診断対象の情報が十分得られていない場合でも、既に得られている統計的な情報に基づき診断が可能であるので非常に有効な手段である。一方、モデルベースの手法では対象を数式などのモデルで記述し、診断対象とモデルの振る舞いを比較することによって、対象がどのような状態にあるか診断する。この手法では、診断対象を精度良くモデル化できれば、異常の発生部位、異常の程度を定量的に診断できる。

設備機械診断技術の概要は上述の通りであるが、製造業の生産現場においても最も多く使用されている機械設備である回転機械設備の振動診断に関する取り組みについて以下に述べる。一般的な回転機械設備の振動診断は図 1-5 のような手順に沿って行われる。図 1-5 中に示す特徴解析にお

いて、異常検出及び異常種類の識別を行う場合、信号から求められる実効値、ピーク値などのパラメータは特徴パラメータと呼ばれる。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類できる。有次元特徴パラメータは、信号の平均値、実効値、ピーク値等の単位を有し、信号の振幅の大きさを示す。一方、無次元特徴パラメータは、歪度、尖度等⁽³²⁾のように単位を持たず、信号形状を表すものである。設備診断の現場で用いられる場合、一般的には、有次元特徴パラメータが多いが、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する研究事例も報告されている⁽³³⁾。また、数個の無次元特徴パラメータを統合し、状態を判別することも可能である。例えば、主成分分析法や正準判別分析法等が設備診断に適用されている^{(34) (35)}。また、異常検知性能に優れた統合特徴パラメータは遺伝的プログラミングにより自動的に抽出することも可能である⁽³⁶⁾。

次に、図 1-5 中に示す簡易診断とは、設備状態を監視し、異常の有無を判定するとともに、設備状態の傾向を管理することである。簡易診断の場合、状態判定基準の決定が重要になる。判定基準は、一般に絶対判定基準及び相対判定基準に分類できる⁽³⁷⁾。設備は、本来、それぞれ異なる構造、設置状態、運転条件を有しているため、固有の判定基準を持っている。そのため、当該機械の振動データの推移より決定する相対判定基準によるのが望ましいが、設置当初等のように当該機械の振動データが存在しない場合は絶対判定基準を適用する。絶対判定基準は診断現場での知見を元にまとめられた平均的な基準であり、一般的に状態判定の目安として使用されているが、全ての機械設備に完全に適用するとは限らない。このような問題を解決するため、実際のプラントで稼働している機械設備の振動データを解析し、振動値と設備仕様との相関関係を多変量解析法により求め、高精度な判定基準を設定する方法が提案されている⁽³⁸⁾。また、無次元特徴パラメータを用いて診断を行う場合は、通常、統計検定理論⁽³⁹⁾が適用される。なお、統計検定理論による状態診断の場合は、各特徴パラメータが

正規分布に従う仮定が必要となるが、このような仮定が成立しない場合、可能性理論に基づく状態診断法も提案されている⁽⁴⁰⁾。

精密診断では、簡易診断で異常判定された設備を精密に診断することにより、異常部位、種別を同定する。一般的には、設備診断に関する見識を持つ技術者が時系列信号やスペクトルを用いて診断を実施する⁽²⁶⁾⁽⁴¹⁾。近年、診断の精度と効率を高めるため、ニューラルネットワークやファジィ理論⁽⁴²⁾、遺伝的アルゴリズム等を適用した自動診断技術に関する研究開発が進められている⁽³⁶⁾⁽⁴³⁾。

ニューラルネットワークは数値データの処理に強みを有し、データ学習と自己組織化能力に優れている⁽⁴⁴⁾⁽⁴⁵⁾。また、ニューラルネットワークによる異常診断では、未学習の異常についても連想により、異常の識別が可能である⁽⁴⁶⁾⁽⁴⁷⁾⁽⁴⁸⁾。また、多変量解析との併用により、診断の信頼区間等の導入ができる。

設備診断では、設備状態を鋭敏に反映する特徴パラメータの選定が重要であるが、近年の高度な機械設備は以上の種類が多様で、設備からの測定される信号の特徴が複雑であるため、全ての異常状態を識別できる良好な特徴パラメータの選定は非常に困難である。このような課題を解決するために、生物の進化アルゴリズムを模倣した最適解を求める手法である遺伝的アルゴリズム（GA）⁽⁴⁹⁾を拡張し、論理式や数式などの構造的表現を扱えるようにした手法である遺伝的プログラミング（GP）⁽⁵⁰⁾を用いて状態監視に最適な特徴パラメータを自動的に生成する手法が提案されている⁽³⁶⁾⁽⁵¹⁾⁽⁵²⁾。さらに、回転速度や負荷などが常に変動する可変運転条件における設備を診断するためには、測定した信号からウェーブレット解析、ウィグナー分布などの時間一周波数領域の解析手法による異常時の特徴信号の抽出が重要となる⁽⁵³⁾⁽⁵⁴⁾。

上述のように設備機械の異常診断は振動情報によるモニタリングが一般的であるが、大型設備ではセンサを各機械に設置する必要があり、多大な投資が必要となるため、容易に非接触で測定することが可能な図 1-5 中

の信号測定の際に示した音響による診断手法に関する研究⁽⁵⁵⁾も行われている。音響情報は振動と比較して S/N 比が低く、正確な診断を行うためには、高度な信号処理技術が必要となる。こうした課題の解決のため、パターン認識を用いた回転機械の異常診断手法^{(56) (57)}、最適化手法による音源同定法⁽⁵⁸⁾などが提案されている。

1・3 鉄道技術分野における状態監視の取り組み

鉄道技術分野における状態監視技術の中で、適用されている故障検出の方法としては、次のようなものが挙げられる。モデルベースの方法としては、パラメータ推定、パリティ方程式、オブザーバやカルマンフィルタなどが利用できる。また、信号処理に基づく方法として、周波数選択フィルタ、スペクトル解析、ウェーブレット解析などがある。これらの方法の中から、代表的な事例を、モデルベース法と信号処理に基づく手法に大別して以下に述べる。

1・3・1 モデルベースの状態監視

一般的な状態監視の方法は未知の外乱が作用する動的なシステムに対して、連続的に計測される入出力信号を元にシステムに生じる異常を検出することになる。車両運動モデルが使用できる場合には、図 1-6 に示すようなモデルベース推定法が適用可能である。異常発生時には、実際に計測した出力値はモデルを元にして予測した値と異なることとなる。この差異（観測残差）を分析することにより、異常判定が可能となる。モデルベース推定手法を用いて車両のサスペンションパラメータの推定を実施する方法により、実車両に適用した場合の有効性が検証されている^{(59)~(61)}。

また、現実的には推定モデルは不確実なものであるため、図 1-7 のように、可能性のある複数のモデルを用いて確率的に状態する試みもある⁽⁶²⁾。図 1-8 は、鉄道車両の車体台車間のサスペンション（左右方向

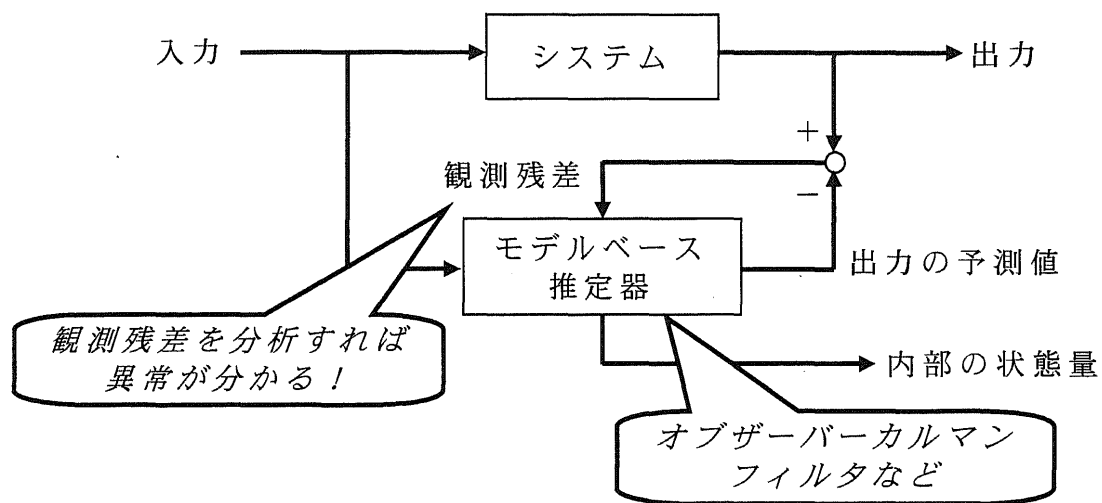


図 1-6 モデルベース推定の概要

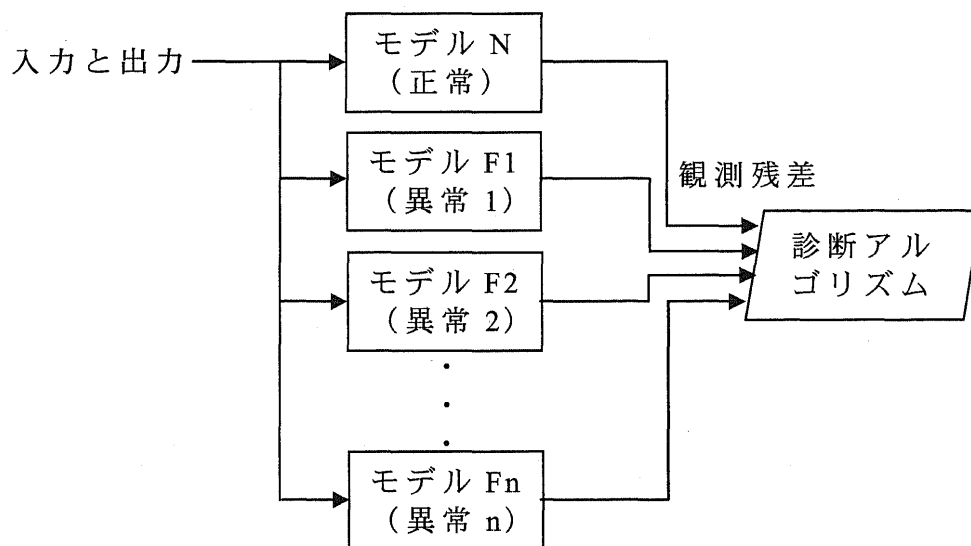


図 1-7 複数モデルを用いた状態監視手法

ばね、左右動ダンパ)の故障検知を IMM 法⁽⁶³⁾により比較的自由度の低いモデルを用いて、走行シミュレーションにより実施した例⁽⁶⁴⁾である。ばねとダンパの特性が両方変化しても、IMM 法のモード生起確率を観測することにより、台車の状態を監視し、故障の検出が可能であることが分かる。

1・3・2 信号処理による状態監視

軌道や電気施設等の状態の管理のために専用検測車両の導入が民鉄などでも増加しているが、これらの車両による検測は、高精度な保守情報が得られる一方で、高価であり、検測の実施周期も限られている。この課題を克服すべく軌道状態の状態監視の一つの方法として、常時走行する既存の営業車両に簡易なセンサなどを取り付け、高度な計測、信号処理を行うことにより、営業運転を行いながら軌道の常時状態診断を行う方法が検討されている。このような車両はプローブ車両と呼ばれている^{(65)~(67)}。信号処理に基づく方法の代表例としてこのようなプローブ車両等の信号処理手法では、軌道の波状摩耗の短時間フーリエ変換及びウェーブレット解析による検出等の事例^{(68) (69)}が報告されている。

(1) 短時間フーリエ変換による検出

周波数解析に用いられるフーリエ変換は時間領域の信号を周波数領域に写像するものであるから、定常的な信号に関して周波数に関する性質を捉えるのには大変有用であるが、原理的に信号の時間情報が失われるため、周波数的な性質が時間的に変動する信号を解析するのには不向きである。時間情報を解析するために、ある時間中心で局在するように窓関数を用いて、測定データを切り取り、それを時間領域で移動させながら信号のスペクトル解析を行う。実際の信号処理では離散フーリエ変換を用いる⁽⁷⁰⁾。離散フーリエ変換は、有限区間のフーリエ変換であり、取得した信号データより、一部を切り出し、フーリエ変換を実行すれば、矩形窓の短時間フーリエ変換となる。矩形窓に

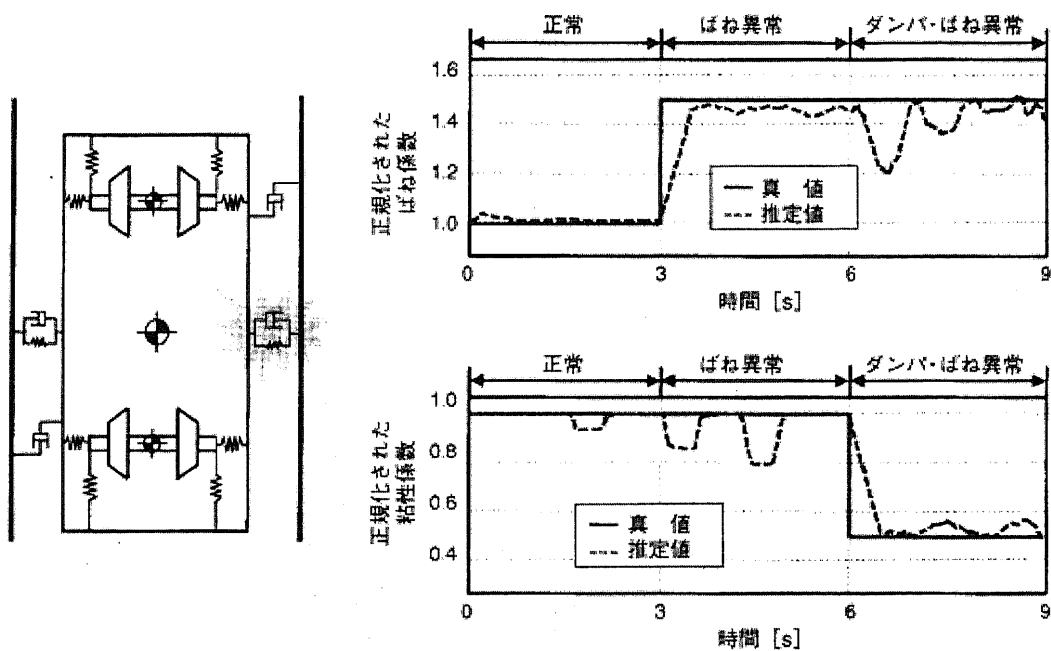
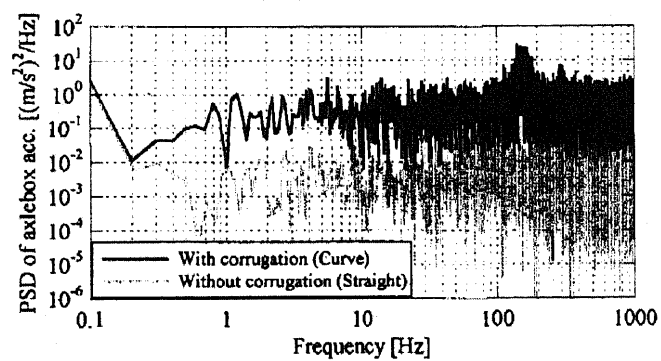
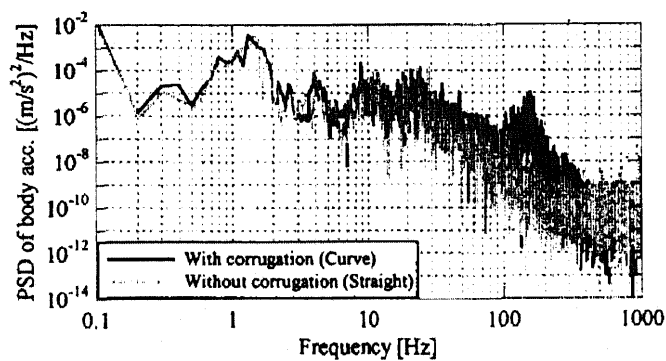


図 1-8 シミュレーションによる車体台車間
サスペンションの状態推定⁽⁶⁴⁾



(a) PSD of inner axlebox acceleration



(b) PSD of vehicle body acceleration

図 1-9 短時間フーリエ変換による波状摩耗の検出事例⁽⁶⁹⁾

よってデータを切り出す場合は、実際には存在しない周波数成分が現れることがある。そのため、窓関数が用いられる⁽⁷¹⁾。

図 1-9 に波状摩耗ありと波状摩耗なしの計測データについて上記の短時間フーリエ変換を用いて解析したパワースペクトル密度(PSD)を示す⁽⁶⁹⁾。

(a) は内軌側の軸箱振動加速度の PSD を、(b) は車体の上下振動加速度の PSD をそれぞれ示している。これらの図によると、波状摩耗のある曲線区間では、波状摩耗の一般的な波長域と一致する 160Hz 付近にピークが見られ、波状摩耗による振動が車体側にも伝達していることが確認できる。

(2) ウェーブレット変換を用いた時間・周波数解析

上記の短時間フーリエ変換は時間一周波数解析手法であるが、一定幅の窓関数を適用するため、時間分解能も周波数分解能も一定となる。これにより、時間窓の大きさに依存し、解析結果が異なることとなる。特に状態監視においては、窓関数の設定によっては異常を検出できない可能性もあり、解析対象の信号に対する知識、予測が必要となる。一方、ウェーブレット変換は窓の大きさを信号の周波数によって自動的に変化させるため、未知の信号の状態監視に有効であると考えられる。

ウェーブレット変換はマザーウェーブレットと呼ばれる局在的な基本関数（小さな波、すなわち wavelet）を定義し、これを時間方向に拡大、縮小させて波形を解析する手法である^{(72)~(74)}。連続ウェーブレット変換は、情報が重複し、多くの演算量を必要とする。そこで、波形の伸縮、位相を離散化した離散ウェーブレット変換が実際の状態監視では通常用いられる。

離散ウェーブレット変換は連続ウェーブレット変換より情報が少ないが、信号をより効率的に変換できる特徴がある。また、逐次計算が可能となるため、車両走行中のリアルタイム演算処理が可能となる。

また、離散ウェーブレット変換により、解析対象の信号を階層構造に分解することが可能である。この解析手法は多重解像度解析と呼ばれ、対象の波形は近似成分（低周波成分）と詳細成分（高周波成分）に分解される。

軌道異常検出を例に多重解像度解析の概念を図 1-10 に示す。ウェーブレット変換では、マザーウェーブレットの選択が重要となる。実際の鉄道分野における状態監視の事例では、Daubeschies のウェーブレット⁽⁷⁵⁾⁽⁷⁶⁾を用いることが多い。Daubeschies ウェーブレットはコンパクトサポートであり、正規直交基底となるウェーブレットである。直交基底を用いることにより、信号の効率的な分解、再構成が可能である。（1）で示した波状摩耗の検知事例と同信号について生成指数 $N=7$ の Daubeschies ウェーブレットによる多重解像度解析結果例を図 1-11 に示す⁽⁶⁹⁾。これによると、d2-d4 成分において波状摩耗のある信号の方が信号振幅は大きくなっている。特に、d3 は 125~250Hz 程度の帯域成分を示しており、波状摩耗の発生周波数である 160Hz を含んでいるため、正常信号と比較すると、顕著な振幅増大を確認することが出来る。

上のような信号処理による状態監視手法は、これらの研究事例の中で述べられているように、異常時の特徴周波数域の抽出に対しては有効であるが、走行速度等の影響による振幅変動等の課題がある。また、本研究で検知対象とする台車の異常モードは異常時特徴の大きさが部品の接触状態、車両の加減速状況等の影響を受けて、そのレベルが一定とはならない。このような異常レベルを継続的に捉え続けることの難しさは、第 2 章以降で述べるように、異常時であっても正常と同レベルの振動状況となる局面が存在することからも窺われる。

また、統計処理を用いた地上側からの車両の状態監視の事例として車両の走行安定性の維持と向上を目指した営業線車両の脱線係数常時モニタリングの事例^{(77)~(79)}が挙げられる。システム構成は、図 1-12、図 1-13 に示すように、軌道脇に設置した測定装置、データ伝送を行う通信設備、データ処理と集約を行う中央装置から構成される。測定装

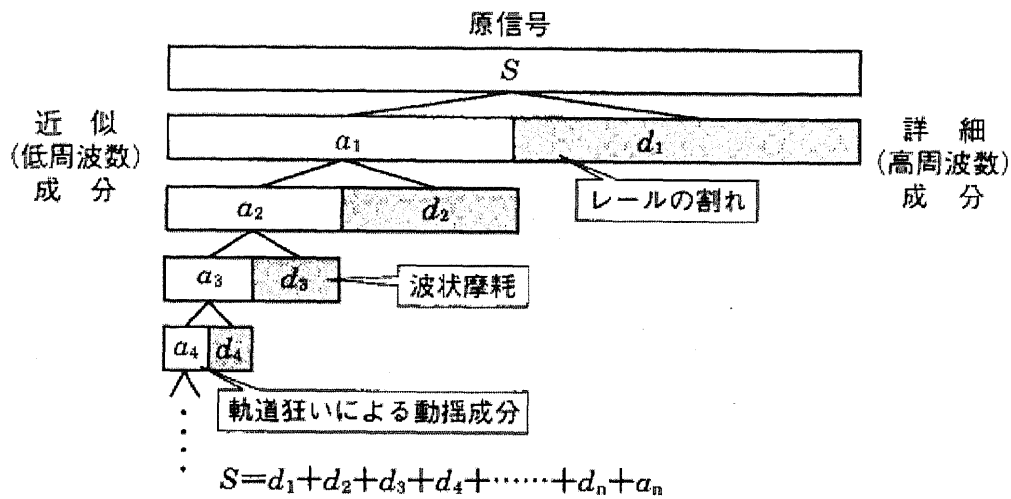


図 1-10 多重解像度解析による軌道異常検出の概念図

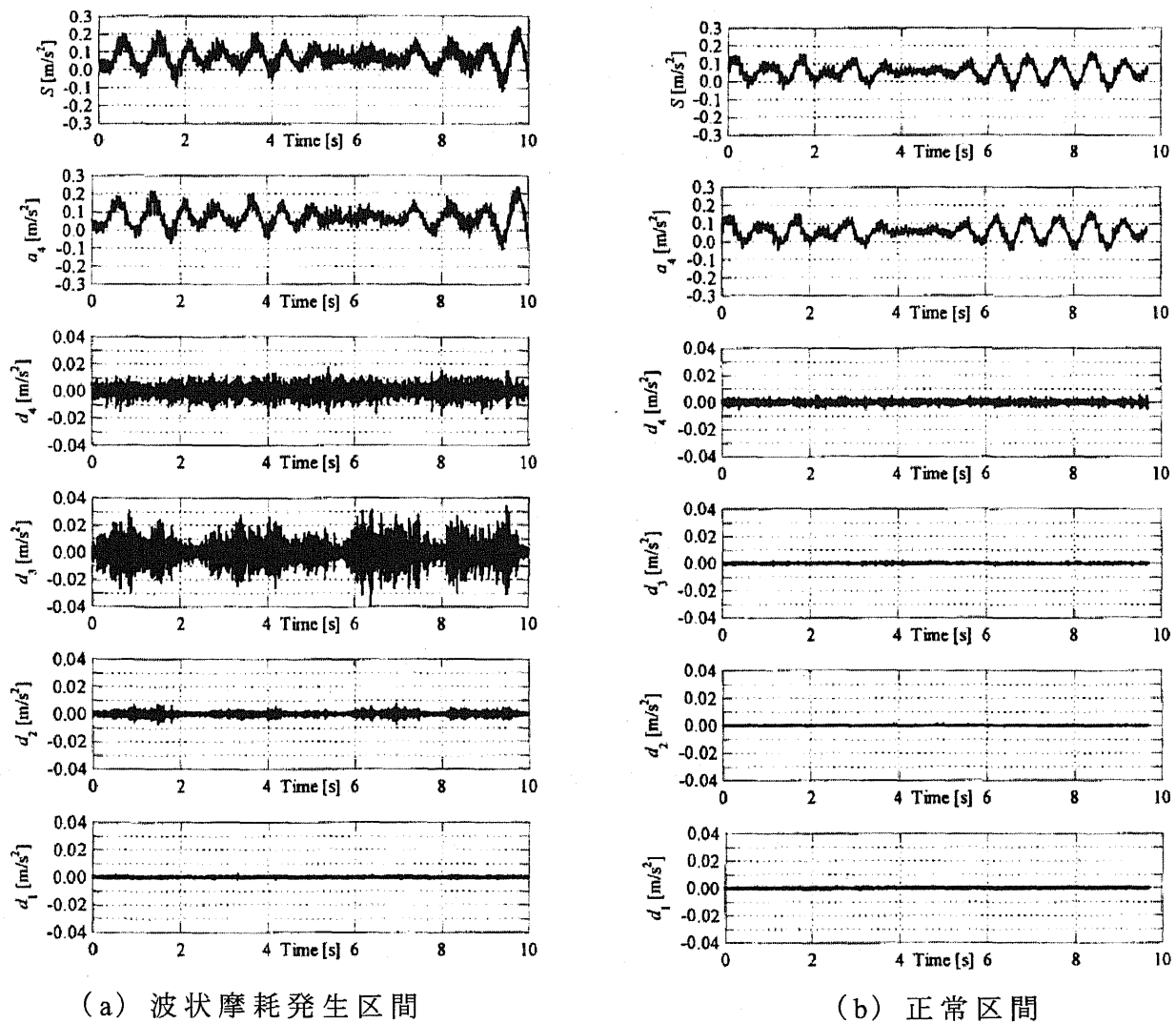


図 1-11 多重解像度解析による波状摩耗の検出事例⁽⁶⁹⁾

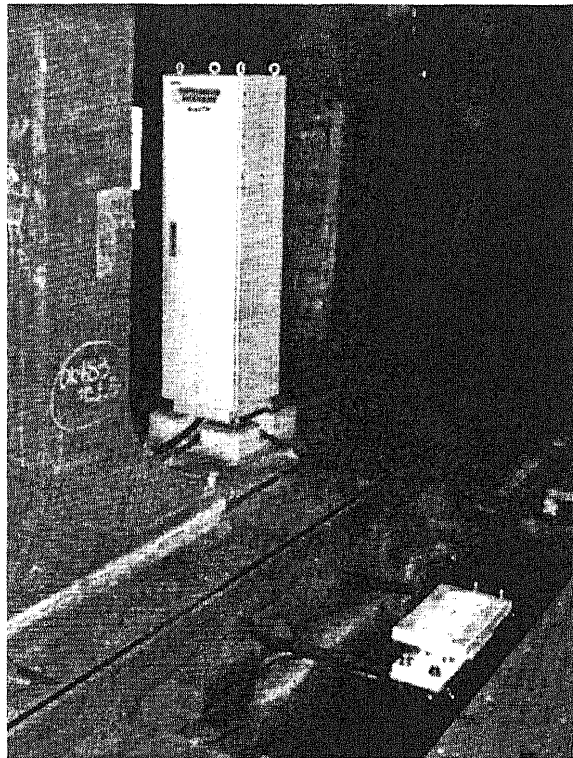


図 1-12 脱線係数モニタリング装置⁽⁷⁷⁾

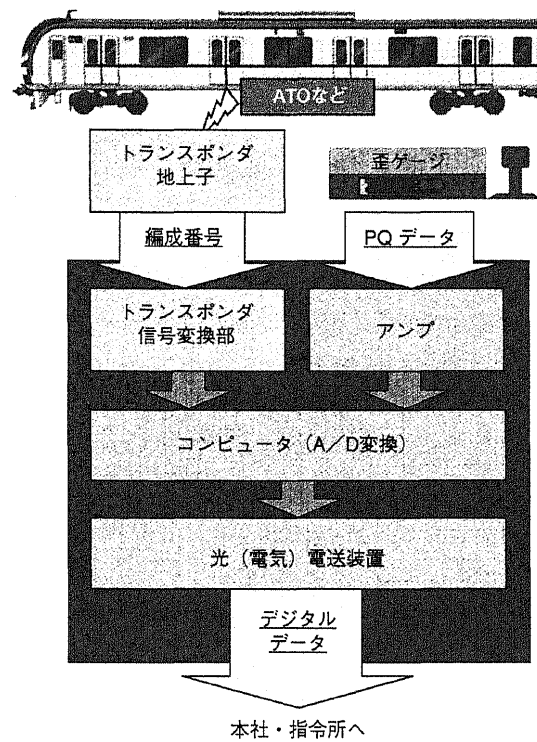
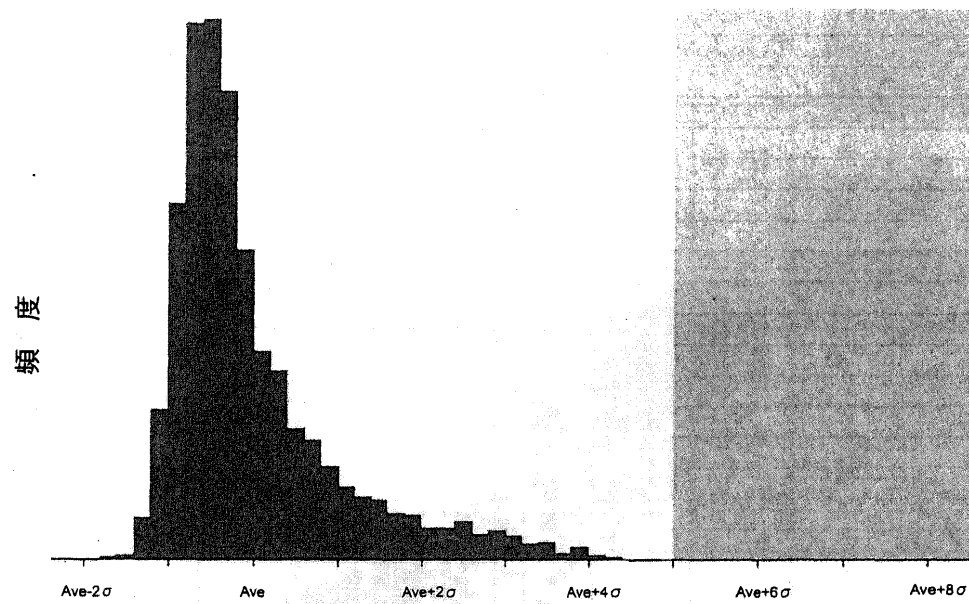


図 1-13 脱線係数モニタリング装置システム構成⁽⁷⁸⁾

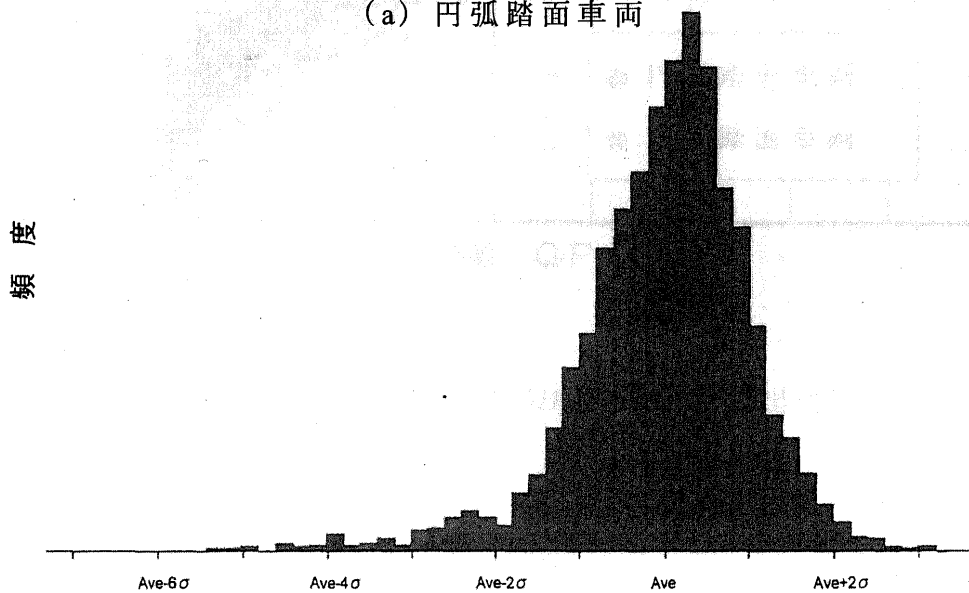
置は、列車通過時に、内外軌の輪重 P 、横圧 Q 等を計測し、編成情報を付加し中央装置に送信する機能を有する。中央装置では、測定されたデータをから速度、ピーク抽出等の処理を行い、軸位毎に群として統計処理される。図 1-14 に本装置による内外軌の横圧 Q /輪重 P の値の統計処理の事例を示す。統計処理の結果から、図のように車輪の踏面形状の違いにより Q/P の値の分布が大きく異なることが判明している。また、図 1-15 に示す内軌 Q/P と外軌 Q/P の関係より、車輪踏面形状毎にそれぞれがクラスターを形成すること、またある程度の線形相関性があることも併せて判明している。この研究事例のように、状態監視の取り組みは、安全性の向上のみならず、実際に営業線で発生しているフィールド現象の実態について新たな知見をもたらすことも期待されている。

1・3・3 鉄道分野における状態監視の実用事例

東海道新幹線では、700 系車両以降、車両搭載機器類の稼働状態をモニタリングする機能が搭載されている。この機能は機器故障の検知を実施することに加えて、機器故障の予兆を蓄積されたデータから解析することを目的としている。現在では、車両より地上側にモニタリングデータを送信する自社伝送システムや、そのデータを保存することが出来る車両検修管理システムがあり、モニタリングデータを有効に活用できる環境が整備されている⁽⁸⁰⁾。図 1-16 に車両搭載機器のモニタリング機能の概要を示す。走行中に蓄積された車両機器のモニタリングデータは車両保守基地で無線により地上設備にデータ伝送される。伝送された状態監視データは集約され、故障予兆検知、故障調査に活用されている。例えば、空調機器に関する事例として、夏季における冷房効果不良の旅客申告発生前の 1 週間の空調機器の状態監視データの推移を図 1-17 に示す。図中には、空調故障の予兆が現れる車外からの吸込温度、車両内の客室温度、空調機器設定温度を示している。図より、8 月上旬より吸込温度が 50°C を超過する日が続き、客室温度が



(a) 円弧踏面車両



(b) 円錐踏面車両

図 1-14 車輪踏面と外軌 Q/P 分布の統計処理事例⁽⁷⁹⁾

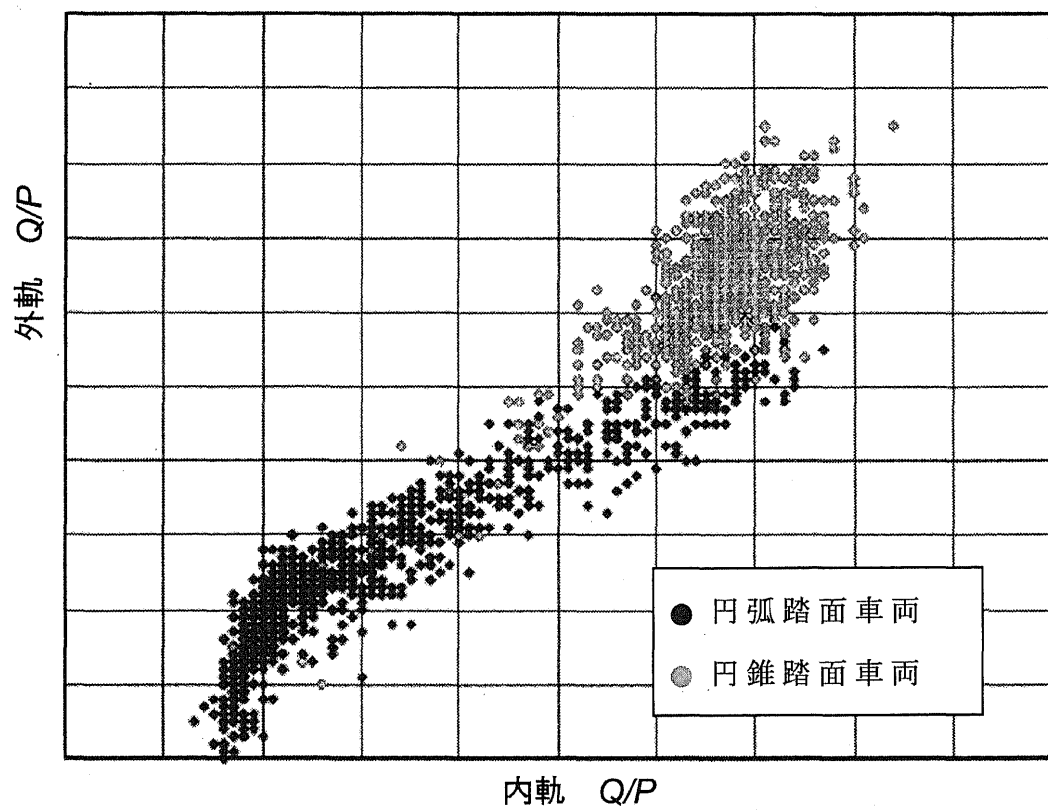


図 1-15 車両形式と内外軌 Q/P との関係算出例⁽⁷⁹⁾

設定温度を上回る事象が旅客申告前 1 週間のうちに複数回発生しており、空調効果不良の予兆が現れていることが分かる。この検知事例のように、設定温度と客室温度の推移を監視することにより、空調故障の予兆を検知できることを確認している。

一方、在来線車両は短編成での運用が多く、ひとたび主要な電子機器の故障が発生すると即列車遅延につながる恐れがある。このような背景から、近年投入した車両のモニタ装置に、主要機器の稼働状態を監視する機能を付加し、車両検修の際にデータを抽出し解析し、これらの機器の故障防止を図る取り組みを行ってきた。更に、313系車両モニタ装置では、これらのデータ収集の容易化を図るため、無線によるデータ伝送機能を導入したことにより、車上と地上間のデータ授受が自動的且つ瞬時に可能となった⁽⁸¹⁾。

システム構成を図 1-18 に示す。車両に搭載されたモニタ装置と、車上／地上間の無線データ伝送を行う無線装置、車上からのデータを集計する地上端末装置、読出装置及びその周辺装置から構成される⁽⁸²⁾。本システムを活用した状態監視により車両電気機器の不具合を発見した事例を以下に述べる。

313系からの伝送データの中で特定編成のVVVF制御装置にインバータアーム短絡が1分間に2回記録されていた。実際にはその後現象は再現せず、列車遅延には至らなかった。当該車両について調査を実施したところ、パワーユニット内の光受信モジュール内のハンダ付け不良が原因で、接触不良による一時的な導通不良が発生したことが判明した。本事例の概要を図 1-19 に示す。この事例では、実際に電気機器の誤作動により列車が停止する事態に陥る前に不良箇所を発見し、対策を講じることが出来ている。また、ハンダ付け不良を発見したことで、当該の基板のみならず製造段階における品質向上のための対策を製造メーカーが実施することにより、同現象の再発防止を図ることが可能となった⁽⁸³⁾。

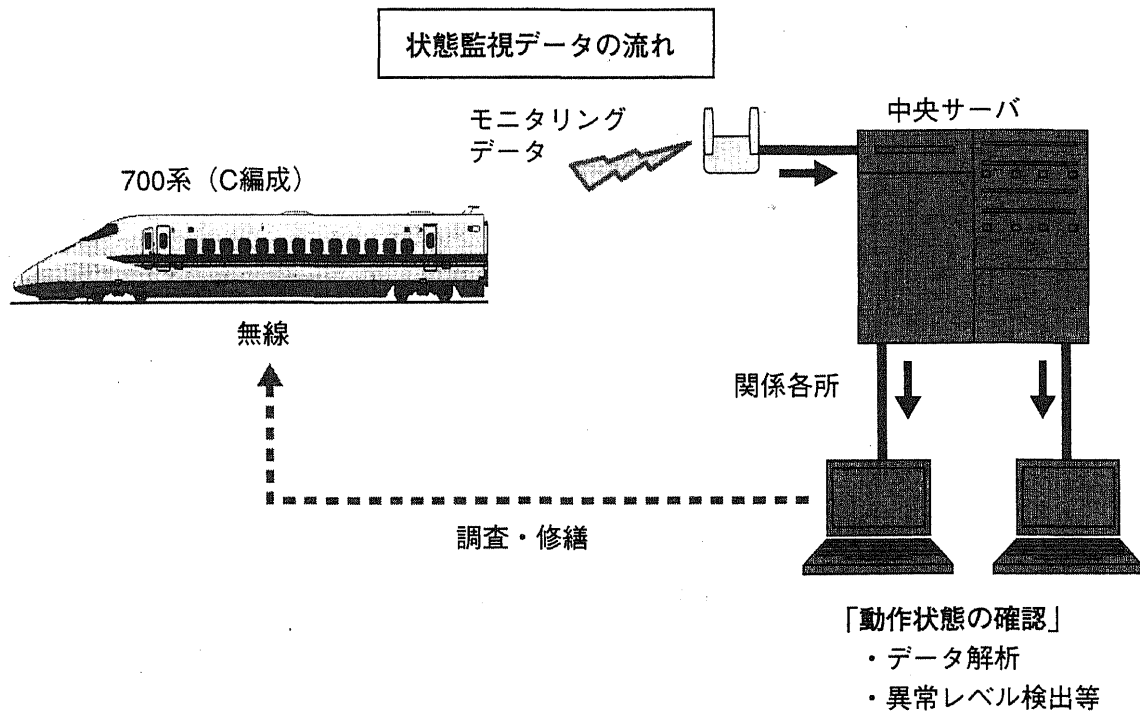


図 1-16 東海道新幹線における車両状態モニタリングの概要⁽⁸⁰⁾

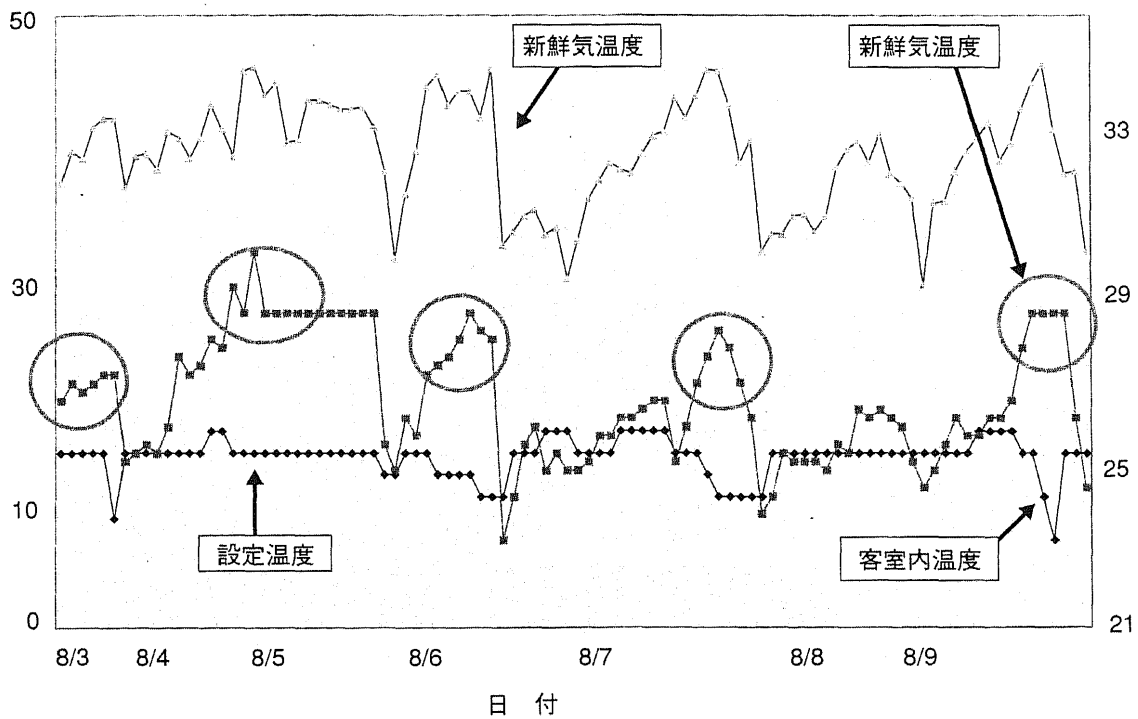


図 1-17 空調効果不良発生時の状態監視データの推移例⁽⁸⁰⁾

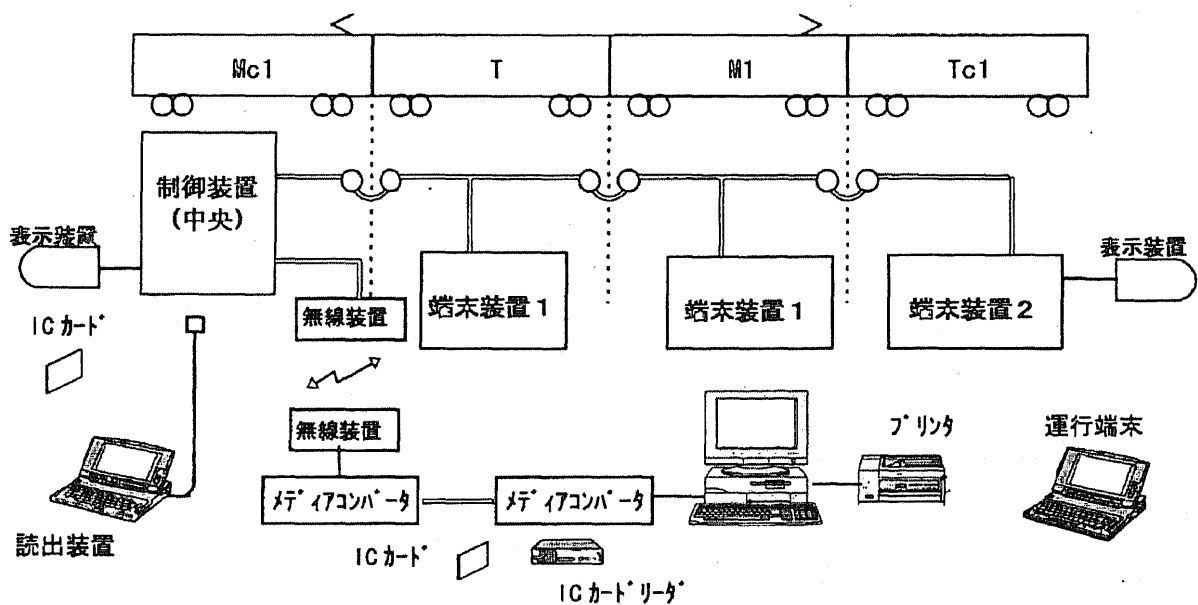


図 1-18 313 系用モニタ装置のシステム構成⁽⁸²⁾

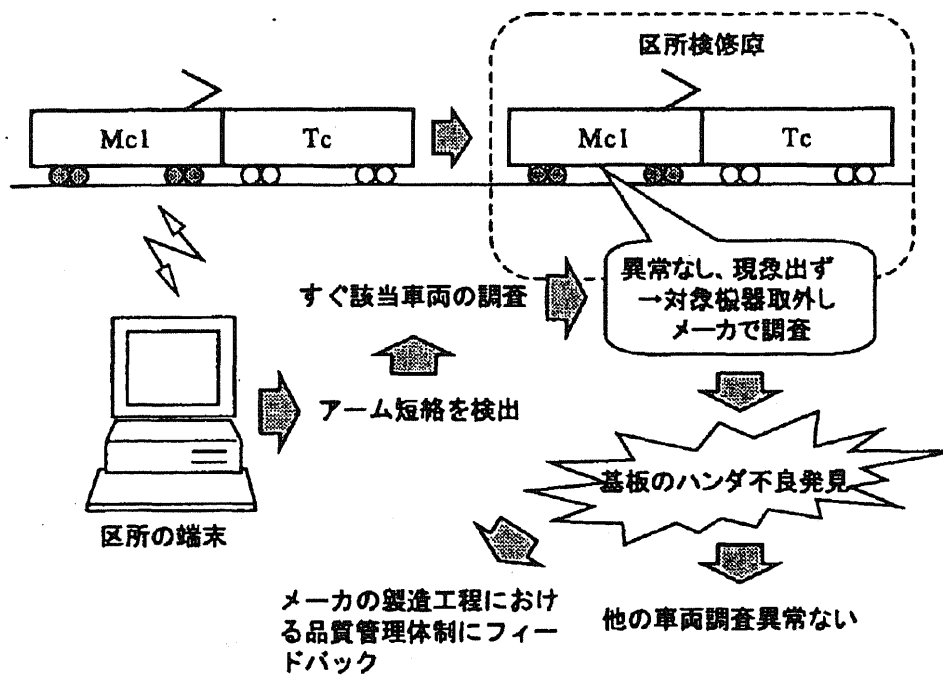


図 1-19 モニタ装置による車両故障の未然防止例⁽⁸³⁾

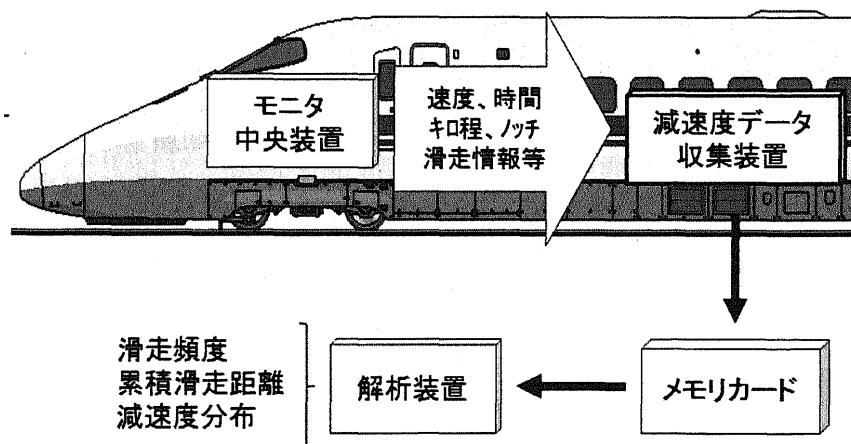


図 1-20 東海道新幹線の減速度データ収集・解析装置

このように、鉄道車両の電気機器分野では、機器状態を監視するシステムが既に導入され、上記の事例のように実運用の中で、車両故障や事故に至る前に機器異常を検知した実績が報告されており、着実に成果を挙げつつある。

更に、こうした状態監視システムを通じて得られる大量の状態監視データは新型車両の設計へ着実にフィードバックされている。例えば、鉄道システムにおいて、車輪とレール間の境界問題である粘着は重要な課題である。300系新幹線の開発の際に、先代の100系新幹線の滑走回数、滑走継続時間等のデータの解析を元に、滑走頻度を抑えるべく編成内のブレーキ力分担制御を導入した⁽⁸⁴⁾。700系では、滑走に関する長期間、大量のデータ収集及び解析のため、図1-20に示すような車両モニタ装置等から速度、位置、滑走状態を自動的に収集し、滑走状態を解析、監視する状態監視装置を導入している。現在では、滑走頻度、減速度を自動的に地上に伝送、解析し粘着状態を監視するシステムも既に開発しており、粘着力の有効活用と粘着係数の把握は、700系新幹線開発当時より着実に進歩しており、次世代新幹線車両に向けた粘着に関する取り組みに寄与している⁽⁸⁵⁾。

その一方で、鉄道車両の機械部品に関する状態監視は、特に重要な台車などの走行装置においても一部を除いて行われていない。その理由として、機械部品ではその構造上、新たなセンサなどを追加設置する必要がある場合が多く、新幹線電車の軸温センサや内燃動車の機関・排気温度センサなど一部の例を除き、一般的には行われていない場合が多い。このような現状で、数少ない台車機械部品の状態監視システムの代表例として、床下温度検知装置が挙げられる。

機械部品の異常のひとつである発熱による車軸軸受（軸箱）の焼損や車輪の帯熱は、進展した場合には重大事故につながる可能性があり、これらを早期に発見することで安全安定輸送に資することができる。このため、車両状態監視の一環として、在来線において、走行中の車両床下機器の温度を地上側から計測し、異常の予兆を早期に検知する床下機器温度検知シ

システムが導入されている⁽⁸⁶⁾⁽⁸⁷⁾。床下温度検知システムの概要を図 1-21、各装置の構成機器を図 1-22 にそれぞれ示す。本システムには大別して「計測」「データ処理」「通信」の 3 つの機能がある。線路の両脇に設置した熱検知器により、非接触方式で連続的に通過車両の床下温度を計測する。

熱検知器の内部には、赤外線放射温度計が組み込まれている。これにより 120km/h で通過する車両でも高精度な温度計測が可能となる。

床下温度検知装置により車両の異常を検知した例を図 1-23 に示す。これは、編成中の 1 両のみの車輪温度が他と比較し突出して 200℃ 以上を示しており、ブレーキ緩解不良と判定したものである。この車両についてはその後の調査の結果、ブレーキ制御弁の動作不良があったことが確認されている。

平成 17 年に運用を開始した以降、本システムで温度異常を捕捉した実績は年間数件程度発生しており、平成 21 年度までに約 30 件の異常を的確に捕捉する実績を上げている。捕捉した温度異常の原因は、車両機器の不具合、車両機器の操作不良、運転取り扱いの不良などであり、重大事故につながりうる異常の予兆を的確に捉えたものであった。

1・4 今後取り組むべき課題

前節までに述べたこれまでの各分野での状態監視に関する研究動向、取り組みを踏まえると、設備機械分野では信号処理についても先端的な取り組みがなされているものの、特に運転条件は鉄道とは異なり、運転速度等の条件が変動する可変運転条件下の状態監視、異常診断については現在も研究段階である。また、鉄道分野でも電気機器については車両のモニタ装置によるデータ収集及び地上側での解析装置などが実用化されており、日々の営業レベルでの状態監視が実行されている。一方、一重系の台車については地上側からの非接触センサによる状態監視の数少ない実用例はあるものの、台車状態を常時モニタリン

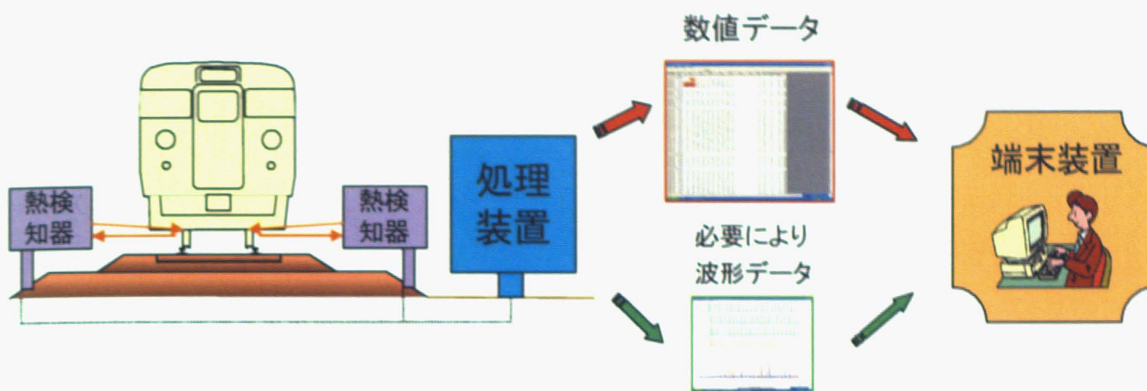


図 1-21 床下温度検知装置システム概要⁽⁸⁷⁾



図 1-22 床下温度検知装置構成機器⁽⁸⁶⁾

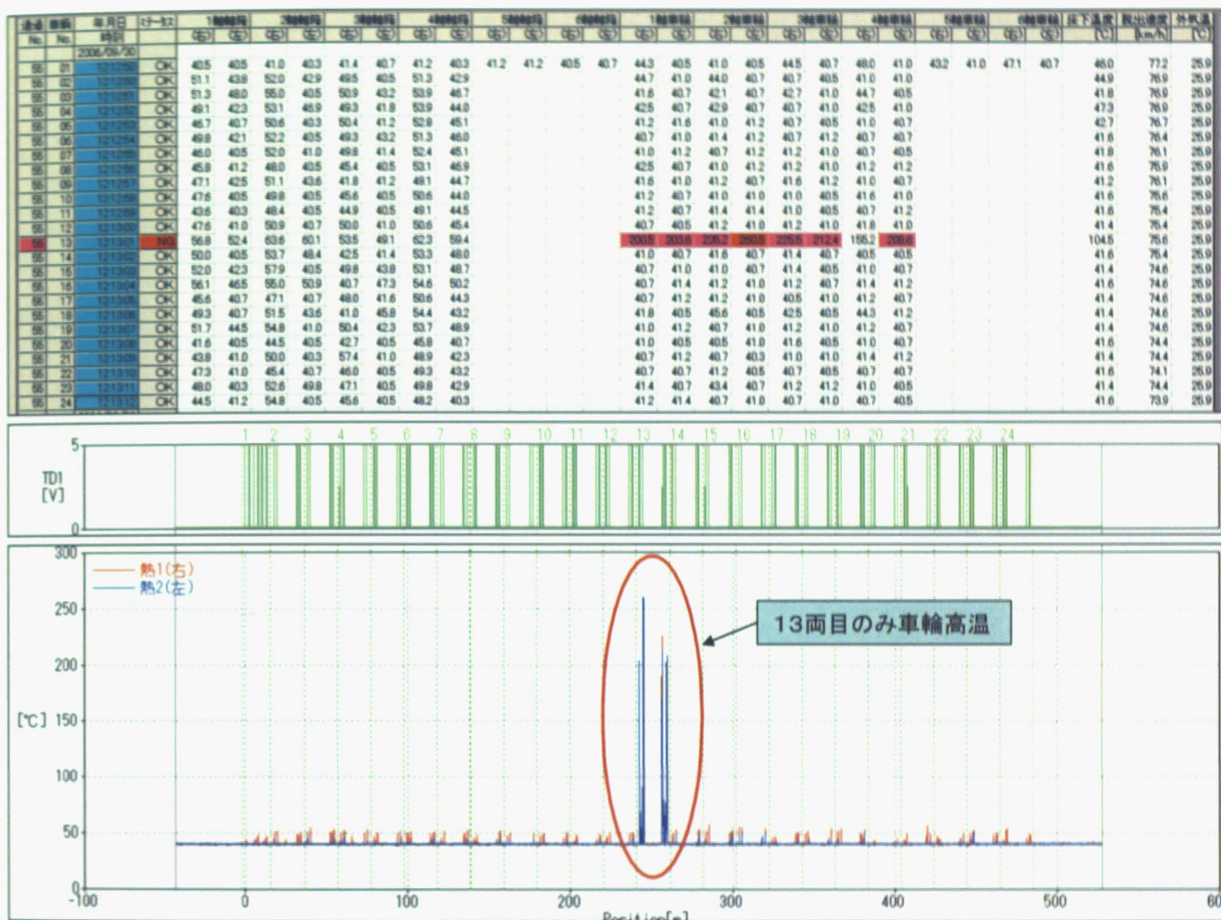


図 1-23 床下温度検知装置 異常検知事例⁽⁸⁷⁾

グし、1・1で述べたような運休となるような重大事故に至る初期異常を早期に検知し、未然に防止するような状態監視システムに関する取り組み事例は進んでいないのが現状である。このような状態監視システムを開発するには、営業車への搭載を念頭に置き、常時監視を実行するために、車両上でのリアルタイム処理が可能な効率的な信号処理手順であることが重要となる。また、営業車において異常判定をするため、異常検知手法には、高い信頼性が要求される。

1・5 本論文の目的と構成

本研究では重大事故に繋がりうる新幹線台車回転駆動系部品の異常の予兆を早期に検出し、警告を発する状態監視システムの開発を目的とする。営業車の状態監視を目的にした振動解析に基づく新幹線台車の異常検知アルゴリズムを開発する。次いで、現車走行状態を模擬できる車両走行試験装置で台車回転部品の異常模擬試験を実施し、開発した解析手法の特性と有効性を検証する。本研究の全体像を図 1-24 に示す。

第 2 章では、本研究で開発した新幹線台車の状態監視手法に共通して適用される異常発生時の特徴抽出手法について説明する。また、開発した異常検知アルゴリズムの異常検知性能の有効性を検証するために実施する異常模擬試験の実施概要について述べる。

第 3 章では、同一編成内の同一部位の振動状態を比較することによる自台車比較による異常検知手法について述べる。異常検知手法の特性及び信号処理内容を説明し、異常模擬試験結果に基づき、異常検知手法の有用性について検討する。

第 4 章では、同一車両内の前後 2 台車の振動状態の比較に基づく異常検知手法について述べる。検知手法の手順の詳細と現車走行状態での検証結果及び手法の性能検証結果について検証する。

第 5 章では，台車部品の回転に関する振動ピーク値とその継続性を走行速度帯毎に，正常時データと比較照合することによって異常検知を行う手法について述べる．異常検知手法の特性及び詳細手順を述べ，異常模擬試験結果に基づき，異常発生時の早期検知の可能性について検討する．

第 6 章は本論文の結論であり，本研究の成果を総括する．

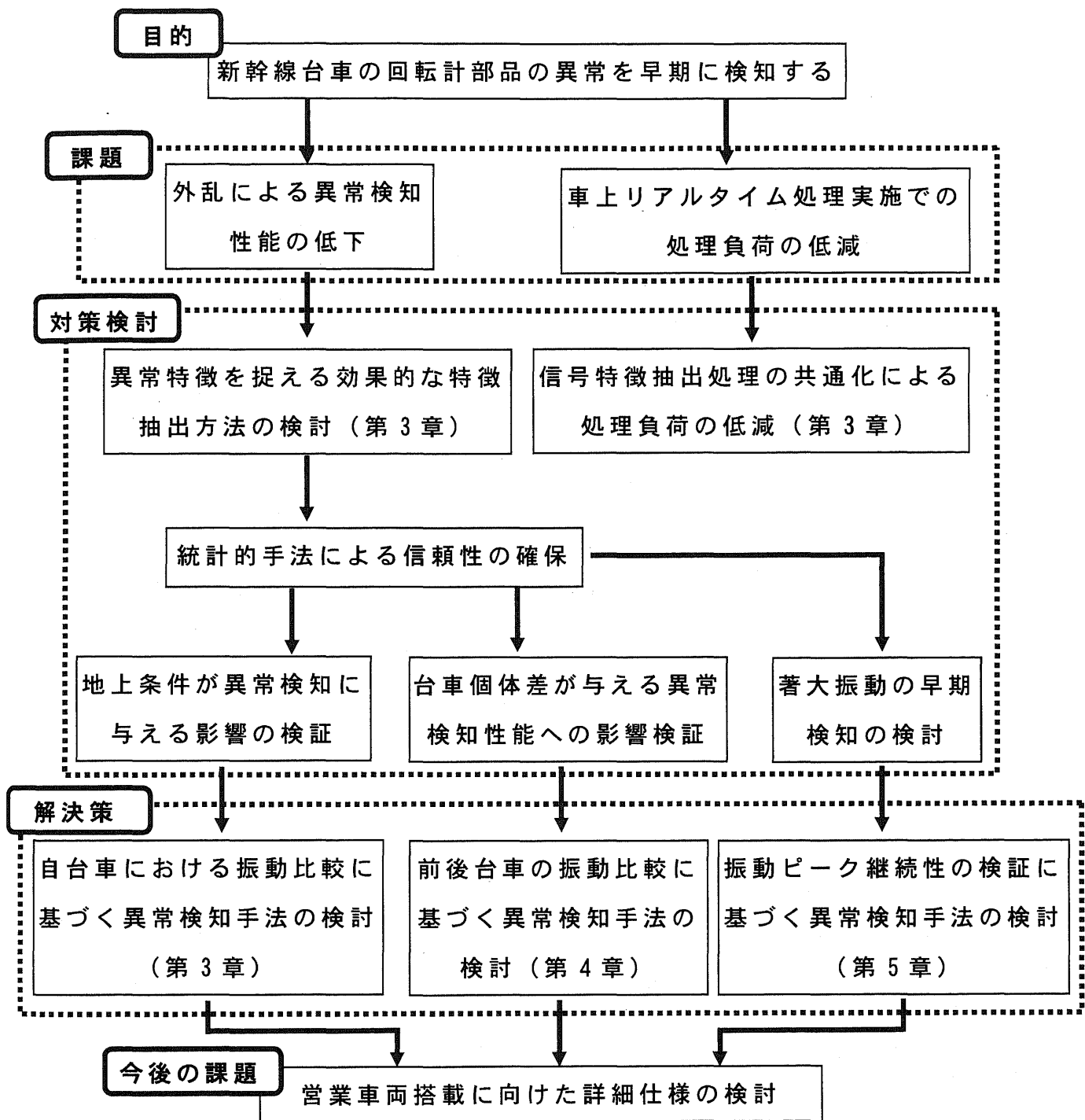


図 1-24 本研究の位置づけ

第 2 章 異常特徴抽出及び異常模擬試験

2・1 はじめに

新幹線台車の状態監視，異常検知では，異常発生時の特徴の抽出が重要となる．一般的に，センサから得られる信号には，多くのノイズ成分が重畳しており，これらの成分を信号処理の前処理の段階で効率的に除去することが課題となる．鉄道技術分野に限らず，設備機械の診断技術分野でも上記の考え方は同様である．下記にセンサからの信号取得から異常特徴抽出に至る基本ステップを図 2-1 に示す．

(1) 状態変数の測定

状態変数とは監視対象となる鉄道車両，設備等の内部状態に関わる情報キャリア変数を意味し，振動，温度，電流など機械的状态変数，及び，潤滑油粘度，潤滑油中金属摩耗粉などの化学系状態変数などがある．異常検知の精度を向上させるためには，適切な状態変数の測定が前提となる．

(2) 信号処理

測定した振動などの状態変数を，異常に対応した特徴の抽出を容易にするために，時間領域，周波数領域，空間領域などの信号に変換する．

(3) 特徴抽出

信号がどのような特徴を有しているかを確認するため，信号処理によって得られた処理後の信号より，特徴領域の選択，特徴パラメータの算出を行い，監視対象の異常に対応した特徴量，特徴ベクトルを作成する．

代表的な特徴パラメータとして，時間波形の特徴を示す時間領域の特徴パラメータには波形率，波高率，尖度，歪度などがある．また周波数スペクトルの特徴を示す周波数領域の特徴パラメータとしては，平均周波数，等価帯域，極値頻度などがある．

2・2 異常特徴抽出のための信号処理

2・1 の一般的な異常特徴の抽出フローに基づき，新幹線台車の状態監視を行う上で，適切な異常特徴の抽出について以下に述べる．

2・2・1 状態変数の測定

鉄道車両の台車の状態監視，異常検知を実施する際に，考える状態変数として挙げられるのは，リアルタイムで容易に測定が可能であることが必要であり，2・1 で挙げた状態変数の中では，機械的状态変数が候補として挙げられる．その中で音響については，状態変数の測定の際に必要なマイクロフォンなどの音響センサの耐候性，耐久性面で，営業車両に常時設置できるようなセンサが存在しない現状がある．また，音響信号の状態監視においては，20kHz 以上の高速サンプリングと得られた大量データのリアルタイム処理が必要となり，ハード面でもシステム構成が技術的に困難な現状がある．また，現車走行試験における音響測定結果例を図 2-2 に示す．図は京都駅発車時に 0km/h から加速し，270km/h に達した後，ほぼ一定速度で運転された区間での音響信号スペクトログラムを示している．図 2-2 より，数百 Hz 付近までの低周波音が卓越しており，異常判別等にこの領域の音響信号は使用できず，上述の通り，高速サンプリングが必要であることが分かる．また，2kHz 付近に歯車噛み合わせ周波数の音響ピークの存在が確認でき，低周波域で成分が大きく，変動も大きい．

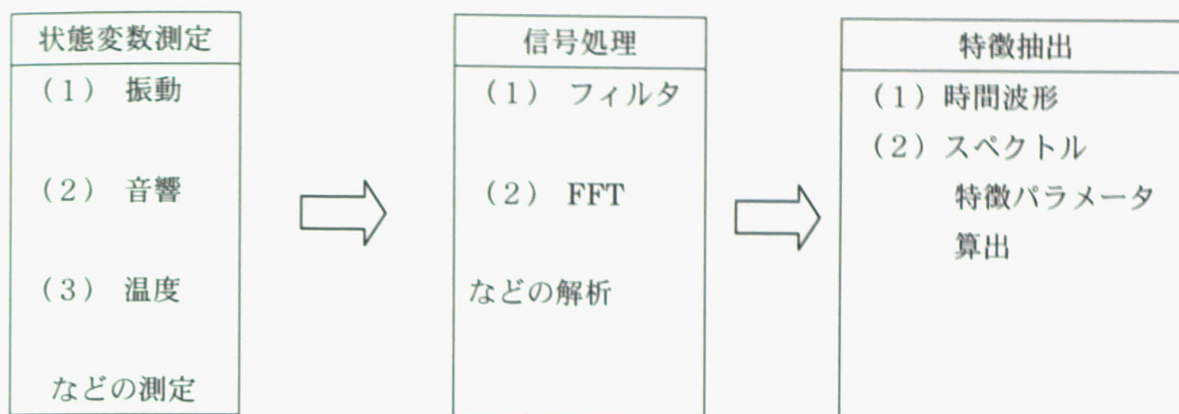


図 2-1 特徴抽出までの基本ステップ

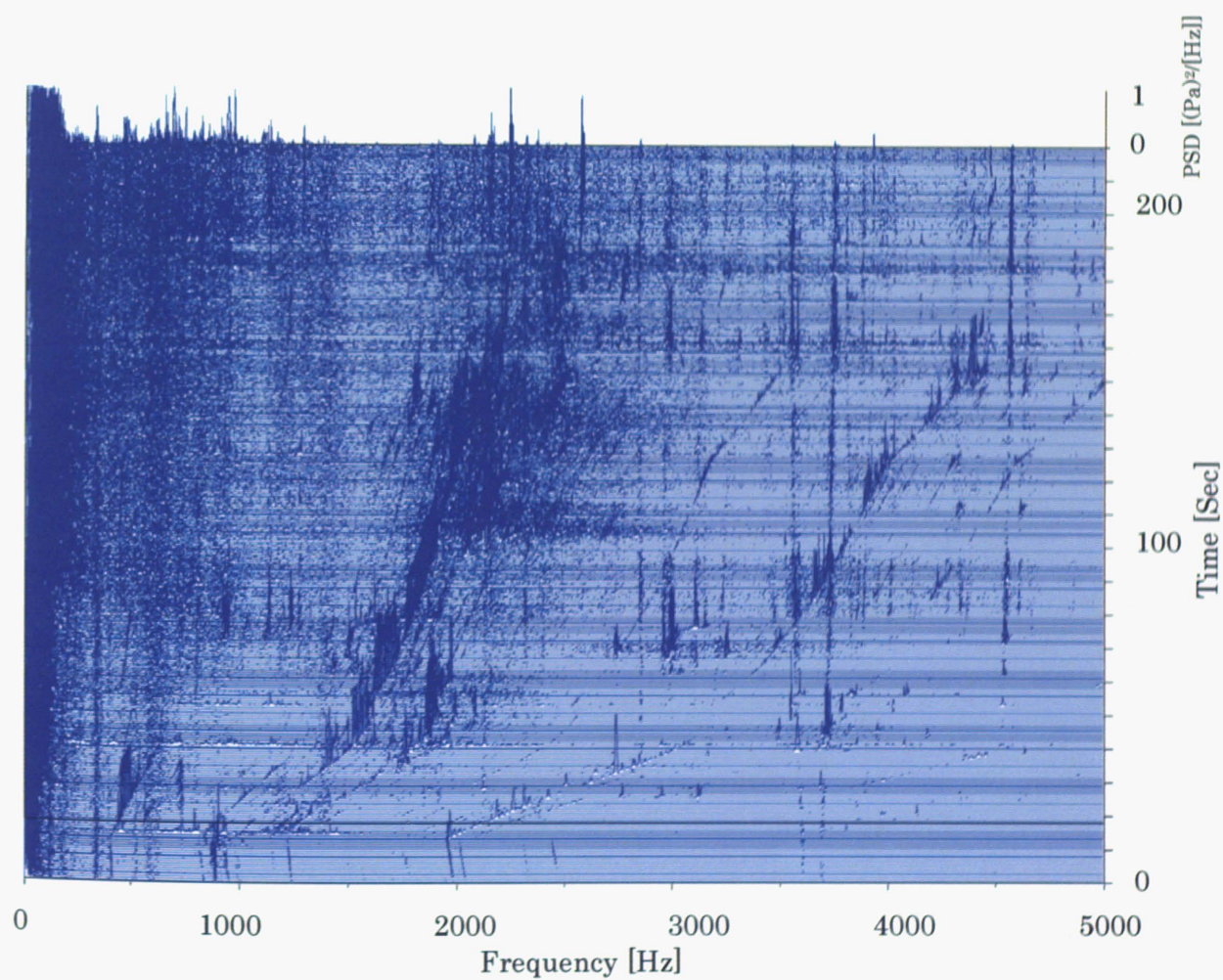
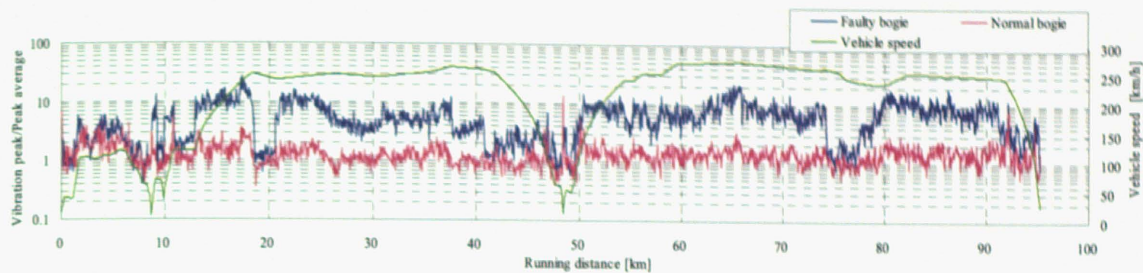


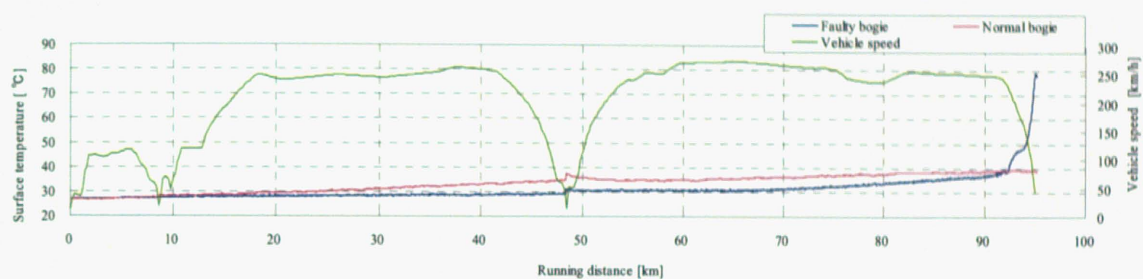
図 2-2 現車における音響スペクトログラムの一例

次に、温度については、短時間の変動も大きくなく、振動、音響と比較すると推移も安定しているため、サンプリングも数 Hz～数 10Hz で十分であるため、信号処理上のシステム構成も容易である。電気設備等では赤外線サーモグラフィによる熱画像診断が実施されている事例⁽⁸⁸⁾もある。しかし、鉄道車両の台車において異常が発生した場合に、異常モードによっては異常特徴の発現が振動に比べると遅くなる傾向があることが分かっている。図 2-3 に新幹線台車の車軸軸箱内に潤滑不良が発生した際の振動の推移（図（a））と温度推移（図（b））を示す。正常時と異常時の比較のため、同一車両内の正常台車についても温度及び振動の推移を併せて示している。図（a）については縦軸に振動ピーク値と正常時の振動ピーク平均値との比を示す。振動ピーク値推移（図（a））と表面温度推移（図（b））を比較すると、表面温度推移では、試験終了直前の減速段階になって初めて急激な温度上昇が始まるのに対して、振動ピーク値の推移では、走行開始後約 10km を走行している時点より正常台車と比較すると有意差が確認できる。図 2-3 に示した車軸軸受の潤滑不良は異常の進展によっては、脱線等の重大事故に繋がりがねない特に監視すべき異常モードの一つである。表面温度推移と振動ピーク推移を比較すると、このような異常モードに対して、より早期に異常特徴の捕捉が可能な振動を状態変数の候補とすることが適切であると考えられる。

また、鉄道車両の場合、上記のような異常が発生した場合、機械的な抵抗の増大等が事象として考えられるため、主電動機電流の増加等も考えられる。そのため、主電動機電流についても監視すべき状態変数の候補として考えられる。図 2-3 と同様の車軸軸受潤滑不良発生時の主電動機電流の推移を図 2-4 に示す。同図によると、主電動機電流については試験開始より試験終了までの間、顕著な電流値の増加は確認出来ない。特に、試験終了直前の減速時でも電流値



(a) 振動ピークの推移



(b) 表面温度の推移

図 2-3 車軸軸箱内潤滑不良発生時の振動及び温度の推移例

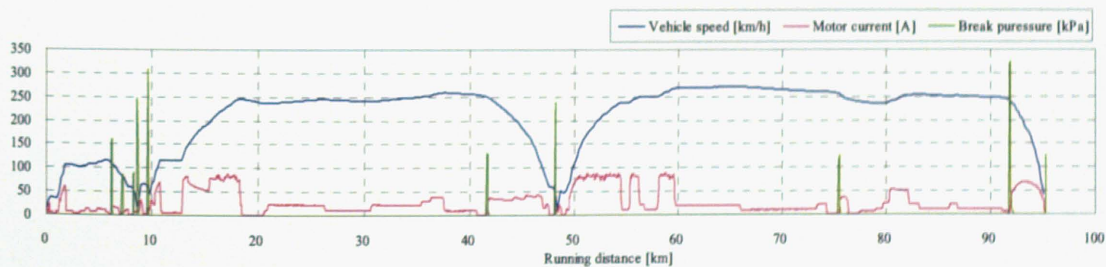


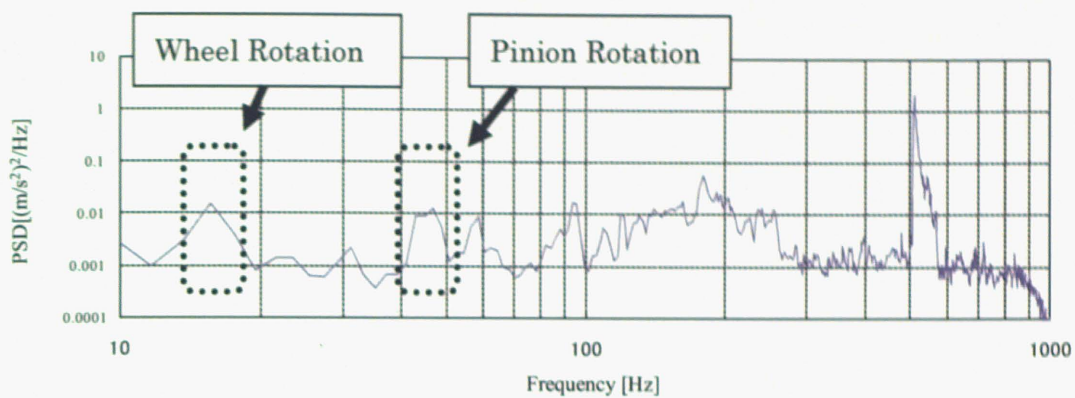
図 2-4 車軸軸箱内潤滑不良発生時の主電動機電流及びブレーキ圧の推移例

は試験初期と同レベルであり，異常の進展は主電動機電流値の推移には発現していない．同図には，ブレーキ圧力も併記しているが，これについても試験初期と圧力レベルは同程度であり，異常の進展を確認することは難しいといえる．その他，同一台車内の二軸間の速度差も監視対象の候補として挙げられるが，異常特徴発現のタイミングは温度上昇，主電動機電流増大とほぼ同じであることを確認している．

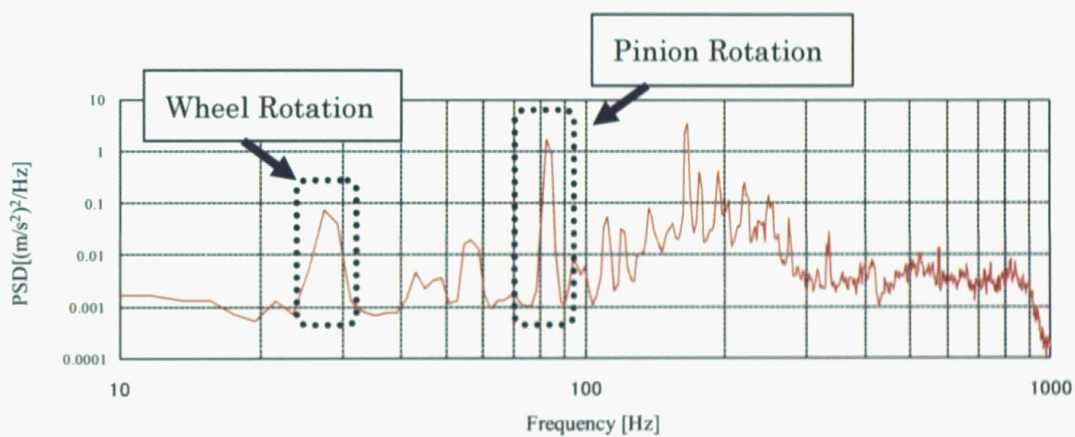
以上より，新幹線台車の状態監視を実施する上で，重大事故に繋がりうる異常の早期検知を実現するための状態変数の候補としては，振動が適切であると考えられる．

2・2・2 等距離サンプリング

次に，2・1の異常特徴抽出のための信号処理について述べる．状態変数である振動の測定データはセンサからの時系列波形である．この信号の処理の方針としては，2・1で述べたようにそのまま時間領域で処理を進めるか，FFTにより周波数領域へ信号変換を行うか，或いは，空間領域の信号に変換することが考えられる．工場内の特定工程に設置された機械加工等に用いられる設備機械等では，運転速度（回転数）が一定である場合が多く，時間領域，周波数領域での常時監視が比較的容易な場合が多い．しかし，鉄道車両の状態監視の場合は，運転速度は変化し，特に新幹線台車の場合は，モニタリング実行中に走行速度は $0\text{km/h} \sim 300\text{km/h}$ 近くまでの変化を伴うこととなる．このような大きな運転速度変化を伴う監視対象に対して，時間領域，周波数領域での処理を行う場合，速度変化に伴う状態変数の変化に対応する必要がある．例えば，等間隔時間でサンプリングされた時系列信号に離散有限フーリエ変換（DFFT）処理を行った場合，周波数スペクトルは図 2-5 のようになる．図 2-5 (a) は同台車が走行速度 150km/h で走行中の信号処理結果の一例を示



(a) 150km/h での周波数解析結果の一例



(b) 270km/h での周波数解析結果の一例

図 2-5 新幹線台車振動波形の時間領域周波数解析結果例

し、同図 (b) は、走行速度 270km/h で走行中の結果例を示している。両図より、スペクトルピークの位置及び大きさに走行速度に依存した差異が確認され、1・2・2 の設備機械の状態監視の項で述べたニューラルネットワーク等の続く後処理に、図 2-5 で示すような時間領域におけるスペクトル分析結果等を適用する場合には、こうした速度による信号特徴の差異を、リアルタイム処理の中で適切に除去する必要がある。このように、特徴抽出に際して、取得した時間領域信号を用いることは、その後の異常判別処理を複雑にする場合が多い。そこで、本研究では、センサより得られた時系列信号を空間領域の信号に変換することとする。これにより、上述した走行速度に依存した振動ピーク位置の移動については除去することが可能となる。空間領域への信号変換手法は回転機械の診断等に用いられる次数比解析⁽⁸⁹⁾と類似した手法である。第 1 章の機械要素の状態監視の項で述べた通り、軸受転動面のきず発生時の特徴あるいは部品脱落時の質量アンバランス等の代表的な機械部品の異常モードは時間領域において回転周波数と関連付けられることが多い。このような時間領域での回転周波数と異常時特徴の関連、速度依存性は、運転速度、軸回転パルスを用いることにより空間領域または次数領域でも同様に異常時特徴を評価することが可能である。以下に、時系列信号を等間隔距離サンプリングされた空間領域での信号に変換する具体的な信号処理の手順を述べる。

新幹線車両の測定部位に設置した振動加速度計により式 (2-1) のように等間隔 Δt で取得された時系列の振動加速度離散データを $f(t_i)$ とする。 Δt は一般的に監視対象によって異なり、監視が必要となる周波数帯域から決まるパラメータである。また、それと同時にセンサ特性についても留意し、決定する必要がある。 N は時間領域のデータ数を表す。

$$t_i = i \times \Delta t \quad i=0, 1, 2, \dots, N-1 \quad (2-1)$$

次に，振動加速度と同時に取得した速度データ v_i を用いて時間に関して式 (2-2) で表される数値積分を実行する．

$$\begin{aligned} x_i &= \int_0^{t_{i-1}} v_i dt \\ &= \Delta t \left(\frac{1}{2} v_0 + \frac{1}{2} v_{i-1} + \sum_{j=1}^{i-2} v_j \right) \end{aligned} \quad (2-2)$$

上記の信号処理により，式 (2-3) のように時系列の振動加速度離散データ $f(t_i)$ を，走行距離に応じた空間領域での離散データ $f(x_i)$ に変換する．

$$f(x_i) = f(t_i) \quad (2-3)$$

更に，この空間領域での離散データを式 (2-4) で表される等間隔 Δx で再サンプリングする． M は空間領域のデータ数を表す．

$$\Delta x = \frac{x_{N-1}}{M-1} \quad (2-4)$$

Δx を加算することにより，空間領域での j 番目の離散データの走行距離は式 (2-5) のように表され，その走行距離が式 (2-6) を満たす区間に存在する場合，式 (2-7) に示す線形補間により， x_j' における等距離サンプリングされた振動加速度離散データ $f(x_j')$ を得る．式 (2-7)

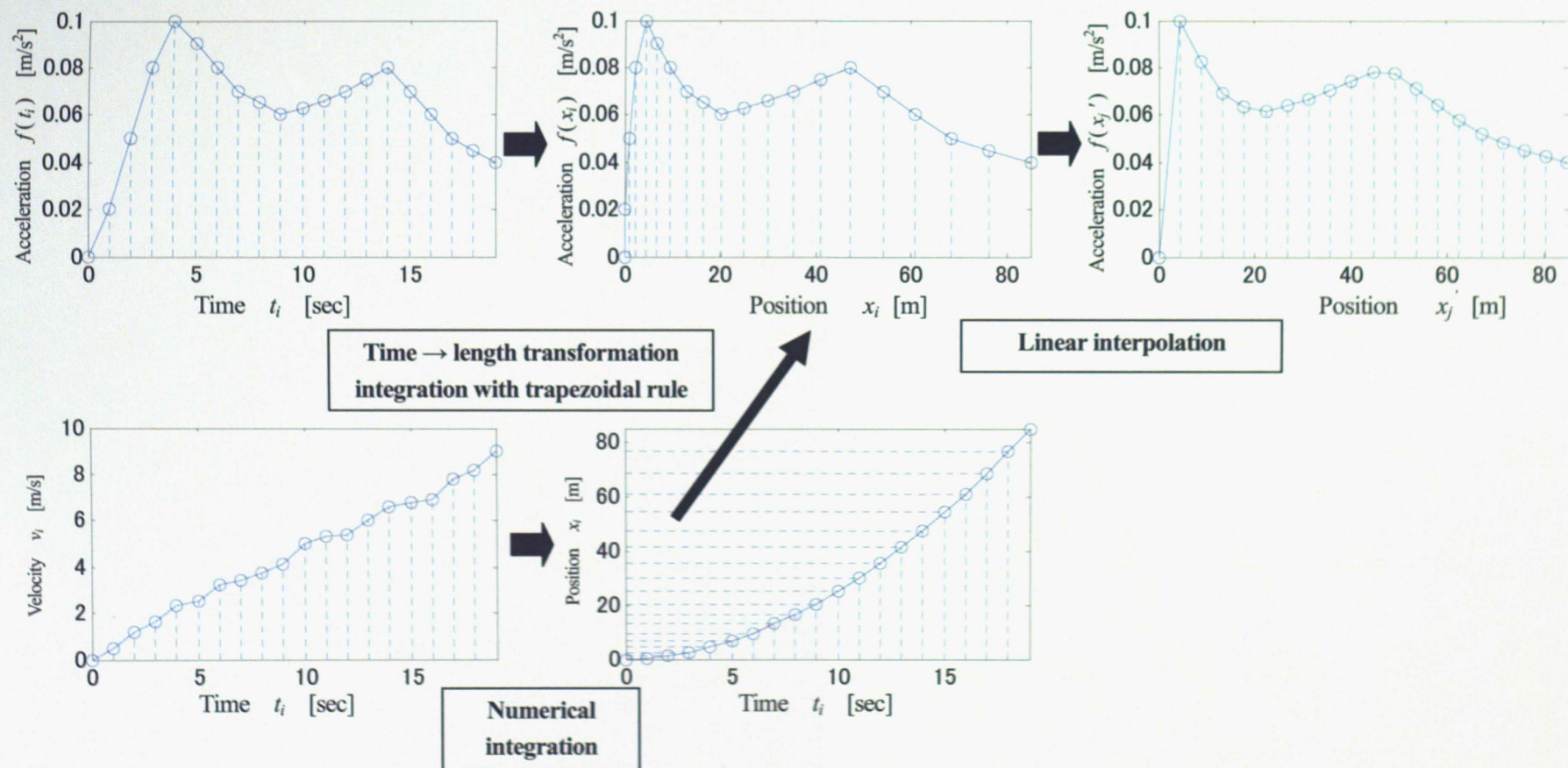


図 2-6 等距離サンプリングの信号処理手順

の補間については、スプライン補間等のより高次の補間も考えられるが、車両搭載時の処理負荷低減のため、線形補間を用いる。以上の信号変換の手順を図 2-6 に示す。

$$x_j' = j \times \Delta x \quad j=0, 1, 2, \dots, M-1 \quad (2-5)$$

$$x_k < x_j' < x_{k+1} \quad (2-6)$$

$$f(x_j') = \frac{f(x_{k+1}) - f(x_k)}{x_{k+1} - x_k} (x_j' - x_k) + f(x_k) \quad (2-7)$$

2・2・3 空間フィルタ処理

次に、前節で空間領域に変換した振動波形より、異常時特徴の抽出を行う。表 2-1⁽⁹⁰⁾ に設備機械診断における異常モードと特徴帯域との関連を示す。機械要素である軸受等では初期においては、その異常特徴周波数帯域で特徴発現することも考えられるが、図 2-7⁽⁹⁰⁾ に示すように、ある程度の進展の結果、異常振動が増大し、低周波帯域化円滑な回転が損なわれ、回転の振れ、ブレに繋がることが考えられる。また、測定位置による変化も考慮する必要がある。そこで、本研究では、台車回転部品の不具合は回転設備機械と同様に構成部品の回転周波数に関係していると考えられるため、表 2-2 に示す各空間フィルタを前節 2・2・2 の処理結果出力である等距離サンプリングされた振動加速度離散データ $f(x_j')$ に適用する。各フィルタは各々車輪とピニオン軸の空間領域での回転周波数に対応しており、ピニオン軸に関する空間フィルタの通過域は新幹線車両の駆動装置のギア比に基づき算出している。また、各フィルタ通過域については新幹線車両の車輪直径の変化に対応した幅を有

表 2-1 異常モードと特徴帯域

分類	欠 陥	発生振動数	領 域
全体振動欠陥	オイルホワール	-数100Hz	変位領域 速度領域
	アンバランス		
	ミスアライメント		
	軸曲がり		
	緩み		
局所振動	基礎の脆弱	約5-30kHz 6-7kHz 数kHz-数10kHz 数kHz-数10kHz	加速度領域
	モーターの電氣的異常		
	転がり軸受の損傷		
	転がり軸受の接触		
局所振動	歯車の摩耗, 欠け	数kHz-数10kHz	加速度領域
	コンプレッサーの弁板損傷		

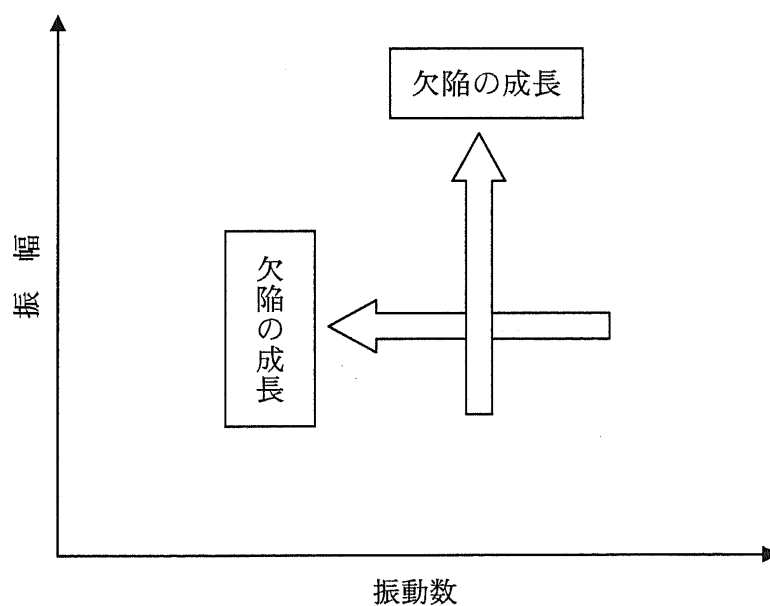


図 2-7 異常の進展による振動数・振幅の変化

表 2-2 各空間バンドパスフィルタの通過域

Rotation mode	Band pass filters' pass band [1/m]	Frequency at maximum speed [Hz]
Wheel 1st	0.32~0.46	31~34
Pinion 1st	0.92~1.38	91~99
Pinion 2nd	1.88~2.66	183~199

表 2-3 各空間バンドパスフィルタ伝達関数の係数

	a_2	a_3	a_4	a_5
Wheel 1st	-3.7636	5.420149	-3.53642	0.883026
Pinion 1st	-2.72543	3.468643	-2.21685	0.664532
Pinion 2nd	-0.49342	1.386169	-0.34514	0.500558

	b_1	b_2	b_3	b_4	b_5
Wheel 1st	0.00182	0	-0.00364	0	0.00182
Pinion 1st	0.01726	0	-0.03452	0	0.01726
Pinion 2nd	0.044157	0	-0.08831	0	0.044157

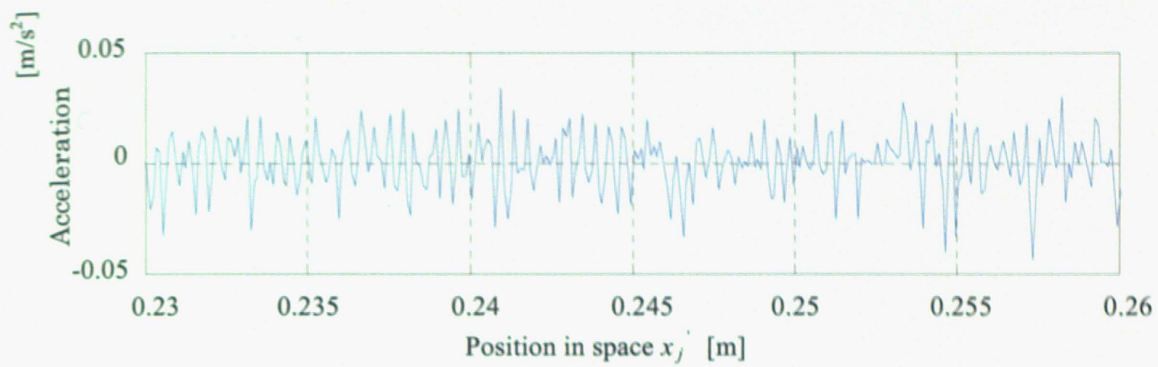
している．例えば，車輪 1 次フィルタについては，営業車両における車輪の使用範囲が直径 790mm 以上，860mm 以下と規定されているため，波長は車輪が 1 回転のうちに進む距離を考えると，2.48m 以上 2.7m 以下の範囲に含まれると考えられる．よって波数は表 2-3 に示す範囲となる．なお，各フィルタについては 4 次のバタワース型のデジタルバンドパスフィルタ^{(91)~(93)}を使用し，各フィルタの諸元を表 2-3 に示す．使用したデジタルフィルタの z 変換領域での伝達関数は式 (2-8) で表され，Transposed Direct Form II 構造⁽⁹⁴⁾を有している．フィルタ適用前後の信号波形例を図 2-8 に示す．

$$H(z) = \frac{b_1 + b_2 z^{-1} + b_3 z^{-2} + b_4 z^{-3} + b_5 z^{-4}}{1 + a_1 z^{-1} + a_2 z^{-2} + a_3 z^{-3} + a_4 z^{-4}} \quad (2-8)$$

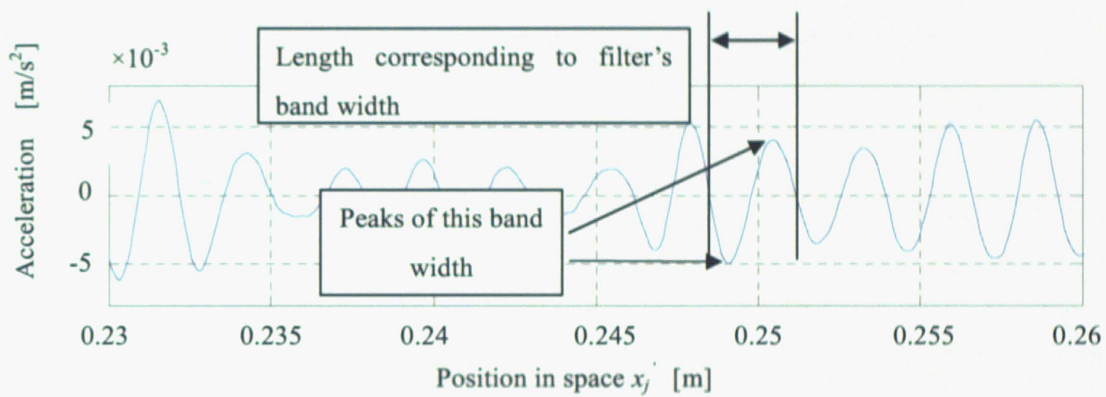
2・3 異常模擬試験

2・3・1 車両走行試験装置

車両走行試験装置は，車両単位で本線走行を極力忠実に模擬した試験や機器の不具合の前兆を捕らえる試験など，本線上での実施が困難な試験を定置で可能にする試験装置である．本研究のような状態監視システムの構築に向けた研究開発では，機器に異常を設定し，本線走行状態を忠実に模擬した条件下において，開発した手法の異常検知性能を検証し，不具合に至る挙動を把握する試験が必要となる．本研究で使用する車両走行試験装置の概要⁽⁹⁵⁾⁽⁹⁶⁾を以下に述べる．また，図 2-9 に車両走行試験装置を，図 2-10 に車両走行試験装置の装置構成をそれぞれ示す．



(a) Signal before the bandpass filtering operation



(b) Signal after the bandpass filtering operation

図 2-8 空間バンドパスフィルタ処理の一例



図 2-9 車両走行試験装置

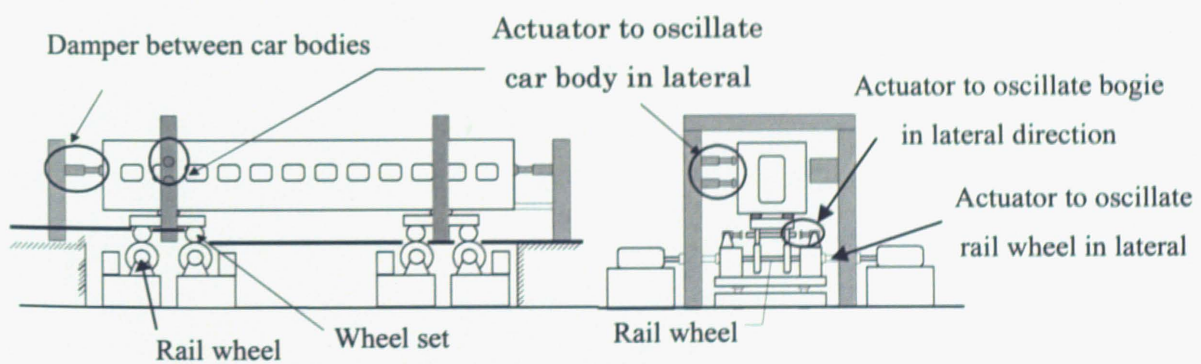


図 2-10 車両走行試験装置の装置構成

(1) 装置の特徴

車両走行試験装置の特徴として、実証的な試験のため本線走行を極力忠実に模擬すること、不具合部品の走行模擬試験ができるよう装置自体を堅牢にしたことの2点が挙げられる。本線走行模擬については下記の項目が挙げられる。

① 空気力

トンネル内で車両の車体に働く空気力を模擬するため、車体左右加振機を装備している。車体左右加振機を車体に締結し加振することで、実際に本線で受けた空気力や任意に設定した荷重等を車体前・後位に分割作用させることが可能である。

② 軌道状態

軌道検測で得られる高低・通り狂いと、より波長の短いレール頭頂面凹凸といったレール状態の模擬が可能である。前者の模擬のため軌条輪上下・左右加振機を、後者の模擬のために台車軸箱を直接加振する台車上下・左右加振機を装備している。

③ 隣接号車

現車状態を再現するために、隣接号車間に車体間ダンパなどの制振装置の装着が可能である。

④ 走行曲線

車両の走行実績記録や任意に設定した距離ベースまたは時間ベースでの走行曲線に沿った軌条輪側からの駆動による試験実施が可能である。また、軌条輪、台車、車体各加振機出力についても各加振機単位でランカーブと同様に距離ベースまたは時間ベースで任意に取得が可能である。

⑤ 車両機器による走行模擬

本装置では現車走行時と同様に、地上設備より架線電圧を車両側に供給し、車両搭載機器による駆動・制動の制御が可能となっている。セクション通過時の瞬時停電検知やノッチ指令等の車両搭載機器への情報伝達を実際の現車走行実績記録や任意の模擬シナリオに基づき距離ベースまたは時間ベースで行うことが可能であり、軌条輪駆動装置のトルク制御により、走行抵抗も自由に設定模擬することができる。

(2) 装置の構成

本装置は現車本線走行状態の模擬が主目的であるため、これまでの現車走行試験結果や軌道検測結果など多岐に渡る現実のフィールドデータを吟味した仕様となっている。以下に主要諸元を示す。

① 軌条輪装置

軌条輪装置は、軌条輪や軌条輪搭載ベッド、軌条輪駆動用電動機、駆動系、潤滑装置、上下左右加振機構、静圧軸受・継手、フライホイールなどをベース上に搭載したブロックで構成されている。軌条輪は直径 1500mm であり、レール頭頂部と同じ断面形状である。また、台車単位での速度誤差を極力なくするため、軌条輪同士を駆動系で結合している。上下、左右方向の軌条輪加振機構を備えており、上下・ロール方向は軌条輪搭載ベッドごと、左右方向は静圧軸受で支持した軌条輪をそれぞれ変位させることにより高低・通り狂いを模擬することが可能である。また、フライホイール装置により、等価質量（軸重）を 4t から 15t まで段階的に設定できる。

② 加振機能

装置全体で軌条輪加振機 12（上下 8、左右 4）台、車体左右加振

機 4 台，台車加振機（上下，左右共 8）16 台 計 32 台の油圧加振機が装備されている。

○軌条輪加振（上下，左右，ロール）

軌条輪 4 軸を各々左右，上下，ロール方向に加振し，軌道の通り狂いと高低狂いを模擬する。各加振機単位で時間，距離ベースの制御が可能であり走行状態に対応した時間もしくは距離遅れを設定することができる。また，周波数特性試験を意図し連続加振やスweep加振機能も有している。

○台車加振（上下，左右）

短波長域でのレール状態を模擬するため，加振機と台車軸箱を機械締結し加振する。

○車体左右加振

トンネル内で車体表面に受ける空気圧力を模擬するため，加振機自重は空気ばねで支持し，補強を施した前後位の車体側面に機械締結することにより直接車体を左右に加振する。また，左右方向に定常的な荷重を付加するため車体左右加振機の反対側に超過遠心力付加機構を装備している。

③ 走行コントローラ

車両自力走行時の車両電気機器へ，手動もしくは設定したシナリオに基づき力行，ブレーキノッチ，停電検知といった各種情報を伝達し機器を制御する。また，軌条輪駆動においても，シナリオ通り走行させる機能を有している。

2・3・2 異常設定項目

異常模擬試験の実施に際して，昭和 39 年の東海道新幹線開業以降に発生した新幹線台車に関する不具合を調査し，以下の観点から本異常模擬試験で試験実施するための異常設定項目を選定する。

(a)重大事故に至った事象

(b)振動により検知の可能性が期待できる事象

(c)現状の車両搭載センサでは予兆の検知が困難な事象

上記の観点の中で挙げている現状の新幹線の台車異常検知用の車両搭載センサとしては、図 2-11 に示す軸箱体に取り付けられている軸温センサが挙げられる。軸温センサは温度ヒューズであり、設定温度以上になると合金が溶解し、プランジャが上がり、電気接点を開放する構造である。

上記調査の結果、運用中の新幹線車両と同一仕様の回転系部品における不具合の過去事例としては、WN（歯車形撓み軸）継手不具合によるものが 2 件、軸箱不具合によるものが 1 件であった。表 2-4 に各事例の概要を示す。事象 1 については、WN 継手検査組立作業中に発生した部品取付不良によって、最終的には歯車箱の割損まで至った事例である。事象 2 についても WN 継手関連の事例となるが、潤滑剤シールの組込み不良により、潤滑剤であるグリスが漏出し、潤滑不良、継手の焼付へと発展した事例である。事例 3 については、車軸軸受に関する事象であり、軸受部品不良を起点として、潤滑不良及び焼付が発生し、最終的には温度上昇を発生させた事例である。

以上のような過去事例に関する分析を踏まえて、本研究における異常模擬試験の異常設定項目を過去事例に即して、表 2-5 の通りとする。内訳としては、WN 継手取付ボルト脱落については取付ボルト 1 本落失と 2 本落失の 2 ケース、潤滑不良については WN 継手潤滑不良と軸箱潤滑不良と 2 ケースの合計 4 種別とする。異常模擬試験に関連した台車回転部品を図 2-12 に示す。図 (a) は軸箱を、図 (b) は WN 継手をそれぞれ示す。異常模擬試験では 700 系新幹線台車を試験用台車として用いる。

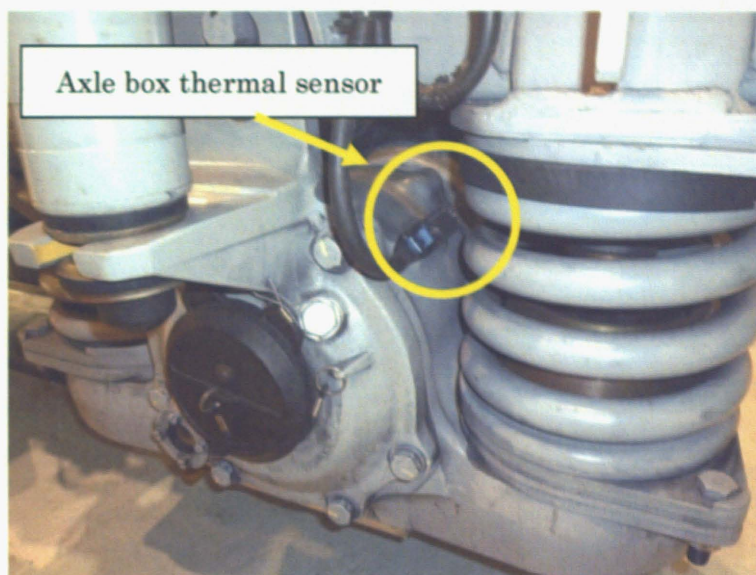


図 2-11 軸温スイッチ

表 2-4 新幹線台車に関する過去事例

事象	発生時期	編成	場所	概要
1	平成11年	300系	山陽	走行中、故障表示があった。駅で台車点検したを実施したところ、歯車箱が割損しており、WN継手が破損していた。原因は、WN継手の検修作業に不良があり、WN継手の一部部品取付不良が発生したため。
2	平成13年	300系	東海道	台車付近から振動増大を当該編成に乗車していた車掌が感知した。駅にて点検したところ、車輪の内側に油の滲みが発見された。WN継手の検修作業時に作業不良があったため、潤滑不良が発生した。
3	平成16年	500系	山陽	走行中に、軸温スイッチによる故障表示灯が表示されたため、最寄駅にて台車点検を行った。点検により、軸箱の帯熱が発見された。当該編成は運休となった。発生原因は軸受不良であった。

2・3・3 試験の方法

(1) 振動測定

異常模擬試験での振動測定には汎用三軸加速度計を用い，センサ仕様は，感度 $10 \text{ mV}/(\text{m}/\text{s}^2)$ ，周波数範囲 $1 \text{ Hz} \sim 6.5 \text{ kHz}$ ，測定レンジは $\pm 500 \text{ m}/\text{s}^2$ である．異常検知対象となる周波数領域は 2・2・3 で述べたとおり，最高速度であっても上限数百 Hz の範囲に収まるため，分解能を考慮しても，周波数範囲は，上記の範囲で十分である．また，振動測定点について図 2-13 と表 2-6 中の対応した番号で示す．測定方向は図 2-13 に示すとおり，前後 (X)，左右 (Y)，上下 (Z) とする．センサの取付状況を図 2-14 に示す．営業車に異常検知システムを搭載する場合，実運用時の保守面，配線等を考慮すると，センサを台車上に設置するより，車体側に設置する方が望ましい．本研究で実施する試験では，将来の営業車への搭載を視野に入れ，2・3・2 で述べた新幹線台車の異常モードを車体側で検知する可能性を検証するため，上述のように車体下面の台枠表面上に振動加速度計を設置する．

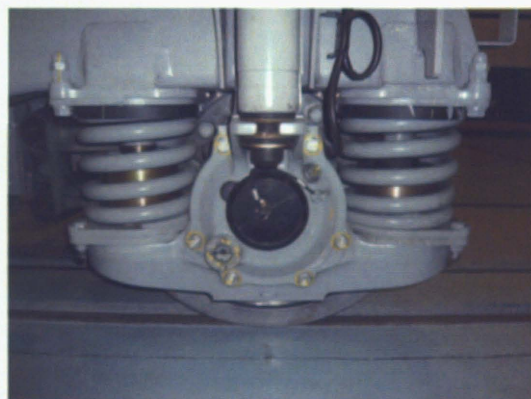
(2) 異常設定方法及び試験実施手順

異常模擬の設定手順としては，車両検修上のヒューマンエラー発生の可能性等を考慮しながら決定する．まず，WN 組立作業について検査周期の長い大規模な分解検査実施の際の車両検修作業手順を以下に示す．

- ① 外筒，ピニオン外観検査
- ② 外筒組立，グリス充填
- ③ ピニオンの小歯車軸への焼き嵌め
- ④ 座金，ナット締付作業
- ⑤ 外筒取付
- ⑥ 最終検査，輪軸搬出

表 2-5 異常設定項目

Test number	Test contents
1	One bolt missing from sleeves of WN coupling
2	Two bolts missing from sleeves of WN coupling
3	Poor lubrication in WN coupling
4	Poor lubrication in axle box



(a) 軸箱



(b) WN 継手

図 2-12 異常模擬試験に関連した新幹線台車部品

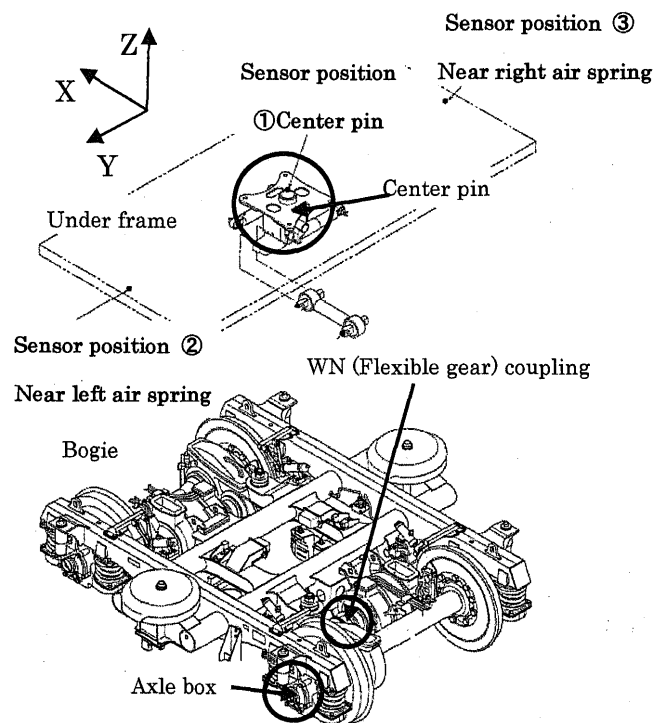


図 2-13 台車関連部品

表 2-6 振動測定箇所

Position number	Test contents
1	Center pin
2	Near left air spring
3	Near right air spring

WN組立作業のうち、過去事例として挙げられている潤滑不良を生じうる作業は②の中の外筒へのグリス充填である。そこで、異常模擬試験の異常設定方法としては、上記の作業工程の実態に適合するように、WN継手潤滑不良については、新品に塗布されている防錆のための機械油を拭き取って台車に組み込むこととする。WN継手潤滑不良の異常模擬試験実施の際に、台車に組込む前のWN継手の異常設定状況を図2-15に示す。図(a)は異常設定WN継手外筒を、図(b)は異常設定WN継手内側小歯車をそれぞれ示す。また、比較のため正常状態での対応するWN継手部位を図(c)及び図(d)にそれぞれ示す。

一方、車軸潤滑不良については、まず、実際の車両検修作業における給油作業手順を下記に示す。

- ① 軸箱排油栓取付
- ② 歯車箱給油
- ③ 軸箱給油
- ④ 歯車箱，軸箱給油栓締付

給油作業の中で車軸の潤滑不良につながりうる作業としては、①で排油栓の取付不良あるいは、失念または③での給油失念等が挙げられる。以上のような実際の作業手順に適合するように、軸箱体下部に設けられている排油栓から潤滑油を抜き取ることとする。これについては、上記の台車の分解検査時だけではなく、車両基地において毎月実施される交番検査等の検査周期の短い定期検査実施における給油失念、あるいは同様の検査時に発生する更油作業時の給油失念といった検修作業上のヒューマンエラーに準じた設定である。また、車両走行中の排油栓落失などの車両不具合についても同様に当てはまる設定としている。本異常模擬試験で使用する走行速度曲線は実際の営業車両の実績データを用いており、加減速度、ブレーキ状態等の現車の走行状態を忠実に再現できる。

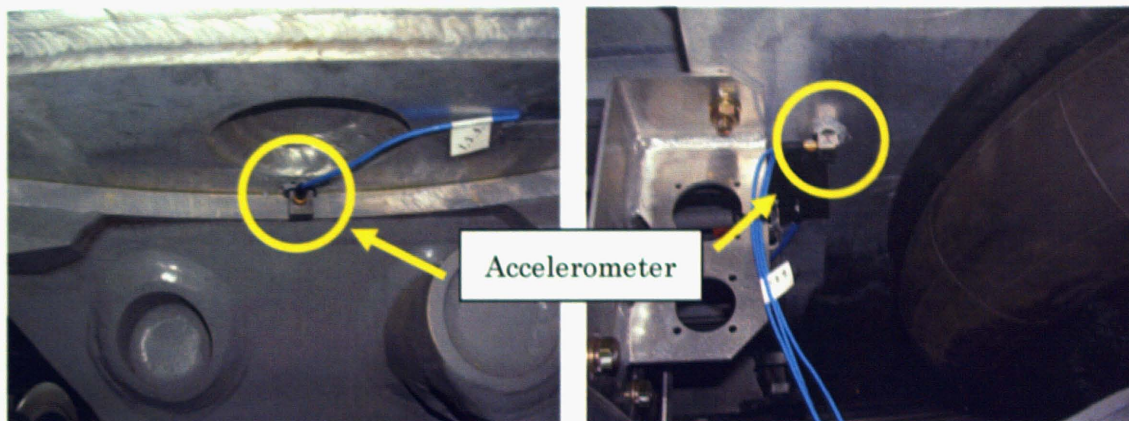


図 2-14 振動センサ取付状況



(a) 異常設定 WN 継手外筒



(b) 異常設定 WN 継手内側小歯車



(c) 正常 WN 継手外筒



(d) 正常 WN 継手内側小歯車

図 2-15 WN 継手異常設定状況

2・4 まとめ

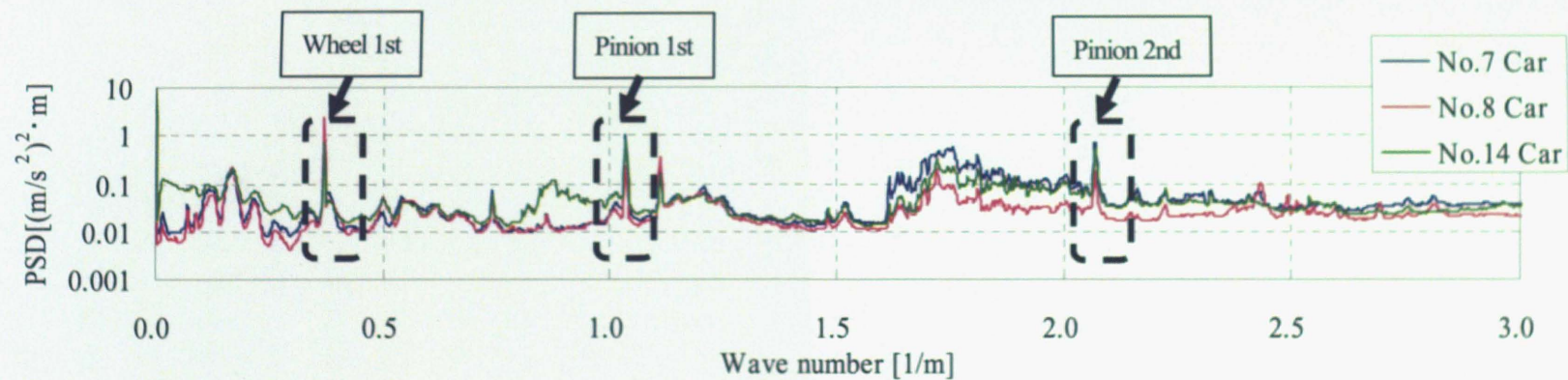
本章では、新幹線台車の状態監視システムの実現に向けて必要となる振動加速度からの特徴抽出の手法について検討を行った。また、実際に営業車両で発生した重大事故を試験装置において忠実に再現するための試験手法、異常模擬内容について述べた。それらの内容は以下のよう
にまとめられる。

- (1) 振動加速度を空間領域で再サンプリングを行い、回転部品に関する空間帯域で空間バンドパスフィルタ処理を実行する新幹線台車回転部品の異常特徴抽出のための信号処理手法を提案した。
- (2) 本線走行状態を忠実に模擬できる車両走行試験装置を用いた異常模擬試験実施手順を検討した。また、実際に発生した過去事例を元に、本研究において実施する異常模擬試験の設定項目の選定を行い、各設定項目について異常設定方法について検証した。

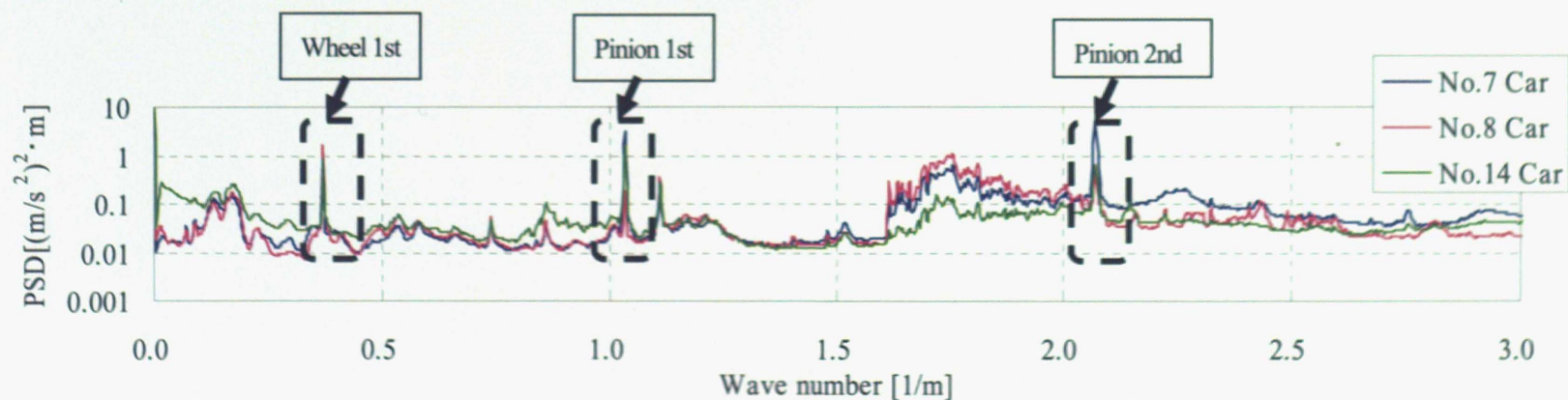
第 3 章 自台車における振動比較に基づく 異常検知手法

3・1 はじめに

本章では、2・2 で詳述した空間フィルタ処理により抽出された空間領域における新幹線台車部品の回転に関する振動成分に対して、異常検知を実施するため検知手法を検討する。東海道新幹線の 1 編成は車両 16 両から構成されており、車両 1 両は前位台車と後位台車の 2 台車を有し、1 編成当り 32 台車が組み込まれている。この 32 台車については、編成位置あるいは、各台車に組み込まれた部品レベルの特性の差異等により各台車間で振動状態に差異が生じる可能性がある。実際の現車振動測定結果を図 3-1 に示す。図 3-1 は現車各部位で測定した一定時間サンプリングの振動加速度に対して 2・2・2 で述べた等距離サンプリング処理を実行し、更に空間領域において FFT 処理を実施した解析結果である。なお、測定区間は東海道新幹線の東京 - 新大阪間である。現車における測定部位は、7, 8, 14 号車の前位台車及び後位台車である。振動測定部位は車体側の中心ピン直上付近であり、測定方向は前後方向である。図 3-1 より、測定号車が異なっても、振動ピークの存在する帯域等の全体的なピークの分布傾向は類似しているが、全体的な振動レベルについては各部位間で差異を確認できる。また、2・2・3 及び表 2-2 で示した車輪 1 次 ($0.32\text{--}0.46[1/\text{m}]$)、ピニオン 1 次 ($0.92\text{--}1.38[1/\text{m}]$) などの空間フィルタ通過領域で振動ピーク値が測定号車によって異なっている。このように 2・2 で述べた異常特徴抽出のための信号処理実行後であっても、同一編成内の号車間では振動レベルの変動が存在すると考えられる。この変動については、台車毎の個体差によるものと考えられ、正常値のばらつきにつながる。全台車で単



(a) 前位台車の号車間比較



(b) 後位台車の号車間比較

図 3-1 現車の空間領域における振動 PSD

一の閾値あるいはパラメータにより異常検知を行うとすると、上記のように正常値の変動を全て包含した上で、閾値あるいはパラメータを設定する必要がある。また、比較的振動レベルの小さな台車の異常検知を考えると、全台車の正常範囲内での変動を考慮した閾値設定とした場合、異常検知が遅れる危険性も考えられる。このように、同一編成内全 32 台車の振動レベルを正常範囲内の変動とし、異常検知を実施するよりも、個々の台車において設定するパラメータを基準として、異常検知を実施した方がより精度の高い異常検知が実施できると考えられる。本章では、上記のような異台車間の個体差による振動レベルの差異を効率的に排除し、高精度な新幹線台車の異常検知が可能となる状態監視手法について提案する。

3・2 異常検知手法

鉄道車両において計測した振動加速度を基に走り装置の異常検知を行う場合、測定される振動加速度に対して一律の閾値を設け、その閾値によって正常、異常の判定を行なうのが最も簡潔なシステムとなる。しかし、実際の車両走行時に測定される振動加速度は、線路状態などの地上側条件や走行速度帯により正常時においてもばらつきが大きい。そのため、正常状態を異常判定してしまう誤検知をなくすべく異常判定の閾値を高い値に設定する必要がある。しかし、その場合には異常検知が遅れるとともに、閾値までには至らない著大振動が連続的に発生した場合、これを異常と検知することは困難になる可能性がある。そこで、下記のように一定区間の測定データを統計処理し、正常時データと比較照合することによって異常検知を行う手法を開発した。回転振動の振動加速度については上述の通り、走行速度、線路状態に影響を受け、更に車両内の部位によってもばらつきを有している。そこで、これらの影響を排除する

ため，編成内の同一部位の振動を比較することによる異常検知方法を検討した．開発した解析手法は振動加速度ピークの平均からのばらつきに着眼した手法で，同一部位の振動ピークの平均に対する相対度数分布と，予め複数回の走行にて採取した正常時の相対度数分布（基準分布）の差が，所定の値以上である時に異常と判断する方法であり，具体的には，図 3-2 に示すように，前章の 2・2・3 で詳述した空間フィルタ処理に続く（1）～（4）の手順で正常，異常の状態判別を行う．

（1）振動ピーク値の算出

2・2・3 の各空間フィルタ通過域の振動ピーク値を抽出し，フィルタ通過区間毎の振動ピーク値とする．各通過域でのピーク値は図 3-3 中に示すように，各フィルタ通過域の中で正負の 2 つの振動ピーク値を抽出し，絶対値をとる．ここで， l 番目のフィルタ通過域のピーク値を P_l とする．

（2）振動ピークの平均に対する比の算出

予め測定した車両新製時等の正常状態における走行速度帯及び空間フィルタ通過域毎の振動ピーク値の絶対値の平均値を P_r として，手順（1）の出力であるピーク値 P_l を除し，式（3-1）より両者の振動ピーク比 R_l を求める．

$$R_l = \frac{P_l}{P_r} \quad (3-1)$$

正常状態の P_r については，車両完成時の試験走行データを基に正常範囲を設定する．本手法では，編成内の同一部位での振動計測値を基にした異常検知であり，編成内の検知部位毎にピーク平均値を

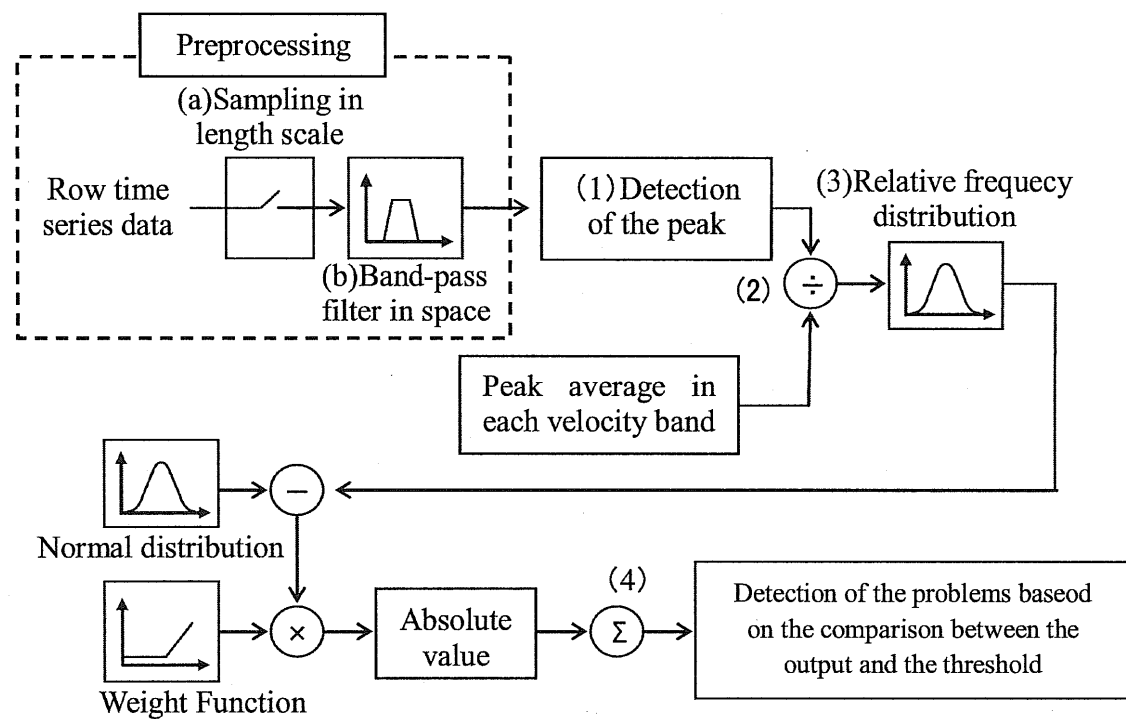


図 3-2 異常検知処理の手順

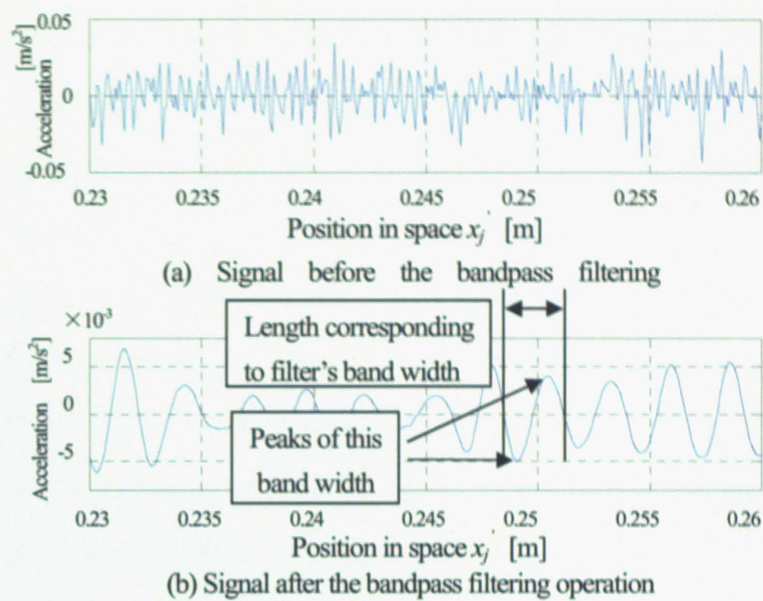


図 3-3 空間フィルタ処理

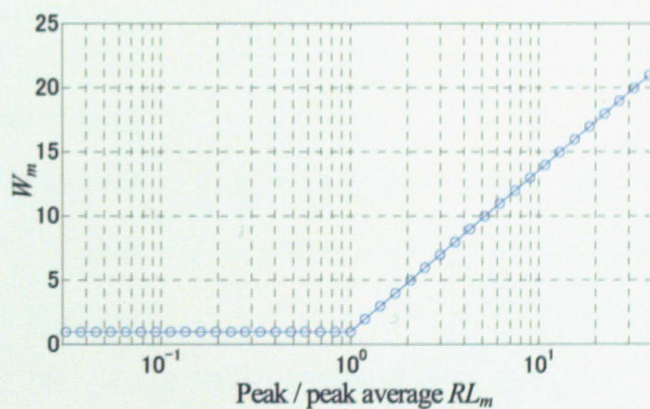


図 3-4 重み付け関数 W_m

設定するため，部品固体差等の変動要素は排除される．

(3) 振動ピークの平均に対する比の相対度数分布の算出

異常検知判定を実施する 10km, 20km といった一定の走行区間毎に手順 (2) で求めた振動ピーク比 R_l を階級に分けて，各階級の階級値 RL_m の相対度数分布 $RD(RL_m)$ を式 (3-2) より求める．ここで， RL_m は m 番目の階級の階級値を表す．また，相対度数分布 $RD(RL_m)$ を算出する際に使用する階級値 RL_m については，図 3-4 の横軸として示す．上記手順によって算出された相対度数分布 $RD(RL_m)$ については，当該台車に何らかの不具合が発生した場合，その不具合モードに応じた歪みを有した相対度数分布となることが考えられる．ここで， N_p は各ピーク比階級値 RL_m の度数を， N_c は全階級数を表す．

$$RD(RL_m) = \frac{N_p(RL_m)}{\sum_{n=1}^{N_c} N_p(RL_n)} \quad (3-2)$$

(4) 異常検知指数の算出

予め正常時の複数試番の振動加速度ピーク値と手順 (2) で用いた参照値 P_r との比から手順 (3) と同様に正常走行時の相対度数分布を作成し，基準分布 $RD_N(RL_m)$ とする．この基準分布と手順 (3) で求めた相対度数分布 $RD(RL_m)$ との分布形状を比較し，各階級値 RL_m での両者の相対度数の差を求める．次に，同じ相対度数の差であっても，階級値 RL が大きいほどその異常度が高いことから，階級値 RL_m に応じて図 3-4 中の関数 W_m で重み付けを行う．図 3-4 に示すように，重み付け関数 W_m は階級値 RL_m が大きいほど正常と比較し，ピーク値が大きく，異常の程度も大きくなると考えられるため， $RL_m > 1$ で重みが漸増するような形状としている．上述の重み付け後，式 (3-3) を用いて絶対値

の総和 E を求める．上述した重み付け関数 W_m の特性により振動ピークの大きい階級における両者の相対度数差が本手法の最終出力である異常検知指数 E により大きく寄与することとなる．この計算結果 E を異常検知指数と定義し，実際の異常検知の際には，この異常検知指数の大小によって，正常，異常の判別を行う．

$$E = \sum_{m=1}^{N_c} |\{RD_N(RL_m) - RD(RL_m)\} \times W_m| \quad (3-3)$$

3・3 現車走行時との比較

3・2 で述べた異常検知手法の検知性能のために 2・3 で詳述した車両走行試験装置での異常模擬試験を実施する．車両走行試験装置における本線走行時の振動状態の再現の程度を検証するために，正常状態の台車を使用して，ベンチ試験を実施し，試験結果を現車走行試験結果と比較検証する．

3・3・1 現車走行試験

現車と走行試験装置の比較の前に，実施した現車走行試験結果について述べる．現車走行試験での振動加速度測定点を図 3-5 に示す．同一車両内の前位台車と後位台車の車体側の各測定部位に車両走行試験装置で使用したのと同じ汎用三軸加速度計を設置し，振動計測を実施する．測定部位については，2・3・3 の異常模擬試験の実施方法で述べた車両走行試験装置での振動測定部位と同様としている．

図 3-6 に 2・2・3 で述べた空間フィルタ処理後の振動加速度に 3・2 (1) 及び (2) で述べた手順を用いて抽出した振動ピーク値絶

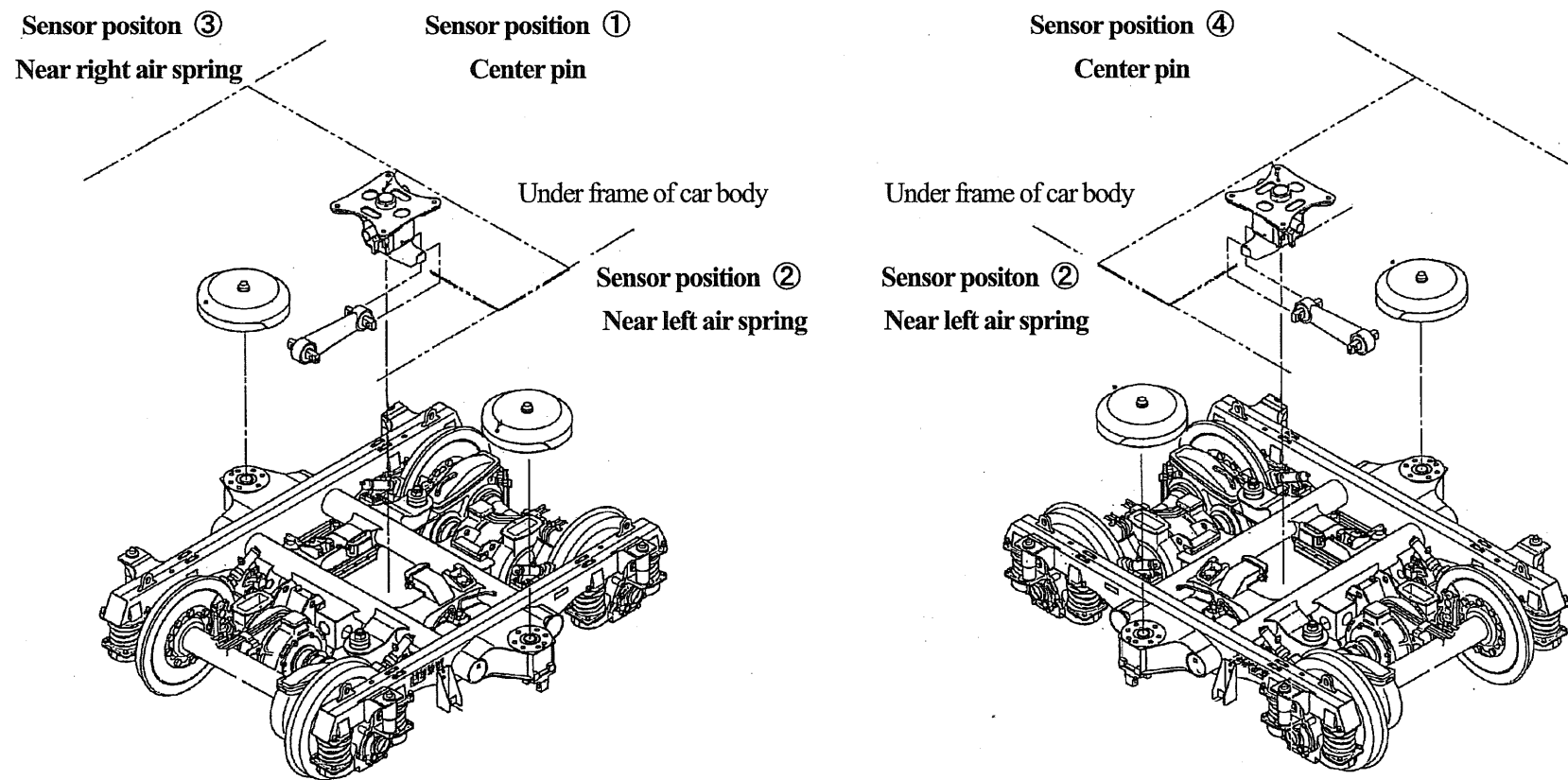
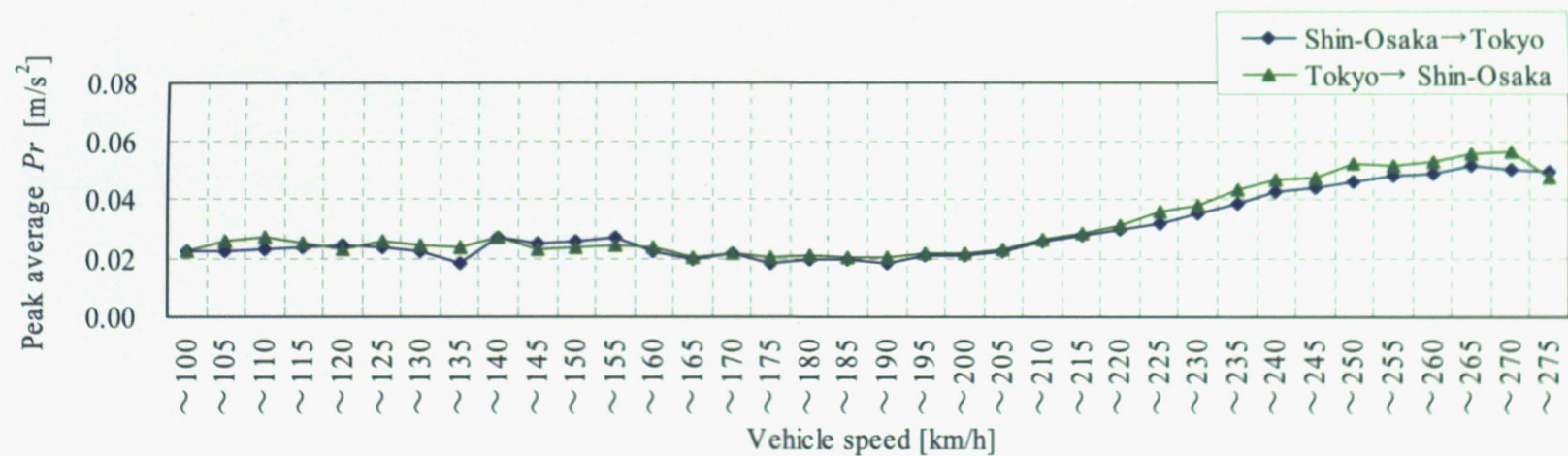


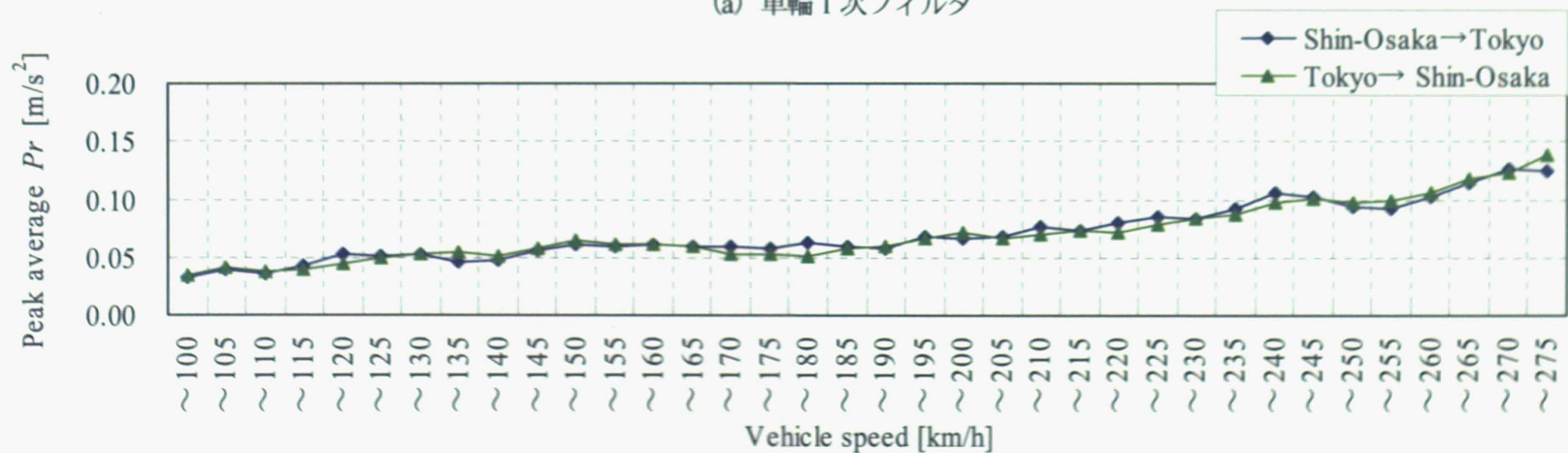
図 3-5 現車走行試験での振動加速度測定点

対値の平均値 P_r の一例を速度帯毎に示す．図（a）は車輪 1 次フィルタの適用例を，図（b）はピニオン 1 次フィルタの適用例をそれぞれ示す．振動加速度の測定部位は 7 号車の中心ピン直上で測定方向は前後方向である．また，同図には東京-新大阪間の上り列車と下り列車の両走行パターンを併記している．同様に，図 3-7 には空気ばね付近における前後方向のピニオン 1 次空間フィルタ処理結果を示す．図 3-6（b）と図 3-7 の比較より大まかな振動レベルは同じであっても，編成内部位によって，同種の空間フィルタ処理を適用した場合でも，細かな振動ピーク値は異なることが確認できる．適用する空間フィルタ種別による違いとして，車輪 1 次フィルタよりもピニオン 1 次フィルタの方が，部位間の変動が小さくなることが分かっている．部位間の振動ピーク変動が小さい場合には，全部位で振動ピーク平均を，共通パラメータとして使用する可能性も考えられる．また，各部位，各方向ともに，上り，下りについては振動レベルがほぼ同等の結果となっており，走行方向によって異常検知パラメータを変化させる必要はないと考えられる．図 3-6 と図 3-7 の比較より，空気ばね付近，中心ピン付近といった振動加速度の測定位置の違いが上記の振動ピーク平均の傾向に与える影響は少ないことが分かる．

次に，同じく 7 号車の前位台車について，中心ピン直上付近で測定した振動加速度を用いて 3・2(3)で述べた相対度数分布 $RD(RL_m)$ を算出した結果を図 3-8 及び図 3-9 に示す．図 3-8（a）は前後方向での車輪 1 次フィルタ適用例を，（b）は同じく前後方向でのピニオン 1 次フィルタ適用例を示す．また，図 3-9（a）は左右方向でのピニオン 1 次フィルタ適用例を，図 3-9（b）は上下方向でのピニオン 1 次フィルタ適用例を示す．なお，各図には図 3-6～3-7 と同様に，上り，下りの両走行パターンについて結果を併記している．これらの結果によると，正常時の相対度数分布 $RD(RL_m)$ ，すなわち基準



(a) 車輪1次フィルタ



(b) ピニオン1次フィルタ

図3-6 現車走行時の中心ピン直上付近でのピーク平均値 P_r

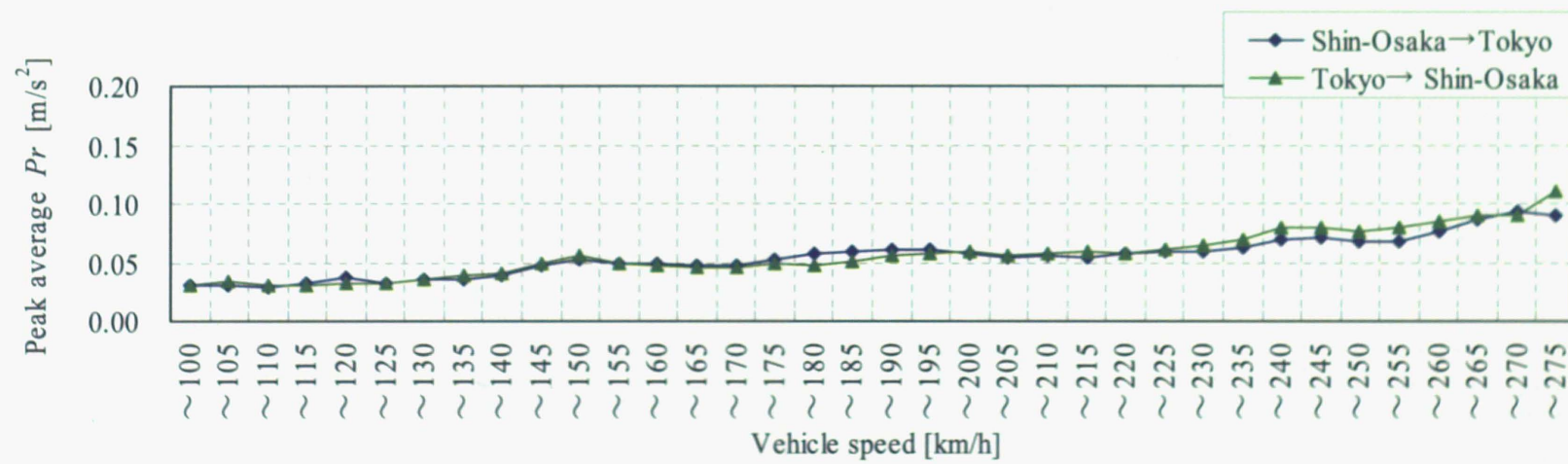
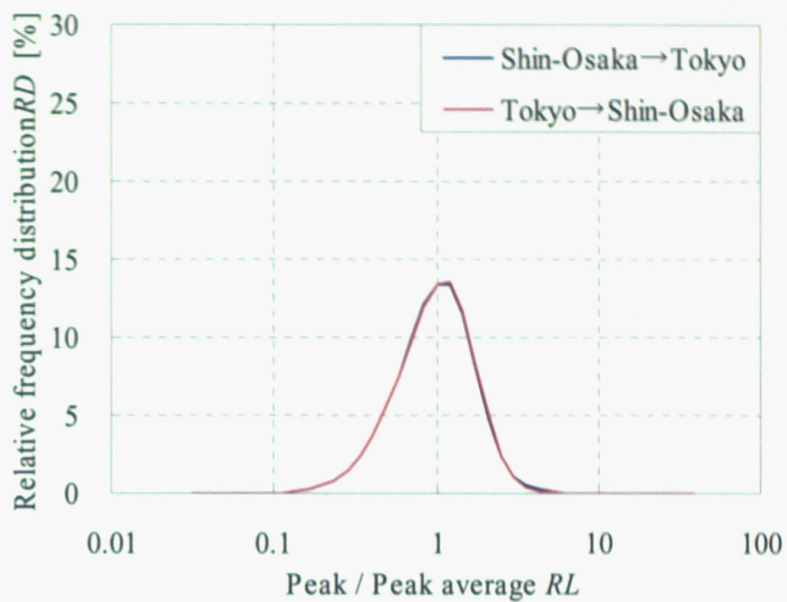
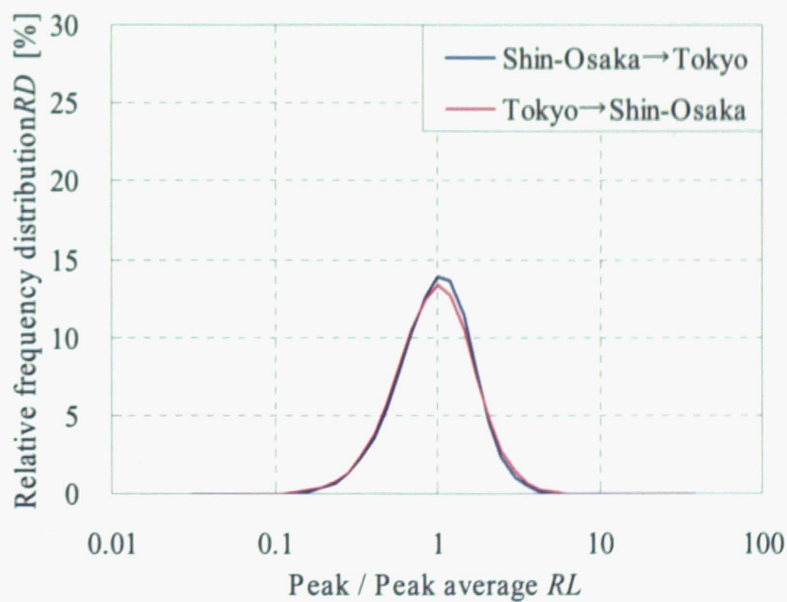


図3-7 現車走行時の空気ばね付近でのピーク平均値 P_r

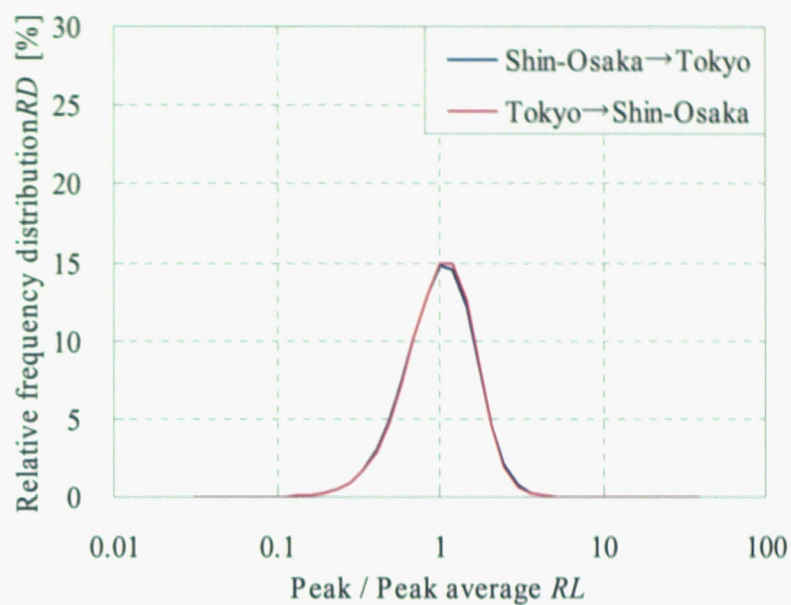


(a) 中心ピン直上付近・前後方向・車輪1次空間フィルタ処理

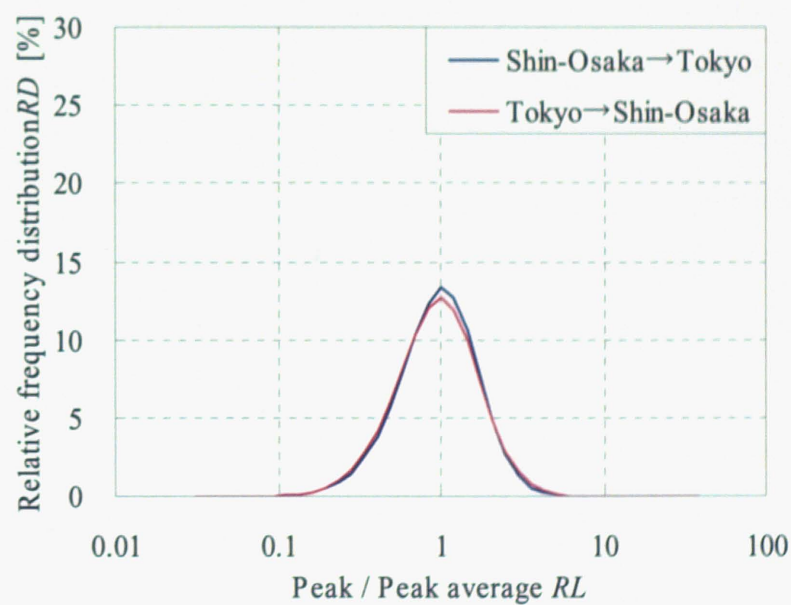


(b) 中心ピン直上付近・前後方向・ピニオン1次空間フィルタ処理

図 3-8 現車走行状態での相対度数分布 RD (RL_m)



(a) 中心ピン直上付近・左右方向・ピニオン1次空間フィルタ処理



(b) 中心ピン直上付近・上下方向・ピニオン1次空間フィルタ処理

図 3-9 現車走行状態での相対度数分布 RD (RL_m)

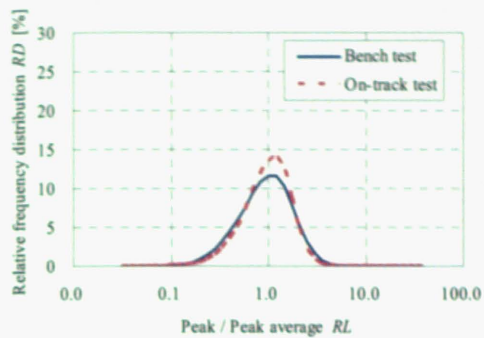
分布 $RD_N(RL_m)$ については，細かな変動はあるものの，使用する空間フィルタ，計測方向，計測部位間の差異が小さく，その形状については極めて類似性が高い．また，図 3-6 及び図 3-7 で示した速度帯毎の振動ピーク値 P_r と同様に，上り，下り間の分布形状に差異は殆ど見られず，基準分布形状についても，走行方向によらず共通化が可能と考えられる．

3・3・2 現車走行試験との比較

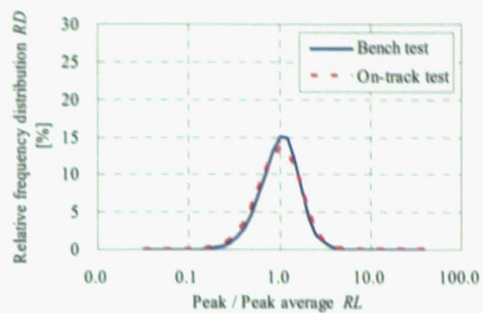
次に，2・3・1 で詳述した車両走行試験装置での正常試験と 3・3・1 で述べた現車走行試験との振動状態を検証するため，3・2 (3) に示した正常時の相対度数分布 $RD(RL_m)$ ，すなわち基準分布 $RD_N(RL_m)$ について両者を比較する．比較検証結果を図 3-10 に示す．各図の振動加速度の測定部位，測定方向及び適用した空間フィルタの種別は図中に記す通りである．同図より車輪 1 次フィルタ適用の場合は，現車走行状態の方が，ピニオン 1 次フィルタ適用の場合は，車両走行試験装置での試験結果の方が，僅かに RL_m の変動は小さいものの，大まかな分布形状及び分布形状の対称性については，適用した空間フィルタ種別，振動加速度の測定部位及び方向に依らず，現車走行試験結果と車両走行試験装置における正常状態のベンチ試験結果から求めた基準分布形状は，高い相似度を有していることが分かる．これらの比較検証より，車両走行試験装置は，基準分布 $RD_N(RL_m)$ について概ね現車走行状態を模擬できていることが確認できる．

3・4 検知能力の検証

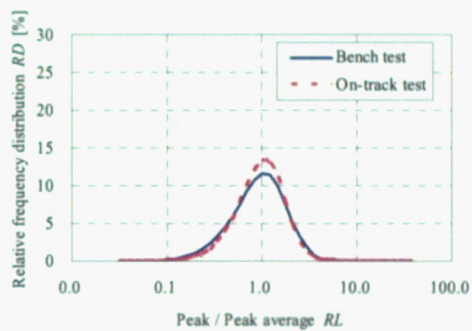
3・2 において詳述した異常検知手法について，2・3 で述べた内容で実施した異常模擬試験結果より各異常モードに対する異常検知性能を検証する．



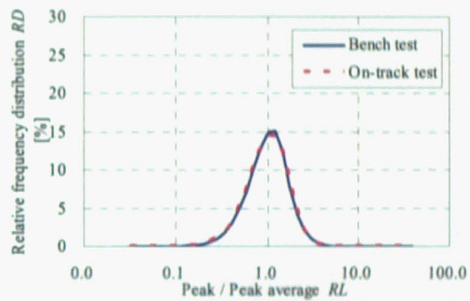
(a) 中心ピン・前後方向・車輪1次



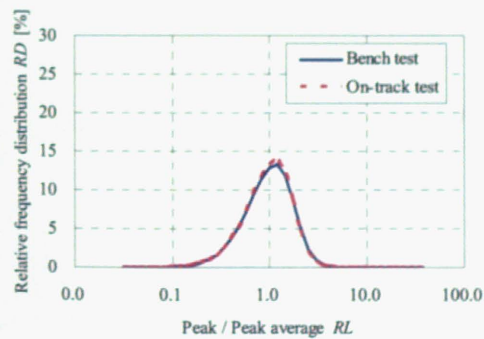
(b) 中心ピン・前後方向・ピニオン1次



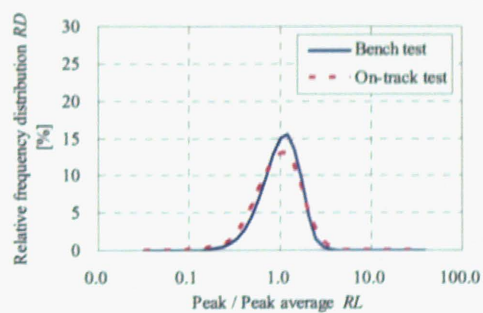
(c) 中心ピン・左右方向・車輪1次



(d) 中心ピン・左右方向・ピニオン1次



(e) 空気ばね・前後方向・車輪1次



(f) 空気ばね・前後方向・ピニオン1次

図3-10 現車走行試験と車両走行試験装置での相対度数分布 $RD (RL_m)$ の比較

図 3-11 に正常状態にある試験結果の一例を示す。同図は 3・2 (3) で述べた車両走行試験装置の正常状態試験全平均に対するピーク比 R_l の相対度数分布 $RD(RL_m)$ を示している。振動加速度の測定位置は図 2-13 ①の台車中心ピン直上で、測定方向は前後方向である。図 3-12 には、表 2-5 に示した各異常模擬試験項目の試験結果より算出した相対度数分布 $RD(RL_m)$ を示している。各図には、各異常モードについて、2・2・3 で述べた車輪 1 次、ピニオン 1 次、ピニオン 2 次の 3 つの空間バンドパスフィルタ処理による解析結果を示している。

ピーク比 R_l の相対度数分布 $RD(RL_m)$ に関して、図 3-11 の正常状態試験結果と図 3-12 の異常模擬試験結果を比較する。まず、WN 継手取付ボルト 1 本脱落の場合（図 3-12 (a)）、ピニオン 1 次の空間バンドパスフィルタを用いた場合の相対度数分布にピーク形状の歪みが見られ、右方へシフトしていることが分かる。取付ボルト 2 本脱落（図 3-12 (b)）になると、ピニオン 1 次フィルタの相対度数分布ではモードが R =約 4.5 付近となり、車輪 1 次、ピニオン 2 次の各フィルタを用いた結果についても、図 3-11 の正常状態試験結果と比較すると、モード値の右方への移動を確認できる。次に、WN 継手潤滑不良（図 3-12 (c)）、軸箱潤滑不良（図 3-12 (d)）については、車輪 1 次、ピニオン 1 次、ピニオン 2 次の 3 つの空間フィルタ条件の全てにおいて、図 3-11 の正常状態試験結果の分布形状からの著しい形状の歪みを確認することができる。同様に、図 3-13 に図 3-11 と同じ計測部位（中心ピン直上）での左右方向の正常状態試験での相対度数分布 $RD(RL_m)$ に示す。また、異常模擬試験結果に基づく相対度数分布を図 3-14 に各々示す。

以上の各図の比較検証より、相対度数分布形状差異の程度の差はあっても、左右方向についても前後方向と同様な異常検知性能を示していることを確認できる。なお、上下方向についても同様な性能であることを本研究では確認済みである。また、図 3-15、図 3-16 には異なる計測部位である空気ばね付近（図 2-13 ②）の結果について示す。空気ばね付

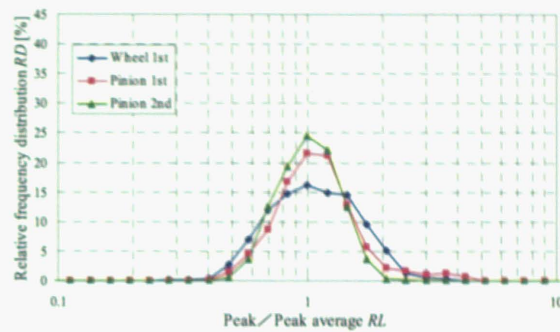
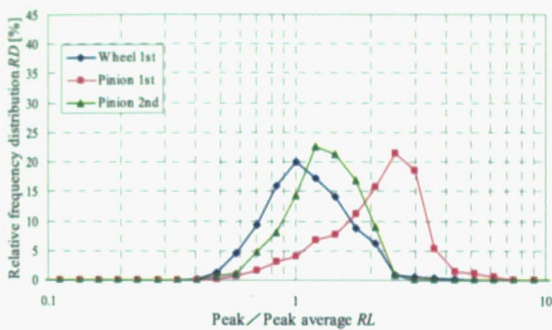
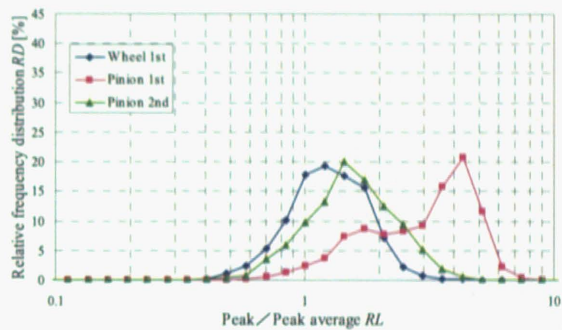


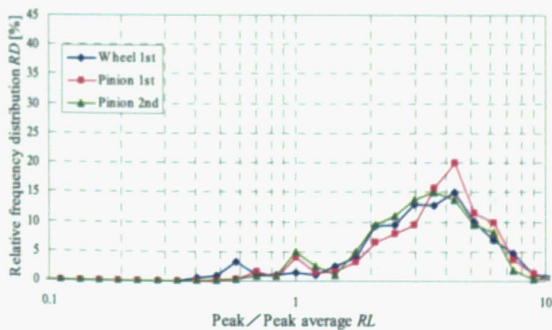
図 3-11 正常状態での相対度数分布 RD (RL_m) 中心ピン・前後方向



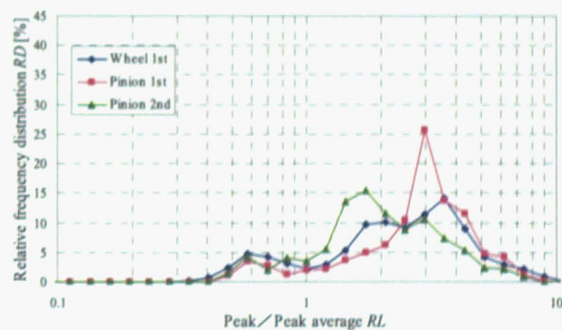
(a) WN 継手取付ボルト 1 本脱落



(b) WN 継手取付ボルト 2 本脱落



(c) WN 継手潤滑不良



(d) 軸箱潤滑不良

図 3-12 異常模擬試験での相対度数分布 RD (RL_m) 中心ピン・前後方向

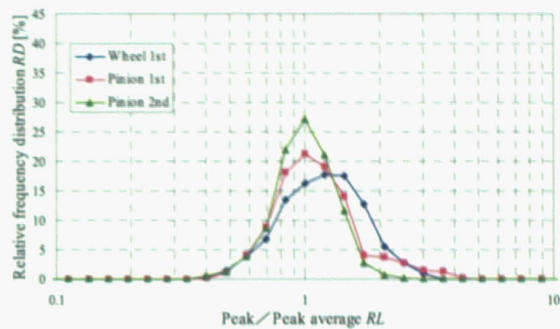
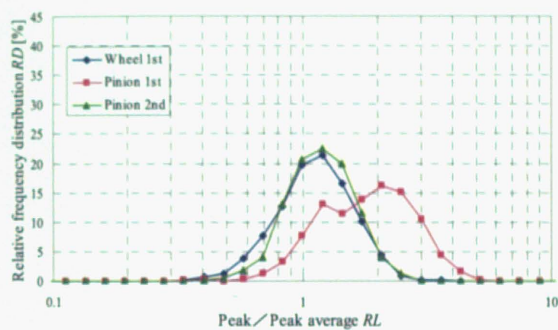
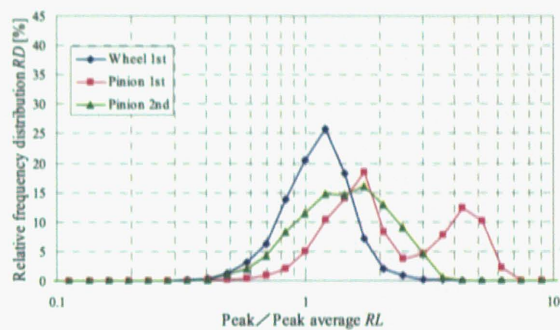


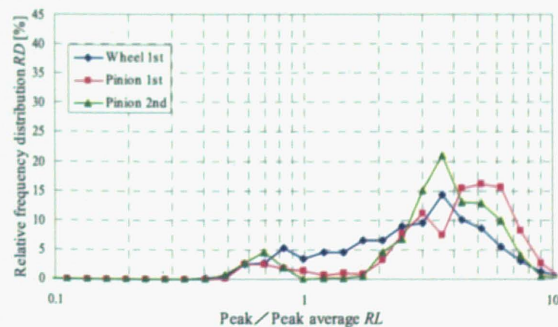
図 3-13 正常状態での相対度数分布 RD (RL_m) 中心ピン・左右方向



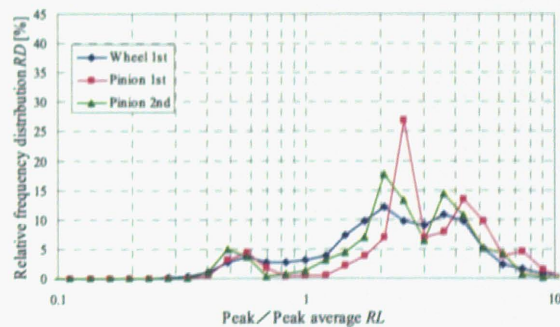
(a) WN 継手取付ボルト 1 本脱落



(b) WN 継手取付ボルト 2 本脱落



(c) WN 継手潤滑不良



(d) 軸箱潤滑不良

図 3-14 異常模擬試験での相対度数分布 RD (RL_m) 中心ピン・左右方向

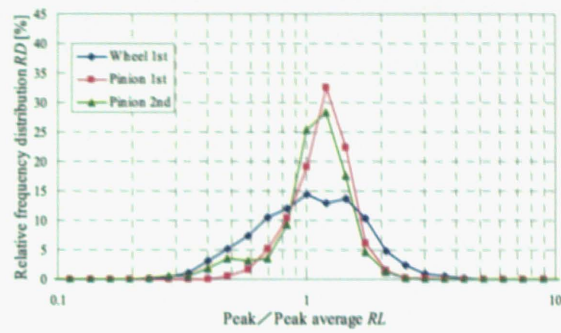
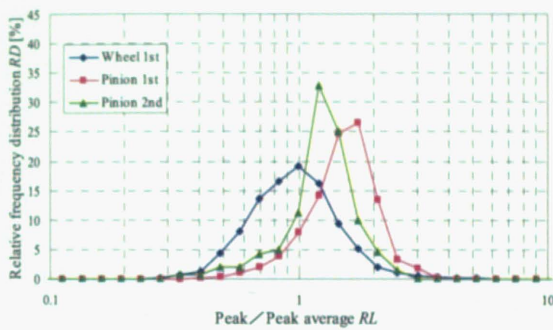
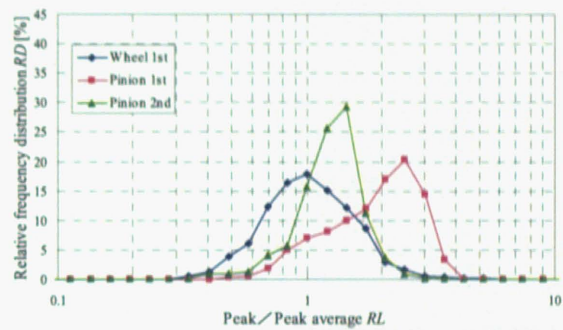


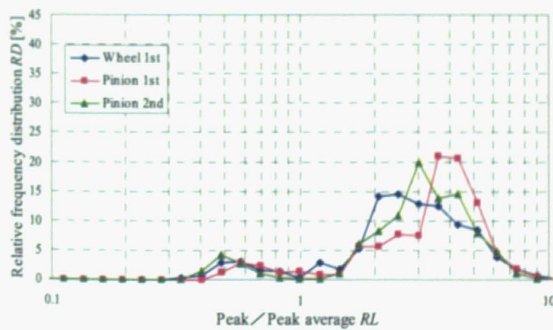
図 3-15 正常状態での相対度数分布 RD (RL_m) 空気ばね・前後方向



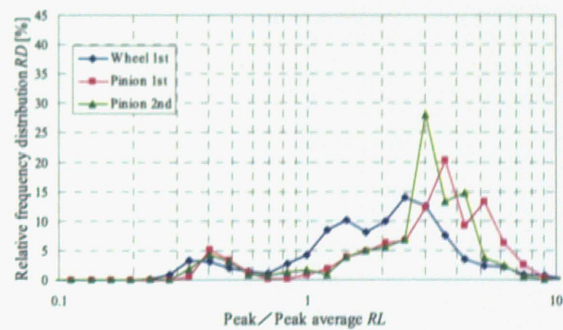
(a) WN 継手取付ボルト 1 本脱落



(b) WN 継手取付ボルト 2 本脱落



(c) WN 継手潤滑不良



(d) 軸箱潤滑不良

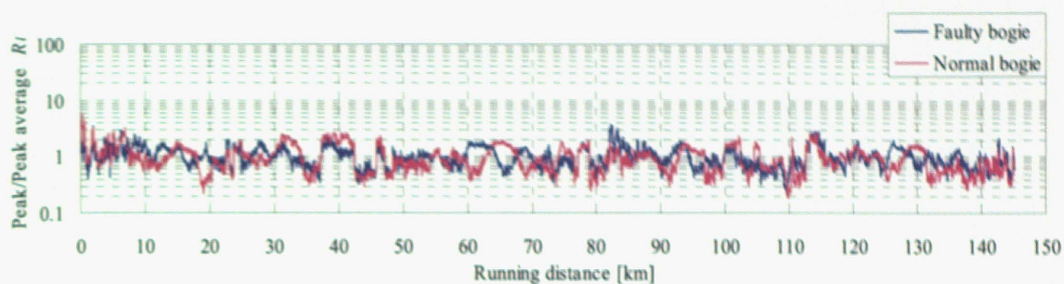
図 3-16 異常模擬試験での相対度数分布 RD (RL_m) 空気ばね・前後方向

近については正常試験の分布形状からの歪みの程度が少なくなる空間フィルタも見られるが、傾向としては中心ピン直上と同様である。

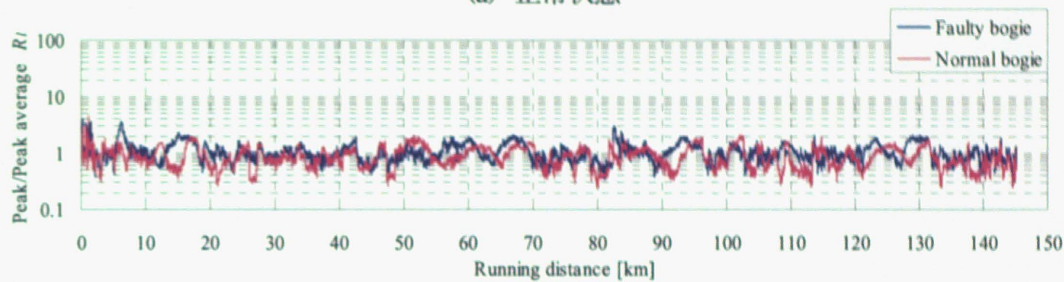
次に、各異常模擬試験結果について、走行距離と空間フィルタ処理後の振動ピーク比 R_l の推移を図 3-17, 3-18 に示す。振動加速度の計測部位は中心ピン直上、方向は前後方向である。図 3-17 には車輪 1 次、図 3-18 にはピニオン 1 次フィルタ処理結果を示す。各図には、同一車両内の正常台車と異常台車の処理結果を記載する。まず、WN 取付ボルト脱落の場合は、図 3-17 と図 3-18 を比較すると、車輪回転 1 次フィルタでは検知が困難であることが分かる。次に、図 3-18 に示したピニオン 1 次フィルタによる正常台車と異常台車のピーク比 R_l の時間推移を見ると、異常設定台車のピーク比は、正常台車と比較すると、試験開始直後より大きな値となっており、異常発生 of 初期段階での検知が可能と考えられる。

次に、図 3-11～3-16 で検証した相対度数分布 $RD(RL_m)$ について、正常状態と異常状態との間の分布形状の差異が 3・2 で詳述した異常検知手法の最終出力である異常検知指数 E の大きさにどの程度影響を与えるのかを検証する。各異常設定項目における異常検知指数を式 (3-3) の演算結果により評価する。図 3-19 に、中心ピン直上、前後方向における演算結果を示す。本図によると、WN 取付ボルト脱落については、ピニオン 1 次フィルタを用いることによって、正常、異常の判別が可能であることが分かる。また、WN 継手潤滑不良、軸箱潤滑不良については、3 種類の空間フィルタのいずれを用いても異常検知可能であることが分かる。

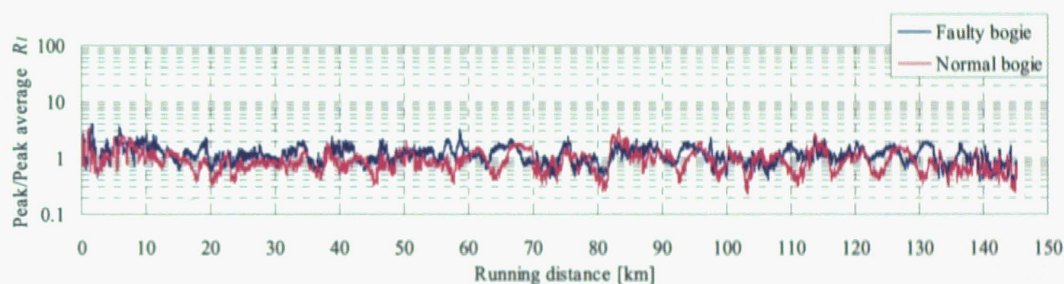
このように、異常モードに応じた適切な空間フィルタを用いることによって、正常試験と異常模擬試験の間には相対度数分布 $RD(RL_m)$ の形状に著しい差異が生じ、適切な閾値を設定することで十分異常を検知することが可能と言える。



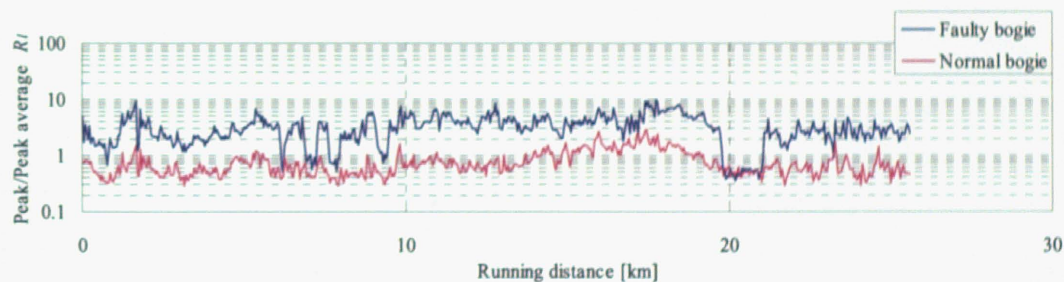
(a) 正常状態



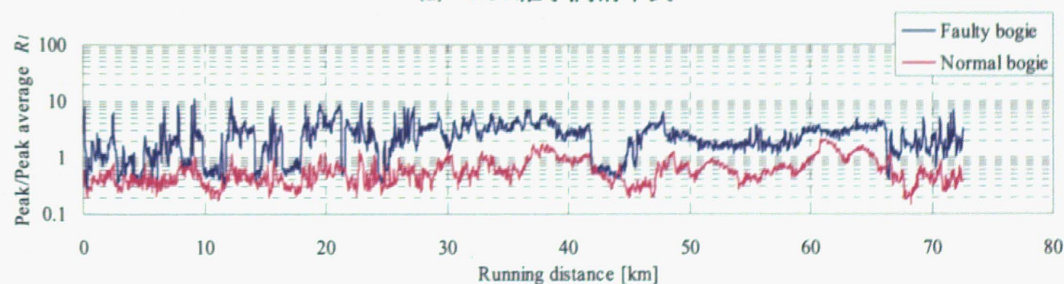
(b) WN 継手取付ボルト 1 本脱落



(c) WN 継手取付ボルト 2 本脱落

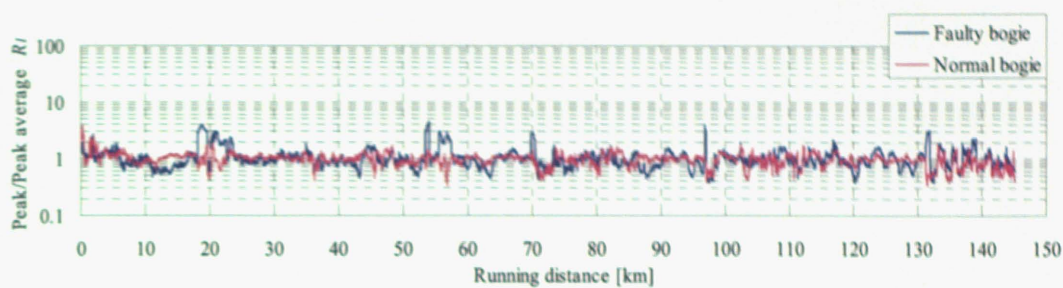


(d) WN 継手潤滑不良

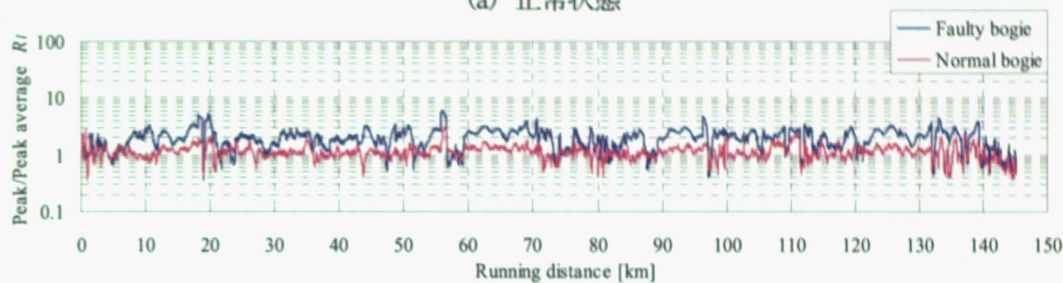


(e) 軸箱潤滑不良

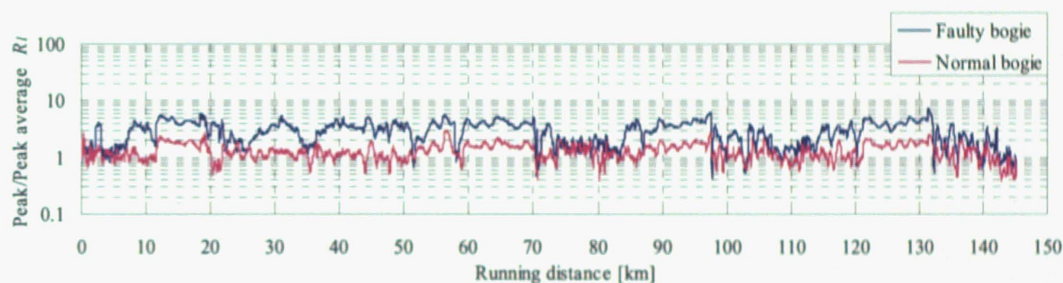
図 3-17 走行距離と空間フィルタ処理後の振動ピーク比 R_i の推移 (車輪 1 次)



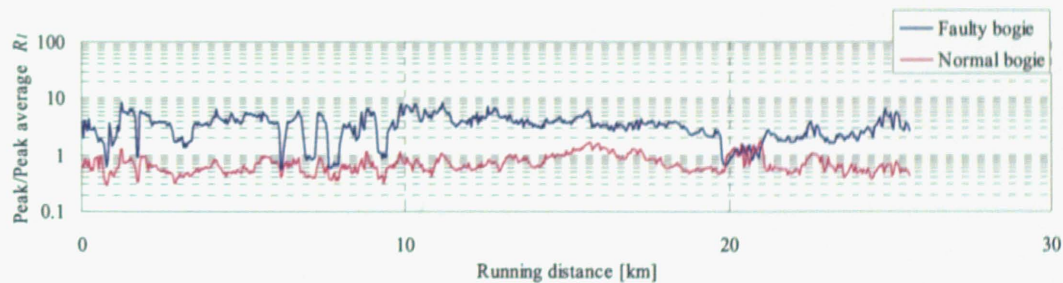
(a) 正常状態



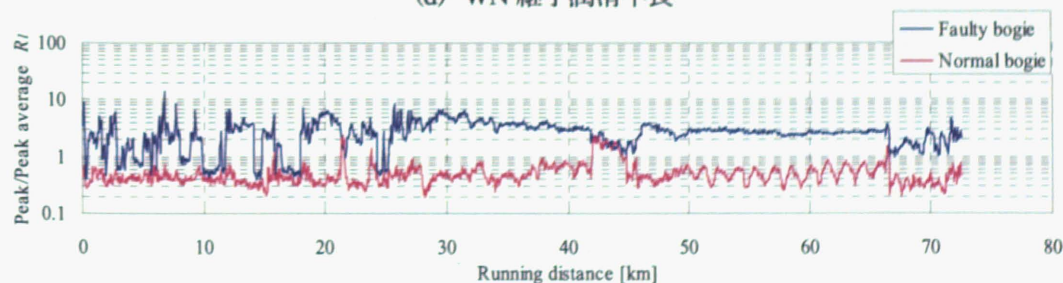
(b) WN 継手取付ボルト 1 本脱落



(c) WN 継手取付ボルト 2 本脱落



(d) WN 継手潤滑不良



(e) 軸箱潤滑不良

図 3-18 走行距離と空間フィルタ処理後の振動ピーク比 R_i の推移 (ピニオン 1 次)



図 3-19 異常模擬試験 異常検知指数 (中心ピン直上・前後方向)

3・5 まとめ

異常発生初期段階での検知を可能にする新幹線台車の状態監視システムの実現に向けて、振動加速度の統計処理に基づく同一部位での比較による異常検知手法について検討を行った。得られた結論は以下のとおりである。

- (1) 空間バンドパスフィルタ処理を実施した振動加速度ピークの分布を正常時の分布と比較することによって新幹線台車の回転系部品の不具合に起因する異常を検知する状態監視手法を開発した。
- (2) 過去に発生した重大事故の分析に基づき、WN 継手取付ボルト脱落、WN 継手潤滑不良、車軸軸箱潤滑不良の各異常モードについて車両走行試験装置における異常模擬試験を実施して、異常発生時の振動状態を明らかにした。
- (3) (1) に記したピーク平均法の検知能力を検証し、(2) に記した全ての異常モードについて、適切な空間フィルタを用いることにより、異常検知可能であることを確認した。異常時には、正常時との相対度数分布 $RD(RL_m)$ の形状に著しい歪みが見られ、適当な閾値を設定することにより、分布形状の差異に重み付けを行った異常検知指数によって異常の検知が可能である。

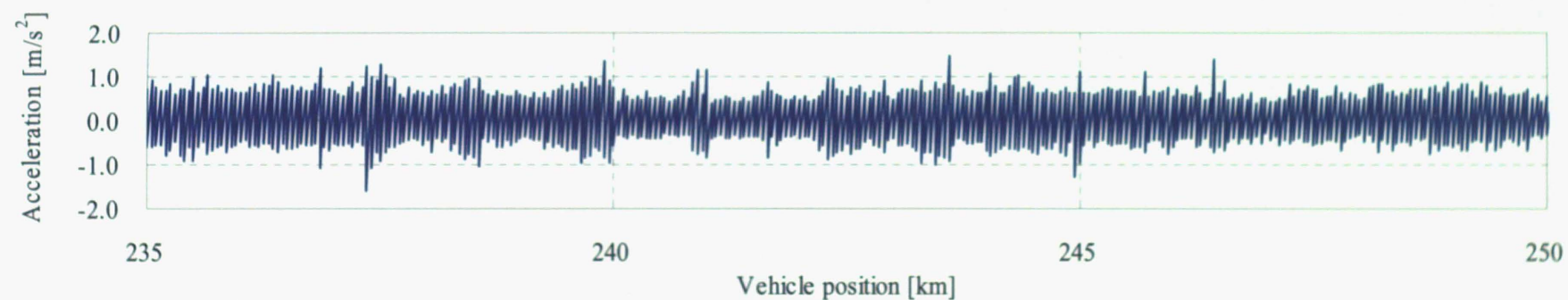
営業車の異常検知は、結果によってはその後の車両運用、運行ダイヤに大きな影響を与えるため、提案するように、一定量のデータの統計処理に基づいて全体的な傾向に基づく検知手法とすることが望ましいと考えられる。

以上のことから，開発した振動加速度の統計処理に基づく異常検知手法である自台車における振動比較に基づく異常検知手法が新幹線台車の状態監視に有効であることを確認できた．本研究では，新幹線車両の台車を異常検知対象としたが，本異常検知手法は，適切な空間フィルタを用いて回転成分を抽出することにより異常検知が可能であることから，新幹線以外の鉄道車両，さらには回転機械等の異常検知への応用が期待できる．

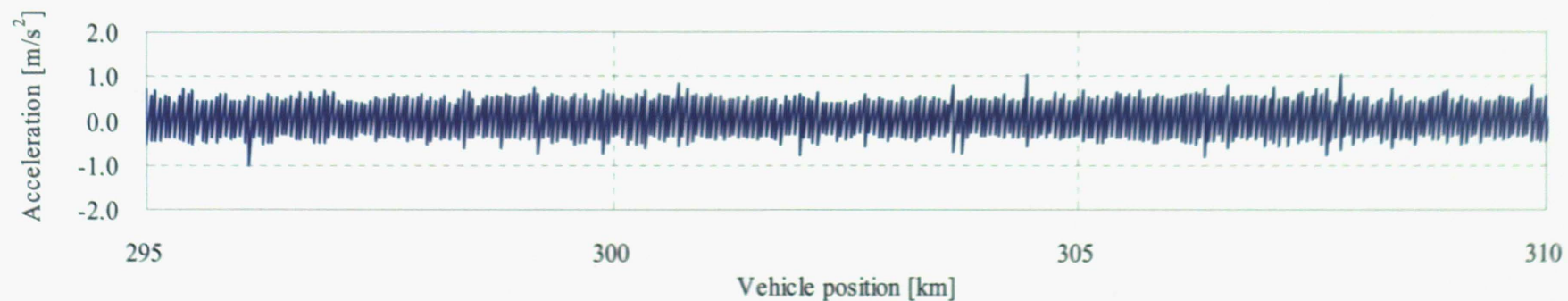
第 4 章 前後台車比較に基づく異常検知手法

4・1 はじめに

前章では，走行速度，各台車の個体差等の影響を排除するため，編成内の同一部位の振動状態を比較することによる異常検知方法について述べた．但し，鉄道車両において台車はバックアップの効かない一重系であり，その状態監視システムには高い信頼性が要求される．そのため，新幹線自動列車制御装置⁽⁹⁷⁾のような保安システムに見られるように，状態監視システムの出力については冗長性を有する必要がある．車両搭載機器の二重化等のハード面での信頼性向上に加えて，本状態監視システムでは，異なる考え方に基づく複数の信号処理手法による異常検知結果の突合せといった異常検知アルゴリズムの多重化が，信頼性を高める上で重要となる．本章では，前章で詳述した異常検知手法とは更なるアルゴリズムとして，同一車両内の前後 2 台車の振動状態の比較に基づく異常検知手法を提案する．鉄道車両の走行状態では，同じ速度域で走行中であっても，振動状態は全くの同等とはならない．その要因としては，走行地点による軌道状態の違いが主要因として挙げられる．東海道新幹線の現車走行状態における地点間の振動状態の差異を図 4-1 に示す．図 4-1 (a) は東京より 300km 付近（三河安城駅～名古屋駅間）を走行中の振動状態を，図 4-1 (b) は同一列車が東京より 250km 付近（浜松駅～豊橋駅間）を走行中の振動状態を示している．走行速度域は両地点ともに，約 260km/h であり，加減速等の車両側の走行状態も同等となっている走行区間を抽出している．両図より，同一日，同一列車，同様の走行速度域といったほぼ同一の車両走行条件下であっても，現車走行時には，走行地点によって，振動値が変動することが確認できる．両図より，走行区間により平均振動パワー値及びピーク値に差異が発生していることが分かる．



(a) 300km (三河安城駅～名古屋駅間) 付近での振動状態



(b) 250km (浜松駅～豊橋駅間) 付近での振動状態

図 4-1 現車走行状態における走行地点間の振動状態の差異

車上側の条件がほぼ同一であるため，この振幅変動は，上述の通り，地上側の軌道条件によるものと考えられる．前章で述べた台車毎の個体差と同様に，このような走行地点間の軌道条件の違いは，異常検知をする上で正常時のばらつきとなり，代表的な外乱要素の一つに挙げられる．そこで，本章では，このような地上側の変動要素を効率的に除去し，異常検知上有意な信号を効果的に抽出し，信号処理を実施する異常検知手法を提案する．

4・2 異常検知手法

鉄道車両の走り装置の異常検知を行う場合，一定の大きさの閾値によって判定を行なうのが最も単純なシステムとなる．しかし，前節で述べた通り，実際の車両走行時に測定される振動加速度は，各台車の個体差，地上条件や走行速度帯により正常時においてもばらつきが大きい．これらの影響を排除するため，前章で詳述した編成内の同一部位における振動加速度を基にした異常検知手法は，走行速度帯に応じたパラメータ設定，同一部位における振動比較，信号処理を実行することにより，上に挙げた外乱要因の中でも，特に走行速度，個体差の影響の排除に対して優位性を有する．但し，営業列車に搭載するためには，異常検知システムの信頼性を更に向上させることが重要であるため，前章とは異なる考え方に基づく異常検知アルゴリズムとして，図4-2に示すような同一車両内の前後台車の振動を比較することによる異常検知方法を検討する．

図4-2に示すように，開発した検知手法は異常発生時における同一車両内の前後両台車の振動加速度パワー比の変動に着眼した手法で，前後台車の振動パワー比の各速度帯における平均に対する相対度数分布と，予め複数回の走行にて採取した正常時の相対度数分布（基準分布）の差が，所定の値以上である時に異常と判断する方法である．本手法

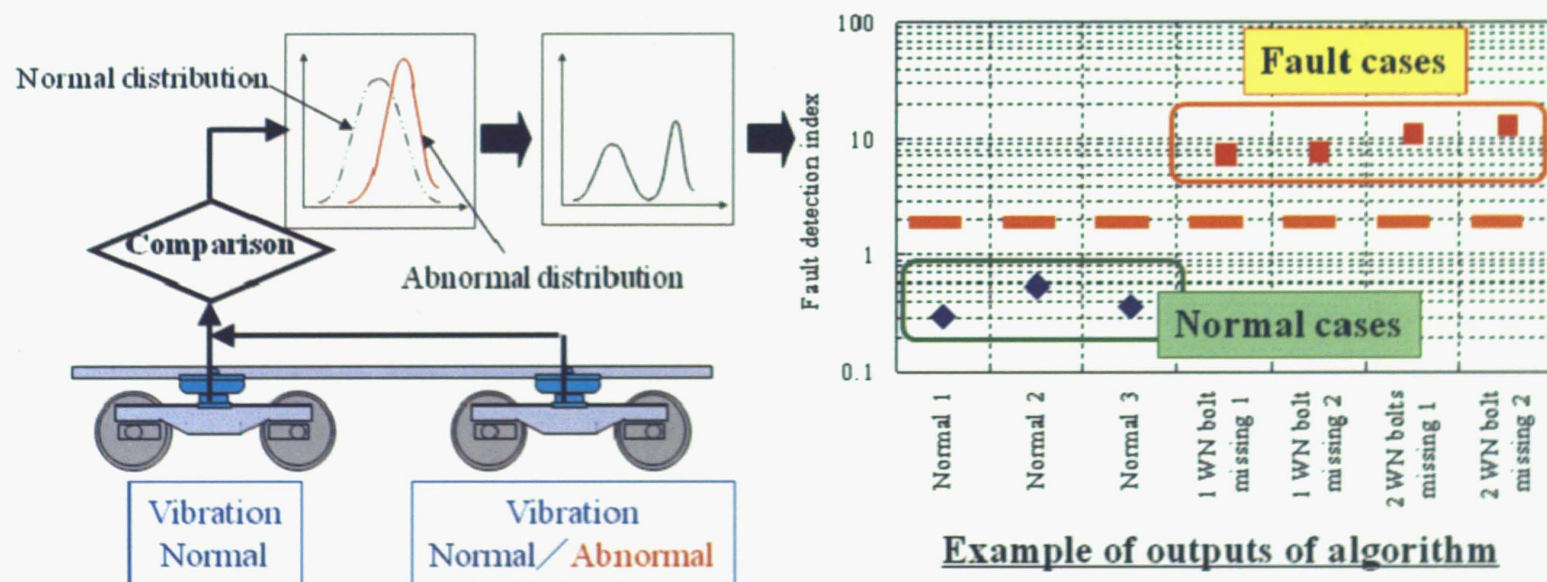


図4-2 異常検知アルゴリズムの概要

は走行中の各車両の前後台車を比較するため、編成内に含まれる車両毎の個体差の影響を排除するとともに、走行地点間の軌道状態の差異の影響に左右されにくい特長を有する。これは前後台車の比較であれば、両台車はほぼ同一の走行地点に位置しており、軌道状態の地点間差異による影響を排除できるという考え方に基づいている。本異常検知手法の具体的な信号処理手順を、図 4-3 に示す。具体的な信号処理は、特徴抽出部である前処理部とそれに続く車両内前後台車の振動比較のための信号処理部から成り立っている。

前章で述べた通り、異常特徴抽出のための前処理部については、車両搭載時の車上でのリアルタイム信号処理を実行する際の演算負荷を抑え、効率的に信号処理を実施するため、本研究において開発する全ての異常検知アルゴリズムの信号前処理は共通化を図っている。この振動加速度信号の信号前処理における具体的な処理手順は 2.2 で述べた通りである。信号前処理に適用する各空間フィルタについて表 4-1 に再掲する。

前後台車の振動比較手順の詳細について以下に述べる。本手法の手順 (1) は 2.2.3 に記載した空間フィルタ処理に続く信号処理手順である。

(1) 前後台車の振動パワー値の算出

振動の継続性を検証するため、同一車両内の前後台車の振動パワー値を式 (4-1) 及び (4-2) によりそれぞれ算出する。

$$p_{fl} = \sum_{c=1}^{N_f} \{f(x_c')\}^2 / N_f \quad (4-1)$$

$$p_{rl} = \sum_{d=1}^{N_r} \{f(x_d')\}^2 / N_r \quad (4-2)$$

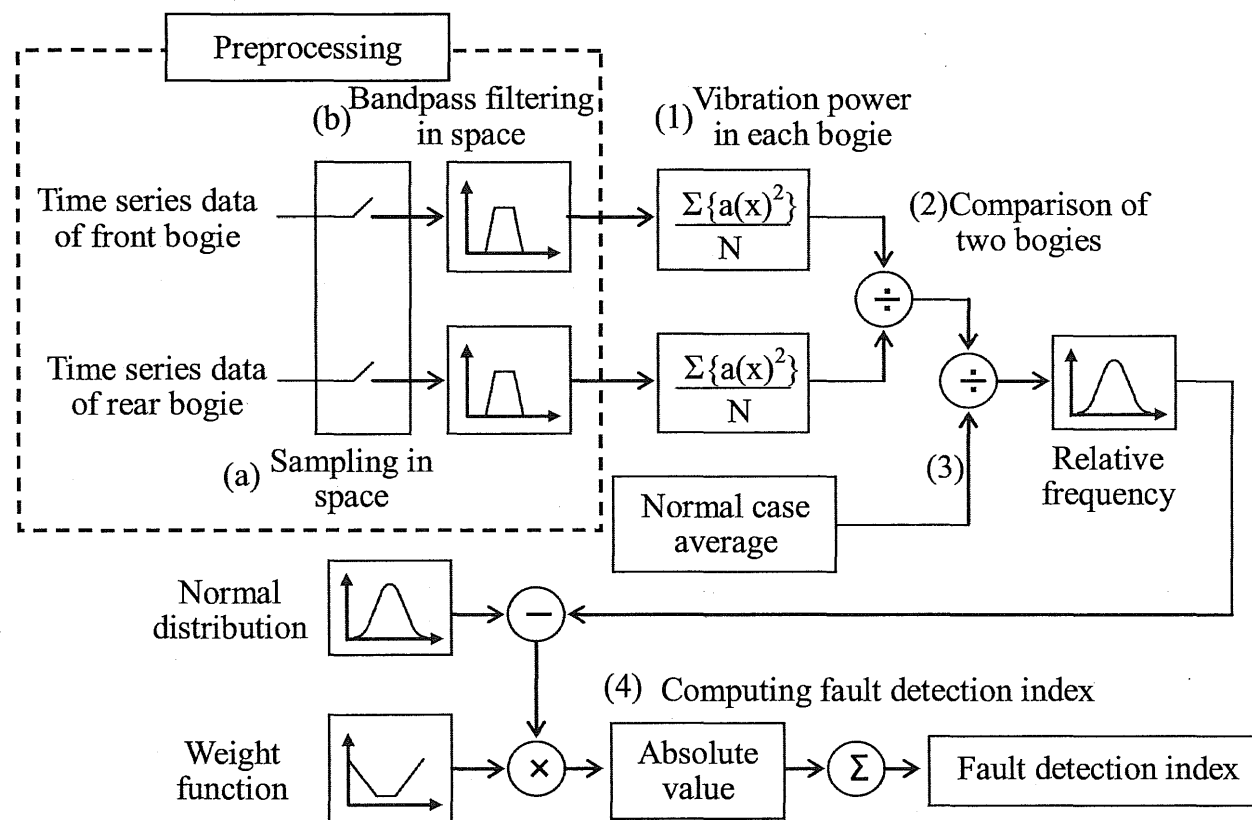


図 4-3 異常検知手法における信号処理手順

ここで、前位台車については、 $f(x_c')$ は 2・2・3 で述べた空間フィルタ処理実行後の振動加速度を、 p_{fl} は空間領域での l 番目の検査区間における振動パワーを、 N_f は検査区間内のデータ数を示す。同様に、 $f(x_d')$ と p_{fd} 及び N_r はそれぞれ対応する後位台車に関する各値を示す。

(2) 前後台車の比較

各検査区間における両台車の振動状態を比較するため、式 (4-3) のように前後両台車の振動パワー比を算出する。

$$R_{pl} = p_{fl} / p_{rl} \quad (4-3)$$

ここで、 R_{pl} は l 番目の検査区間における前後両台車の振動パワー比を表す。また、 R_{pl} は上記の算出方法に従い、走行中に検査区間毎にリアルタイム演算処理を実行し、算出される値である。次に、正常時走行状態におけるパワー比の平均を R_{pn} と定義する。この R_{pn} は通常、車両毎に設定される異常検知処理上のパラメータとなる。実運用時には、この正常時データについては、新製車両完成時の試験走行の全線データなどを元データとする。

さらに、検証する車両走行時の実際の R_{pl} の値と正常状態におけるパワー比平均 R_{pn} を比較するために、 l 番目の検査区間における R_{pl} と R_{pn} の比 R_l を式 (4-4) のように算出する。

$$R_l = R_{pl} / R_{pn} \quad (4-4)$$

(3) 相対度数分布の算出

手順 (2) 中の R_l を階級に分割し、各階級の階級値 RL_m の相対度数分布 $RD(RL_m)$ を式 (4-5) より求める。ここで、 RL_m は m 番目の階級の階級値を表す。前後台車の何れかの台車で何らかの不具合が発生した場合、

その不具合モードに応じた振動増大が発生する。その振動増大は手順 (2) 中の R_{pl} を増減させるため、正常時には 1 に近い値を示す R_l は変化し、正常値からの乖離を示す。その結果、本手順で作成する相対度数分布は歪度を有した形状となることが考えられる。

ここで、 N_p は各パワー比 階級値 RL_m での度数を、 N_c は全階級数を表す。

$$RD(RL_m) = \frac{N_p(RL_m)}{\sum_{n=1}^{N_c} N_p(RL_n)} \quad (4-5)$$

(4) 異常検知指数の算出

手順 (3) で求めた R_l の相対度数分布形状を正常走行時の分布形状と比較するため、正常時の参照用の基準分布 $RD_N(RL_m)$ を作成する。作成手順は、正常時における多くの R_l を元に手順 (3) に従い、作成する。次に、手順 (3) で求めた相対度数分布は本手順で作成する基準分布 $RD_N(RL_m)$ と比較され、各階級 RL_m における両者の度数の違いを算出される。

次に、同じ相対度数の差であっても、階級値 RL_m が 1 から離れるほど、当該車両における前後台車の振動パワー比の正常レベルからの乖離が大きくなることを示しており、その異常度が高いと考えられる。そこで、本検知手法で算出された差異は、本図に示す関数 W_m を適用することにより、階級値 RL_m に応じて重み付けされる。車両内の前後何れの台車で発生する異常の予兆を漏れなく検知できるように、図 4-4 に示すように、重み付け関数 W_m は $RL_m > 1$ 及び $RL_m < 1$ の領域で 1 から離れるほど増加する。このような重み付け後、式 (4-6) を用いて、相対度数差の絶対値の総和 E を求める。これにより、車両内の前後両台車の振動パワー比がより大きな階級及びより小さな階級における基準分布 $RD_N(RL_m)$ との相対度数差が後述する本手法の最終出力となる異常検知指数 E により大きく寄与することとなる。この計算結果 E を異常検知指数と定義し、実際に異常検知を

表 4-1 各空間バンドパスフィルタの通過域

Rotation mode	Band pass filters' pass band [1/m]	Frequency at maximum speed [Hz]
Wheel 1st	0.32~0.46	31~34
Pinion 1st	0.92~1.38	91~99
Pinion 2nd	1.88~2.66	183~199

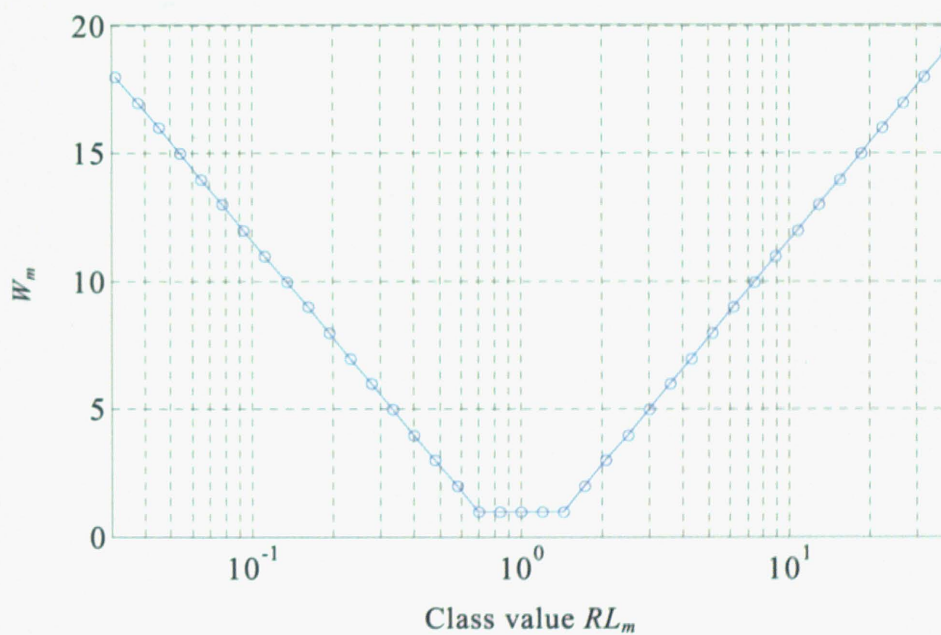


図 4-4 重み付け関数 W_m

実施する際には、この異常検知指数の大小によって、正常、異常の判別を行う。

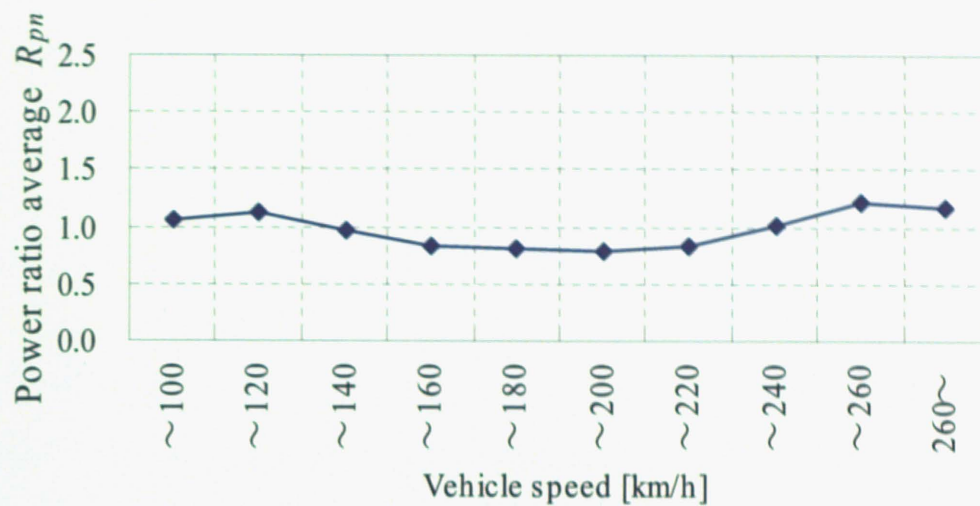
$$E = \sum_{m=1}^{N_c} \left| \{RD_N(RL_m) - RD(RL_m)\} \times W_m \right| \quad (4-6)$$

4・3 現車走行状態における振動の検証

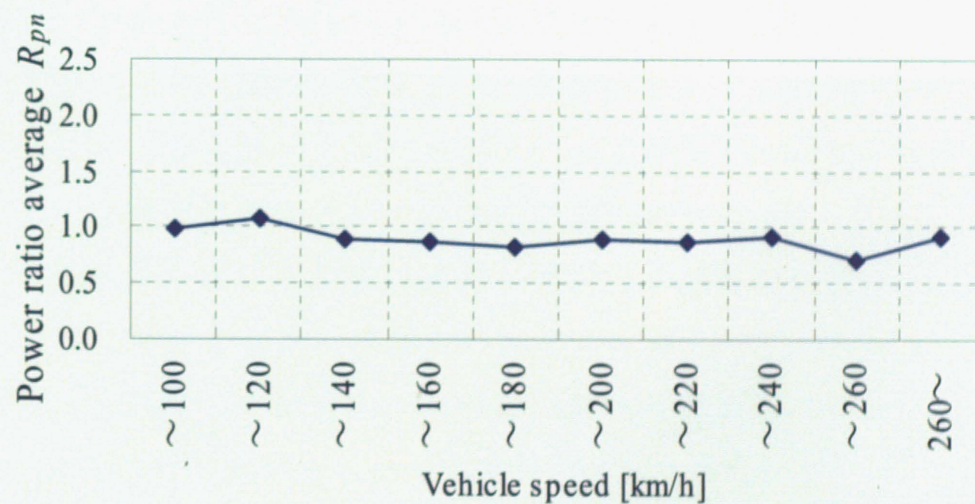
次に、前節で述べた異常検知手法を現車に適用する場合、現車走行状態での振動状態を把握することが必要となる。現車走行中の同一車両内の前後両台車の振動状態など 4・2 の異常検知手法に沿った信号処理を進める上で、必要な諸量について検証する。現車走行試験については 3・3・1 で述べた内容と同様の試験を実施している。

4・3・1 現車走行における前後台車振動

4・2 の異常検知手法に基づく処理を進める上で、重要となるのが現車における前後両台車の振動パワー値の把握である。図 4-5 に図 3-5 に示す現車走行試験における振動加速度測定部位の中で、測定号車の中心ピン直上付近（車体側）での同一車両内の前後両台車の振動パワー比の平均値 R_{pn} を示す。（a）については表 4-1 に示す車輪 1 次空間バンドパスフィルタ処理を、（b）についてはピニオン 1 次の空間バンドパスフィルタ処理の実施結果である。また、方向については前後方向としている。両図より、前後両台車の振動パワー比は速度帯によって変化することが分かり、また、必ずしも 1.0 とはならず、速度帯によって概ね 0.8-1.2 の間で変動している。また、変動の傾向は空間バンドパスフィルタの種類によっても変化する。これらの結果より、4・2 で述べた異常検知手法の中で用いられる相対度数分布 $RD(RL_m)$ を導



(a) 中心ピン直上 前後 車輪 1 次



(b) 中心ピン直上 前後 ピニオン 1 次

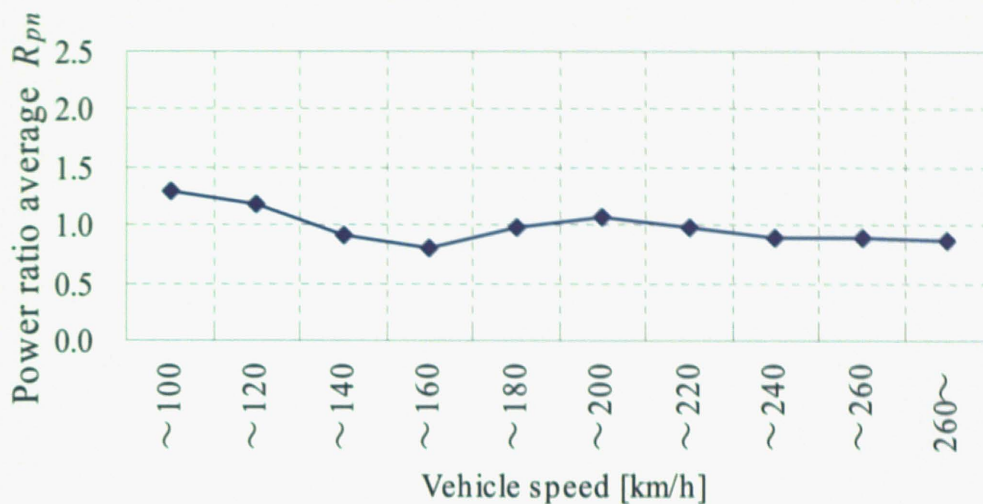
図 4-5 中心ピン直上での前後台車の振動パワー比

出する際に用いられる R_l を算出する際には、速度帯毎、空間バンドパスフィルタ毎の各パラメータを使用する必要がある。

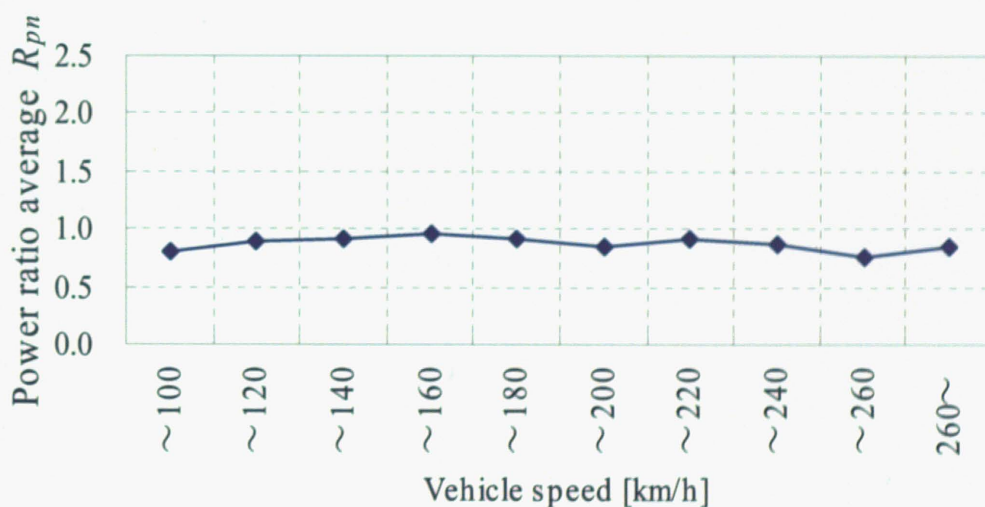
次に、方向と測定部位の差異がもたらす影響について検証する。図 4-6 に異なる振動方向及び測定部位における前後両台車の振動パワー比の測定号車における平均値 R_{pn} を示す。(a) については、図 4-5 と同様、測定号車の中心ピン直上付近（車体側）での左右方向の検証結果を、(b) については、空気ばね付近（車体側）での前後方向の検証結果を示す。これらの図より測定部位及び振動方向によって、前後台車の振動パワー比 R_{pn} は異なる傾向となることが確認できる。上記の変動幅を越えることは無いものの速度依存性は部位、方向によっても異なっているため、上述の空間バンドパスフィルタの種類に加えて、方向及び測定部位毎で 4.2 に述べた異常検知手法に用いるパラメータを設定する必要があると考えられる。

次に、現車走行中の同一車両内の前後各台車の振動パワー値の推移を図 4-7 に示す。図は、表 4-1 に示すピニオン 1 次空間バンドパスフィルタ処理の適用例である。本図より、前後各台車の推移には相関が見られ、両台車の振動パワーはほぼ同様の推移をしていることが分かる。これより、正常走行時には同一車両内の前後両台車の振動パワー比が著しく変化することは少ないと考えられる。このことは、図 4-5 及び図 4-6 で示したように、正常時の前後両台車の振動パワー比平均値 R_{pn} が速度帯で変動を有するものの 1.5 を上回ったり、0.5 を下回ったりすることが無いことから確認できる。

図 4-8 に現車正常走行時における 4.2 (3) で詳述した相対度数分布 $RD(RL_m)$ を示す。(a) は、表 4-1 の車輪 1 次空間バンドパスフィルタを、(b) は、ピニオン 1 次空間バンドパスフィルタの適用例である。測定位置は中心ピン直上付近（車体側）で、測定方向は前後方向である。本図より、度数分布のばらつきは適用するフィルタの種類によって差異はあるものの、両ケースともに、パワー比平均値付近にピーク



(a) 中心ピン直上 左右 ピニオン1次



(b) 空気バネ付近 前後 ピニオン1次

図4-6 異なる振動方向及び測定部位における前後台車の振動パワー比

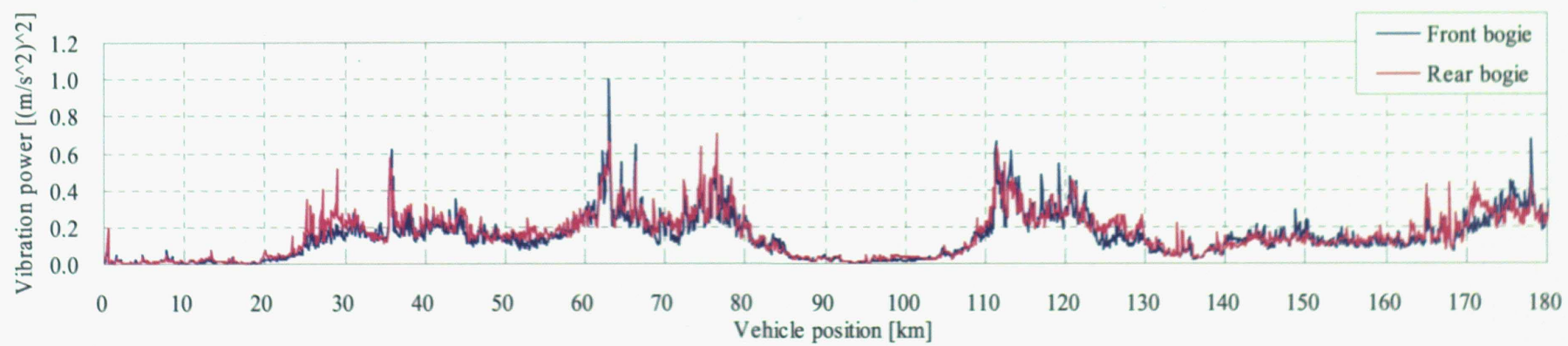
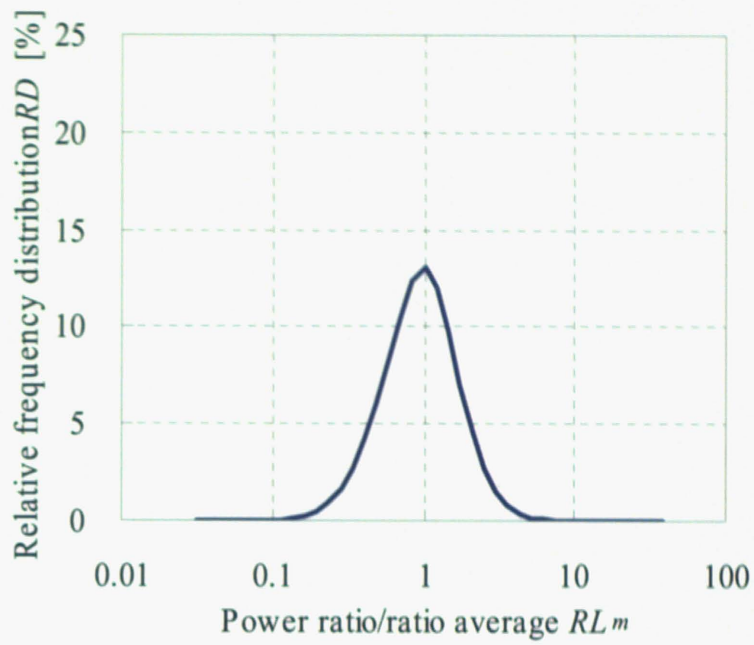
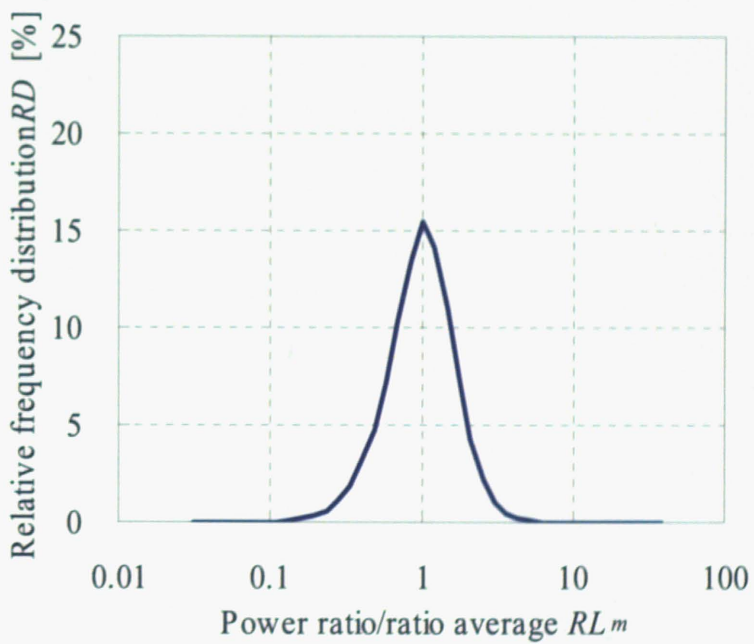


図4-7 前後両台車振動パワー値の推移



(a) 中心ピン直上 前後 車輪 1 次



(b) 中心ピン直上 前後 ピニオン 1 次

図 4-8 現車における振動パワー比の相対度数分布

を有する分布形状となっている。現車走行状態でも正常走行時においては、4・2 (2) で述べた R_l の分布形状は対称性を有することが確認できる。

4・3・2 現車走行における地点間の振動状態の違い

図 4-9 に図 4-1 で示したものと同様の走行状態であるにも関わらず、振動レベルの異なる 2 つの走行地点における相対度数分布 $RD(RL_m)$ を示す。図中に表した 2 つのグラフは、それぞれ、図 4-1 中に示した振動レベルの比較的小さな東京より 300km 付近 (図 4-1 (a)) と、振動レベルの大きな 250km 付近 (図 4-1 (b)) に対応している。本図より、図 4-1 で示した生波形は変動要素を含んでおり、両地点での振動レベルに明確な差異があることを示しているが、4・2 の異常検知手法に沿った信号処理を実行することにより、相対度数分布 $RD(RL_m)$ の形状を比較すると、両地点での分布形状に顕著な差異は見られない。このことより、本章で述べる異常検知手法により、異常検知には除去すべき正常時の変動、特に、地点間すなわち、地上条件の差異による振動状態の変動について除去し、効果的に特徴抽出を行えると考えられる。

4・4 検知能力の検証

本節では、4・2 において詳述した異常検知手法について、2・3 に示す試験実施内容に基づき実施した車両走行試験装置における異常模擬試験結果より各異常モードに対する異常検知性能を検証する。

図 4-10 に台車正常状態での試験結果の一例を示す。本図は、4・2 (2) 及び (3) で算出した車両走行試験装置の正常状態試験全平均に対する振動パワー比 R_l の相対度数分布 $RD(RL_m)$ を表す。図中の各グラフはそれぞれ、表 4-1 に示す 3 種類の空間バンドパスフィルタの適用例を示す。図

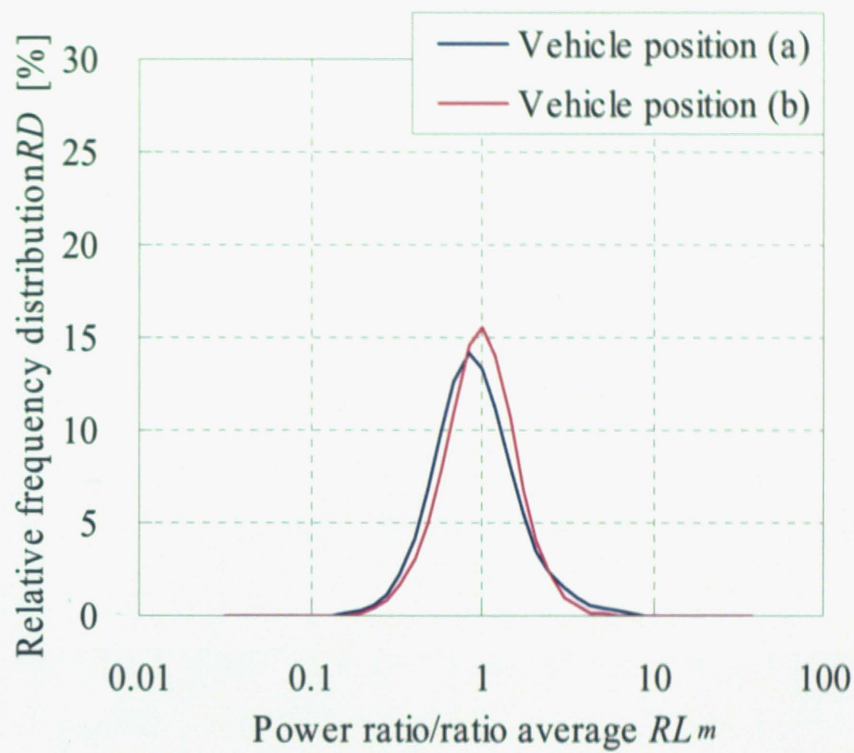


図 4-9 地点毎の振動パワー比相対度数分布

中で Wheel 1st は車輪 1 次空間バンドパスフィルタを, Pinion 1st はピニオン 1 次空間バンドパスフィルタを, Pinion 2nd はピニオン 2 次空間バンドパスフィルタを各々表している. 振動加速度の測定位置は図 3-5①及び④の台車中心ピン直上で, 測定方向は前後方向である. 本図で示す分布を算出する際の実データとして車両走行試験装置における東京-新大阪間の全線模擬走行データを使用する. 後述する異常模擬試験結果を示す図 4-11 についてもデータ長は同様である. 図 4-10 に示す相対度数分布 $RD(RL_m)$ を算出する際の正常状態においては, 4・2(2) で算出する同一車両内の前後 2 台車の振動パワー比 R_{pl} は正常状態における振動パワー比平均 R_{pn} と同レベルとなるので, 分布は $RL_m = 1$ 付近に分布の頂点を有し, 分布形状は高い対称性を持つ. この傾向は, 4・3 で詳述した通り, 正常時の現車走行状態での同様の傾向を示しており, 車両走行試験装置の正常状態試験において, 現車走行状態の同一車両内の前後台車の振動状態の傾向を再現できていると考えられる.

次に, 図 4-11 及び図 4-12 において異常模擬試験結果を検証する. 本図は, 2・3・2 で述べた車両走行試験装置で実施した異常模擬試験の各異常設定項目における相対度数分布 $RD(RL_m)$ を示している. 全体的な傾向として, 各異常モードは各々, 特有の分布となり, 分布によっては大きな歪度を有しており, 分布のピークは横軸中心 $RL = 1$ 付近より大きく離れている. これは, 2・3・2 に示した異常を有する台車の振動パワーのレベルが正常台車と比べて高いことを示している. 図 4-11 (a), (b) に WN 継手取付ボルト脱落結果をしめす. これらの図より WN 継手取付ボルト脱落については, 車輪 1 次の空間バンドパスフィルタを適用した場合の相対度数分布形状が図 4-10 に示した正常状態と同等の歪度を有しており, 正常-異常間で相対分布形状に明確な差異が確認できないことから, 4・2 で示した手法での異常検知は困難であることが分かる. 一方, ピニオン 1 次の空間バンドパスフィルタを適用した場合は, 分布形状が歪み, 分布のピーク位置も $RL = 1$ 付近より大きく離れており, 図 4-10 に示した正常状態の分布形状と

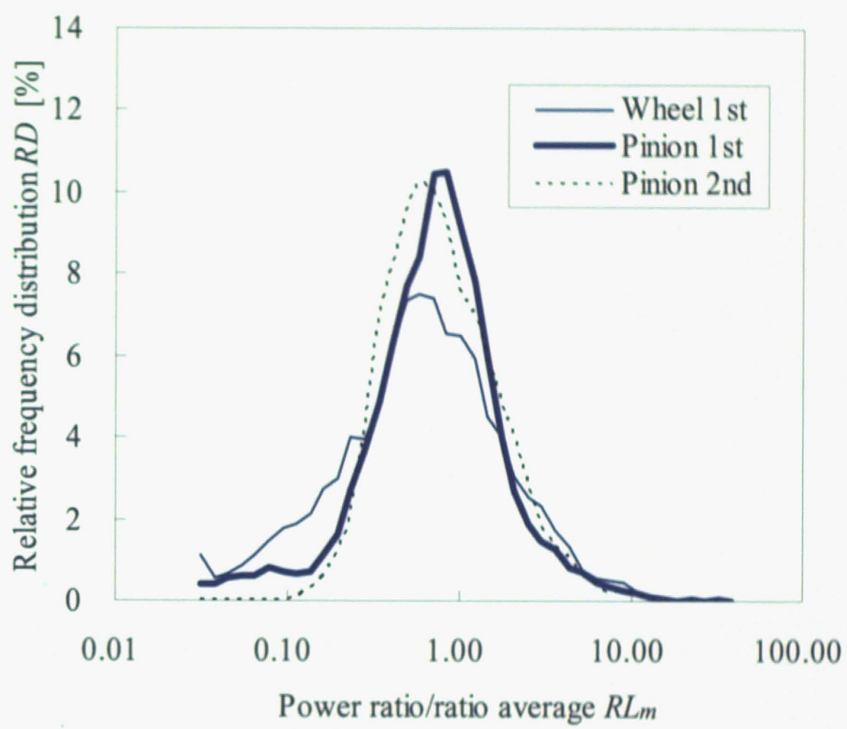
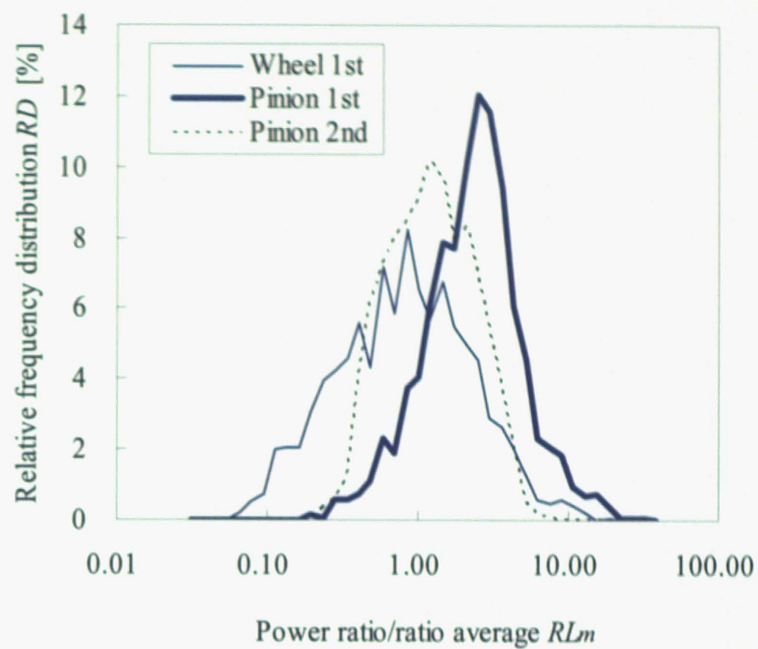
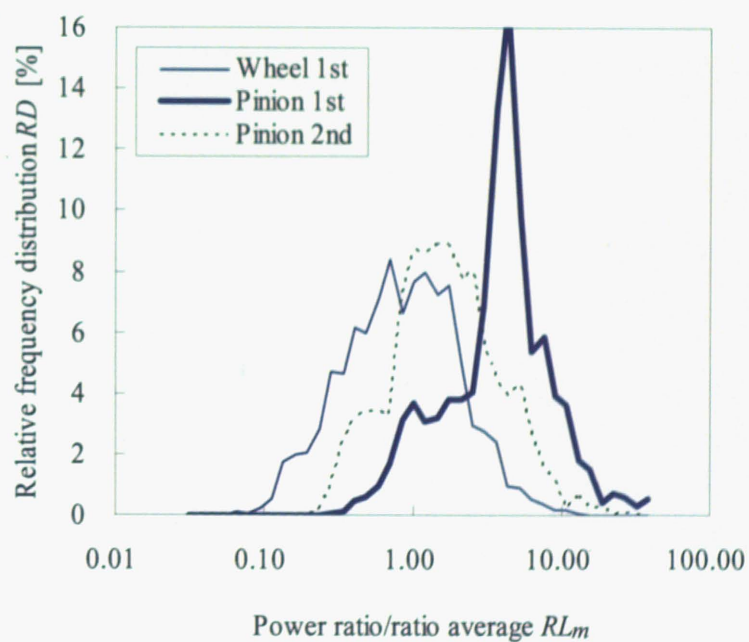


図 4-10 正常状態における相対度数分布

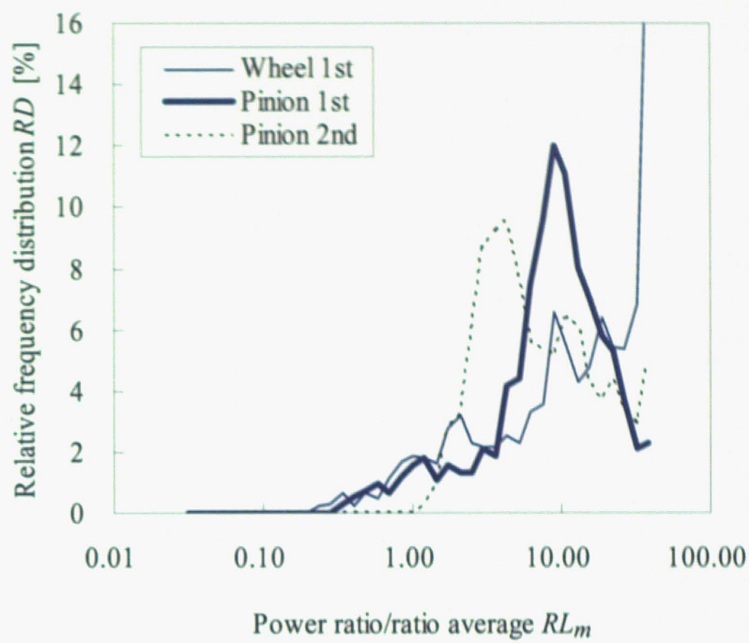


(a) WN 継手取付ボルト 1 本脱落

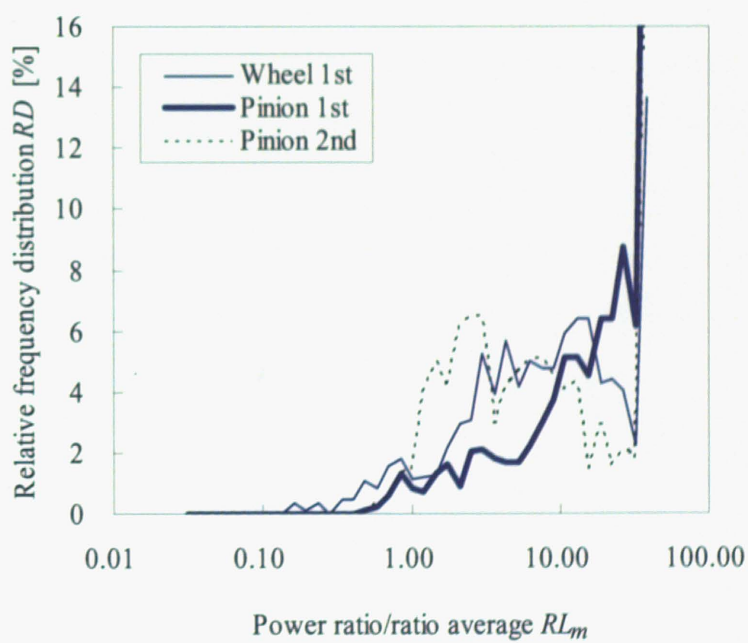


(b) WN 継手取付ボルト 2 本脱落

図 4-11 各異常モードにおける相対度数分布 (質量アンバランス)



(a) WN 継手潤滑不良



(b) 軸箱潤滑不良

図 4-12 各異常モードにおける相対度数分布（潤滑不良）

比較すると、明瞭な差異を確認することが出来る。以上の検証より、高精度な異常検知性能を確保するためには、各異常モードに適合した空間フィルタを選択し、信号処理に適用する必要がある。

図 4-12 (a) , (b) に表 2-4 に示す異常設定項目中の潤滑不良に関する異常模擬試験結果について相対度数分布 $RD(RL_m)$ を示す。(a) は、WN 継手潤滑不良の試験結果を、(b) については、軸箱潤滑不良試験の結果を表す。2 つの異常モードともに 3 種類全ての空間バンドパスフィルタ適用結果の相対度数分布形状が大きく歪んでおり、分布のピーク位置も $RL_m=10$ 以上に存在しており、検証した潤滑不良の場合には全ての空間バンドパスフィルタが適用可能である。潤滑不良では、正常時発生しない領域に分布のピークが存在しており、分布形状が前述の WN 継手取付ボルト脱落と比較しても著しい差異を確認できることから、確度の高い異常検知を実行することが可能であると考えられる。

次に、4・2 の手順 (2) で述べた R_l について走行距離に応じた推移を検証した WN 継手及び軸箱の 2 種類の潤滑不良について図 4-13 に示す。この図で縦軸の $R_l=1$ は当該車両の前後両台車の振動パワー比 R_{pl} が正常状態における当該車両内の前後両台車パワー比の平均値 R_{pn} に等しいことを示している。4・2 の異常検知手法では、一定量のデータの統計処理に基づく手法であるため、4・2 の手順 (3) で相対度数分布 $RD(RL_m)$ を作成し、手順 (4) で算出される異常検知アルゴリズムの最終出力である異常検知指数 E に基づき、正常、異常の判定を実行するには、10km 程度の走行が必要となる。縦軸 R_l の値は両ケースともに試験開始後の早い段階で、正常状態と比較して大きな値をとるため、最初の異常判定が実行できる 10km 程度の走行距離といった異常発生後の初期段階で異常検知が可能である。ゆえに、検証した WN 継手及び軸箱の潤滑不良発生時には、軽微な機械的破損もしくはヒューマンエラー発生後の早い段階での異常検知が可能といえる。

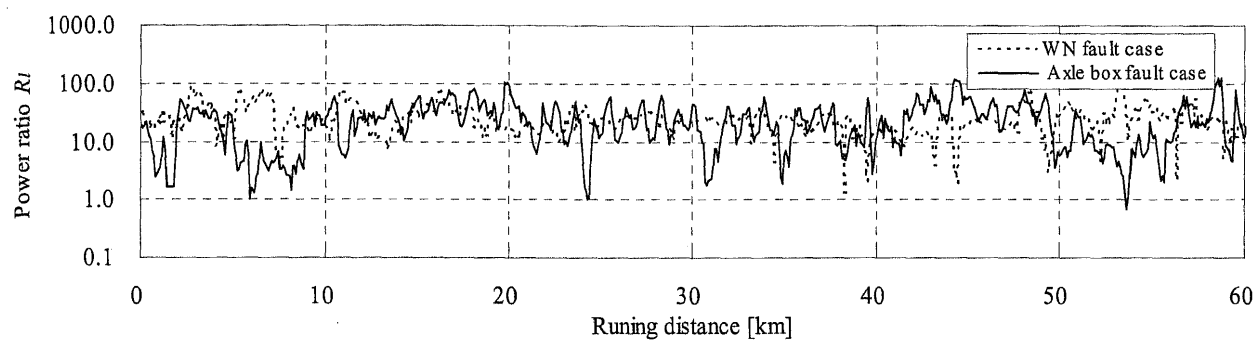


図 4-13 走行距離に応じた R_l の推移

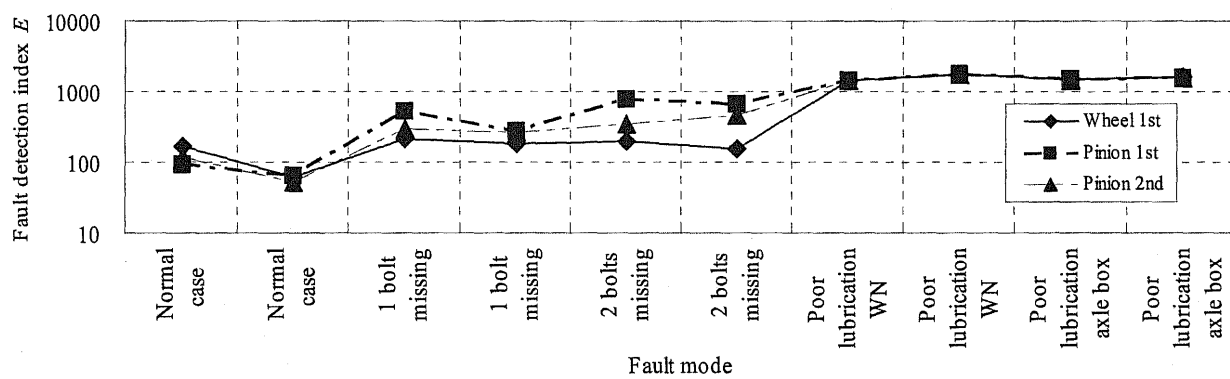


図 4-14 異常モードによる異常検知指数 E の比較

次に、4・2 の手順（4）で詳述した異常検知アルゴリズムの最終出力である異常検知指数 E について図 4-14 で検証する。本図は、中心ピン直上、前後方向における演算結果を示す。本図より、図 4-11 及び図 4-12 において検証した異常設定時の相対度数分布 $RD(RL_m)$ の分布形状の歪みが異常検知指数 E の大きさに大きな影響を与えていることが分かる。また、本図に示す異常検知指数 E の算出の際には、手順（4）で述べたように、相対度数分布 $RD(RL_m)$ と基準分布 $RD_N(RL_m)$ との相対度数差に重み付け関数 W_m を適用しているが、車輪 1 次空間バンドパスフィルタ適用時には、質量アンバランスの異常モードである WN 継手取付ボルト脱落については、異常検知指数 E の大きさが正常時と比較して、僅かに増大する程度の差異であり、明確な異常検知は難しいと考えられる。ピニオン 1 次空間バンドパスフィルタによると、質量アンバランス、潤滑不良の検証した異常設定項目については、全て異常検知可能と考えられる。手法の特性は異なるが、第 3 章の自台車における振動比較に基づく異常検知手法と同様に、特徴抽出の段階で異常モードに適した空間バンドパスフィルタを適用することが重要となる。

4・5 まとめ

新幹線台車回転部品の早期の異常予兆の検知のため、振動加速度の統計処理に基づく同一車両内の前後両台車での比較による異常検知アルゴリズムについて検討を行った。更に、異常模擬試験による検証を行い、開発した異常検知手法について以下の知見を得た。

- (1) 新幹線台車回転部品の異常発生初期段階での異常検知が可能なアルゴリズムを提案した。このアルゴリズムは同一車両内の前後両台車の振動状態を比較し、パワー比の分布形状の違いから異常を検知することが出来る。

(2) (1) で述べたアルゴリズムの異常検知能力を検証し、適切な空間フィルタを適用することにより、前後台車の振動比較により異常発生後の早い段階で異常を検知できることを確認した。

(3) 現車における振動状態の分析より、前後台車の振動比較に基づく本異常検知手法が軌道状態等の地上側条件の変動に影響を受けにくい特性を有しており、車両が正常状態で走行している際に、発生する上記の変動に対して、安定的に異常検知を実行できることを確認した。

前章にて提案した自台車における振動比較に基づく異常検知手法は個々の台車が有する個体差の排除に優位性を有することを確認した。一方、本章にて詳述した前後台車比較に基づく異常検知手法については本章での詳細な検証により、軌道側条件の差異の排除に優位性を有することが確認できた。

以上のことから、本章で提案する同一車両内の前後台車の振動加速度の統計処理に基づく異常検知手法が新幹線台車の状態監視に有効であることを確認できた。前章で提案した自台車における振動比較に基づく異常検知手法と同様に、適切な空間フィルタを用いて回転成分を抽出することにより異常検知が可能であることから、新幹線以外の鉄道車両等への応用が期待できる。

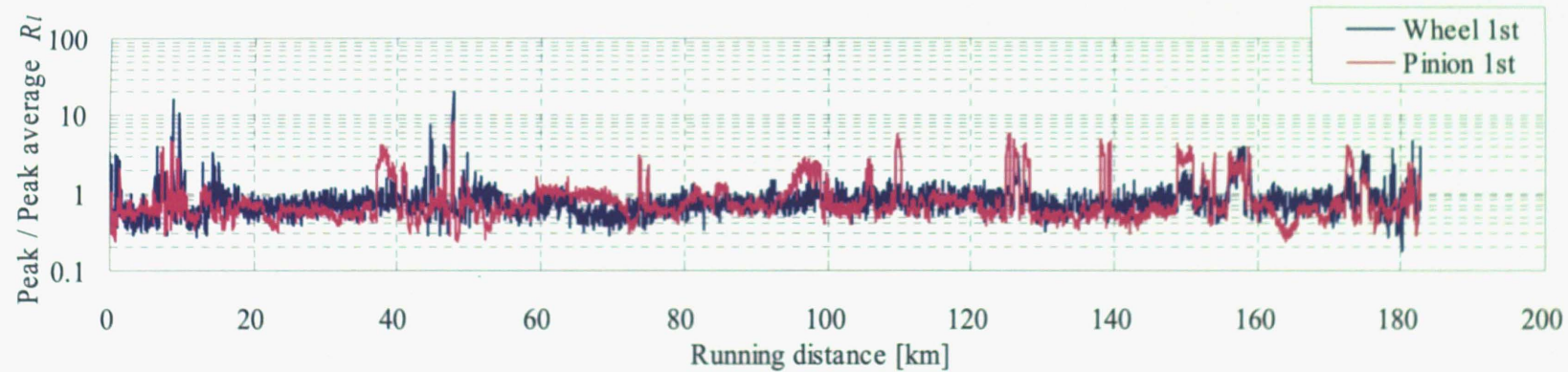
第 5 章 振動ピーク値とその継続性の検証に 基づく異常検知手法

5・1 はじめに

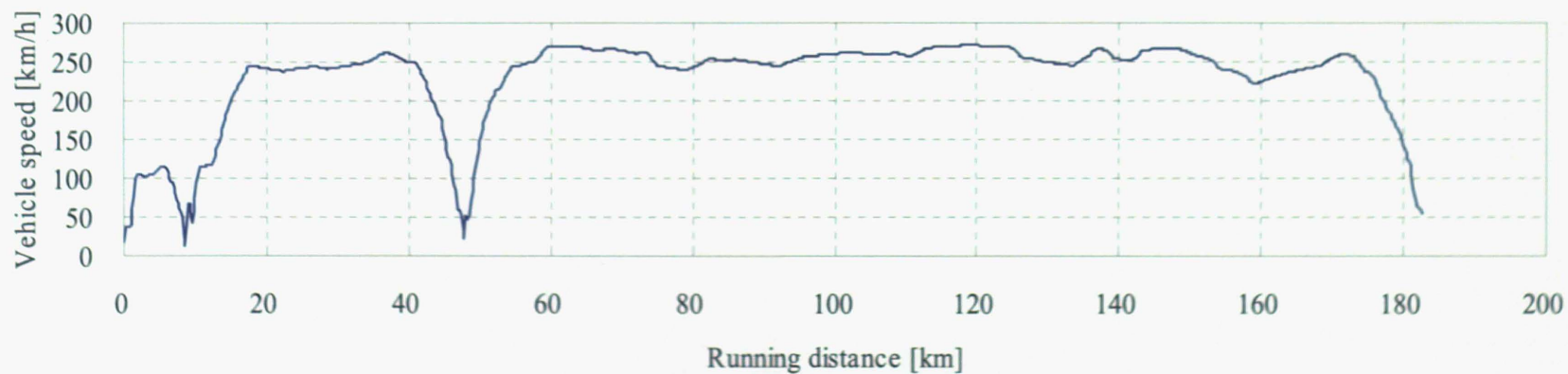
新幹線台車の異常検知アルゴリズムとして，第 3 章では，台車間の個体差による変動の排除に優位性を有する自台車比較に基づく異常検知手法を，第 4 章では，地上側条件の変動に対して有効な同一車両内の前後両台車の振動状態の比較に基づく検知手法をそれぞれ提案した．前章までに検証した通り，各異常検知手法は，車両走行試験装置で実施した異常模擬試験で設定した全ての異常項目に対して，精度良く早期に異常検知出来ることを確認出来た．

上記の 2 つの異常検知手法は一定量の振動加速度データの統計処理に基づく手法として共通しており，異常検知のための演算処理を実行するためには，走行によるデータの蓄積が必要となる．そのため，4・4 で述べたように，早期の検知を実現する場合でも，少なくとも異常発生から 10km 程度の走行を必要とする．また，異常発生の初期段階では，異常が断続的ではなく，間欠的に発生する場合もある．図 5-1 に一例として，新幹線台車の歯車箱の潤滑油不足発生時の振動ピーク値の推移を示す．本図によると，振動ピーク値が増大している瞬間は存在するが，数 10km といった走行区間では継続しておらず，間欠的に振動ピーク値の増大が発生している．このような振動特性を有する異常の場合，一定量のデータの統計処理に基づく信号処理を実行すると，間欠的な異常特徴が全体的な相対度数分布 $RD(RL_{\mu})$ の分布形状の差異にまでは現出しない可能性がある．また，著大振動が短時間のみ継続するような異常モードについても同様のことが言える．

そこで，本章では，このような異常時特徴を有する異常モードに



(a) 振動ピークの推移



(b) 走行速度の推移

図 5-1 異常発生時の振動ピーク値の推移の例

対しても，早期の異常検知を可能とするために，新たな異常検知手法を提案する．

5・2 異常検知手法

本章で提案する異常検知手法は，2・2・3 で述べた空間バンドパスフィルタを適用することによって抽出する台車部品の回転に関する振動ピーク値とその継続性を走行速度帯毎に，正常時データと比較照合することによって異常検知を行う．第3章及び第4章で詳述した検知手法は10km程度の走行区間の振動データを元に統計処理を行うため，データ収集に一定の走行を要する．一方，本手法では異常検知に要するデータ量が前の2つの手法と比較すると少量であるため，異常検知に要する走行区間をより短くすることが可能と考えられる．そのため，本手法は，著大振動がより短区間で発生するような特色を有するような異常モードあるいは，間欠的に振動増大が発生するような異常モードに対して優位性を有する．また，本手法は第3章で提案した自台車比較に基づく異常検知手法と同様に，同一部位での信号処理となるため，台車間の固体差による正常時変動の影響を排除することも可能である．

本異常検知手法による信号処理のフローを図5-2に示す．実際の信号処理は前処理と振動ピーク値とその継続性の比較から成り立っている．前処理については，車上での信号処理の効率化を図るために，第3章及び第4章にて提案した既出の2つの異常検知手法と共通の手順としている．

前処理に続く振動ピーク値とその継続性の比較手順の詳細について以下に述べる．本手法の手順(1)は2・2・3の空間フィルタ処理に続く処理手順である．信号前処理に適用する各空間フィルタについて表5-1に再掲する．

表 5-1 各空間バンドパスフィルタの通過域

Rotation mode	Band pass filters' pass band [1/m]	Frequency at maximum speed [Hz]
Wheel 1st	0.32 ~ 0.46	31 ~ 34
Pinion 1st	0.92 ~ 1.38	91 ~ 99
Pinion 2nd	1.88 ~ 2.66	183 ~ 199

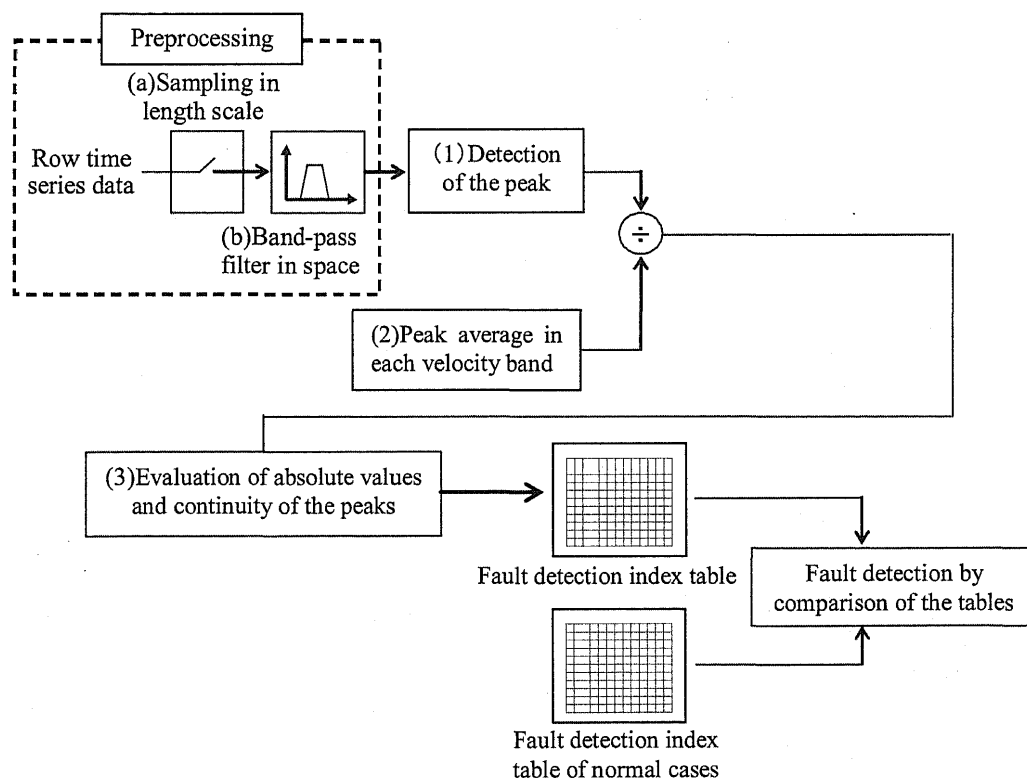


図 5-2 異常検知手法における信号処理フロー

(1) 振動ピーク値の算出

2・2・3 に記載した空間フィルタ処理適用後の信号より各フィルタ通過域の正負 2 つの振動ピーク値を抽出し、区間毎のピーク値とする。この際、 l 番目のフィルタ通過域のピーク値を P_l とする。この手順に沿って、 P_l は表 5-1 に示した空間バンドパスフィルタ通過域毎に算出される。例えば、ピニオン 1 次の空間バンドパスフィルタであれば、約 1m 走行毎に振動ピーク値が算出されることになる。

(2) 振動ピーク平均の算出

予め測定した正常状態における走行速度帯毎、空間フィルタ通過域毎の振動ピーク値の絶対値の平均値を P_r とする。正常データを生成する際には、実運用時となるべく同様の走行ダイヤ、運用計画に基づき、各速度帯でデータを蓄積した上で平均値を算出することが望ましいので、運行区間全線に渡りデータ取得することが求められる。そのため、実際の運用時では正常状態については、新製車両完成時の試験走行データを基に算出する。なお、ピーク平均を算出する際の速度範囲の区切りは図 5-3 の 1 列目に示すように 5km/h 刻みとしている。

(3) 異常検知指数の算出

振動ピーク値の大きさと継続性を異常検知の指標とするため、手順 (1) で算出した振動ピーク値 P_l が手順 (2) で算出した振動ピーク平均値 P_r の一定の倍率を連続して超過する回数を異常検知指数とし、走行速度帯とフィルタ通過域毎に求める。異常検知指数の具体的な算出手順を図 5-4 に示す。図 5-4 では、走行速度帯が V1-V2 (図 (a)) から一旦、V2-V3 (図 (b)) に変化し、再び V1-V2 (図 (c)) に戻った場合を一例として示している。振動ピーク値 P_l が、当該の走行速度帯と空間周波数域で定められる振動ピーク平均値の一定の倍率を超えたら加

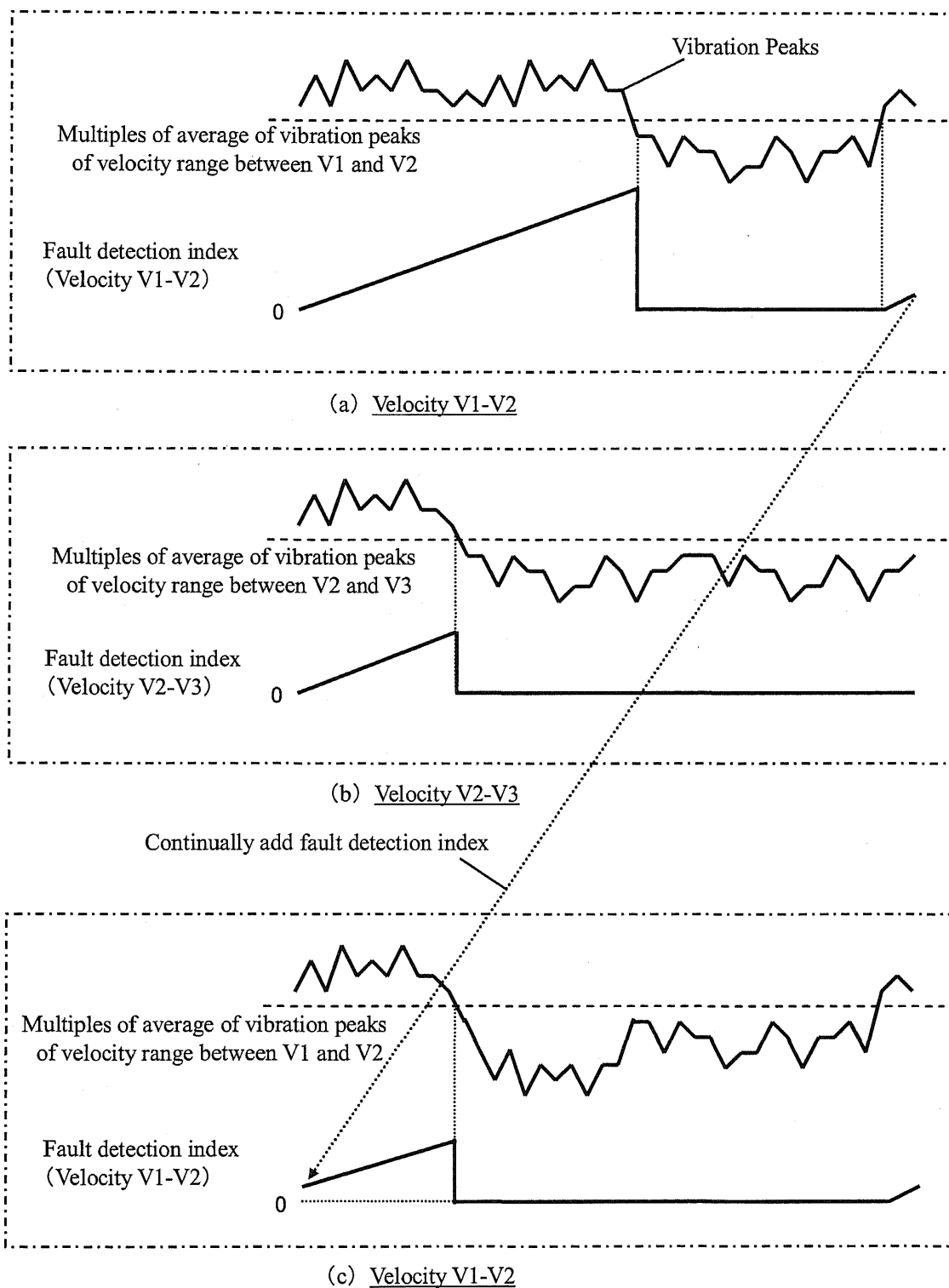


図 5-4 振動ピーク値とその継続性の比較の方法

算し、1回でも下回った場合には初期化し、カウント数を0にする。このカウント数を異常検知指数とする。例えば、ある走行速度帯での振動ピーク値平均 P_r の倍率を表 5-1 の 1 行目の値とした場合、 $P_r \times 2.5 < P_i < P_r \times 3$ であれば、倍率が 1.5, 2, 2.5 の異常検知指数を各々加算する。併せて、走行速度変化時の異常検知性能を向上させるために、走行速度が変化した場合でも連続して超過している場合には直前の走行速度帯での異常検知指数を保持したまま加算を継続する。この手順によって異常検知指数は表 5-2 のような表の形式で表現され、異常検知指数表として表すことができる。表 5-2 は 2・3 で述べる車両走行試験装置を用いた台車部品の異常模擬試験の前段で正常部品を用いた試験を実施した際の正常走行時の最大の異常検知指数を示している。(a) は車輪 1 次フィルタ適用結果を、(b) はピニオン 1 次フィルタ適用結果をそれぞれ示している。上記の異常検知指数表の内容を図 5-3 に示す。実際に、本手法により異常検知を行う際には、信号処理の結果、作成される異常検知指数表の中の各値が、表 5-2 に示すような正常時の異常検知指数表の中の各値を超過した場合、異常判定を行う。

5・3 検知能力の検証

5・2 において詳述した異常検知手法について、2・3 で示した車両走行試験装置における異常模擬試験結果を基に、各異常モードに対する異常検知性能を検証する。振動加速度の測定方向は前後方向である。走行パターンについては比較のため、異常検知指数表を表 5-2 で示した正常試験実施時と同様の実際の東京－新大阪間の全線にわたる本線走行時のデータを用いる。

表 5-3 及び表 5-4 に表 2-5 に示した異常模擬試験を実施した異常設定項目の中の WN 継手取付ボルト脱落について試験結果例を示す。各表は異常模擬試験結果を 5・2 で詳述した異常検知手法の信号処理手順に従

表 5-2 正常状態での異常検知指数表

(a) 車輪 1 次

	×1.5	×2	×2.5	×3	×4	×5	×7	×9	×11	×13
-100km/h	8	5	2	2	0	0	0	0	0	0
-105km/h	4	4	0	0	0	0	0	0	0	0
-110km/h	5	5	5	2	0	0	0	0	0	0
-115km/h	6	4	4	3	3	0	0	0	0	0
-120km/h	9	8	8	5	2	1	0	0	0	0
-125km/h	4	1	0	0	0	0	0	0	0	0
-130km/h	4	0	0	0	0	0	0	0	0	0
-135km/h	5	1	0	0	0	0	0	0	0	0
-140km/h	4	2	0	0	0	0	0	0	0	0
-145km/h	5	4	2	0	0	0	0	0	0	0
-150km/h	4	2	0	0	0	0	0	0	0	0
-155km/h	5	2	0	0	0	0	0	0	0	0
-160km/h	5	5	4	2	0	0	0	0	0	0
-165km/h	5	2	2	0	0	0	0	0	0	0
-170km/h	5	4	0	0	0	0	0	0	0	0
-175km/h	5	4	2	0	0	0	0	0	0	0
-180km/h	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
-185km/h	2	1	0	0	0	0	0	0	0	0
-190km/h	4	2	0	0	0	0	0	0	0	0
-195km/h	8	5	4	3	0	0	0	0	0	0
-200km/h	8	8	5	5	4	0	0	0	0	0
-205km/h	8	8	5	4	2	0	0	0	0	0
-210km/h	8	5	4	2	0	0	0	0	0	0
-215km/h	8	5	5	2	0	0	0	0	0	0
-220km/h	7	5	4	1	0	0	0	0	0	0
-225km/h	6	5	4	2	0	0	0	0	0	0
-230km/h	8	5	4	2	0	0	0	0	0	0
-235km/h	8	8	5	2	0	0	0	0	0	0
-240km/h	8	5	2	1	0	0	0	0	0	0
-245km/h	8	5	5	4	0	0	0	0	0	0
-250km/h	8	5	4	1	0	0	0	0	0	0
-255km/h	5	4	1	0	0	0	0	0	0	0
-260km/h	6	5	2	1	0	0	0	0	0	0
-265km/h	8	4	2	0	0	0	0	0	0	0
-270km/h	8	6	2	1	0	0	0	0	0	0
0km/h-	9	8	8	5	4	1	0	0	0	0

(b) ピニオン 1 次

	×1.5	×2	×2.5	×3	×4	×5	×7	×9	×11	×13
-100km/h	12	8	5	4	0	0	0	0	0	0
-105km/h	9	3	0	0	0	0	0	0	0	0
-110km/h	12	9	3	2	0	0	0	0	0	0
-115km/h	12	9	6	3	1	0	0	0	0	0
-120km/h	13	9	6	5	2	2	0	0	0	0
-125km/h	5	2	1	0	0	0	0	0	0	0
-130km/h	5	2	0	0	0	0	0	0	0	0
-135km/h	7	7	3	3	0	0	0	0	0	0
-140km/h	3	1	0	0	0	0	0	0	0	0
-145km/h	12	5	1	0	0	0	0	0	0	0
-150km/h	9	2	0	0	0	0	0	0	0	0
-155km/h	8	1	0	0	0	0	0	0	0	0
-160km/h	8	2	1	0	0	0	0	0	0	0
-165km/h	9	2	0	0	0	0	0	0	0	0
-170km/h	8	2	1	0	0	0	0	0	0	0
-175km/h	6	2	1	0	0	0	0	0	0	0
-180km/h	7	2	1	0	0	0	0	0	0	0
-185km/h	6	2	1	0	0	0	0	0	0	0
-190km/h	3	1	0	0	0	0	0	0	0	0
-195km/h	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
-200km/h	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0
-205km/h	3	1	0	0	0	0	0	0	0	0
-210km/h	2	1	0	0	0	0	0	0	0	0
-215km/h	7	1	0	0	0	0	0	0	0	0
-220km/h	6	3	0	0	0	0	0	0	0	0
-225km/h	10	5	1	0	0	0	0	0	0	0
-230km/h	9	7	2	0	0	0	0	0	0	0
-235km/h	13	8	4	1	0	0	0	0	0	0
-240km/h	10	8	2	0	0	0	0	0	0	0
-245km/h	16	9	6	2	0	0	0	0	0	0
-250km/h	14	13	9	6	0	0	0	0	0	0
-255km/h	16	13	10	6	0	0	0	0	0	0
-260km/h	5	0	0	0	0	0	0	0	0	0
-265km/h	16	13	12	9	2	0	0	0	0	0
-270km/h	17	16	13	12	8	2	0	0	0	0
0km/h-	17	16	13	12	8	2	0	0	0	0

Multiples of vibration peak average



	× 1.5	× 2	× 2.5	× 3	× 4	× 5	× 7
- 100km/h	8	5	2	2	0	0	
- 105km/h	4	4	0	0	0	0	
- 110km/h	5	5	5	2	0	0	
- 115km/h	6	4	4	3	3	0	
- 120km/h	9	8		5	2	1	
- 125km/h	4	1	0	0	0	0	0 ₁
- 130km/h	4	0	0	0	0		
- 135km/h	5	1	0	0			

Each number signifies count of continuous vibration peaks.



Velocity ranges : each range has 5km/h width

図 5-3 異常検知指数表の概要

って、最終的に異常検知指数表としてまとめたものである。表 5-3 は例としてピニオン 1 次の空間バンドパスフィルタ処理による解析結果を、表 5-4 については車輪 1 次フィルタの適用結果を示している。なお、5・2 の手順 (1) で述べたように、異常検知指数表を出力する際に計算が必要となる振動ピーク P_i は、表 5-1 に示す各空間バンドパスフィルタ通過域より算出すると、ピニオン 1 次フィルタについては約 1m の走行毎に、車輪 1 次については約 3m 毎に算出される。また、表中の灰色箇所は表 5-2 に示した正常時の異常検知指数表と比較した場合に、正常時を上回る異常検知指数となっている箇所であり、数字は正常時を超過する指数を表しており、すなわち異常判定を実施する速度域と振動倍率を示している。

質量アンバランスを起因とする異常モードである WN 継手取付ボルト脱落については、ピニオン 1 次の空間バンドパスフィルタを適用した場合、ボルト 1 本脱落（表 5-3 (a)）であっても、多くの走行速度帯及び振動倍率において正常時を上回る異常検知指数を示しており、安定した異常検知が可能であることが確認できる。1 本脱落であっても、高速域では、振動倍率 5 倍程度の継続振動が発生している。また、同フィルタ適用時のボルト 2 本脱落（表 5-3 (b)）では継続時間は短いものの正常時に見られないような振動ピーク平均の 9 倍程度の振動倍率となるような著大な振動ピーク値が発生することも同表より確認できる。次に、車輪 1 次の空間バンドパスフィルタを適用した場合の異常検知指数表を表 5-4 に示す。ボルト 1 本脱落（表 5-4 (a)）、ボルト 2 本脱落（表 5-4 (b)）ともに、ピニオン 1 次フィルタと比較すると、異常検知を実施している速度帯は限られるが、幾つかの走行速度帯域及び振動倍率において正常時の異常検知指数を超過している。異常判定を行っている点では、前述の 2 つの異常検知手法と比較すると、鋭敏に異常に反応しており、異常に対する感度は高いと言える。しかし、異常判定を実施して

表 5-3 WN 継手取付ボルト脱落試験結果 (ピニオン 1 次フィルタ)

(a) 1 本脱落

	×1.5	×2	×2.5	×3	×4	×5	×7	×9	×11	×13
-100km/h	13	8	8	3	2	0	0	0	0	0
-105km/h	7	4	2	0	0	0	0	0	0	0
-110km/h	21	12	7	6	2	0	0	0	0	0
-115km/h	13	9	8	3	2	0	0	0	0	0
-120km/h	13	11	6	3	1	0	0	0	0	0
-125km/h	13	9	8	8	1	0	0	0	0	0
-130km/h	9	5	2	1	0	0	0	0	0	0
-135km/h	12	6	2	0	0	0	0	0	0	0
-140km/h	9	5	0	0	0	0	0	0	0	0
-145km/h	12	9	6	2	0	0	0	0	0	0
-150km/h	10	4	2	0	0	0	0	0	0	0
-155km/h	5	1	0	0	0	0	0	0	0	0
-160km/h	9	2	0	0	0	0	0	0	0	0
-165km/h	12	6	2	0	0	0	0	0	0	0
-170km/h	12	8	5	1	0	0	0	0	0	0
-175km/h	13	7	2	0	0	0	0	0	0	0
-180km/h	2	0	0	0	0	0	0	0	0	0
-185km/h	2	0	0	0	0	0	0	0	0	0
-190km/h	3	2	2	1	0	0	0	0	0	0
-195km/h	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
-200km/h	2	0	0	0	0	0	0	0	0	0
-205km/h	7	3	1	0	0	0	0	0	0	0
-210km/h	16	8	5	1	0	0	0	0	0	0
-215km/h	9	7	2	0	0	0	0	0	0	0
-220km/h	14	10	8	5	0	0	0	0	0	0
-225km/h	16	12	9	8	1	0	0	0	0	0
-230km/h	17	13	9	9	2	0	0	0	0	0
-235km/h	21	18	16	13	8	3	0	0	0	0
-240km/h	17	14	12	9	2	1	0	0	0	0
-245km/h	16	13	9	5	0	0	0	0	0	0
-250km/h	17	16	14	10	5	2	0	0	0	0
-255km/h	16	13	13	12	8	1	0	0	0	0
-260km/h	17	16	13	13	9	5	0	0	0	0
-265km/h	17	16	16	15	12	10	0	0	0	0
-270km/h	17	17	16	14	12	9	0	0	0	0
0km/h-	21	18	16	13	12	9	0	0	0	0

(b) 2 本脱落

	×1.5	×2	×2.5	×3	×4	×5	×7	×9	×11	×13
-100km/h	17	13	7	6	5	2	0	0	0	0
-105km/h	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
-110km/h	8	5	2	0	0	0	0	0	0	0
-115km/h	7	4	2	0	0	0	0	0	0	0
-120km/h	8	6	5	2	0	0	0	0	0	0
-125km/h	9	4	3	2	1	0	0	0	0	0
-130km/h	7	4	3	2	0	0	0	0	0	0
-135km/h	13	12	6	3	0	0	0	0	0	0
-140km/h	16	13	8	8	2	0	0	0	0	0
-145km/h	13	12	9	5	0	0	0	0	0	0
-150km/h	7	1	0	0	0	0	0	0	0	0
-155km/h	2	0	0	0	0	0	0	0	0	0
-160km/h	5	0	0	0	0	0	0	0	0	0
-165km/h	13	9	4	2	0	0	0	0	0	0
-170km/h	13	12	9	5	2	0	0	0	0	0
-175km/h	13	12	8	3	0	0	0	0	0	0
-180km/h	16	12	9	4	0	0	0	0	0	0
-185km/h	10	7	2	0	0	0	0	0	0	0
-190km/h	4	2	0	0	0	0	0	0	0	0
-195km/h	2	0	0	0	0	0	0	0	0	0
-200km/h	2	0	0	0	0	0	0	0	0	0
-205km/h	3	1	0	0	0	0	0	0	0	0
-210km/h	12	8	2	0	0	0	0	0	0	0
-215km/h	16	13	12	9	3	0	0	0	0	0
-220km/h	16	14	12	10	8	2	0	0	0	0
-225km/h	27	14	13	10	5	0	0	0	0	0
-230km/h	17	14	13	10	5	0	0	0	0	0
-235km/h	21	20	17	13	8	5	0	0	0	0
-240km/h	30	17	14	13	8	5	0	0	0	0
-245km/h	20	17	16	13	9	7	0	0	0	0
-250km/h	24	19	18	17	13	10	2	0	0	0
-255km/h	21	20	20	17	16	12	9	3	0	0
-260km/h	24	21	21	16	16	13	9	5	0	0
-265km/h	35	35	21	21	15	13	9	4	0	0
-270km/h	32	31	24	17	16	13	10	4	0	0
0km/h-	24	20	20	17	16	13	9	5	0	0

表 5-4 WN 継手取付ボルト脱落試験結果（車輪 1 次フィルタ）

(a) 1 本脱落

	×1.5	×2	×2.5	×3	×4	×5	×7	×9	×11	×13
-100km/h	9	8	5	5	1	0	0	0	0	0
-105km/h	9	8	5	5	2	0	0	0	0	0
-110km/h	9	5	3	1	1	0	0	0	0	0
-115km/h	9	5	5	5	2	2	0	0	0	0
-120km/h	9	9	6	6	5	4	1	0	0	0
-125km/h	6	6	5	4	0	0	0	0	0	0
-130km/h	5	4	2	0	0	0	0	0	0	0
-135km/h	5	2	0	0	0	0	0	0	0	0
-140km/h	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
-145km/h	8	2	1	0	0	0	0	0	0	0
-150km/h	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
-155km/h	4	2	0	0	0	0	0	0	0	0
-160km/h	2	2	0	0	0	0	0	0	0	0
-165km/h	5	4	1	0	0	0	0	0	0	0
-170km/h	2	0	0	0	0	0	0	0	0	0
-175km/h	4	2	0	0	0	0	0	0	0	0
-180km/h	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
-185km/h	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
-190km/h	5	2	2	0	0	0	0	0	0	0
-195km/h	5	4	2	1	0	0	0	0	0	0
-200km/h	8	6	5	5	2	0	0	0	0	0
-205km/h	9	8	5	5	2	0	0	0	0	0
-210km/h	8	8	5	5	2	0	0	0	0	0
-215km/h	8	5	4	2	0	0	0	0	0	0
-220km/h	5	4	2	0	0	0	0	0	0	0
-225km/h	8	5	4	2	0	0	0	0	0	0
-230km/h	8	2	2	0	0	0	0	0	0	0
-235km/h	5	4	0	0	0	0	0	0	0	0
-240km/h	5	2	2	0	0	0	0	0	0	0
-245km/h	8	5	4	2	0	0	0	0	0	0
-250km/h	9	8	5	1	0	0	0	0	0	0
-255km/h	4	2	0	0	0	0	0	0	0	0
-260km/h	2	2	0	0	0	0	0	0	0	0
-265km/h	5	4	1	0	0	0	0	0	0	0
-270km/h	8	5	4	2	0	0	0	0	0	0
0km/h-	9	9	6	6	5	4	1	0	0	0

(b) 2 本脱落

	×1.5	×2	×2.5	×3	×4	×5	×7	×9	×11	×13
-100km/h	9	6	5	4	2	1	0	0	0	0
-105km/h	2	0	0	0	0	0	0	0	0	0
-110km/h	4	2	1	0	0	0	0	0	0	0
-115km/h	4	1	1	0	0	0	0	0	0	0
-120km/h	5	2	0	0	0	0	0	0	0	0
-125km/h	5	2	1	0	0	0	0	0	0	0
-130km/h	5	0	0	0	0	0	0	0	0	0
-135km/h	2	0	0	0	0	0	0	0	0	0
-140km/h	4	1	0	0	0	0	0	0	0	0
-145km/h	5	1	0	0	0	0	0	0	0	0
-150km/h	4	1	0	0	0	0	0	0	0	0
-155km/h	2	0	0	0	0	0	0	0	0	0
-160km/h	5	2	1	0	0	0	0	0	0	0
-165km/h	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0
-170km/h	4	1	0	0	0	0	0	0	0	0
-175km/h	4	1	0	0	0	0	0	0	0	0
-180km/h	5	4	2	0	0	0	0	0	0	0
-185km/h	5	5	3	3	0	0	0	0	0	0
-190km/h	8	5	2	1	0	0	0	0	0	0
-195km/h	8	5	4	2	0	0	0	0	0	0
-200km/h	8	5	4	2	0	0	0	0	0	0
-205km/h	6	4	2	0	0	0	0	0	0	0
-210km/h	5	3	2	0	0	0	0	0	0	0
-215km/h	6	5	4	2	0	0	0	0	0	0
-220km/h	4	2	0	0	0	0	0	0	0	0
-225km/h	5	2	0	0	0	0	0	0	0	0
-230km/h	6	5	2	2	0	0	0	0	0	0
-235km/h	8	4	4	2	0	0	0	0	0	0
-240km/h	31	14	8	5	0	0	0	0	0	0
-245km/h	12	8	5	2	1	0	0	0	0	0
-250km/h	9	5	5	2	0	0	0	0	0	0
-255km/h	8	5	4	2	0	0	0	0	0	0
-260km/h	9	6	5	4	2	0	0	0	0	0
-265km/h	8	8	4	4	1	0	0	0	0	0
-270km/h	8	8	5	2	1	0	0	0	0	0
0km/h-	31	14	8	5	2	1	0	0	0	0

いる振動倍率は正常時にも発生している振動倍率が多く、正常時最大値の超過指数も比較的小さい数値となっている。

潤滑不良については表 2-5 に示した異常設定項目中の WN 継手潤滑不良、軸箱潤滑不良について異常模擬試験結果を異常検知指数表として表 5-5 及び表 5-6 に示す。表 5-5 については車輪 1 次の空間バンドパスフィルタ適用結果を、表 5-6 については、ピニオン 1 次の空間バンドパスフィルタ適用結果をそれぞれ表している。表 5-5、表 5-6 とともに、走行速度帯によらず極めて安定した異常検知結果を示している。また、走行速度帯によっては、正常時の振動ピーク値平均 P_r の 10 倍程度の振動倍率を超過するような極めて大きな振動ピーク値が瞬間的に発生していることも確認できる。これらの異常検知結果は 2・3 で述べた車両走行試験装置を用いた異常模擬試験において現車の実際の走行パターンに沿った試験結果をまとめたものである。そのため、力行、惰行、制動といった運転条件も全て含まれた結果であり、殆ど全ての走行速度帯で同等の異常検知レベルとなっていることから、運転条件の影響が少ないことが確認できる。

次に、表 2-5 に示した異常模擬試験での試験を実施した 4 つの異常設定項目について、ピニオン 1 次の空間バンドパスフィルタ処理後の信号について、表 5-2～表 5-6 に示した異常検知指数表中の異常検知指数の総和の走行距離に応じた推移を図 5-5 に示す。まず、異常検知指数の総和は異常種別によって程度の差はあれ、正常最大異常検知指数の総和 (Normal) より上側で推移しているため、異常予兆を検知することが可能である。また、本図より異常発生時の異常検知指数は、WN 継手取付ボルト脱落のような質量アンバランスあるいは潤滑不良といった異常種別に関係なく、試験開始直後の走行距離数 km の初期段階から正常時と比較すると、著しく大きな値で推移しており、異常発生直後の初期段階での異常検知が可能と考えられる。また、異常発生時に異常判定が可能となるまでの走行距離を第 3 章で詳述した自台車比較に基づく異常

表 5-5 潤滑不良試驗結果 (車輪 1 次)

(a) WN 継手潤滑不良

	×1.5	×2	×2.5	×3	×4	×5	×7	×9	×11	×13
-100km/h	14	14	13	13	9	9	2	0	0	0
-105km/h	5	4	2	2	2	0	0	0	0	0
-110km/h	16	12	9	9	6	4	1	0	0	0
-115km/h	18	18	18	9	8	6	5	4	2	0
-120km/h	18	18	9	8	5	4	2	1	0	0
-125km/h	12	8	5	5	5	4	2	0	0	0
-130km/h	12	9	9	6	5	4	0	0	0	0
-135km/h	9	9	9	6	5	4	0	0	0	0
-140km/h	9	9	8	8	6	2	0	0	0	0
-145km/h	12	10	10	8	8	5	2	1	0	0
-150km/h	19	12	9	8	8	8	5	2	1	0
-155km/h	9	8	8	8	5	5	1	0	0	0
-160km/h	16	13	9	8	8	8	5	2	1	0
-165km/h	14	12	9	9	8	8	4	2	0	0
-170km/h	13	13	8	8	8	6	4	1	0	0
-175km/h	13	12	9	8	8	5	4	0	0	0
-180km/h	8	5	4	2	0	0	0	0	0	0
-185km/h	12	9	8	8	5	4	0	0	0	0
-190km/h	19	11	8	8	8	5	4	1	0	0
-195km/h	20	12	9	9	8	5	2	0	0	0
-200km/h	28	23	13	10	8	6	6	4	2	2
-205km/h	38	17	13	9	9	8	6	6	4	2
-210km/h	23	15	9	9	9	9	6	4	0	0
-215km/h	23	13	12	9	8	8	5	4	0	0
-220km/h	9	9	9	8	5	2	0	0	0	0
-225km/h	9	9	8	8	5	5	2	0	0	0
-230km/h	16	12	9	9	8	5	4	0	0	0
-235km/h	22	13	13	12	9	9	5	5	4	0
-240km/h	23	14	13	12	9	8	5	5	2	0
-245km/h	23	23	19	12	10	9	8	5	4	2
-250km/h	32	23	16	12	12	8	8	5	4	4
-255km/h	22	14	12	9	8	8	5	4	2	0
-260km/h	23	23	13	9	9	8	5	4	2	0
-265km/h	19	14	13	9	9	8	7	2	1	0
-270km/h	18	18	18	9	9	7	5	2	0	0
0km/h-	43	23	19	13	12	9	8	6	4	4

(b) 軸箱潤滑不良

	×1.5	×2	×2.5	×3	×4	×5	×7	×9	×11	×13
-100km/h	41	41	38	34	13	9	5	5	2	0
-105km/h	19	9	9	9	9	5	5	0	0	0
-110km/h	16	13	12	10	9	5	2	1	0	0
-115km/h	38	29	19	15	9	8	6	5	2	2
-120km/h	30	20	19	16	12	9	8	8	8	5
-125km/h	19	13	12	9	8	8	5	4	2	0
-130km/h	12	12	8	8	8	5	2	1	0	0
-135km/h	9	9	8	8	8	4	2	0	0	0
-140km/h	9	9	8	6	5	4	0	0	0	0
-145km/h	12	12	8	8	5	4	0	0	0	0
-150km/h	13	13	8	8	5	4	2	1	0	0
-155km/h	12	9	9	8	5	5	4	0	0	0
-160km/h	23	13	9	9	8	8	4	2	0	0
-165km/h	14	12	9	9	9	6	5	1	0	0
-170km/h	9	9	8	8	5	5	2	0	0	0
-175km/h	10	9	8	8	6	5	1	0	0	0
-180km/h	10	8	8	6	5	4	0	0	0	0
-185km/h	12	9	8	8	6	5	2	0	0	0
-190km/h	20	20	10	9	8	6	5	2	1	0
-195km/h	20	13	9	9	9	7	5	2	1	0
-200km/h	23	18	18	12	9	9	8	5	2	2
-205km/h	26	20	12	12	9	8	6	4	4	1
-210km/h	19	16	10	9	8	8	5	4	2	1
-215km/h	20	19	12	12	9	9	6	5	4	2
-220km/h	12	9	9	9	5	5	2	1	0	0
-225km/h	9	9	9	8	7	7	2	0	0	0
-230km/h	16	13	9	9	9	8	5	2	2	0
-235km/h	47	30	20	13	9	8	6	5	5	2
-240km/h	34	25	19	18	18	12	8	6	5	4
-245km/h	30	28	21	16	10	9	8	5	5	2
-250km/h	33	22	20	20	14	10	8	8	5	4
-255km/h	33	23	15	15	11	9	8	5	4	1
-260km/h	23	19	14	13	9	9	8	5	4	2
-265km/h	22	19	13	13	8	6	5	4	2	0
-270km/h	14	9	9	9	8	8	5	4	0	0
0km/h-	47	41	38	34	13	9	8	8	8	5

表 5-6 潤滑不良試験結果（ピニオン 1 次）

(a) WN 継手潤滑不良

	×1.5	×2	×2.5	×3	×4	×5	×7	×9	×11	×13
-100km/h	18	16	16	10	8	6	1	0	0	0
-105km/h	16	13	12	12	9	5	3	0	0	0
-110km/h	18	13	12	12	12	9	6	2	0	0
-115km/h	15	13	13	12	8	7	2	0	0	0
-120km/h	20	20	13	13	10	9	3	2	0	0
-125km/h	22	17	17	14	7	6	4	1	0	0
-130km/h	24	16	16	13	9	6	2	0	0	0
-135km/h	21	16	14	13	13	12	2	2	0	0
-140km/h	23	17	16	13	12	9	6	1	0	0
-145km/h	18	18	17	17	12	9	2	1	0	0
-150km/h	16	13	9	5	2	0	0	0	0	0
-155km/h	18	13	12	9	6	2	0	0	0	0
-160km/h	16	14	13	10	6	2	0	0	0	0
-165km/h	21	13	12	12	5	2	0	0	0	0
-170km/h	27	13	13	13	13	10	2	0	0	0
-175km/h	16	14	14	13	12	9	2	0	0	0
-180km/h	18	13	13	9	6	5	1	0	0	0
-185km/h	13	13	12	7	6	2	0	0	0	0
-190km/h	11	10	7	5	4	3	1	0	0	0
-195km/h	14	6	4	4	2	2	0	0	0	0
-200km/h	14	8	6	5	3	3	0	0	0	0
-205km/h	17	10	10	7	2	1	0	0	0	0
-210km/h	17	14	11	9	7	4	0	0	0	0
-215km/h	13	11	9	7	3	1	0	0	0	0
-220km/h	13	13	12	12	7	4	0	0	0	0
-225km/h	18	17	13	12	5	3	0	0	0	0
-230km/h	18	13	12	9	5	2	0	0	0	0
-235km/h	17	17	16	12	8	4	0	0	0	0
-240km/h	16	14	12	12	6	2	0	0	0	0
-245km/h	17	15	13	10	10	7	0	0	0	0
-250km/h	17	16	13	11	9	5	0	0	0	0
-255km/h	17	13	12	9	3	2	0	0	0	0
-260km/h	16	13	12	9	5	1	0	0	0	0
-265km/h	17	16	12	11	4	0	0	0	0	0
-270km/h	17	16	16	13	9	5	0	0	0	0
0km/h-	27	20	17	17	13	12	6	2	0	0

(b) 軸箱潤滑不良

	×1.5	×2	×2.5	×3	×4	×5	×7	×9	×11	×13
-100km/h	27	23	23	16	15	10	4	2	0	0
-105km/h	27	22	21	17	13	13	5	2	0	0
-110km/h	27	17	16	16	13	13	4	2	0	0
-115km/h	30	28	20	20	16	14	5	3	1	0
-120km/h	31	28	17	16	16	16	9	6	5	3
-125km/h	21	21	21	18	17	14	9	2	1	0
-130km/h	15	14	14	13	7	3	1	0	0	0
-135km/h	24	20	17	17	16	13	7	0	0	0
-140km/h	26	17	14	13	8	7	3	0	0	0
-145km/h	17	13	12	9	7	4	1	0	0	0
-150km/h	17	13	13	9	3	1	0	0	0	0
-155km/h	23	17	14	14	13	9	2	0	0	0
-160km/h	20	17	16	13	12	9	6	2	0	0
-165km/h	16	10	10	7	6	2	0	0	0	0
-170km/h	20	13	10	10	5	4	0	0	0	0
-175km/h	17	13	13	10	5	4	1	0	0	0
-180km/h	27	26	13	13	12	5	2	0	0	0
-185km/h	15	11	11	8	3	2	0	0	0	0
-190km/h	12	11	11	5	3	2	0	0	0	0
-195km/h	17	10	8	4	2	1	0	0	0	0
-200km/h	17	10	7	5	3	2	0	0	0	0
-205km/h	14	9	5	5	4	3	0	0	0	0
-210km/h	13	10	8	7	4	4	1	0	0	0
-215km/h	10	9	5	4	2	1	0	0	0	0
-220km/h	12	10	8	8	4	3	0	0	0	0
-225km/h	14	13	13	9	7	3	0	0	0	0
-230km/h	19	13	13	7	4	4	0	0	0	0
-235km/h	17	13	12	12	7	3	0	0	0	0
-240km/h	27	20	20	16	13	9	4	2	0	0
-245km/h	17	17	13	13	9	7	2	0	0	0
-250km/h	17	14	10	9	7	4	0	0	0	0
-255km/h	17	14	13	10	8	7	1	0	0	0
-260km/h	17	16	12	8	4	2	0	0	0	0
-265km/h	13	12	10	8	5	0	0	0	0	0
-270km/h	13	12	5	2	0	0	0	0	0	0
0km/h-	31	28	23	20	17	16	9	6	5	3

検知手法及び第 4 章の同一車両内の前後台車比較に基づく異常検知手法と本章の振動ピーク値の継続性の検証に基づく検知手法とを比較すると、本章の振動ピーク値の継続性の検証に基づく手法では、振動ピーク値 P_i を算出するのに、2・2・3 で述べる空間領域において最長のフィルタ通過域を有する車輪 1 次の空間バンドパスフィルタを適用する場合、フィルタ通過域は 3m 程度となる。そのため、走行距離 1km 未満で表 5-2～表 5-6 に示す異常検知指数表中の各セルにある振動ピーク値の継続数を算出することが可能となる。この結果、10km 程度の走行における振動値の統計処理に基づき度数分布を算出する前章までに詳述した検知手法と比較すると、より短区間での走行で異常検知が可能となり、上述のように著大振動の早期検知及び間欠的な異常特徴の捕捉という点においては、本章で提案した振動ピーク継続性の検証に基づく異常検知手法に優位性があることが確認できる。

このように、適切な空間フィルタを用いることによって、本章で提案する新たな異常検知手法によって、車両走行試験装置における正常試験結果と異常模擬試験結果から算出した異常検知指数の間には振動ピーク値の振動倍率とその継続性に著しい差異を生じており、異常発生直後の初期段階で精度良く異常検知することが可能と言える。これらの検証結果より、本章で示した振動ピーク継続性の検証に基づく異常検知アルゴリズムは新幹線台車回転部品に関連した異常検知に適用可能といえる。

5・5 まとめ

新幹線台車回転部品の異常予兆の検知のためのアルゴリズムについて異常模擬試験による検証を行い、この手法について以下の知見を得た。

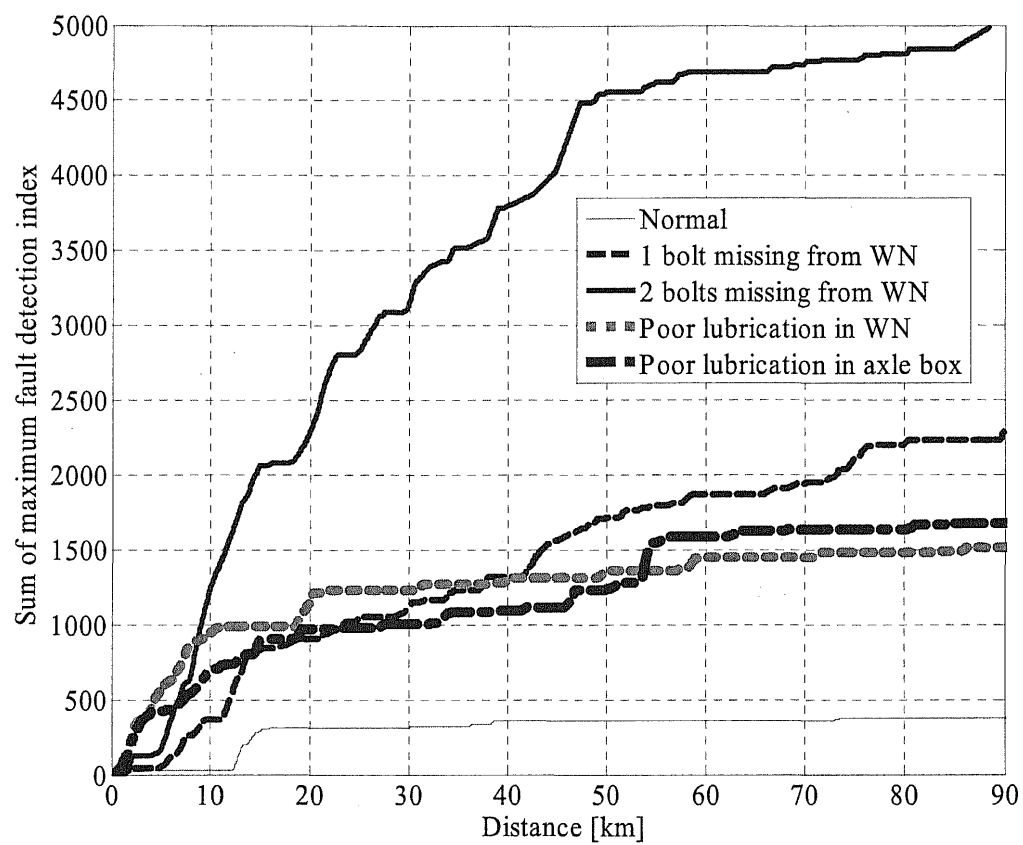


図 5-5 異常検知指数の走行距離に応じた推移

(1) 新幹線台車の状態監視を行う上で、著大振動発生時のより早い段階で異常を検知するため、振動ピーク値とその継続性の比較に基づく異常検知手法を提案した。この手法によって作成される異常検知指数表により、振動ピーク値、速度帯毎のきめ細かな異常検知が可能となる。

(2) (1) で述べた開発した異常検知アルゴリズムの異常検知性能について車両走行試験装置を用いた異常模擬試験により検証を行い、適切な空間フィルタを適用することにより、振動ピーク値とその継続性比較により従来よりも異常発生直後の早い段階で高感度な異常を検知できることを確認した。

前章までに詳述した 2 つの異常検知手法は一定データの統計処理に基づく異常検知手法であり、異常判定までは一定の走行を要する。一方、本章にて提案する振動ピーク値とその継続性の検証に基づく異常検知手法では、空間バンドパスフィルタの通過域毎に異常監視を実行しているため、より短時間のうちに異常判定を実行することが可能である。また、全体的な傾向の差異から異常度を判定する先の 2 つの検知手法よりも高感度であることも併せて確認できた。

以上のことから、本章で提案する振動ピーク値とその継続性の検証に基づく異常検知手法が新幹線台車の状態監視に有効であることを確認できた。さらに、前章までで提案した統計処理に基づく手法と異常検知アルゴリズムの特性が異なるため、著大振動発生時の早期異常検知及び間欠的な異常特徴の現出時等にその検知特性を発揮できると考えられる。

第 6 章 結 論

本研究では，重大事故に繋がりうる新幹線台車回転駆動系部品の異常を早期に検出することが可能な新幹線台車状態監視システムの開発を目的として，営業車両への搭載を踏まえた高い信頼性を有する異常検知手法の検討を行った．まず，第 2 章では，新幹線台車に関する異常検知のための効果的な特徴抽出手法に関する検討を行った．併せて開発した異常検知手法の性能検証のための異常模擬試験及び現車走行試験の実施概要についてまとめた．それ以降の章で，第 2 章で示した信号前処理に続く異常検知手法の検討を行った．第 3 章では，振動加速度の統計解析に基づく編成内の同一部位における振動状態の比較による異常検知手法を検討した．第 4 章では，統計解析に基づき同一車両内の前後台車の振動パワーの比較による異常検知手法について検討を行った．第 5 章では，各部位における振動加速度のピーク値とその継続性の分析に基づく異常検知手法について検討した．本研究により営業車両に搭載可能な新幹線台車の状態監視システムの核となる高精度かつ高信頼性を備えた異常検知アルゴリズムを開発することが出来たと考える．以下，本研究によって示された結論をまとめる．

6・1 異常特徴抽出及び異常模擬試験

状態監視技術の中で重要となるのが，計測された信号から異常現象に関係のある特徴を効率的に抽出することが重要となる．本研究では，営業車両でのリアルタイム処理が可能な効率的な特徴抽出方法を提案した．提案した手法では，まず，時間領域での信号の等距離サンプリングを行い，信号を空間領域に変換する．これにより車両の速度変化に対しても効率的に信号処理を実施することが可能となる．続いて，各台車部品の回転成分に対応した空間バンドパスフィルタ処理を実施する．本信号処理により，回

転駆動部品に関係する特徴成分を抽出することが出来る。また、営業車に搭載する際のシステム構成の検討においては、信号処理負荷の低減が重要課題となるため、6・2以降で述べる本研究で開発した異常検知手法については、信号前処理として、以上の信号特徴抽出手法を共通して用いることとしている。

本線上の異常、不具合現象を再現するための異常模擬試験について、車両走行試験装置を用いた試験手法を本研究において確立することが出来た。これにより、過去に実際に営業走行中に発生した重大事故の再現、またはそれらの事故につながる異常の忠実な再現が可能となり、初期異常検知の検討に加え、異常発生、進展のメカニズムについて詳細な検証を行うことが出来るようになった。

6・2 自台車における振動比較に基づく異常検知手法

営業車での異常検知には高い信頼性が求められるため、瞬時値による判定判断より一定量以上の大量データの統計処理に基づく異常検知手法が望ましい。それと同時に異常発生初期段階での検知を可能にする高精度な検知性能を有することも状態監視システムには求められる。上記のような要求性能を備える新幹線台車の状態監視システムの実現に向けて、振動加速度の統計処理に基づく編成内の同一部位での比較による異常検知手法を本論文で提案した。提案した異常検知手法は 6・1 の異常特徴抽出手法による信号処理を実施後、振動加速度ピークを抽出し、ピーク分布を正常時の分布と比較することによって新幹線台車の回転系部品の不具合に起因する異常を検知する手法である。本手法は同一部位である自台車での比較であるため、個体差の排除に有効な手法である。提案した異常検知手法の特性及び検知性能を詳細に検証するために、過去に実際に発生した重大事故の分析に基づき抽出された WN 継手取付ボルト脱落、WN 継手潤滑不良、車軸軸箱潤滑不良の各異常モードについて車両走行試験装置におけ

る異常模擬試験を実施した。上記の異常模擬試験結果を元に提案した異常検知手法の検知能力を検証し、試験実施した全ての異常モードについて、適切な空間フィルタを用いることにより、早期の異常検知可能であることを確認した。異常時においては、正常時との振動ピーク相対度数分布の形状に著しい歪みが見られ、正常時と異常時の振動ピーク値分布形状の差異に重み付けを行った異常検知指数によって異常の早期検知が可能であるが示された。

6・3 前後台車比較に基づく異常検知手法

台車は一重系であり、その状態監視システムには高い信頼性が要求される。そのため、新幹線自動列車制御装置のような保安システムに見られるように、システム出力については冗長性を有する必要がある。このようなハード面で冗長性を持たせるのみでなく、本システムでは、異常検知に対する異なる考え方に基づく複数のアルゴリズムによる異常検知結果の突合せが信頼性を高める上で重要となる。本論文では、更なる異常検知手法として、振動加速度の統計処理に基づく同一車両内の前後両台車での比較による異常検知手法を提案した。本異常検知手法は同一車両内の前後両台車の振動状態を比較し、パワー比の分布形状の違いから異常を検知することが出来る。6・2と同様の異常模擬試験を実施し、本異常検知手法の検知精度の検証を行った。その結果、本手法についても、6・1の特徴抽出のための信号前処理において適切な空間バンドパスフィルタを適用することにより、前後台車の振動比較により異常発生後の早い段階で異常を検知できることが示された。また、現車における振動状態の分析より、前後台車の振動比較に基づく本異常検知手法が軌道状態等の地上側条件の変動に影響を受けにくい特性を有しており、車両が正常状態で走行している際に、発生する地上条件の変動に対して、安定的に異常検知を実行できることが確認された。

6・4 振動ピーク値とその継続性の検証に基づく異常検知手法

第2章及び第3章で提案した2つの異常検知手法は一定データの統計処理に基づく異常検知手法であり，異常判定までは，相応の走行距離を要する．本論文では，新幹線台車の状態監視を行う上で，異常の更なる早期検知，突発的な著大振動の早期検知を目指し，更なる新幹線台車回転部品の異常予兆の検知のために，振動ピーク値とその継続性の比較に基づく異常検知手法を提案した．本手法によって作成される異常検知指数表により，振動ピーク値及び継続性を速度帯毎で検証することが出来ることとなり，きめ細かな異常検知が可能となる．本論文では，本異常検知手法の異常検知性能を6・1，6・2と同様に車両走行試験装置を用いた異常模擬試験により検証を行い，本異常検知手法は前述の大量データの統計解析を元にした2つの異常検知手法と比較して，異常発生直後のより早い段階で高精度な異常検知可能であることが確認された．また，本手法では，前述の2つの異常検知手法では捕捉できない可能性のある短時間の間欠的な異常特徴の現出時等にその検知特性を発揮できると考えられる．

6・5 まとめ及び今後の課題

以上，新幹線台車の状態監視に関する研究として，状態監視システムの核となる異常検知手法の検討を行った．

本論文で提案した3つの異常検知手法を組み合わせ，冗長性を保ちつつ，異常検知精度の向上をめざし，営業車に搭載すべくシステム構成等の具体的検討を進めていく．自台車における振動比較に基づく異常検知手法については各台車の個体差の排除に有効である．一方，前後台車の振動パワー比較に基づく異常検知手法については軌道状態等の地上側条件の差異の排除に優位性を有している．また，振動ピーク値とその継続性の比較に基

づく異常検知手法については、著大振動の早期検知及び間欠的に表れる異常特徴の捕捉に優位性を有する。

営業車搭載の新幹線台車の異常検知システムは台車部品以上の高い信頼性が要求されるため、このような各々の異常検知手法が有する特性を活かした異常検知を行い、出力の突合せによって、より確実な異常検知が可能になると考えられる。

本研究の成果である新幹線台車状態監視のための異常検知手法を備えた信頼性の高い状態監視システムの営業車搭載、実用化を進め、本論文の冒頭で述べたような重大事故に至る異常を未然に確実に検知し、必要な処置を施すことにより、東海道新幹線の更なる安全・安定輸送及びワンランク高い信頼性確保に寄与していきたいと考える。更には、安全性、安定性の確保の手法として鉄道工学分野における状態監視手法の可能性を更に追求していきたいと考える。

参 考 文 献

- (1) 森村勉, 最近の技術開発について思うこと 状態監視システムの実現に向けて, JREA, 51-1(2008), pp.8-11
- (2) 森村勉, 鉄道における最大の課題 安全な鉄道の実現のために, R&M, 18-3(2010), pp.2-4
- (3) R M Goodall, C Roberts, Concept and Technique for Railway Condition Monitoring, Proceedings of International Conference on Railway Condition Monitoring, (2006), pp. 90-95.
- (4) 山田幸一, 床下温度検知システムの開発, 鉄道技術連合シンポジウム (J-Rail) 講演論文集, (2006), pp.239-240
- (5) 西日本旅客鉄道株式会社, N700 系新幹線電車 (N2 編成) 歯車装置破損について, プレスリリース, (2010)
- (6) 五十嵐昭男, 転がり軸受の異常検出および予知について, 潤滑, 23-3 (1979), pp.183-187
- (7) 五十嵐昭男, 転がり軸受の異常予知に関する研究 1 損傷の形態と振動パターンの関係, 潤滑, 24-2 (1979), pp.122-129
- (8) 高田祥三, 保全のための診断技術, 機械の研究, 35-4 (1983), pp.473-478
- (9) 白木万博, 回転機械の振動によるヘルスマニタリングシステム, 三菱重工技報, 18-6 (1981), pp.817-824
- (10) H Kanai, M Abe and K Kido, Detection and Discrimination of Flaws in Ball Bearings by Vibration Analysis, Journal of Acoustical Society of Japan, 7-2 (1986) , pp.121-131
- (11) H Kanai, M Abe and K Kido, Detection of Slight Defects in Ball Bearing by Non-Periodic Analysis, Journal of Acoustical Society of Japan, 7-4 (1986) , pp.219-228

- (12) H Kanai, M Abe and K Kido, Accurate Estimation of the Surface Roughness on the Rolling Ring in a Ball Bearing by Vibration Analysis, Journal of Acoustical Society of Japan, 7-6 (1986), pp.343-352
- (13) 間野大樹, 転がり軸受における AE 計測, トライボロジスト, 48-12 (2003), pp964-970
- (14) 吉岡武雄, 設備診断技術としての AE 法について, 潤滑経済, (2002)
- (15) 間野大樹, 吉岡武雄, 是永敦, 山本隆司, AE 観測によるラジアル転がり軸受の異常診断の研究(第 1 報), トライボロジスト, 45-4 (2000), pp.329-336
- (16) 間野大樹, 吉岡武雄, 是永敦, 山本隆司, AE 観測によるラジアル転がり軸受の異常診断の研究(第 2 報), トライボロジスト, 45-4 (2000), pp.337-344
- (17) 荒木竜二, 西村圭史, 日笠久和, 古江敏彦, 振動と AE 法の複合化による設備診断技術, 運動と振動の制御シンポジウム講演論文集, (2003), pp.619-621
- (18) 小熊規泰, 武田稔, AE と振動の複合センシングによる円筒ころ軸受の異常診断, 日本機械学会年次大会講演論文集 (IV), (2003), pp.207-208
- (19) 古屋賢二, 陳鵬, 低速回転軸受の異常診断法 (1), 日本機械学会講演論文集, 038-1 (2003), pp.207-208
- (20) 小川敏弘, 関口泰久, 中川紀壽, 転がり軸受振動のカオス時系列解析と異常診断, 日本機械学会講演論文集, 055-1 (2005), pp.245-246
- (21) 会田俊夫, 佐藤進, 由井雄二郎, 福間洋, 歯車の振動騒音に関する基礎的研究(第 1 報), 日本機械学会論文集, 34-268 (1968), pp.2226-2236

- (22) W D Mark, Analysis of the Vibration Excitation of Gear System, Journal of the Acoustical Society of America, 63 (1978), pp.1409-1430
- (23) 小林正, 現場の歯車活用事典, 日本プラントメンテナンス協会, (1993)
- (24) 陳鵬, 馮芳, 豊田利夫, 平歯車異常時の動特性解析及び異常診断法, 日本機械学会講演論文集, 998-1 (1999), pp.225-226
- (25) 馮芳, 陳鵬, 豊田利夫, 劉信芳, 嶋津弘志, 歯車装置異常時の動特性及び異常診断法に関する研究 : 第2報, 平歯車の摩耗状態の振動特性解明および診断法, 日本機械学会論文集, 67-657, C (2001), pp. 1591-1598
- (26) 陳鵬, 馮芳, 豊田利夫, 歯車異常時の振動特徴の解明及び診断法 : 第2報, 偏心状態, 摩耗状態及びスポット傷状態の識別法, 振動・音響新技術シンポジウム・日本機械学会・日本音響学会共催シンポジウム講演論文集, (2001), pp.199-202
- (27) 大上祐司, 吉田彰, 連続ならびに離散ウェーブレット変換による歯車歯面の故障診断, トライボロジスト, 48-10 (2003), pp.828-835
- (28) 大上祐司, 吉田彰, 歯車の歯面損傷に関する故障診断, 日本機械学会シンポジウム講演論文集, 02-53 (2002), pp.102-107
- (29) 山崎弘郎, 異常の検出と予知, 工業調査会, (1988), pp.25-122
- (30) T Kohonen, Self-organized formation of topologically correct feature maps, Biological Cybernetics, 4 (1982), pp.59-69
- (31) K R Muller, S Mika, G Ratsch, K Tsuda, B Scholkopf, an Introduction to Kenel-based Learning Algorithms, IEEE Transactions on Neural Networks, 12-2 (2002), pp.181-201
- (32) 東京大学教養学部統計学教室編, 統計学入門, 東京大学出版会, (1991), pp.22-25

- (33) 陳鵬，豐田利夫，有・無次元特徴パラメータの統合による設備診断法及び齒車異常診断への応用，日本機械学会シンポジウム講演論文集，02-53（2002），pp.112-117
- (34) 村瀬一哉，陳山鵬，潘中永，豐田利夫，回転軸ミスアライメント状態の動特性解明(3)，日本機械学会シンポジウム講演論文集，05-43（2005），pp. 78-82
- (35) 陳山鵬，豐田利夫，回転軸ミスアライメント状態の動特性解析及び診断法（2），日本機械学会シンポジウム講演論文集，03-56（2003），pp. 117-121
- (36) 設備管理技術事典編集委員会，設備管理技術事典，産業技術サービスセンター出版，（2003），pp.418-422
- (37) 文献（36），pp.74-83
- (38) 三笥哲郎，多変量統計解析による回転機械の状態判定基準の決定法，日本機械学会シンポジウム講演論文集，06-47（2006），pp.118-123
- (39) 文献（32），pp.75-112
- (40) P Chen，T TOYOTA，Sequential Fuzzy Diagnosis for Plant Machinery，JSME international journal，46-3，C（2003），pp.1121-1129
- (41) 陳鵬，馮芳，豐田利夫，劉信芳，嶋津弘志，平野 竜也，齒車装置異常時の動特性及び異常診断法に関する研究：第1報，平齒車異常時の振動方程式および偏心状態の動特性，日本機械学会論文集，66-650，C（2000），pp. 3258-3263
- (42) 張廟康，村田忠，ニューロ・ファジィアプローチによる建築設備故障診断，日本信頼性学会誌，18-2（1996），pp.110-115
- (43) 李可，陳山鵬，王華慶，特徴パラメータとファジィ・ニューラルネットワークによる設備自動診断法，日本設備管理学会誌，21-3（2009），pp.115-122

- (44) 計測制御自動学会編, ニューロ・ファジィ・AI ハンドブック,
(1994), pp.85-98
- (45) 陳鵬, 音響・振動による機械設備の診断, 日本音響学会誌, 58-5
(2002), pp.289-294
- (46) P Chen, X Liang, T Yamamoto, Rough Sets and Partially-Linearized
Neural Network for Structural Fault Diagnosis of Rotating
Machinery, Lecture Notes in Computer Science, Springer, 3174
(2004), pp.574-580
- (47) 西川信行, 松下雅仁, 浜登, 早川健次, ニューラルネットワー
クによる簡易診断と診断根拠の同定に関する検討, 電子情報通
信学会総合大会講演論文集 情報・システム(1), (1995), pp.
78
- (48) 宮田健雄, 小谷学, 赤澤堅造, ニューラルネットワークによる
設備機器の音響診断方法インテリジェント・システム・シンポ
ジウム講演論文集, 7 (1997), pp.193-198
- (49) 玄光男, 辻村泰寛, 遺伝的アルゴリズムの工学問題への応用,
日本信頼性学会誌, 18-2 (1996), pp.146-155
- (50) 和多田淳三, 遺伝的プログラミング, 日本ファジィ学会誌 7(2),
288, 1995-04-15
- (51) 陳鵬, 豊田利夫, 遺伝的アルゴリズムと統計情報量による信号
の最適検出法, 計測自動制御学会学術講演論文集, 33 (1994),
pp.3-4
- (52) 陳鵬, 豊田利夫, 奈須政巳, 遺伝的プログラミングによる設備
異常の最適識別法(1), 精密工学会大会学術講演会講演論文集, 2
(1998), pp.11
- (53) 荒木竜二, 可変運転条件における機械設備の異常診断法の研究,
日本機械学会九州支部講演論文集, 54 (2001), pp.227-22
- (54) 荒木竜二, 陳鵬, 豊田利夫, 時間-周波数解析及び可能性理論に

よる可変運転条件の設備異常診断, 電子情報通信学会技術研究報告. R, 信頼性, 101-372 (2001), pp.25-28

- (55) N Nakagawa, O Mahrenholtz, Diagnosis of Machines by Using Sound Information, Proceedings of World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms, 6 (1991), pp.99-102
- (56) E Loukis, K Mathioudakis, K Papailiou, A Procedure for Automated Gas Turbine Blade Fault Identification based on Spectral Pattern Analysis, Transactions of the ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 114 (1992) , pp.201-208
- (57) 関口泰久, 中川紀壽, パターン認識による転がり軸受の音響異常診断, Journal of Japan Society for Design Engineering, 39-4 (2004), pp. 182-188
- (58) 小西琢哉, 関口泰久, 中川紀壽, 最適化手法を用いた複数個音源の同定, 日本機械学会九州支部講演論文集, (2003), pp. 29-30
- (59) R M Goodall, T X Mei, Advanced Control and Monitoring for Railway Vehicle Suspensions, Proceedings of International Symposium on Speed-up and Service Technology for Railway and Maglev System 2006 (STECH 2006), (2006), pp. 10- 16
- (60) R M Goodall, P Li, C S Ling, Enhanced Rail Contribution by Increased Reliability (ERCIR) – Instrumenting In-service Rail Vehicles to Monitoring Vehicle and Track, Proceedings of World Congress on Railway Research, (2003), pp.963-975.
- (61) S Bruni, R M Goodall, T X Mei, H Tsunashima, Control and monitoring for railway vehicle dynamics, Vehicles System Dynamics, Vol.45, No.7-8, pp.765-771
- (62) Y Hayashi, H Tsunashima, Y Marumo, Fault Detection on Railway Vehicle Suspension Systems Using Multiple-Model Approach, Journal of Mechanical Systems for Transportation and Logistics, Vol.

1, No.4 (2008), pp. 88- 99.

- (63) R J Patton, P M Frank, R N Clark, Issues of Fault Diagnosis for Dynamic System, Springer, (2000), pp.115-150
- (64) 林祐介, 綱島均, 丸茂喜高, 鉄道車両の状態監視と故障検知に関する研究, 日本機械学会交通・物流部門大会講演論文集, 16 (2007), pp.331-334
- (65) 松本陽, プローブ車両による車両・軌道系の状態監視, JREA, 50-9 (2007), pp.32741-32744
- (66) 中村英夫, 綱島均, 松本陽, 鉄道の保全業務を変革するプローブ車両 営業車両による状態監視, 日本信頼性学会誌, 29-6 (2007), pp.374-381
- (67) 水間毅, 佐藤安弘, 足立雅和, プローブ車両による予防安全技術について, 電子情報通信学会技術研究報告, 109-334 (2009), pp.49-52
- (68) 須田義大, 奥村幹夫, 小峰久直, 岩佐崇史, 曄道佳明, ウェーブレット解析を用いたレール波状摩耗検出手法に関する研究, 日本機械学会論文集, 66-642, C (2000), pp.615-620
- (69) 小島崇, 綱島均, 松本陽, 緒方正剛, 車上測定データによる軌道の異常検出 第1報, レール波状摩耗の検出, 日本機械学会論文集, 72-720, C (2006), pp.2447-2454
- (70) 城戸健一, デジタルフーリエ解析 (I), コロナ社, (2007), pp.89-118
- (71) 日本音響学会編, 音・振動による診断工学, コロナ社, (2000), pp.59-61
- (72) 榊原進, ウェーブレットビギナーズガイド, 東京電機大学出版局, (1995), pp.1-27
- (73) 新誠一, 中野和司, 図説ウェーブレット変換ハンドブック, 朝倉書店, pp.6-156

- (74) 電気学会編, ウェーブレット解析の産業応用, 朝倉書店, (2005), pp.8-34
- (75) I Daubechies, Ten Lectures on Wavelets, CBMS-NSF Regional Conference Series in Applied Mathematics, Society for Industrial and Applied Mathematics, 61 (1992)
- (76) I Daubechies, Orthonormal bases of compactly supported wavelets, Communications on Pure and Applied Mathematics, 41-7 (1988), pp.909-996
- (77) 留岡正男, 松本耕輔, 東京メトロにおける走行安全性に関わる取り組み, 鉄道車両と技術, 13-3 (2007), pp.11-16
- (78) 清水忠, 岩本厚, 東京メトロにおける走行安全性に関わる取り組みの紹介(第2報), 鉄道車両と技術, 14-12 (2009), pp.16-23
- (79) 清水忠, 中島正貴, 齋藤拓也, 東京メトロ 営業線車両の脱線係数常時モニタリング, 16-4 (2010), pp.15-23
- (80) 西村恭一, JR 東海におけるモニタリングデータを活用した故障予兆検知, 鉄道車両と技術, 16-4 (2010), pp.2-7
- (81) 神野勇彦, 江崎浩康, 大原麻左幸, 車上・地上間無線伝送を用いた 313 系モニタ装置の開発, R&M, 8-3 (2003), pp.7-10
- (82) 神田英樹, 草節, 増山雄一, 青山育也, 安藤裕隆, 313 系用モニタ装置, 鉄道技術連合シンポジウム(J-Rail)講演論文集, (2000), pp. 135-138
- (83) 大原麻左幸, 安藤裕隆, 加藤克美, 313 系車両におけるモニタリングとバックアップ, 鉄道技術連合シンポジウム(J-Rail)講演論文集, (2006), pp.565-568
- (84) 伊藤順一, 上野雅之, 動力分散方式による粘着特性の最適利用, JREA, 42-5 (1999), pp.26152-26155
- (85) 上野雅之, 菊野敏, 東海道新幹線車両のブレーキ粘着技術 列車編成としての粘着係数の把握と解析手法について, JREA, 47-5

- (2004), pp.30069-30074
- (86) 山田幸一, 床下温度検知システムの開発, JR 東海技報, 5(2007), pp.18-21
- (87) 山田幸一, 床下温度検知システムの開発, R&M, 15-4 (2007), pp.23-26
- (88) 安藤 隆 赤外線サーモグラフィによる熱画像診断, 新電気, 64-12 (2010), pp.53-55
- (89) 豊田利夫, 設備診断の進め方, 日本プラントメンテナンス協会, (1982), pp.83-86 次数比
- (90) 牧修市, 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, (1993), pp.152-154
- (91) 中村尚五, デジタル信号処理, 東京電機大学出版局, (1989), 全般的に参照
- (92) 中村尚五, デジタルフィルタ, 東京電機大学出版局, (1989), 全般的に参照
- (93) 相良岩男, よくわかるデジタル信号処理入門, 日刊工業新聞社, (2009), 全般的に参照
- (94) A Oppenheim, R M Schafer, Digital Signal Processing, Prentice Hall, (1975), pp.155
- (95) 菊野敏, JR 東海小牧研究施設 車両走行試験装置の紹介, 日本機械学会誌, 113-1097 (2010), pp.278
- (96) 菊野敏, 車両走行試験装置を活用した新たな挑戦, JR 東海技報, 8 (2009), pp.34-35
- (97) 上野雅之, 勝又靖博, 田中英允, 東海道新幹線新 ATC 車上システムの開発, JREA, 47-11(2004), pp.30439-304411

謝 辞

本論文は東海道新幹線の更なる安全性を追求すべく、東海旅客鉄道株式会社技術開発部において平成 14 年度の開設以来取り組まれてきた新幹線台車の状態監視システムに関する研究開発成果をまとめたものです。本研究の推進及び本論文の取りまとめにおいて、多くの方々に御指導と御鞭撻を賜りましたことに対して、深く御礼申し上げます。

最初に、主指導教官である新潟大学教授 谷藤克也博士からは、研究の方向性から論文作成に至るまで数多くの懇切丁寧な御指導、御助言を賜りました。心より深く御礼申し上げます。

また、副指導教官として貴重な御指導と御助言を頂きました新潟大学教授 原利昭博士、同大学教授 横山誠博士、及び論文審査にあたり副査をお勤め頂きました新潟大学教授 新田勇博士、同大学教授 阿部和久博士にも深く感謝致します。

研究開発を進める上で、数々の貴重な御指導と御助言を頂き、また、社会人学生としての大変貴重な機会を賜りました東海旅客鉄道株式会社 森村勉博士、関雅樹博士、長田豊氏、新幹線エンジニアリング株式会社 石川栄氏、東海旅客鉄道株式会社 山田幸一氏には心より感謝の意を表します。

さらに、試験実施及び研究開発の推進に関しましては、日本車輛製造株式会社 岡田信之氏、東海旅客鉄道株式会社 菊野氏、大西氏、森下氏にも多大なる御協力を頂き、感謝を申し上げます。

最後に、本論文をまとめるにあたり、御協力頂きました多くの皆様方に重ね重ね深甚なる謝意を表します。