タービンモデルにおける振動現象のウェーブレット変換による時間周波数可視化

正員 川田 昌武* 非会員 山田 康二**
非会員 金子 康智*** 正員 伊坂 勝生*

Time-Frequency Visualization of Vibration Phenomena generated on Turbine Model using Wavelet Transform

Masatake Kawada*, Member, Koji Yamada**, Non-member,
Yasutomo Kaneko***, Non-member, Katsuo Isaka*, Member

In this paper we presented results of fundamental study to introduce the wavelet transform to vibration diagnosis for a turbine. It is required to detect typical vibration of the turbine accurately. The wavelet transform is used in many fields because it is able to visualize a phenomenon in a time-frequency domain. Modern power plants usually use one-high pressure and one or two lower pressure turbines. We made a turbine model with 3 rotors supported with journal bearings to simulate contact vibration, oil whip, and clearance vibration. The vibration phenomena were measured with vertical and horizontal displacement meters at the rotors, and with vertical and horizontal accelerometers at the bearings. The vibration phenomena were visualized in the time-frequency domain by the wavelet transform. This paper especially shows the results of the acceleration signals. It is found that the dynamic spectra obtained by the wavelet transform of the acceleration signals are different for each vibration. Therefore, this method is able to distinguish the vibration phenomena. And furthermore, the contact point is localized by the proposed method.

キーワード：タービン，モデルロータ，振動診断，ウェーブレット変換，時間周波数可視化

Keywords: turbine, model rotor, vibration diagnosis, wavelet transform, time-frequency visualization

1. まえがき

タービン，発電機等の異常は回転軸や軸受の振動現象として現れる場合が多く，状態基準保全（Condition Based Maintenance：CBM）を実現する上で，振動現象と軸受部の状態を正確に把握する必要がある^{(1)~(10)}。異常に伴って発生する振動現象は，初期の軽微な状態である程，振幅値は小さく，従来の振幅値の変化幅を計測する方法では検出が困難であ

る。また，時間的に振動の周波数，振幅等が変化する非定常現象も発生していることから，従来の周波数分析では周波数の時間変化や，突発的な振動の生起及び持続時間を十分に捉えることが出来ない。

著者らは時間と周波数領域から現象を捉えるウェーブレット変換（Wavelet Transform）^{(11)~(15)}を実運用中のガスタービン発電機の振動波形に適用し，軸振動の時間周波数可視化を行った⁽¹⁶⁾。

また，異常原因の判別を実現するための基礎研究として，モデルロータ（1本のロータによるモデル）を用いた各種異常の模擬実験を行い，その振動波形に対してウェーブレット変換による解析を行った⁽¹⁷⁾⁽¹⁸⁾。その結果，ウェーブレット変換により得られるダイナミックスペクトラム（Dynamic Spectrum）から，各異常振動を判別できることを示した。

一般に，実運用に供している蒸気タービンは，使用する蒸気の圧力，温度，出力等により，高，中，低圧タービンに車室（Casing）を分割して配列させており，また，複合発電設備ではガスタービンと蒸気タービンを組み合わせて軸系を構成していることから，複数のロータにより構成されるタービンの振動現象を検出することは重要である。

* 徳島大学工学部電気電子工学科

〒770-8506 徳島市南常三島町 2-1

Department of Electrical and Electronic Engineering, Faculty of Engineering, The University of Tokushima

2-1, Minami-Johsanjima, Tokushima 770-8506

** 中部電力（株）技術開発本部電力技術研究所

〒459-8522 名古屋市緑区大高町字北関山 20-1

Electric Power R&D Center, Chubu Electric Power Co., Inc.

20-1, Kitasekiyama, Odaka, Midori-ku, Nagoya 459-8522

*** 三菱重工業（株）技術本部高砂製作所振動・騒音研究室

〒676-8686 高砂市荒井町新浜 2-1-1

Vibration & Noise Control Laboratory, Takasago Research & Development Center, Mitsubishi Heavy Industries, LTD.

2-1-1, Shinhamma, Arai-cho, Takasago 676-8686

本論文では、より実機に近いモデルとして、新たに製作したタービンモデルに各種異常振動の模擬実験⁽¹⁹⁾を実施し、その振動波形に対してウェーブレット変換を行った結果について報告する。

また、時間周波数成分の到達時間差を利用した接触位置特定法を提案する。

2. ウェーブレット変換による時間周波数可視化

信号の周波数成分を表現する方法としてフーリエ変換があげられるが、フーリエ変換の基底に用いられる指数関数 $e^{-i\omega t}$ は、時間領域で無限の広がりを持つことから、フーリエ変換では信号の時間情報が失われることになる。ウェーブレット変換は時間周波数表現を可能とすることから、この欠点を補うことが出来る。

時間領域における信号 $f(t)$ のマザー・ウェーブレット $\psi(t)$ によるウェーブレット変換は、次式のように定義される。

$$(W_{\psi}f)(b, a) = \int_{-\infty}^{\infty} \frac{1}{\sqrt{|a|}} \psi\left(\frac{t-b}{a}\right) f(t) dt \cdots \cdots (1)$$

a : スケール・パラメータ

b : トランスレート・パラメータ

なお、マザー・ウェーブレット $\psi(t)$ は局在する必要があることから、下記を満たすものが用いられる。

$$\int_{-\infty}^{\infty} \psi(t) dt = 0 \cdots \cdots (2)$$

ウェーブレット変換には、様々なマザー・ウェーブレットが報告されているが、本論文では時間と周波数に関する不確定性が最小の関数（時間周波数空間において最も局在性が良い関数）であることから、信号の周波数を探り出すのに適している (3) 式に示す Gabor のマザー・ウェーブレットを用いた。(3) 式は厳密には (2) 式を満たさないが、ほぼ零となるため実用上は問題ない⁽¹¹⁾⁽¹⁴⁾。

$$\psi(t) = \frac{1}{2\sqrt{\pi}\sigma} e^{-\frac{t^2}{2\sigma^2}} e^{-it} \cdots \cdots (3)$$

なお、 $\sigma = 8$ とし、(1) 式において

$$a = \frac{1}{2\pi f} \cdots \cdots (4)$$

から、この周波数 f [Hz] を可変することにより、任意の周波数帯での時間変化をダイナミックスペクトラム (Dynamic Spectrum) として求めることが出来る。本論文では、各周波数におけるダイナミックスペクトラムとして (1) 式の振幅値 $|(W_{\psi}f)(b, a)|$ を表示した。なお、振幅二乗値 $|(W_{\psi}f)(b, a)|^2$ はスカログラム (Scalogram) と呼ばれる。

3. ダイナミックスペクトラムによる接触位置特定法

異常振動の発生位置特定方法として、時間波形の到達時間差から位置特定を行う方法も考えられる。しかしながら、弾性論では接触、微動等により弾性体には速度分散が存在

図1 接触位置特定法

Fig. 1. Localization method for contact point.

する表面波が発生すると報告されている⁽²⁰⁾⁽²¹⁾。すなわち、周波数成分ごとに位相速度が変わる。また、タービン発電機は各種要素から構成されており、反射波も発生することから、振動波形は複雑になると考えられる。そこで、各周波数成分の時間的な変化を捉える必要があり、本論文ではウェーブレット変換により得られたダイナミックスペクトラムの各周波数成分から位置特定する方法を提案する。

ダイナミックスペクトラムから任意周波数成分を切り出し、全チャンネル中、立ち上がり時間が最も早いチャンネルを選択する。次に、そのチャンネルと同じロータ上のチャンネルを選択する。上記を ch1 と ch2 とし、この ch1 と ch2 との到達時間差を算出することにより位置の特定を行う。

図1に示す様に、各チャンネル ch1, ch2 の位置をロータ端 ($x = 0$) からそれぞれ x_1 [m] と x_2 [m] とし、求める振動発生位置を x_{source} [m] とする。 x_1 [m] と x_2 [m] で測定、解析した時間周波数成分の立ち上がり時間をそれぞれ T_1 [s]、 T_2 [s] とする。振動の伝播速度 v [m/s] はロータ材料、周波数等により異なることから、事前にタッピング試験で確認する。発生位置は (5) 式より求まる。

$$x_{source} = \frac{1}{2} (x_1 + x_2 - v\tau_{21}) \cdots \cdots (5)$$

但し、

$$\tau_{21} = T_2 - T_1 \cdots \cdots (6)$$

である。例えば、ch1 と ch2 の中点に接触位置が存在する場合には、到達時間差は $\tau_{21} = T_2 - T_1 = 0$ であることから、

$$x_{source} = \frac{1}{2} (x_1 + x_2) \cdots \cdots (7)$$

と求まる。ここで、到達時間差 τ_{21} が

$$\tau_{21} = \left| \frac{x_2 - x_1}{v} \right| \cdots \cdots (8)$$

の時は、この ch1 か ch2 が設置された箇所に接触点があるか、あるいは、ch1 と ch2 が設置されたロータ上 (x_1 [m] と x_2 [m] 間) に接触点がないため、上記、ch1 と ch2 以外で立ち上がり時間が早い ch3 を選択し、チャンネル ch3 と ch1 との間で (5)、(6) 式により発生位置を求める。

以上を任意周波数成分で行うことにより、速度分散が存在する表面波が発生した場合においても、各周波数成分がどの

位置で発生したかを知ることが出来る。なお,事前にタッピング試験で伝搬速度 v [m/s] が確認できない場合は, 3 箇所 (x_1 [m], x_2 [m], x_3 [m]) による到達時間差 ($\tau_{21} = T_2 - T_1$ [s], $\tau_{31} = T_3 - T_1$ [s]) を, (5) 式から導出された (9) 式に代入することで発生源 x_{source} を求めることが出来る。

$$x_{source} = \frac{1}{2} \frac{1}{\tau_{31} - \tau_{21}} \{ \tau_{31} (x_1 + x_2) - \tau_{21} (x_1 + x_3) \}$$

.....(9)

4. 実験計測方法

4.1 計測内容 図 2 に本実験に用いたモデルロータ試験装置を示し, 表 1 にその仕様を示す。同図 (及び同表) に示す様に, 本モデルは 3 本のロータが直列にカップリング (Coupling) を介して接続されており, 各ロータにディスクが 2 枚ずつ取り付けられている。振動センサーとして, ロータ部に渦電流型変位計 12 点 (垂直, 水平方向), 軸受部に圧電型加速度計 12 点 (垂直, 水平方向), 軸受部と接触部に AE センサー 7 点 (水平方向) を用いた。なお, 同図のモデルロータの 1 次危険速度は 1020 rpm (固有振動数解析結果) である。

図 3 に計測ブロック線図を示す。全チャンネルのデジタルデータを取得するためのサンプリング周波数は, 同図中のデータレコーダにて 48 kHz (サンプリング時間 2.08×10^{-5} s) と設定した。解析時間窓は 0.05 s と設定したことから, 解析ポイント数は 2400 point である。

本実験では変位計, 加速度計, AE センサーを用いて振動現象を計測したが, 本論文では加速度信号の解析結果を示す。なお, 本実験に用いた圧電型加速度計の応答周波数 ($\pm 5\%$) は, 5 ~ 6000 Hz (共振周波数 32 kHz) であること

表 1 モデルロータの構成
Table 1. Specifications of model rotor.

(1) Rotor	
Number of Rotors	: 3
Bearing Span	: 1000 mm
Diameter	: 20 mm
(2) Disk (2 disks on every rotor)	
(a) No.1 rotor	
Diameter	: 160 mm
Width	: 11.6 mm
(b) No.2 rotor	
Diameter	: 160 mm
Width	: 25.8 mm
(c) No.3 rotor	
Diameter	: 160 mm
Width	: 34.6 mm
(3) Bearing	
Sliding Bearing (150 deg Partial Bearing)	
Oil: Turbine oil 46	
(4) Traction Motor	
Power Supply	: Single Phase 100V
Control	: Feedback Control by Spindle Speed
Maximum Spindle Speed	: 10000 rpm
Rising Rate of Spindle Speed	: 15000 rpm/min
(5) Vibration Sensor	
Eddy Current Displacement Meter	: 12 Meters
(Vertical, Horizontal Directions / Measurement Point)	
Piezoelectric Accelerometer	: 12 Meters
(Vertical, Horizontal Directions / Bearing)	
AE Sensor	: 7 Sensors
(Horizontal Direction / Bearing, Disk Contact)

図 2 タービンモデルロータ
Fig. 2. Turbine model rotor.

図3 計測ブロック線図

Fig. 3. Block diagram of measurement.

から、解析周波数帯域を 0～6000 Hz、周波数間隔を 600 Hz（回転周波数 60 Hz×10 倍）とした。

先に報告した論文⁽¹⁷⁾では、加速度信号の解析周波数帯域を 0～1200 Hz、解析時間窓を 1 s としたが、本論文では解析周波数帯域を拡張すると共に、解析時間窓を短縮した場合の原因判別の可能性について検討した。

4・2 振動試験方法 各振動現象の概要と本モデルロータを用いた各振動発生方法を以下に述べる。なお、設定した実験条件により、各振動現象が発生しているかどうかを、周波数分析器（Frequency Analyzer）で確認した。

（1）接触振動（Contact Vibration） タービン発電機では負荷遮断等によりタービンの回転速度が急激に上昇し、遠心力で動翼が伸び固定翼に接触することや、復水器の真空が低下することで排気室の温度が上昇し、排気室が熱による膨張を起こし、タービン翼に接触することが考えられる⁽¹⁾。これらの場合には翼を破損するという事故につながる。なお、タービン翼の振動は軸を介して軸受に伝達されることから、軸受に加速度計を設置して翼の異常診断を行っている⁽⁵⁾。

本実験では、60 Hz（3600 rpm）回転保持時に接触治具を静止側から移動させ、接触治具とロータ 3 のディスク 6 を接触させて接触振動を発生させた。各ディスクには円周上に浅い刻みを 60 個入れ、仮想的にタービン動翼の接触を模擬した。

（2）オイルホイップ（Oil Whip） オイルホイップは軸受の動特性に起因する自励振動の一つであり、通常、回転数を軸系の安定限界を超える回転数まで上昇させた場合や、一定回転数で運転中に潤滑油温度が変化した場合に発生する⁽²⁾⁽²²⁾⁽²³⁾。

本実験では、ロータ 3 の軸受 5、6 上半部の締め付けボルトを緩めてアライメント（Alignment）を変化させ、軸系を

不安定にしてオイルホイップを発生させた。

（3）ガタ振動（Clearance Vibration） ガタ振動は軸受を支持するハウジング（Housing）等の固定が不十分であった場合や、熱変形等によりハウジングと車室の間に隙間が生じた場合などに発生する。ガタの非線形性により、回転数の分数調波成分や高調波成分の振動が顕著になる⁽³⁾。

本実験では、ロータ 2 の軸受 3 を設置台に固定するためのボルトを緩めてガタ振動を発生させた。

5. 加速度信号の時間周波数可視化

図 4 にロータ 3 の軸受 6 に設置した加速度計 A-6(V,H) による接触振動の加速度時間波形（上図）とダイナミックスペクトラム（下図）を示す。同図のダイナミックスペクトラムの表示に際し、加速度では回転周波数以外の周波数も強く表示されることから、線形表示とした。

同図より、接触点から近いセンサーである A-6(V,H) は、0.013～0.020 s 付近において大きな加速度値（上図）を示していることが分かる。また、全センサー A-1(V,H)～A-6(V,H) の加速度値の時間波形から、全センサーがこの振動を捉えていることを確認した。すなわち、ロータ 3 のディスク 6 に接触が発生した場合、本モデルロータではカップリングを介してロータ 1 の軸受 1 に設置した加速度計 A-1(V,H) に振動が伝搬したことが確認できた。

同図のダイナミックスペクトラム（下図）より、接触発生時に加速度計の応答周波数帯域である 6000 Hz までの成分が 0.013 s 付近から同時に発生していることが分かる。4200 Hz 以上の周波数成分は 0.020 s 付近までで減衰しているが、1800 Hz 以下の周波数成分は 0.030 s 付近まで発生している。

同図 A-6(V,H) の加速度信号（上図）の振幅値を比較すると、垂直 A-6V が水平 A-6H よりも大きい、下図のダ

(a) A-6V

(b) A-6H

図4 接触振動における加速度信号のダイナミックスペクトラム

Fig. 4. Dynamic spectrum of acceleration of contact vibration.

イナミックスペクトラムでは、周波数はほぼ同じ帯域であり、かつ、各周波数の持続時間もほぼ同じであることが分かる。すなわち、接触振動を判別する上で振幅値のみ、あるいは周波数のみの情報ではなく、時間周波数成分として特徴を把握できる。

図5にオイルホイップ発生時の加速度信号を解析した結果を示す。ロータ3の軸受6に着目すると、A-6(V,H)に600 Hz ~ 1800 Hz 前後の周波数成分が0.030 s ~ 0.050 sにおいて間欠的に発生している（特に A-6H）が、ほぼ正常時に近いものとなっている。なお、オイルホイップでは変位信号に回転周波数成分 60 Hz の (1/2) 周波数の 30 Hz 成分が含まれることから、変位信号をウェーブレット変換することで容易に判別ができる⁽¹⁷⁾。

図6にガタ振動時の加速度信号を解析した結果を示す。ロータ2の軸受3に着目すると、同図(b)のA-3H(上図)が他の箇所と比較して最も大きな加速度変動を示しており、その周期は約 16.7 ms であることが分かる。

同図のダイナミックスペクトラム(下図)より、同図(a)のA-3Vでは周波数 600 Hz ~ 3000 Hz, 同図(b)のA-3Hでは周波数 600 Hz ~ 1800 Hz の成分が周期約 8 ms で同時に発生しており、本モデルロータの回転周期 16.7 ms (回転周波数 60 Hz) の半分の周期で上記の成分が発生していることが分かる。

(a) A-6 V

(b) A-6H

図5 オイルホイップにおける加速度信号のダイナミックスペクトラム

Fig. 5. Dynamic spectrum of acceleration of oil whip.

以上の結果より、各異常振動時のダイナミックスペクトラムは、それぞれ時間周波数成分が異なっており、ダイナミックスペクトラムにより振動原因の判別が可能である。なお、上記の結果では、加速度信号の振幅値、波形形状からも各振動の判別は可能であるが、各計測箇所の加速度信号は弾性波の減衰、分散、反射等により振幅値、波形形状が異なっているため、実際には判別は容易ではない。しかしながら、ダイナミックスペクトラムは振動の時系列的な変化を時間周波数成分として把握できることから、より高精度な振動の判別が可能となる。

6. ダイナミックスペクトラムによる接触位置特定

接触振動の位置特定を行うにあたり、接触による弾性波の伝搬速度をモデルロータ停止時のタッピング実験により求めた。ロータ3のディスク6をタッピングし、ウェーブレット変換により任意の周波数成分の振動伝搬速度を A-5V, A-6V への到達時間差(立ち上がり時間の差)から求めた結果、ロータ3での振動伝搬速度は周波数 6000 Hz では 1440 m/s であった。なお、ディスク6から A-5V 及び A-6V までの距離は、それぞれ 0.68 m, 0.32 m であることから、その距離差は 0.36 m (= 0.68 m - 0.32 m) である。また、ウェーブレット変換では、時間分解能は高周波が低周波よりも向上するため、本加速度計の最高周波数である 6000 Hz を選択した。

図6 ガタ振動における加速度信号のダイナミックスペクトラム

Fig. 6. Dynamic spectrum of acceleration of clearance vibration.

図7 接触振動時の周波数 6000 Hz 成分の時間周波数成分 (回転数: 定格, 接触箇所: ディスク6)

Fig. 7. Time-frequency component of 6000 Hz in case of contact vibration (Rotational speed: rated speed, Contact point: disk6).

図7にディスク6の接触振動発生時における周波数成分 6000 Hz の時間変化を示す。なお、同図中の AE-7 は接触機構部の AE センサー出力 (ウェーブレット変換は行っていない) であり、接触発生時間を把握することができる。

同図より、周波数 6000 Hz の成分は、A-6V の立ち上がり時間が他のチャンネルと比較して最も早いことが分かる。

この A-6V と同じロータ 3 上の A-5V を選択し、両チャンネル間の到達時間差を求めると 2.5×10^{-4} s であることから、(8) 式による値以下であるため、ロータ 3 上に接触点があると推定できる。

求めた到達時間差、及び、A-5V と A-6V の位置座標、伝搬速度を (5) 式に代入すると、接触位置は A-6V の設置位置から 0.32 m の距離にある、すなわち、ディスク 6 が接触箇所であると推定できる。

7. まとめ

本論文では、製作したタービンモデルロータに各種異常振動の模擬実験 (接触、オイルヒップ、ガタ) を実施し、その加速度信号のウェーブレット変換による解析結果の比較を行った。また、時間周波数成分の到達時間差を利用した接触位置特定法を提案した。

以下に得られた結果について述べる。

(1) ウェーブレット変換によるダイナミックスペクトラムの相違から、各種異常振動 (接触、オイルヒップ、ガタ) の判別ができることを示した。接触振動以外は高周波 (4000 Hz 以上) 成分が発生しておらず、高周波成分が発生している場合は接触振動であると判断できる。

(2) ウェーブレット変換による時間周波数成分の到達時間差を利用した接触位置特定方法を提案し、周波数成分毎の位置特定が可能であることを示した。

今後は実機運転中での計測、解析を進める予定である。

(平成 16 年 8 月 2 日受付, 平成 16 年 11 月 8 日再受付)

文 献

- (1) 道上 勉: 改訂版 発電・変電, pp.170-175, 電気学会 (2001-4)
- (2) 河村達雄・田中祀捷: 電気設備の診断技術, pp.117-149, 電気学会 (2003-10)
- (3) 豊田利夫: 回転機械診断の進め方, 日本プラントメンテナンス協会 (1991-1)
- (4) 豊田利夫: 設備診断のための信号処理の進め方, 日本プラントメンテナンス協会 (1996-4)
- (5) 設備診断技術推進センター・設備診断技術委員会 編: 「回転機械の診断技術」, pp.1-5, 「回転機械の異常診断システムの設計」, pp.6-11, 回転機械診断機器ガイド, 日本プラントエンジニア協会 (1981-3)
- (6) M. Kawada, S. Utsumi, L. Yi, Z. Kawasaki, K. Matsuura, and T. Okamoto: "Wear Particle Detection in the Lubricating Oil of the Rotating Machine Bearing by Ferrography Analytical Method using Image Processing and Neural Networks", *T. IEE Japan*, Vol.117-B, No.8, pp.1132-1139 (1997-8) (in Japanese)
川田昌武・内海真志・廬 毅・河崎善一郎・松浦虔士・岡本智行: 「画像処理技術とニューラルネットワークを適用したフェログラフィー分析法による同期機すべり軸受の潤滑油中摩耗粒子検出」, 電学論 B, 117, 8, pp.1132-1139 (1997-8)
- (7) S. Utsumi, Z. Kawasaki, K. Matsuura, and M. Kawada: "Discrimination of Wear Particle in Lubricating Oil to Diagnose the Bearing using Wavelet Transform and Fuzzy Systems Theory", *T. IEE Japan*, Vol.119-B, No.2, pp.147-155 (1999-2) (in Japanese)
内海真志・河崎善一郎・松浦虔士・川田昌武: 「ウェーブレット解析とファジ理論を用いた軸受部劣化診断のための潤滑油中摩耗粒子識別」, 電学論 B, 119, 2, pp.147-155 (1999-2)
- (8) H. Nakajima, M. Tokuhira, S. Hisa, T. Noda, and T. Mozai: "Rotor Vibration Diagnosis System for Large Steam Turbine", *The Thermal & Nuclear Power*, Vol.38, No.12, pp.1389-1398 (1987-12) (in Japanese)
中島秀雄・徳平 真・檜佐彰一・野田俊博・茂在哲雄: 「大型蒸気タービン軸振動診断システム」, 火力原子力発電, 38, 12, pp.1389-1398 (1987-12)

- (9) Y. Matsuura: "Supervisory Supporting System for Turbine and Generator", *The Thermal & Nuclear Power*, Vol.47, No.10, pp.1057-1066 (1996-10) (in Japanese)
松浦泰則:「タービン・発電機監視支援システム」, 火力原子力発電, 47, 10, pp.1057-1066 (1996-10)
- (10) S. Honda, H. Hagiwara, Y. Ohga, and K. Moriguchi: "Anomaly Detection System using wavelet transform method of Hydraulic Turbine Generator Vibration", The Papers of Technical Meeting on Rotating Machinery, IEE Japan, RM-00-124, pp.77-78 (2000-10) (in Japanese)
本田誠司・萩原春樹・大賀幸治・森口一夫:「水車発電機振動のウェーブレット変換による異常検知システム」, 電気学会回転機研資, RM-00-124, pp.77-78 (2000-10)
- (11) 榊原 進: ウェーブレット・ピギナーズガイド, 東京電機大学出版 (1995)
- (12) 山口昌哉・山田道夫:「ウェーブレット解析」, 科学 60, pp.398-405 (1990)
- (13) M. Yamada: "Wavelet Analysis and Its Applications", *J. IEICE*, Vol.76, No.5, pp.518-528 (1993-5) (in Japanese)
山田道夫:「ウェーブレット解析とその応用」, 通信学誌, 76, 5, pp.518-528 (1993-5)
- (14) M. Sato: "Mathematica foundation of wavelets 1. Non-orthogonal wavelets, 2. Orthonormal wavelets", *J. Acoustical Soc. Japan*, Vol.47, No.6, pp.405-415 (1991-6) (in Japanese)
佐藤雅昭:「ウェーブレット理論の数学的基礎 第I部 第II部」, 音響学誌, 47, 6, pp.405-415 (1991-6)
- (15) H. Kanai: Spectrum Analysis of Sound and Vibration, pp.293-323, Corona Publishing Co. Ltd., Tokyo (1999) (in Japanese)
金井 浩: 音・振動のスペクトル解析, pp.293-323, コロナ社 (1999-3)
- (16) S. Hasegawa, M. Kawada, S. Matsumura, M. Nasu, and K. Nakamura: "Visualization Method of Rotor Vibration using Wavelet Transform for Condition Based Maintenance", *J. SSPAT*, Vol.3, No.4, pp.25-30 (2000-12) (in Japanese)
長谷川真司・川田昌武・松村司郎・那須素巳・中村光一:「ウェーブレット変換を用いた状態基準型保全のための軸振動可視化法」, 高速信号処理応用技術学誌, 3, No.4, pp.25-30 (2000-12)
- (17) M. Kawada, K. Yamada, and K. Yamashita: "Fundamental Study on Vibration Diagnosis for High Speed Rotational Machine using Wavelet Transform", *IEEE Trans. PE*, Vol.123, No.10, pp.1229-1241 (2003-10) (in Japanese)
川田昌武・山田康二・山下勝也:「ウェーブレット変換による高速回転機振動診断のための基礎研究」, 電学論 B, 123, 10, pp.1229-1241 (2003-10)
- (18) K. Yamaguchi, M. Takagi, K. Yamada, and M. Kawada: "Diagnosis using Wavelet Analysis for Vibration when Lubricant in Bearings is Reduced", Proc. of Dynamics and Design Conference 2004 (CD-ROM), No.330 (2004-9) (in Japanese)
山口和幸・高木亨之・山田康二・川田昌武:「ウェーブレット解析による軸受給油不足時の振動診断」, Proc. of Dynamics and Design Conference 2004 (CD-ROM), No.330 (2004-9)
- (19) M. Kawada, K. Yamada, Y. Kaneko, and K. Isaka: "Time-Frequency Visualization of Contact Vibration Phenomena generated on 3-Rotors Model of Turbine Generator using Wavelet Transform", 2004 National Convention Record IEE Japan, 5-077 (2004-3) (in Japanese)
川田昌武・山田康二・金子康智・伊坂勝生:「3軸型タービン発電機モデルにおける接触振動現象のウェーブレット変換を用いた時間周波数可視化」, 平成 16 年度電気学会全国大会, 5-077 (2004-3)
- (20) 地盤工学会: 地盤工学への物理探査技術の適用と事例, pp.389-392, 丸善 (2003-10)
- (21) 佐藤泰夫: 弾性波動論, 岩波書店 (1978-3)
- (22) T. Yamamoto and Y. Ishida: Linear and Nonlinear Rotordynamics Modern Treatment and Application, pp.227-242, Corona Publishing Co., Ltd., Tokyo (2001) (in Japanese)

- 山本敏男・石田幸男: 回転機械の力学, pp.227-242, コロナ社 (2001)
- (23) Y. Yamamoto and M. Kaneda: Tribology, pp.76-95, Rikogakusha, Tokyo (2001) (in Japanese)
山本雄二・兼田禎宏: トライボロジー, pp.76-95, 理工学社 (1998)

川 田 昌 武 (正員) 1971 年 1 月 25 日生。1998 年 3 月大阪大学大学院工学研究科電気工学専攻博士後期課程修了。同年 6 月名古屋工業大学工学部システムマネジメント工学科助手, 2002 年 3 月徳島大学工学部電気電子工学科講師, 2003 年 11 月同助教授。博士(工学)。電力機器設備診断技術, センシング技術, 知能型信号画像処理技術応用, 環境生体電磁工学, 脳電磁情報工学に関する研究に従事。

IEEE 等会員。

山 田 康 二 (非会員) 1966 年 9 月 28 日生。1991 年 3 月名古屋大学大学院工学研究科電子機械工学専攻博士前期課程修了。1991 年 4 月中部電力(株)入社。1995 年 3 月名古屋大学大学院工学研究科電子機械工学専攻博士後期課程修了。中部電力(株)電力技術研究所に勤務。現在に至る。工学博士。計測自動制御学会等の会員。

金 子 康 智 (非会員) 1955 年 11 月 13 日生。1981 年北海道大学大学院工学研究科機械工学第二専攻修士課程修了。1981 年三菱重工業(株)入社。回転機械の振動に関する研究に従事。2003 年 4 月三菱重工業(株)高砂研究所振動・騒音研究室室長。工学博士。日本機械学会, 米国機械学会等の会員。

伊 坂 勝 生 (正員) 1944 年 3 月 3 日生。1971 年 3 月東京大学大学院工学研究科博士後期課程修了。同年 4 月徳島大学工学部電気電子工学科助手。講師, 助教授を経て, 1988 年 7 月同教授。工学博士。電力系統の電磁環境・設備診断, 生体電磁工学に関する研究に従事。電気学会論文賞(1976 年度)。電気設備学会, 静電気学会, 環境科学会, 放電学会, IEEE 会員。