自家用発電設備における軸トルク推定方式

学生員 柿木 哲郎* 正員 横山 隆一*

正員 藤田 吾郎**

Shaft Torque Estimation Model for Private Generation System

Tetsuro Kakinoki*, Student Member, Ryuichi Yokoyama*, Member, Goro Fujita**, Member

During disturbances in power system, turbine-generator shaft are subjected to mechanical stress caused by severe torsional torques. Shaft torque is proportional to the shaft twist, which is caused by angle difference between both ends. However, observing the angle difference in an actual generation system is difficult technically. On the other hand, measuring rotational speed of the shaft ends is relatively easy. Then if the shaft torque could be estimated effectively, it would be used in order to control the rotational speed for shaft torque reduction.

This paper proposes a shaft torque excitation control for rotating machine by making use of an observer for the shaft torque. Firstly, the relationship between the observation signals and the accuracy of the estimation is discussed. Especially, the range of the error of actual values and measurement values of a turbine parameter are analyzed. Secondly, a shaft torque reduction control system is developed by using excitation control based on the estimate by identity observer.

キーワード：自家用発電設備，トルク推定，軸ねじれ振動，オブザーバ，LQR

Keywords: private generation system, torque estimation, shaft torsional oscillation, observer, LQR

1. まえがき

系統事故や SSR (軸ねじれ共振現象) によって生じる軸トルクの変動は、軸の絶縁を劣化させ、また金属疲労に至り軸が破損する原因となる。1970 年代初頭に米国、モハベ発電所で SSR による軸破損事故が実際に発生し⁽¹⁾、それをきっかけとして軸ねじれに関する多くの研究が行われてきた⁽²⁾。

こうした軸トルクの変動を抑えるには、まず系統側の対策として、遮断条件の最適化によって軸ねじれトルクを最小限にとどめる方法⁽³⁾や、送電線リアクタンス補償用直列コンデンサの投入量に制限を加え、送電回路と発電機との共振を避ける研究がある⁽⁴⁾。

一方、発電機側の対策としては、軸トルクの励磁制御によって軸ねじれトルクを減少させることが考えられる。例

えば、低次元モデルを用いているが、カルマンフィルタを用いて状態量を推定するとともに、LQG により制御系の設計を行った研究⁽⁵⁾がある。

以上は主として大型機について議論されている。一方自家用発電設備でも軸トルクについての研究がなされているが、その観点はかなり異なっている。自家用発電設備においては、タービン軸を保護するために減速機と発電機間にシェアピンが設けられており、定格トルクの数倍が加わると破断するようになっている。しかし、破断を生ずれば運転停止から補修まで時間を要することとなり、事故時にもできるだけ過度な軸トルクを生じさせないための工夫が必要となる。

現在のところその対策としては、事故の遮断方法に重点をおく手法⁽⁶⁾、直接タービン軸や発電機の設計パラメータを調整する手法⁽⁷⁾に限られており、実際に軸ねじれ振動が発生した場合には機械的な耐久性に頼るのみである。

以上述べた背景から、自家用発電設備においても、火力発電設備と共通する軸ねじれトルク低減の課題があり、励磁制御を応用できる可能性がある。また、軸トルクそのものは実際の回転機では実測が極めて困難であり、その値を推定する手法を確立する必要がある。

本研究では、自家用発電設備から火力発電設備まで使用

* 東京都立大学

〒192-0397 八王子市南大沢 1-1
Tokyo Metropolitan University
1-1 Minami-osawa, Hachioji 192-0397

** 芝浦工業大学

〒108-8548 東京都港区芝浦 3-9-14
Shibaura Institute of Technology
3-9-4 Shibaura, Minato-ku, Tokyo 108-8548

可能な軸トルク低減励磁制御方式の確立を最終目的とし、そのなかでも不可欠な技術である軸ねじれトルク推定に絞って議論することとする。

2. 設計方法

〈2・1〉推定方式 軸トルク推定にあたってはオブザーバを使用するが、そこでどのような観測量が必要となるかが1つのポイントとなる。一般的に観測量としては発電機位相角、周波数、電氣的出力などが考えられるが、位相角は一般に測定が困難である。また電氣的出力は測定が容易であるものの、自家発電設備の場合は単独運転も想定され、必ずしも電氣的出力が位相角の関数とならない場合がある。

そこで、この他の観測量として考えられる軸の回転速度に注目した。一般に軸トルクは軸ねじれに比例し、軸ねじれは軸両端の質点の角度差によって生じるため、その算出が可能である。しかし、実際の発電設備においてタービン軸内部は密閉されているため、軸上の各内部質点の角度差を測定することは難しい。大型機ではPSSとの兼ね合いでタービンケース内に速度センサを設置する場合もあるが、小型の発電設備では構造的に困難である。一方、タービン軸の両端であれば比較的測定が容易であり、そこから軸トルクを正確に推定できれば、前述のような制御方式への応用も可能となる⁽⁸⁾。

そこで本研究では、タービン軸端の回転速度を観測量とし、軸オブザーバモデルを用いた軸ねじれトルク推定装置を提案している。図1にその模式図を示す。まず、システムモデル上の実機モデル(シミュレーション上)において、軸ねじれトルクを確認し、それを実際値とする。一方、オブザーバモデルとして、仮想タービン軸モデルを設定する。実機モデルのタービン軸端から回転速度を検出し、オブザーバへの入力とすることで、オブザーバモデルから実機モデルタービン軸上の軸ねじれトルクを推定する。

〈2・2〉システムモデル 本研究では、分散化電源などで用いられる小型の自家発電設備を取りあげている。したがって事故時にはシステムから切り離して単独運転を行うといった

設定を盛り込む必要があるため、図2に示す自家発電機システムモデルを用いた⁽⁷⁾。負荷として、一般負荷(自家発電機定格出力の200%)と重要負荷(同70%)が無限大母線、自家発電機に接続されている。

このシステムモデルにおいて、定常時(step0)の状態から、0.01[s]後に引込線-トランス間で地絡事故(step1)を起こし、その後遮断器によって事故点を切り離す(step2)。ここで自家発電機は過負荷となるため、さらにその後一般負荷を開放(step3)し、重要負荷のみの単独運転に入る。このような一連の負荷変動が、自家発電機のタービン軸にどのような影響を及ぼすのか検証を行った。

〈2・3〉タービン軸モデル 推定の対象とした7質点系発電機タービン軸を図3に示し、表1に各質点の機械定数を示す⁽⁷⁾。軸ねじれ系の動特性を決定するパラメータとして回転質点の慣性定数、軸の剛性定数、制動係数が挙げられる。慣性定数は設計値でほぼ正確な値が得られるが、制動係数は摩擦損や風損などを含むため変動しやすく、実測値で概略値を得るほかない⁽⁹⁾。さらに軸の剛性定数も運転状態によって異なり、±20%程度の誤差を含む⁽¹⁰⁾。

ねじれ振動に関連するダンピングレベルはとても小さく、

図2 システムモデル

Fig. 2. Network model.

図3 タービン軸モデル

Fig. 3. Turbine shaft model.

表1 機械系定数

Table 1. Mechanical system constants.

Mass	Inertia constant [s]	Spring constant [pu/rad]
Turbine	2.122	274.1982
Joint A	0.0811	1186.9
Joint B	0.0233	500.6128
Shear pin A	0.0044	264.2079
Shear pin B	0.0044	28.3372
Generator	0.5688	21.6770
Excitor	0.0087

図1 オブザーバの模式図

Fig. 1. Schematic diagram of observer.

図 4 軸の固有振動周波数とモード形状

Fig.4. Rotor natural frequencies and mode shapes.

また、ねじれ振動に関連する時定数は4~30秒と長い⁽¹¹⁾。したがって軸系モデルでは各ダンピング要素を各質点の速度偏差に比例する項として慣性定数の0.1%と仮定し、ロータ間の軸材に対するダンピングトルクは無視した。

図4にこのタービン軸の振動モード解析結果を示す。対象タービン軸には6つの軸ねじれ振動モードが存在し⁽¹²⁾、小型タービンであるため、通常的大型機と比べて高い固有振動数を持っているのが特徴である。各モードの形状から、関与している質点の慣性定数の小さい第3、4、5、6振動モードはタービン全体に与える影響が小さい。また第2振動モードは発電機-励磁機間での支配的なねじれ振動となる。タービン軸全体で見ると、発電機質点の関わる第一振動モードが支配的な振動モードとなり、抑制装置ではこの振動を抑えることが重要となる。したがって、タービン-発電機間の5つの軸間にかかるねじれトルクはほぼ同値となるので、オブザーバモデルにおけるタービン-発電機間の質点は、タービンと発電機の2質点に近似して取り扱うことも可能である⁽¹³⁾。しかし、本研究では同次元オブザーバを用いて全質点の挙動を模擬することによって、推定精度を高めている。

また、モード形状から、タービントップで $\Delta\omega$ を検出する場合はすべてのモードが検出されにくいことがわかる。したがって、軸ねじれトルクを正確に推定するには、励磁機エンドでの検出の方が有効であると考えられる。これについては第4章で検証している。

(2.4) 発電機モデル 従来の同期機モデルの定数の決め方は、いわゆる古典モデルと呼ばれる等価回路に基づくものである⁽¹⁴⁾。しかし、系統事故時の過渡的なタービン軸ねじれ振動解析では、電気トルクの模倣が重要であり、事故時に電機子回路を流れる過渡成分によって大きく左右される⁽¹¹⁾。しかし、瞬時値ベースの過渡現象解析プログラムでは計算負荷が大きすぎるので、通常の実効値ベース安定度解析プログラムの同期機モデリング手法を選択せざる

表 2 発電機定数

Table 2. Generator machine constants.

発電機容量	5 [MVA]	定格電圧	6.6 [kV]
定格周波数	50 [Hz]	極数	4
発電機定数			
$X_d = 2.027$ pu	$X'_d = 0.210$ pu	$X''_d = 0.173$ pu	
$R_a = 0.0039$ pu	$T'_{do} = 0.0387$ s		
$T_{do} = 3.1$ s	$X_f = 0.0937$ pu	(q軸も同値)	
$T_a = 0.140$ s

図 5 ガバナモデル

Fig.5. A governor model.

図 6 AVR モデル

Fig.6. An AVR model.

を得ない。しかしこの場合、電圧式において $p\psi$ 項を無視することによって過渡特性に寄与する成分が界磁巻線のみとなる。この数学的簡略化は、小さな過渡時定数を持つ同期機の場合、モデリングの段階で X'_d の値に誤差が生じ得る⁽¹⁵⁾。現在 $p\psi$ 項を近似的に考慮するモデリング手法を研究中であるが、本研究では用いる同期機が比較的大きな過渡時定数を持っているため、標準手法に準ずるモデリング手法⁽¹²⁾⁽¹⁴⁾を用いた。

表2に発電機定数を示し、ガバナとAVRのブロック図をそれぞれ図5、図6に示す⁽⁷⁾。

(2.5) 遮断タイミング 図7はシェアピンA-シェアピンB、発電機-励磁機間をつなぐ軸にかかるねじれトルクの実値を表している。タービン-発電機間の6質点間に生じる5つのねじれトルクは、(2.3)節で述べたようにほぼ同じ値を示すため、ここでは最も強度の弱いシェアピンカップリングのねじれトルクのみを選んで示している。シェアピンのねじれトルクに比べて、発電機-励磁機間が小さい振動を示しているのは、重い発電機質点に軽い励磁機質点が接続されており、タービン-発電機間の電力動揺によるねじれの影響を受けにくいからである。タービン-発電機間にはモード1が、発電機-励磁機間にはモード2が振動モードとして現れている。

図7において、step2、step3の時刻はそれぞれ0.15[s]、0.33[s]であり、これはねじれ振動が最小になるように最適遮断タイミングに調整した結果である。反対に最悪遮断タイミング時のねじれトルク揺動を図8に示す。この時遮断

図 7 最適遮断タイミング時の軸ねじれトルク
Fig. 7. Torsional shaft torque at the best timing.

図 8 最悪タイミング時の軸ねじれトルク
Fig. 8. Torsional shaft torque at the worst timing.

時刻はそれぞれ 0.12 [s], 0.32 [s] である。グラフより、遮断動作を経る度にねじれが助長されていることがわかる。遮断タイミングはこのようにねじれトルク抑制においてかなり重要な要素ではあるが、本研究では図 7 で適用した最適タイミングを固定値として設定した。

3. 軸トルクオブザーバの設計

〈3・1〉 オブザーバ理論 図 9 に今回用いた同次元オブザーバを示す⁽¹⁶⁾。ここではタービン軸モデルから求めた A 行列を用いて、実際の質点の回転数変化である。

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad \dots\dots\dots (1)$$

とそのオブザーバモデル

$$\dot{\hat{x}} = A^* \hat{x} + Bu \quad \dots\dots\dots (2)$$

との出力偏差をモデルにフィードバックする。このときシステムは、

$$\dot{\hat{x}} = A\hat{x} + Bu + L(y - C\hat{x}) \quad \dots\dots\dots (3)$$

で表される。ここで L はオブザーバゲイン行列である。観測行列 C によって推測値 $\hat{x}$ の中から検出点を設定する。ここでは軸の両端、タービントップ、励磁機エンドの 3 ケースを想定できる。

ここでオブザーバ側の A^* 行列は実際の実験精度を想定した。実際の軸における制動係数、剛性定数、慣性定数は、実機試験をしても正確な値は得られない。特に、制動係数

図 9 同次元オブザーバ
Fig. 9. Identity observer.

は負荷によって二桁もの差が生ずるので、オブザーバモデルでは考慮していない。また、剛性定数、慣性定数も実証試験で正確な値が得られないため、それぞれ 10, 15% のパラメータ誤差を考慮した。

〈3・2〉 LQR 理論 今回、オブザーバゲイン L の設計には LQR を取り入れた⁽¹⁷⁾。式 (1) で表されるような、可制御で線形な時不変システムのもとで、ある評価関数を最小にする制御則が線形な状態フィードバック制御則となるためには、評価関数は以下のように 2 次形式とする必要がある。

$$J = \int_0^{t_f} [x^T Q x + u^T R u] dt \quad \dots\dots\dots (4)$$

ここで、制御目的の重み行列 $Q(n \times n)$ は非負定対称行列、制御入力重み行列 $R(m \times m)$ は正定対称行列とする。重み行列の定性的な設定指針としては Q を大きくとれば制御性能が増し、 R を大きくとれば制御入力を小さくできることになる。目的関数と制御入力の間にはトレードオフの関係があるが、本研究では単位行列を用いている。

この 2 次形式評価関数 (4) で終端時間 $t_f \rightarrow \infty$ とした評価関数を最小にする最適制御入力は、

$$u = -Fx, \quad F = R^{-1}B^T P \quad \dots\dots\dots (5)$$

で与えられる。ここで P は式 (6) のリカッチ型代数方程式の正定対称行列であり、一意に決定される。

$$PA^* + A^{*T}P - PBR^{-1}B^T P + Q = 0 \quad \dots\dots\dots (6)$$

リカッチ方程式の解法にはさまざまな方法が提案されているが、本シミュレーションでは Potter 方法を用いて式 (6) に対する解を導いた。

〈3・3〉 LQR のオブザーバへの適用 $e = x - \hat{x}$ とおき、式 (1) から式 (2) を引くと、

$$\dot{e} = (A - LC)e \quad \dots\dots\dots (7)$$

が得られる。ここで、式 (5) を式 (1) に代入することにより、

$$\dot{x} = (A - BF)x \quad \dots\dots\dots (8)$$

を得る。式 (7) を展開し $(A - LC)^T = A^T - C^T L^T$ とすると、可制御、可観測の関係から式 (8) との関係より、

$A^T \rightarrow A, C^T \rightarrow B, L^T \rightarrow F$ と置き換えることによってオブザーバの設計に応用することができる⁽¹⁶⁾。

4. 推定精度の検証

オブザーバを用いた軸ねじれトルクの推定精度において、軸パラメータである剛性定数、慣性定数の誤差が推定値に与える影響を、次の2点について検証した。

- (1) 速度検出点の違いによる精度比較。
- (2) 剛性定数誤差と慣性定数誤差の比率による精度比較。

〈4・1〉 速度検出点の違いによる推定精度比較 図10に回転速度の検出点の違いによる軸トルク推定の比較を示す。ねじれトルク推定値が実際値よりも高く現れているのは、オブザーバモデルに制動係数を省いた A^* 行列を使用しているためである。ここで表3に各検出点の推定精度を示す。これは定常値0からの振れ幅（最大トルク）について、ステップ毎に実際値と推定値を比較したものであり、すべてのステップにおいて励磁機エンド検出が最も推定精度が高いことがわかる。これは図4に示したねじれ振動モード形状の検証と一致していることから、振動モード解析による速度検出点の決定が有効であることがいえる。

〈4・2〉 軸パラメータ誤差比率による推定精度比較

図11、図12に、オブザーバモデルにおける慣性定数 M と剛性定数 K のパラメータ誤差による推定精度の比較

を示す。図11は剛性定数を実機モデルと同じ値とし、慣性定数誤差を10%から40%まで変動させた場合、逆に図12は慣性定数を実値、剛性定数誤差を変動させた場合の推定結果である。また、〈4・1〉節と同様に各ステップ、誤差毎の推定精度を表3に示す。

両グラフより、剛性定数のパラメータ誤差の方が推定結果により大きい影響を与え、特にステップ2の推定誤差が著しいことがわかる。一般に実機とのパラメータ誤差は慣性定数に比べて剛性定数のほうが大きく、したがって推定精度に影響を与える可能性が高い。しかし、ステップ1、ステップ3では良好な推定精度を維持しているほか、ステップ2においても第2波目には実際値に近づいている。パラメータ誤差は多くても±20%程度であり、提案したオブザーバにおいて十分にカバーできる誤差範囲であると考えられる。

推定精度の検証結果より、速度検出点は、推定精度の他に設備の小型化、コストの面から見てもタービン軸の片側のみが妥当である。また、検出点の決定は、タービン軸の

表3 推定精度の比較（検出点）

Table 3. Accuracy of estimated value.

	Step1	Step2	Step3
Both side	105.8%	119.7%	108.7%
Turbine top	106.5%	123.3%	110.0%
Exciter end	101.0%	109.2%	105.4%

(a) ねじれトルク実際値

(b) ねじれトルク推定値（両端検出）

(c) ねじれトルク推定値（タービントップのみ検出）

(d) ねじれトルク推定値（励磁機エンドのみ検出）

図10 観測点の違いによるオブザーバ推定の比較

Fig. 10. Comparison of observer estimation by difference of observation point.

表 4 推定精度の比較 (機械定数)

Table 4. Accuracy of estimated value.

	M			K		
	Step1	Step2	Step3	Step1	Step2	Step3
10%	102.9%	115.2%	113.4%	103.3%	126.1%	113.4%
20%	102.5%	118.9%	113.4%	103.8%	150.3%	95.6%
30%	102.9%	118.9%	110.0%	103.3%	174.3%	100.5%
40%	103.4%	115.9%	108.6%	103.8%	193.6%	107.4%

図 11 慣性定数誤差の影響

Fig. 11. Effect of the error of inertia constant.

図 12 剛性定数誤差の影響

Fig. 12. Effect of the error of spring constant.

モード解析結果に加え、シェアピンを間に挟むよりも直接外乱の影響を受ける発電機に近い側に設置した方が、仮にシェアピンが折れた場合でも速度の検出が可能なることから、総合的に判断して励磁機側が最も適していると判断した。

5. オブザーバ推定値をもとにした励磁制御

推定精度の検証によって、軸トルクオブザーバによるタービン軸の内部ねじれトルクの推定が良好に行えることが示された。そこで、その値を制御信号として励磁電圧にフィードバックすれば、系統擾乱時にタービン軸に生じるねじれ振動を抑えることができる。図 13 にオブザーバからの推定信号を加えた AVR を示す。ここで T_{obs} はオブザーバからの推定ねじれトルクである。

図 14 は上記の励磁制御システムを組み込んだ場合の軸トルクを表している。検出点は励磁機側とし、オブザーバモデルにおいて慣性定数 10%、剛性定数 15% のパラメータ誤差を含んでいる。事故が発生した瞬間のトルク変動には効果が少ない。これは地絡事故によって発電機電圧が低下し、AVR による制御効果に限界があるからである。しかし、このシステムによって事故点遮断後のねじれ振動は効

図 13 軸ねじれ振動抑制励磁制御システム

Fig. 13. Excitation control system for shaft torque reduction.

図 14 軸ねじれ振動抑制励磁制御

Fig. 14. Shaft torque reduction with exciter control.

果的に抑えられていることがわかる。特に、一般負荷開放後の振動の収束時間は大幅に改善されている。このグラフではタービンの定常運転時のねじれトルクを 0 として示しているため、軸寿命消費率を抑えるにはマイナス成分として示されているねじれトルクを重点的に抑える必要がある。マイナス成分が強く生じるのは一般負荷開放後であるため、この方式は軸疲労蓄積を防ぐ有効な手法であると言える。

6. あとがき

本論文では、オブザーバから推定した軸ねじれトルクを AVR の入力に反映させることによって、励磁制御によるねじれ振動抑制制御システムを提案した。まず、軸トルクオブザーバを用いることによって、タービン軸に生じるねじれトルクを誤差 10% 以内で推定できることが示された。そしてシミュレーションより、本システムがタービン軸のねじれ振動の抑制にも有効であることが確認された。自家発電設備では振動モードは単純であるが固有振動数が高いため、それに応じたねじれトルク推定方法が必要である。こういった点でもオブザーバは従来の単純フィードバック⁽¹¹⁾よりもより正確な推定が可能である。しかも推定は振動モード形状解析によって励磁機エンドのみの速度検出で可能であり、これは検出装置の設置しにくい小型の発電設備では有利といえる。

また、本手法の欠点としては、事故発生直後のトルクを抑えることが不十分であることが考えられる。それは事故時の発電機端子電圧低下によって、AVR での制御に限界があるためである。これを防ぐ手段としては、ねじれトルクが最大値に達する前に事故点を開放する手法がある⁽⁶⁾。こ

のような遮断制御と発電機制御を組み合わせることによって、効果的なねじれ振動抑制システムの構築が可能である。また、オブザーバゲインについては、タービン特性に基づいた各質点の重み R , Q 設定によって、制御性能の向上を図ることができる。

以上をふまえ、今後は分散化電源や大規模系統連系システムへの応用が可能な、総合的軸ねじれ振動監視・制御システムの構築へ向けて研究を進めていく予定である。
(平成 14 年 2 月 26 日受付, 平成 14 年 11 月 1 日再受付)

文 献

- (1) D.N. Walker, C.E.J. Bowler, and R.L. Jackson: "Results of Subsynchronous Resonance at Mohave", *IEEE Trans. Power Apparatus Syst.*, Vol.PAS-94, No.5 (1975-9,10)
- (2) IEEE Torsional Issues Working Group: "Forth Supplement to a Bibliography for the Study of Subsynchronous Resonance Between Rotating Machines and Power Systems", *IEEE Trans. Power Syst.*, Vol.12, No.3 (1997-8)
- (3) J.S. Joyce, T. Kulig, and D. Lambrecht: "Torsional Fatigue of Turbine-Generator Shafts Caused by Differential Electrical System Faults and Switching Operations", *IEEE Trans. Power Apparatus*, Vol.PAS-97 (1978-9,10)
- (4) N. Kobayashi, T. Hara, K. Tanomura, K. Koyanagi, and A. Takei: "On-Off Discrete Control of Series Capacitors for Power System Stability with Torsional Oscillation Countermeasure", *T. IEE Japan*, Vol.117-B, No.7, pp.921-929 (1999-7) (in Japanese)
小林直樹・田能村顕一・武井明久・原 榮志・小柳 薫:「軸ねじれ振動対策を考慮した直列コンデンサのオンオフ制御」, 電学論 B, 117, 7, pp.921-929 (1999-7)
- (5) A.B. Abdenour, R.M. Hamouda, and A.A. Al-Ohaly: "Countermeasures for Self-Excited Torsional Oscillations Using Reduced Order Robust Control Approach", *IEEE Trans. Power Syst.*, Vol.15, No.2 (2000-5)
- (6) M. Sakamoto, H. Iki, J. Yokota, and H. Murayama: "Searpin Protection of Gas-Turbine Generator by Electrical Disturbance of Power System", *Proc. of the 1993 Annual Conference of Power & Energy Society, IEE Japan*, No.357 (1994-3) (in

Japanese)

坂本光男・横田淳一・荻崎浩幸・村山 寛:「系統網の電気的乱れによるガスタービン発電機のシェアピン保護」, 平成 5 年電気学会電力・エネルギー部門大会, No.357 (1994-3)

- (7) N. Takeuchi, T. Kai, T. Funabashi, and K. Yamaguchi: "The Performance of High Speed Switchgear in Purpose for Protection of Important Load from Instantaneous Voltage Drop", *The Papers of Joint Technical Meeting on Power Engineering and Power Systems Engineering, IEE Japan*, PE(PSE)-97-38 (1997) (in Japanese)
竹内伸貴・甲斐隆章・舟橋俊久・山口克昌:「瞬時電圧低下対策装置の動作特性」, 電気学会電力技術・電力系統技術合同研究, PE(PSE)-97-38 (1997)
- (8) T. Kakinoki, G. Fujita, T. Nakano, R. Yokoyama, K. Koyanagi, and T. Funabashi: "Estimation of Turbine Shaft Torques Using Observer", *Proc. of the 2000 Annual Conference of Power & Energy Society, IEE Japan*, No.113 (2000-8) (in Japanese)
柿木哲郎・藤田吾郎・中野孝良・横山隆一・小柳 薫・舟橋俊久・奈良秀隆:「オブザーバを用いた軸トルクの推定」, 平成 12 年電気学会電力部門大会, No.113 (2000-8)
- (9) M.D. Brown and C. Grande-Moran: "Torsional System Parameter Identification of Turbine-Generator Sets", *IEEE Trans. Energy Conversion*, Vol.12, No.4 (2000-12)
- (10) J.V. Milanovi: "The Influence of Shaft Spring Constant Uncertainty on Torsional Modes of Turbogenerator", *IEEE Trans. Energy Conversion*, Vol.13, No.2 (1998-6)
- (11) S. Nohara, N. Onitsuka, K. Koyanagi, and S. Ohshima: "Torsional Oscillation Monitor for Turbine-Generator Shaft", *TOSHIBA Rev.*, Vol.38, No.8, pp.725-728, (1983) (in Japanese)
野原真一・鬼塚長徳・小柳 薫・大嶋静男:「タービン・発電機の軸ねじり振動監視装置」, 東芝レビュー, 38, No.8, pp.725-728 (1983)
- (12) P. Kundur: *Power System Stability and Control*, EPRI Press (1993)
- (13) 雨谷昭弘 編著: 電力システムのパソコンシミュレーション EMTP 版 入門編, オーム社 (1998-9)
- (14) Y.N. Yu: *Electric Power System Stability*, Academic Press Inc. (1983)
- (15) M. Canay: "Determination of Model Parameters of Synchronous Machines", *IEE Proc.*, Vol.130, Pt.B, No.2 (1983-3)
- (16) 野波健蔵 編著, 西村秀和 共著: MATLAB による制御理論の基礎, 東京電機大学出版局 (1998)
- (17) 野波健蔵 編著, 西村秀和, 平田光男 共著: MATLAB による制御系設計, 東京電機大学出版局 (1998)

付 録

7 質点系タービン軸モデルの A 行列を示す。オブザーバモデルで用いる A^* 行列では慣性定数, 剛性定数にパラメータ誤差分を含め, 制動係数は省くものとしている。

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \omega_0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \omega_0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \omega_0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \omega_0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \omega_0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \omega_0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \omega_0 \\ -\frac{K_1}{M_1} & \frac{K_1}{M_1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{D_1}{M_1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{K_1}{M_2} & -\frac{K_1}{M_2} & -\frac{K_2}{M_2} & \frac{K_2}{M_2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{D_2}{M_2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{K_2}{M_3} & -\frac{K_2}{M_3} & -\frac{K_3}{M_3} & \frac{K_3}{M_3} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{D_3}{M_3} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{K_3}{M_4} & -\frac{K_3}{M_4} & -\frac{K_4}{M_4} & \frac{K_4}{M_4} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{D_4}{M_4} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{K_4}{M_5} & -\frac{K_4}{M_5} & -\frac{K_5}{M_5} & \frac{K_5}{M_5} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{D_5}{M_5} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{K_5}{M_6} & -\frac{K_5}{M_6} & -\frac{K_6}{M_6} & \frac{K_6}{M_6} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{D_6}{M_6} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{K_6}{M_7} & -\frac{K_6}{M_7} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{D_7}{M_7} \end{bmatrix}$$

M : 慣性定数

K : 剛性定数

D : 制動係数

柿 木 哲 郎 (学生員) 1976 年 7 月 25 日生。1999 年芝浦工業大学工学部電気工学科卒業。2001 年同大学工学研究科電気工学専攻修士課程修了。現在、東京都立大学工学研究科電気工学専攻博士課程に在籍中。電力システムの制御に関する研究に従事。

藤 田 吾 郎 (正員) 1970 年 1 月 12 日生。1992 年法政大学工学部電気工学科卒業。1994 年同大学工学研究科電気工学専攻修士課程修了。1997 年同博士課程修了。博士 (工学)。1997 年東京都立大学研究生, 1998 年 4 月より芝浦工業大学工学部電気工学科講師。電力システムの制御に関する研究に従事。IEEE, 計測自動制御学会会員。

横 山 隆 一 (正員) 1944 年 8 月 25 日生。1968 年早稲田大学理工学部電気工学科卒業。1970 年同大学工学研究科電気工学専攻修士課程修了。1973 年同博士課程修了。工学博士。電力システムの計画・運用・制御に関する研究に従事。CIGRE, IEEE, 計測自動制御学会会員。