可変速風力発電システム用メカニカルガバナ の設計および特性解析*

松 宮 輝^{*1}, 河 村 俊 次^{*1}, 田 中 廣^{*2}

Design and Behaviour Analysis of a Mechanical Governor for a Variable-Speed Wind Turbine Generator

Hikaru MATSUMIYA, Shunji KAWAMURA and Hiroshi TANAKA

This paper describes the design and dynamic behaviour analysis of the mechanical governor system applied to the WINDMEL, a variable-speed wind turbine generator with a 15-meter rotor. The centrifugal forces of the governor weights and the spring forces will automatically regulate the blade pitch angle, performing the rotor speed control and the generator power control without the need for any other auxiliary power source for pitch control. Analytical results and observed data proved that the mechanical governor system works effectively in an actual wind turbine generator which continuously suffers from varying wind.

Key Words: Fluid Machine, Wind Turbine Generator, Mechanical Governor, Pitch Control, Variable-Speed Operation

1. 緒 言

ガバナ(調速機)は、回転機械の速度制御を自動的に行う装置である。おもりに働く遠心力を直接の制御力として利用するため、速度(回転数)変化に対する応答が確実・迅速であり、また制御用の補助動力を必要としない。しかし一般に制御域内での変動幅を有するため、厳密に一定の回転数に制御するシステムには適さない。しかるに、絶えず変動する風況下でロータおよび発電機の回転数変動を許容する可変速発電システムには、回転数および発電機出力のきわめて有力な制御装置として利用できる。

本報は、サンシャイン計画のもとで試験研究機として開発された WINDMEL 機(ロータ直径 15 m, 公称発電機出力 15 kW の 2 枚ブレード水平軸形風力発電システム)⁽¹⁾⁽²⁾ のメカニカルガバナの設計および特性解析について述べるものである。なお、本装置の運転特性に関する実験結果については、別報にて報告する⁽³⁾。

2. 基 本 概 念

風力発電システムにあつては発電機出力をその許容範囲内に抑制し、また過回転によるシステムの機械的損傷を防止する必要がある。通常はブレードのピッチ制御を行うことによって発電機出力とロータ回転数を制御する。風車ロータのパワー係数あるいはトルク係数はピッチ角の関数であり、モータもしくは油圧装置によってピッチ角を制御するのが通例である。WINDMEL 機はこれをメカニカルガバナによって自動的に行おうというものである。ガバナおもりに働く遠心力はブレードピッチ角をフェザー方向に回転するモーメントを発生し、またガバナの動作を調整し、低速時のピッチ角設定を規定するスプリングは反対方向のモーメントを加える。ガバナは、主としてロータ回転によるおもりに働く遠心力とスプリングのばね力とのバランスのもとに、どのような風況下にあつても常にピッチ角を自動的に制御し、システムの安定した運転および発電を行う、という重要な使命を帯びるものである。

3. 解 析

3.1 記 号

ijk : 直交座標系 x, y, z の基ベクトル

* 原稿受付 平成元年9月7日。

^{*1} 正員、機械技術研究所(〒305 つくば市並木1-2)。

^{*2} ヤマハ発動機(株)(〒438 磐田市新貝2500)。

- $i'j'k'$: 直交座標系 x', y', z' の基ベクトル
 e : バネ系リンク回転半径
 h : カウンタウェイトのアーム長さ
 l : ブレード軸上のカウンタウェイト取付位置
 m, m_w : カウンタウェイトの質量, メインウェイトの質量
 y_0 : バネ初期変位
 A : 風車ロータ回転面積
 C : バネ系ダンパ係数
 C_M : 1/4 弦長における翼形のもーメント係数
 C_P : ロータのパワー係数
 F_0 : バネ系初期設定力
 I_R : ロータ, 伝達系, 発電機からなる回転系の回転慣性モーメント
 I_P : ピッチ系の慣性モーメント
 K : バネ定数
 M_B : ブレードに作用する遠心力によるモーメント
 M_G : カウンタウェイト遠心力によるモーメント
 M_A : 空気力によるモーメント
 M_S : バネ系によるモーメント
 P : システム負荷
 Q_R : ロータ発生トルク
 Q_L : 負荷トルク (損失を含む)
 R : ロータ半径
 V : 風速
 W : ブレードに入射する相対速度
 β : ピッチ角
 $\beta' = \beta + \tau$
 γ : バネ系リンク回転角
 γ_0 : バネ系リンク取付角
 θ_0 : カウンタウェイト取付角
 $\theta = \theta_0 - \beta$
 λ : 先端速度比 $= R\Omega/V$
 τ : ブレードねじり角
 ϕ : ロータコーニング角
 Ω : ロータ角速度

3.2 系の運動方程式 ブレードとガバナの座標系を図1に示す。系を支配する運動方程式は、ロータ系およびピッチ系についてそれぞれ以下のように記述される。

$$I_R d\Omega/dt = Q_R - Q_L \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$-I_P d^2\beta/dt^2 = M_B + M_G + M_A + M_S \quad \dots\dots\dots (2)$$

である。 Q_L , M_B , M_G および M_S はロータの回転数 Ω を主変数として、機構学的に定まる。他方, Q_R と M_A はロータの空力的作動状態によって決定されるもので、風速 V , 回転数 Ω , ピッチ角 β の関数であり、さ

らに翼形特性データを要する。それゆえ、ロータの空力系の方程式を加えてはじめて系の方程式が完結する。空力系に関しては、最も標準的な運動量-翼素理論⁽⁴⁾に依拠しているので、詳細は略する。

(1) ブレード遠心力モーメント M_B ロータ中心からブレード軸 z' 上 r の距離におけるブレード断面内の点 P を図2に示す ξ - η 座標系で任意にとるとき、この点のベクトルは

$$r = rk' + \xi e_x + \eta e_y \quad \dots\dots\dots (3)$$

座標系の基ベクトルの間では、以下の関係がある。

$$\left. \begin{aligned} i' &= i \cos \phi - k \sin \phi \\ j' &= j \\ k' &= i \sin \phi + k \cos \phi \\ e_x &= -i' \sin \beta' + j' \cos \beta' \\ e_y &= i' \cos \beta' + j' \sin \beta' \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (4)$$

点 P の微小体積 Δv のブレード材料に作用する遠心力とモーメントは

$$\Delta F_e = \rho \Delta v \Omega^2 \{ (r \cdot j) j + (r \cdot k) k \} \quad \dots\dots\dots (5)$$

$$\Delta M = r \times \Delta F_e \quad \dots\dots\dots (6)$$

$$\Delta M_B = \Delta M \cdot k' \quad \dots\dots\dots (7)$$

式(7)をブレード全体積にわたって積分すると、

$$M_B = \Omega^2 \left\{ \cos^2 \phi (I_1 \cos 2\beta + I_2 \sin 2\beta) \right.$$

図1 カウンタウェイト系概念図とその座標系

図2 ブレード断面座標系

$$+ \frac{1}{2} \sin 2\phi (I_3 \cos \beta - I_4 \sin \beta) \left\} \dots\dots\dots (8)$$

ここに

$$\begin{aligned} I_1 &= \int \rho \left\{ \frac{1}{2} (\xi^2 - \eta^2) \sin 2\tau + \xi \eta \cos 2\tau \right\} \Delta v, \\ I_2 &= \int \rho \left\{ \frac{1}{2} (\xi^2 - \eta^2) \cos 2\tau - \xi \eta \sin 2\tau \right\} \Delta v, \\ I_3 &= \int \rho (\xi \cos \tau - \eta \sin \tau) r \Delta v, \\ I_4 &= \int \rho (\xi \sin \tau + \eta \cos \tau) r \Delta v \end{aligned} \dots\dots\dots (9)$$

(2) ガバナカウンタウェイト系遠心力モーメント M_c ガバナカウンタウェイト系の取付位置を図1に示す。ガバナおもりの重心の位置ベクトル、遠心力、モーメントは

$$\mathbf{r} = l\mathbf{k}' + h \cos \theta \mathbf{i}' + h \sin \theta \mathbf{j}' \dots\dots\dots (10)$$

$$\mathbf{F}_e = m\Omega^2 \{ (\mathbf{r} \cdot \mathbf{j}) \mathbf{j} + (\mathbf{r} \cdot \mathbf{k}) \mathbf{k} \} \dots\dots\dots (11)$$

$$\mathbf{M} = \mathbf{r} \times \mathbf{F}_e \dots\dots\dots (12)$$

$$M_c = \mathbf{M} \cdot \mathbf{k}' = m\Omega^2 (l \sin \phi + h \cos \theta \cos \phi) \times h \sin \theta \cos \phi \dots\dots\dots (13)$$

(3) 空気力によるモーメント M_A M_A は次式で与えられる。

$$M_A = \int \frac{1}{2} \rho_A C_M W^2 c^2 dr \dots\dots\dots (14)$$

翼形のモーメント係数 C_M は、所与の翼形に対してはレイノルズ数変化の影響を無視すれば迎え角 α のみの関数であり、ロータ流れ場の解析により決定される。

(4) ガバナメインウェイト-ばね系によるモーメント M_s 図3に示すように、ばね、メインウェイトおもりのおよびダンパから構成される。おもりの運動方程式は

$$m_w d^2 y / dt^2 = F_c - F_s - F_L - F_D - F_M \dots\dots\dots (15)$$

おもりの遠心力、ばね力、ダンパ力およびフェザラッチマグネット磁力はそれぞれ以下のとおりである。

$$\left. \begin{aligned} F_c &= m_w y \Omega^2, \\ F_s &= F_0 + K(y - y_0), \\ F_D &= C dy / dt, \\ F_M &= 0 \text{ (非常時に作動し、通常は無視)} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (16)$$

$$y = y_0 + e \{ \sin(\beta + \gamma_0) - \sin \gamma_0 \} \dots\dots\dots (17)$$

よって、リンク力 F_L を介してブレードに作用するピッチモーメントは

$$\begin{aligned} M_s &= -F_L e \cos \gamma \\ &= e \cos(\beta + \gamma_0) (m_w d^2 y / dt^2 - F_c + F_s + F_D) \end{aligned} \dots\dots\dots (18)$$

(5) ロータ発生トルク Q_R ロータの空力解析

により決定されるものであって、

$$Q_R = \frac{1}{2} \rho_A A V^3 C_P / \Omega \dots\dots\dots (19)$$

本装置のロータ特性(パワー係数)を図4に示す。 C_P は β と λ の関数である。

(6) 負荷トルク(損失を含む) Q_L 本装置は定格出力 18.5 kW(最大 23 kW)のかご形誘導発電機を使用し、DC-リンク方式による回生回路で、すべり率調整などにより、最適な出力を得るように制御されている⁽²⁾。この負荷特性を図5に示す。出力 P は Ω だけの関数であり、

$$Q_L = P / \Omega \dots\dots\dots (20)$$

支配運動方程式は式(1)、(2)および式(15)であって、系は非線形であるが、ルンゲ・クッタ法によって容易に数値解が得られる。

4. 設 計

ブレード構造は、主にその空力設計、構造設計から設計されており、これに関する空気力や遠心力は個々の運転状態に対して既知である。それゆえ、ガバナ構造とばね系の設計がここでの主眼となる。

4.1 設計点 WINDMEL 機の関連ある基本諸元は表1に示すとおりである。定格設計点では式(1)、(2)および式(15)は平衡状態になくはならず、各式とも右辺=0である。ガバナおよびばね系の諸量は基本的には表1の値を用いて決定される。

4.2 ガバナカウンタウェイト系 ガバナ遠心力モーメント M_c を与える式(13)において、 $\phi=6^\circ$ を考慮すれば、近似的に

$$M_c = \frac{1}{2} m \Omega^2 h^2 \sin 2\theta \dots\dots\dots (21)$$

となる。この式は、 M_c はブレード軸方向の取付位置には無関係であることを示しており、それゆえガバナはブレード根元部に取付けるので十分である。本システ

図3 メインウェイト-ばね系概念図とその座標系

ムでは、 $m=17.5\text{ kg}$ 、 $h=0.505\text{ m}$ 、 $l=0.527\text{ m}$ とした。また取付角 θ_0 は、 $\theta=\theta_0-\beta$ の関係により決定される。図4のロータ出力特性において、先端速度比が5以下では $\beta=22.5^\circ$ で出力は負となる。先端速度比5という状況は、設計速度比が8であるのでガストファクタが1.6の瞬間的な突風を受けた状態に相当する。式(21)から、 $\beta=22.5^\circ$ で M_G の効果が最大 ($\sin 2\theta=-1$) となるように、 $\theta_0=-22.5^\circ$ と定めれば、 $\beta=22.5^\circ$ の前後で最も制動力が大きいガバナ設計となる。

4.3 ガバナメインウェイト-ばね系 ばね系においては、ピッチ角が 5° (設計点) よりも小さくならないようにストッパを備えてある。また許容範囲内で回転数が上昇してもピッチ角が揺動しないように、かつ高いパワー係数を維持するように、ばねに初期荷重を加える。本システムでは、おもりの質量、ばね係数などを、 $m_w=13\text{ kg}$ 、 $K=4\,620\text{ N/m}$ 、 $C=4\,700\text{ N}\cdot\text{s/m}$ 、 $F_0=1\,080\text{ N}$ 、 $e=0.12\text{ m}$ 、 $y_0=0.338\text{ m}$ 、 $\gamma_0=-35^\circ$ と定めた。なお、試算経験によれば、ダンピング係数 C は、小さすぎるとハンチングを生じ、大きすぎると応答性が低下するが、実装置ではこれに軸受などのすべり摩擦が付加される。

5. 性能解析

変動風況下で、ロータ、ピッチ角、ガバナ、発電機がどのような動作(応答)特性を示すかを解析した。

図6は 8 m/s の風速を受け、定格運転下にあるシステムが、時刻2 sにガストファクタ1.5(風速 12 m/s)の突風を4 s受け、次いで時刻15 sに風速が 12 m/s にステップ状に上昇した場合の発電機回転数およびピッチ角の応答の様子を連続的にシミュレートしたものである。いずれの場合でも、ガスト発生約2 s後に発電機回転数がピーク値 $2\,100\text{ rpm}$ に達し、さらに約2 s後にピッチ角がピーク値 21° まで上昇している。このピッチ角変化に伴い、回転数は定格値に降下する。ピークからピークで定義した回転数制御の時間遅れはおよそ2 sである。本システムの発電機が許容する回転数変動域は、定格値 $1\,800\text{ rpm}$ の 37.5% (675 rpm) から 187.5% ($3\,375\text{ rpm}$) であり、メカニカルガバナは十分な余裕をもってロータ過回転を制御すると判断される。

次に、実測した風況データをもちいたメカニカルガバナの特性解析試算例を実機の観測例との比較を交えて紹介する。図7に実際の風力発電システムの運転により計測した風速、発電機回転数およびピッチ角の時間変動を示す。サンプリング時間は 0.2 s である。図7中 $1\,212\text{ s}$ でガストが発生し、発電機回転数は定格の

$1\,800\text{ rpm}$ から $2\,200\text{ rpm}$ まで上昇している。ロータと歯車伝達系の増速比は22である。回転数の上昇に伴い、ピッチ角が急速に立ち上がり、回転数(および出力)を制動している。ピーク同士の比較では、およそ2 s遅れの制御である。ピッチ角変動の中の短周期の変動はティータ運動に伴いロータ1回転に2回の割合で発生する変動である。

さて、図7と同じ風モデルを与えたときの上記解析によるシステムの挙動を図8に示す。3回のガストを受け、回転数、ピッチ角ともに3回上昇しており、これらは実システムの観測データと同じ挙動を示すものである。ピークの値や、立上りの時刻に多少の相違が見られるが、全体としては実機の挙動を予測し、時間遅れもよく一致している。不一致の原因としては、風

表1 WINDMEL 機主要諸元

Rotor Diameter	15 m
Rotor Rotational Speed	81.5 rpm
Rated Wind Speed	8 m/s
Rated Pitch angle	6 deg.
Rated Generator Power	22 kW
Rated Generator Speed	1800 rpm

図4 WINDMEL 機ロータのパワー係数

図5 WINDMEL 機の負荷特性

図 6 ガスト応答のシミュレーション例

図 8 実風況に対するシミュレーション例

図 7 ガバナ特性の実機観測例

速の観測点は実機から 23 m 離れた観測塔上(高さ 15 m)にあり、ロータに入射する風とは必ずしも一致しないこと、また風速の計測点は超音波風速計による点計測であるのに対し、ロータに流入する風は直径 15 m の円であることを考慮する必要がある。

6. 結 び

メカニカルガバナを風力発電システムに適用する場合の基本的な考え方を示し、実風況下での動作特性を解析した。ロータの空力特性、発電機などの負荷特性に応じて、メインおよびカウンタウェイトから成るガバナおもりとばねから構成されるメカニカルガバナは、とりわけ可変速風力発電システムに有効であり、補助動力を不要とし、ガバナによるピッチ制御を介して、ロータ(および発電機)の回転数と発電機出力の迅速・確実な制御を遂行するものである。

本装置の風力発電システムへの実装とその動作特性の計測結果については別報⁽³⁾で詳細に報告する。

文 献

- (1) Matsumiya, H., ほか 4 名, *Windpower'88(AWEA)*, (1988).
- (2) 松宮・ほか 3 名, 電気学会新・省エネルギー研究会資料, ESC-88-6(1988).
- (3) 河村・ほか 7 名, 機論, 56-530, B (1990), 掲載予定.
- (4) 山根・ほか 4 名, 機械技術研究所所報, 36-1(1982).