繊維強化ゴムを用いた パッシブピッチ角制御機構付き水平軸型風車の性能予測*

柳原 大輔^{*1}, 岩下 英嗣^{*2}, 渡邊 幸夫^{*3}

Estimation of Performances of a HAWT with Passive Pitch-Angle Control System Using Fiber-Reinforced Rubber

Daisuke YANAGIHARA^{*1}, Hidetsugu IWASHITA and Yukio WATANABE

^{*1} Graduate School of Science and Engineering, Ehime University,
3, Bunkyo-cho, Matsuyama, Ehime, 790-8577, Japan

A passive pitch-angle control system for a small horizontal axis wind turbine (HAWT) has been proposed in our previous study. The main component of the system is the rubber pipe reinforced by metal fibers arranged with oblique angle, and the system is installed at the root of the blade. When the rubber pipe is subjected to centrifugal force due to the rotation of the rotor, the oblique fibers cause the torsional deformation of the pipe and the change in the pitch-angle of the blade. In this study, FEM analyses for the fiber-reinforced rubber pipe are carried out, and the influences of the structural specifications on the torsional deformation are examined. Additionally the electric power generation of the turbine with the system is estimated in order to confirm the effectiveness of the proposed system for the prevention of the overspeed of the turbine. Through the study, it is found that the fiber-angle of the fiber-reinforced rubber pipe affects the torsional deformation remarkably, and the influences of the dimensions of the rubber pipe on the torsional behavior can be simply shown as a relation between the average stress and the average shear strain. It is also confirmed that the proposed pitch-angle control system prevents the overspeed of the turbine in the strong wing condition and the stall control is more effective than the feather control.

Key Words : Wind Turbine, Motion Control, Wind Energy, Structural Analysis, Composite Material

1. は じ め に

近年、二酸化炭素排出量の増加にともなう地球環境の悪化が多方面で指摘され、自然エネルギーの利用促進が求められてきている。風力エネルギーは太陽光とならび最も利用が進んだ自然エネルギーのひとつであり、日本においても大型の風力発電システムが各地で見られるようになってきた。一方、小型分散型の発電を目的として小型風車の普及も進み始めている。

風力発電システムにおいて重要なことのひとつとして、強風時の過回転に対する風車保護がある。大型風車はブレードピッチ角を風速に応じてアクティブに制御して回転制御を行っている。しかし小型風車において、大型風車で用いられているアクティブ制御機構を導入することは、スペースやコスト面で問題があり、これまでに導入された実績はほとんどない。より安価に制御が行えるパッシブ制御型の制御機構等の導入が必要であろう。

水平軸型風車におけるパッシブブレードピッチ角制御に関する研究として、松宮らの研究がある^{(1),(2)}。この研究では、メカニカルガバナシステムをブレード基部に設置し、風車回転による遠心力がガバナ重りに働くと、ブレードピッチ角を変化させるモーメントが生じることを利用している。また、清水ら⁽³⁾は、強風時にブレードが

* 原稿受付 2011 年 6 月 16 日

^{*1} 正員, 愛媛大学大学院理工学研究科 (〒790-8577 愛媛県松山市文京町 3)

^{*2} 正員, 広島大学大学院工学研究科 (〒739-8527 広島県東広島市鏡山 1-4-1)

^{*3} 正員, 鳥羽商船高等専門学校商船学科 (〒517-8501 三重県鳥羽市池上町 1-1)

E-mail: dais@chime-u.ac.jp

Table 1 Specifications of wind turbine

Diameter (m)	1.132	Design wind speed (m/s)	10.0
Boss ratio	0.0883	Design tip speed ratio	6.0
Number of blades	3	Wing section	NACA64 ₂ -415

Fig. 1 Chord length and twist-angle of blade

Fig. 2 Wind turbine with pitch-angle control system

空気力を受けると、ブレードが風下方向に傾斜するとともにピッチ回転を起こすピッチ・フラップ機構を提案している。さらに前田ら⁽⁴⁾により、この機構を改良して小型風車に適用する研究も進められている。

これらに対して著者らは、斜めに金属繊維を配した繊維強化ゴム管を用いた新しいパッシブピッチ角制御機構の提案を行っている⁽⁵⁾。この機構はブレード基部に装着され、風車の回転による遠心力が繊維強化ゴム管に作用すると、斜めに配された繊維の影響でゴム管に捩り変形が生じることを利用している。そして、ゴム管の基本的な変形挙動を引張試験で調査するとともに、風洞試験を実施して制御機構を取り付けた風車の空力特性の調査、およびこれに基づく発電性能の推定を行い、提案機構が強風時の過回転防止や出力抑制に有効であることを確認している。

本研究では、提案した制御機構のピッチ角変化特性、およびこれを取り付けた水平軸型風車の出力性能を詳細に検証することを目的にする。はじめに、制御機構に用いる繊維強化ゴム管を対象として、有限要素法による非線形弾性構造解析を実施し、ゴム管の構造様式（寸法、繊維本数、繊維配向角）が捩り変形特性におよぼす影響を調べる。次に、制御機構付き風車の発電性能を推定する方法を示すと同時に、ゴム管の変形特性が風車の発電特性におよぼす影響を考察する。以上の検証を通じて提案ピッチ角制御機構の有用性を改めて明らかにする。

2. 対象風車とパッシブピッチ角制御機構

2.1 対象風車

本研究では、機械方式ブレードピッチ角制御装置の導入が困難となるような小型の水平軸型風車を対象とする。表1に対象風車の諸元を示す。また、図1にブレードのコード長分布と捩り角分布を示す。

2.2 パッシブピッチ角制御機構

パッシブピッチ角制御機構は図2に示すように風車ブレード基部に装着される。制御機構の詳細を図3に示す。制御機構で最も重要な構成要素は、斜めに繊維を配した繊維強化ゴム管である。風車回転による遠心力がゴム管に作用すると、斜めに配した繊維が荷重に対して真直ぐになろうとし、ゴムには荷重方向の伸びとともにせん断変形が生じる。このせん断変形がゴム管の捩れ変形を生むことになり、ブレードピッチ角が変化する。本研究では、ゴムに耐候性、耐老化性に優れたEPDM（エチレンプロピレンゴム）を、繊維にはステンレスワイヤを用いる。

ブレードおよびボスへの接続用プレートと一体となったピストン・シリンダ機構は、ブレード根部のたわみを防

Fig. 3 Details of pitch-angle control system

Fig. 4 Pitch-angle control of blade

止するための芯材としての役割を担っている。ただし、遠心力下で生じるゴム管の軸方向の変位と振れ方向の回転は非拘束となっている。制御機構にはゴム管損傷時の安全性を確保する機能も備えている。図中のストッパープレートとストッパーフックは、非常時のブレードの抜け出し防止のためのものである。ゴム管は円弧形状のアルミ製帯板で締め付けて上下プレートと固定する。その際、締め付け材の内側および上下プレートの外側には三角波型の溝を配しており、ゴム管の固着度を高めている。

本研究では、図4に示す2つのブレードピッチ角制御を考える。CASE 1は風車の回転数の上昇とともに風向方向へブレードのピッチ角が変化する。これは大型風車で用いられるフェザー制御に相当する。一方、CASE 2は回転面に平行な方向へピッチ角が変化する。失速を早期に促す制御となる。それぞれの制御で用いるゴム管は、繊維配向角の正負つまり繊維のスパイラル方向が異なる。また両制御とも、基準角（ピッチ角固定で設計した場合のブレード根部の振れ角のことで、図1における β_D ）からそれぞれのピッチ角制御の方向とは逆向きに、初期取り付け角 β_0 をつけてブレードを装着する。これによって、低回転時から生じるゴム管の振れ変形を相殺し、低回転時のブレードピッチ角が基準角から大きく逸脱するのを防止する。

3. 繊維強化ゴム管の変形解析

3.1 解析条件

繊維強化ゴム管の振れ変形挙動の把握は、ピッチ角制御機構付き風車の性能を検討する上で極めて重要となる。そこで、有限要素法による構造解析を実施して、ゴム管の構造様式（寸法、繊維本数、繊維配向角）が変形挙動におよぼす影響を明らかにする。解析モデルと境界条件を図5に示す。ゴム部はシェル要素でモデル化し、ワイヤ繊維は曲げおよび振り剛性を無視したトラス要素でモデル化する。ゴム管両端部からの1要素は、要素の厚さ

Fig. 5 Boundary and loading conditions of fiber-reinforced rubber pipe for FEA

Table 2 Dimensions of fiber-reinforced rubber pipe for tensile test

	t	L	D	ϕ	N
type A	3.6	47.6	54.0	45	12, 24
type B	5.6	49.8	54.0	45	12, 24

t : Thickness (mm), L : Length (mm)
 D : Inner diameter (mm), ϕ : Fiber-angle (deg)
 N : Number of fibers

を 20mm, ヤング率を 68.6GPa とし, アルミ製の締め付け材で固定されることを考慮する.

ひずみが数百%を超えるような大変形するゴムは通常, Mooney-Rivlin⁽⁶⁾ や Ogden⁽⁷⁾ の弾性ポテンシャルを持つ超弾性体として取り扱う必要がある. しかし, 本研究で取り扱うゴムの変形は比較的小さく, 材料の非線形性の小さな範囲を対象とするので, ゴムをヤング率 4.38MPa (別途実施したゴム単体の引張試験結果に基づく), ポアソン比 0.5 の線形弾性体として取り扱うことにした. その際, シェル要素内を面内応力状態と仮定することにより, ポアソン比 0.5 に対するロッキングを回避できる. なお, ゴムの粘弾性特性は無視する. ワイヤ繊維についてはヤング率を 100GPa とし, 公称径から求められる断面積に対して真断面積が 50%になると仮定した. これは, 一般的な小径ステンレスワイヤにおいて, 構成する素線の断面積の総和がワイヤ公称径からの面積の 50~60%程度となることに基づいている. 解析には著者らが開発した弾性大変形構造解析ツールを用いた. この解析ツールでは文献 (8) の方法に基づき, Updated Lagrange アプローチによる幾何学的非線形性が考慮されている.

3.2 引張試験との比較

はじめに, 引張試験体に対する構造解析を実施し, 解析の妥当性を検証した. 表 2 に示すように, 試験では厚さ t および長さ L (締め付け材間の距離) の異なる 2 種類のゴム管を用いた. ゴム管には 12 本ないしは 24 本の直径 1.2mm のワイヤが, 管長方向に対して 45° となる方向に埋め込まれている. 試験は寸法と繊維本数が同じゴム管に対して 2 体ずつ実施した.

(a) Load-displacement curves

(b) Load-torsional angle curves

Fig. 6 Deformational behavior of fiber-reinforced rubber pipe of type A under tensile load

Fig. 7 Deformational behavior of fiber-reinforced rubber pipe of type B under tensile load

図 6 および図 7 に解析結果と試験結果を示す。試験結果、解析結果ともに荷重の増加とともにゴム管に捩れ変形が生じていることが分かる。また、両結果ともに繊維本数に対する変形挙動の差異は見られない。

図 7(a) に示す $t=5.6\text{mm}$ の場合の引張荷重 F と変位 δ の関係を見ると、荷重が 0.5kN を超えたあたりから、解析結果の変位が試験結果に比べ小さくなっていることが分かる。この傾向は図 6(a) に示す $t=3.6\text{mm}$ の場合でも見受けられる。この理由として、締め付けによるゴム管の接合では、ワイヤ繊維までを十分に固定できないことが考えられる。つまり、荷重の増加とともに、締め付け材部分の表層のゴムが局部変形を生じ、このことが試験での引張変位を大きくした要因と考えられる。局部変形はゴム厚が大きい方が生じやすい。したがって、ゴム厚 3.6mm よりもゴム厚 5.6mm の方が試験結果と解析結果との差が大きくなる。このような局部変形はゴム管の強度を低下させる可能性があり、今後、ゴム管の接続方法についてはさらなる検討を必要とする。なお、ゴム管の接続時の締め付け力が不十分であれば、締め付け材とゴム管の間にすべりが生じて引張変位が増加するが、本試験ではこのようなすべりが見られなかったことを追記しておく。一方、図 6(b) および図 7(b) に示す引張荷重 F と捩れ角 θ の関係を見ると、両ゴム厚とも試験結果と解析結果は良く一致していることが分かる。

以上の結果から、引張変位に若干の問題があるものの、本解析により繊維強化ゴム管の変形挙動を十分に再現できることが確認された。

3.3 繊維配向角の影響

次に、繊維強化ゴム管の引張変形挙動の詳細を明らかにする目的で、繊維配向角、繊維本数およびゴム管寸法を変化させた解析を実施した。以下の解析では、厚さ $t=5\text{mm}$ 、長さ $L=50\text{mm}$ 、内径 $D=54\text{mm}$ のゴム管に配向角 $\phi=45^\circ$ の繊維が 24 本挿入された場合を基準とする。ゴムおよびワイヤ繊維の材料定数は 3.2 節で述べた試験結果との比較解析と同じとした。

図 8 に繊維配向角を $25\sim 65^\circ$ に変化させた場合の解析結果を示す。ここでは、繊維配向角は図 3 に示すように定義しており、配向角 0° で繊維方向と荷重方向が一致する。図 8(b) から分かるように、荷重が比較的小さな範囲では、配向角が大きくなるほどゴム管の捩れ角 θ が小さくなり、配向角 65° の場合には、他の配向角の場合とは逆方向の捩れが生じる。さらに荷重が上昇すると、配向角が大きな場合には捩れ角の増加率が大きくなるのに対して、小さな場合には捩れ角の増加率は減少していく。

図 9 に繊維ゴム材の変形の様子を模式的に示す。図中の矢印方向に荷重が作用すると、AC の初期状態にあった繊維が AC' に変位する。このとき繊維の軸剛性はゴムの剛性に比べてはるかに大きいため、繊維自体の軸ひずみは無視できる。ここで、ポアソン効果は無視すれば、繊維の変位にともなってゴム部が ABCD から ABC'D' に変形する。図 9(a) に示す繊維配向角が小さな場合では、C 点の変位の垂直成分（荷重方向成分）に比べ水平成分（管周方向成分）の方が大きくなる。したがって、荷重方向の変形が比較的小さくても大きなせん断変形を生むことになり、結果、荷重が小さい段階でゴム管の捩れ変形が大きくなる。一方、図 9(b) に示す配向角が大きな場合で

Fig. 8 Influence of fiber-angle on deformational behavior of fiber-reinforced rubber pipe under tensile load

Fig. 9 Shear deformation of fiber-reinforced rubber

は、C 点の変位は垂直成分の方が水平成分より大きくなって、ゴム管の捩れ変形は小さくなる。

ポアソン効果を考慮すると、荷重と垂直な方向に圧縮変形が生じるため、実際の変形は $AB'C'D'$ となる。配向角が小さな場合には $ABC'D'$ と $AB'C'D'$ の差は小さいが、配向角が大きな場合では、垂直方向の変形が大きいため、ポアソン効果による水平方向の圧縮変形も大きくなり、場合によっては図 9(b) に示すようにせん断変形が逆方向に進む。

ところで、図中の辺 $C'D'$ に作用するせん断力は、繊維に生じる内力の水平（管周）成分と釣り合う必要がある。繊維内力の水平成分は配向角が小さくなるにしたがって減少するため、ゴム部のせん断変形を大きくする（つまり、せん断力を大きくする）には、より大きな内力が繊維に働く必要がある。そのため、配向角が小さな場合には荷重の増加とともに捩れ角の増加率が減少していく。

風車ブレードのピッチ角制御を考えた場合、回転数が小さな範囲（正常稼動範囲）でピッチ角変化が生じると発電性能を損なう場合が考えられる。したがって、回転数が小さい、つまり遠心力が小さな範囲ではゴム管の捩り変形をできるだけ小さくすることが望ましい。この観点から見ると、ゴム管の繊維配向角は大きい方が良い。しかしながら、図 8(a) から分かるように配向角が大きくなると、大きな軸方向への変形をともなうことになり、ゴム管の静強度を考える上では好ましくない。したがって、適切な配向角の検討の際には軸方向の変形の許容値を事前に検討しておく必要がある。

3.4 繊維本数の影響

図 6 および図 7 に示した試験結果および解析結果では、繊維本数がゴム管の変形挙動におよぼす影響は見受けられなかった。そこで、繊維本数 N を 6～48 本に変更した解析を実施した。荷重と捩れ角の関係を図 10 に示す

Fig. 10 Influence of number of fibers on torsional deformation of fiber-reinforced rubber pipe under tensile load

Fig. 11 Influence of demensions on torsional deformation of fiber-reinforced rubber pipe under tensile load

が、図 6 および図 7 と同様に繊維本数が変化してもゴム管の変形挙動にはほとんど変化が見られない。これは繊維本数が変化しても図 9 に示した変形メカニズムが変わらないことを意味している。

3.5 ゴム管寸法の影響

最後にゴム管の寸法が変形挙動におよぼす影響を考察する。ゴム管の厚さ t 、長さ L および内径 D を様々変化させて解析を行った結果、ゴム管の厚さが薄くなるほど、長さが長くなるほど、さらに、内径が小さくなるほど捩れ角は大きくなることが分かった。それらの結果を、引張荷重を管断面積で除した平均応力 σ と、管端部の捩れ角 θ (Rad) を管のアスペクト比 (= 長さ/肉厚中心半径 = $L/((D+t)/2)$) で除した平均せん断ひずみ γ との関係で整理し、図 11 に示す。

図 11(a) に示す繊維配向角 45° の場合では、寸法が変化しても応力 σ とせん断ひずみ γ の関係はほぼ同じとなっている。結果は省略するが、配向角 35° の場合では、さらに $\sigma - \gamma$ 関係のばらつきは小さくなる。一方、図 11(b) に示す配向角 55° の場合では、 t の変化に対する $\sigma - \gamma$ 関係の変化はあまり見られないものの、アスペクト比の変化に対してはばらつきが見られる。これは、ゴム管の両端部でポアソン効果が拘束される影響によるもので、アスペクト比が小さくなるほどこの拘束影響が全体に広がるためである。3.3 で述べたように繊維配向角が大きいとポアソン効果の有無によってゴムのせん断変形は大きく変化する。このため、図 11(b) のようにばらつきが大きくなる。しかしながらこの場合でも、図中の実線を基準にすれば $\sigma - \gamma$ 関係の差は小さく、寸法による変化は小さいと言える。

Fig. 12 Relationships between power coefficient and tip speed ratio of wind turbine with various setting pitch-angle of blade (without pitch-angle control)

Fig. 13 Power-revolutions curves of generator

以上の解析結果から、繊維強化ゴム管の捩れ変形量は繊維配向角や寸法の影響を受けることが分かった。ただし寸法の影響に関しては、荷重と捩れ角の関係を平均応力と平均せん断ひずみの関係で整理し直すと、その影響はほとんど見られなくなり、配向角のみに影響されるようになる。この結果は、繊維配向角以外の設計変更を行う場合、変更後の変形挙動を容易に導けることを示しており、設計上有益な知見となる。

4. ピッチ角制御機構付き風車の発電特性の推定

4.1 発電特性の推定法

すでに著者らは、風洞試験を実施して提案ピッチ角制御機構付き風車の空力特性を調査し、さらにその結果に基づき発電特性を推定して、出力ならびに回転数の抑制が可能であることを明らかにした⁽⁵⁾。本研究では強風時のピッチ角制御の有効性や、繊維強化ゴム管の変形特性が風車の発電特性に与える影響を調べる目的で、ピッチ角制御機構を装備した風車の発電特性の推定を行う。発電特性の推定は以下の手順で行う。

- (1) 固定ピッチ角ブレード風車に対する風洞試験を実施し、ブレード取り付けピッチ角 β_0 を変化させて計測を行い、それぞれの場合のパワー係数 C_p と周速比 λ の関係を求める (図 12)。
- (2) 風速が変化しても (1) の $C_p - \lambda$ 関係は変化しないと仮定して、求めようとする風速 V のもとでの風車パワー P と回転数 n の関係に変換する。変換には次式を用いる。

$$P = \frac{\pi}{2} C_p \rho V^3 R^2, \quad n = \frac{\lambda V}{2\pi R} \quad (1)$$

ここで、 ρ は空気密度、 R は風車の回転中心からブレードの先端までの距離を表す。

- (3) 各ピッチ角 β_0 に対して得られた (2) の $P - n$ 関係のデータベースから、任意の P , n , β の関係を線形補間により求める。 β は基準角からのピッチ角変化量を表す。
- (4) 3 章で実施した FEA から得られた繊維強化ゴム管の引張荷重 F と捩れ角 θ の関係に、引張荷重 = ブレードに作用する遠心力 $= m r_G (2\pi n)^2$ および、 $\beta = \beta_0 + \theta$ の関係を用いて、 $\beta - n$ 関係に変換する。 m は 1 枚分のブレードの質量 ($=0.692\text{kg}$)、 r_G は回転中心からブレード重心までの距離 ($=0.193\text{m}$) を表している。
- (5) 風車回転数 n を順次増加させ、(4) の $\beta - n$ 関係から β を求め、これを (3) の $P - n - \beta$ 関係に代入して、ピッチ角制御を行った場合の $P - n$ 関係を得る。

Fig. 14 Power-revolutions curves of wind turbine with pitch-angle control system obtained by experiment and estimation

Fig. 15 Generated power-wind velocity curves obtained by wind tunnel test and estimation

- (6) 図 13 に示す発電機のパワー P と回転数 n の関係のうち、実線で示す入力側のカーブを (5) の $P-n$ 関係に重ね合わせ、両者が交わる回転数 n を求める。さらに、この n における出力側パワー（図 13 の破線）を発電量とする。
- (7) 以上 (2)～(6) の手順を風速 V を増加させながら実施し、発電量 P と風速 V の関係を得る。

4.2 風洞試験結果と推定結果の比較

はじめに、発電特性推定法の妥当性を検証するため、風洞試験模型に対する発電特性の推定を行う。風洞試験は広島大学所有の通風型風洞装置（吹き出し口径 1.7m）で行った。ピッチ角制御機構には表 2 に示す type B のゴム管を使用し、図 4 の CASE 1 のピッチ角制御では取り付けピッチ角 $\beta_0 = -6^\circ$ 、CASE 2 では $\beta_0 = +9^\circ$ に設定した。

図 14 に 4.1 節の手順により得られた $P-n$ 関係の結果を風洞試験結果と比較して示す。風洞試験結果とは、ピッチ角制御機構付きブレードを直接用いて得られた結果である。CASE 1, 2 のいずれの制御でも推定結果と試験結果はよく一致しており、ピッチ角制御機構付き風車のパワー特性が十分な精度で推定できることが分かる。

次に、4.1 節の手順により得られた発電特性（ $P-V$ 関係）の推定結果と風洞試験結果の比較を図 15 に示す。ここで言う風洞試験結果とは、図 13 の特性を有する発電機に固定ピッチ角ブレード（図中 (a) の場合）もしくはピッ

Table 3 Characteristics of fiber-reinforced rubber pipe used in estimation of generated power

Type	Pitch-control	t	ϕ	β_0
F1	CASE 1	7.0	45	0
F2	CASE 1	6.0	55	0
F3	CASE 1	5.4	60	0
F4	CASE 1	5.0	45	-5.0
F5	CASE 1	4.5	55	-6.5
S1	CASE 2	7.0	45	0
S2	CASE 2	6.0	55	0
S3	CASE 2	5.4	60	0
S4	CASE 2	5.0	45	+5.0
S5	CASE 2	4.5	55	+6.5

t : Thickness (mm), ϕ : Fiber-angle (deg),
 β_0 : Setting pitch-angle (deg), L : Length = 30mm,
 D : Inner diameter = 74mm,
 N : Number of fibers = 24

Fig. 16 Change in pitch-angle of blade using control system with fiber-reinforced rubber

チ角制御機構付きブレード（図中 (b), (c) の場合）を取り付け、風速を変化させながら発電量を計測して得られた結果である。図中 (a) に示すのは固定ピッチ角ブレードの結果であり、図中の推定結果は、図 12 における $\beta = 0^\circ$ の $C_p - \lambda$ 関係と図 13 の発電機特性から得られた値である。推定結果は試験結果比べ若干低めの値を示しているものの、推定結果と試験結果はよく一致している。CASE 1 のピッチ角制御を行った場合（図中 (b)）も同様の結果が得られている。一方 CASE 2 のピッチ角制御を行う場合（図中 (c)）では、推定結果は試験結果に比べ高めの値を示している。この理由は定かではないが、CASE 2 の制御では後述の図 17(b) のように、ちょっとしたピッチ角（ゴム管の捩れ変形、取り付けピッチ角）の違いによって発電量は顕著に変化しやすく、このことが影響している可能性がある。そうした定量的な相違はあるものの、定性的な発電特性、特に高風速域において発電量が抑制されている様子は、4.1 節の方法により推定できていると言える。

試験では検証が不可能であった 12m/s 以上の風速に注目すると、いずれのピッチ角制御でも固定ピッチ角ブレードに比べ発電量を抑制できているが、CASE 1 では風速の増加とともに徐々に発電量が増加する傾向がある。これに対して、CASE 2 では風速 9m/s を過ぎたあたりから発電量がほぼ一定となり、理想的な出力抑制が行われている。このことから、高風速域での過回転防止を主目的とした制御の観点からは、失速を促すピッチ角制御、すなわち CASE 2 の方が有効であることが分かる。

4.3 ゴム管の変形特性と風車の発電特性

試験を行った風洞装置は大きな風速には対応できないことから、風速の小さな段階でもピッチ角制御の効果が表れるように、風洞試験では比較的変形が生じやすいゴム管を用いた。そのため、表 1 の設計風速 10m/s より小さな風速の範囲でも発電量が抑えられる結果となった。そこで、設計風速までは出力損出が小さく、設計風速を超える範囲で出力を抑えるようにゴム管の設計変更を行い、これを用いた風車の発電量推定を行ってみる。

設計変更されたゴム管の諸元を表 3 に示す。また、それぞれのゴム管に対して FEM 解析を実施して変形挙動を求め、ピッチ角制御機構付き風車のブレードピッチ角 β と回転数 n の関係に変換したものを図 16 に示す。なお、図には風洞試験で使用したゴム管の関係も同時に示している。設計変更されたゴム管は、風洞試験で使用したゴム管に比べ捩れ変形を起こし難くなっている。また、いずれのゴム管も $n = 18 \text{ s}^{-1}$ 付近で β がほぼ同じとなるようにし、タイプの数字が大きくなるほど、高回転域での β の増加が急激となるようにした。

図 17 に固定ピッチ角ブレードを含めた発電量の推定結果を示す。図 15 と比較すると、変形の小さなゴム管を用いることでいずれのピッチ角制御でも全体に発電量が大きくなっている。

Fig. 17 Estimated relationships between generated power and wind velocity

CASE 1 のピッチ角制御を行う場合、取り付けピッチ角 β_0 が 0 の F1～F3 では、風速が小さな段階から固定ピッチ角ブレードに比べ発電量が低下し、設計風速の 10m/s では発電量が 2/3 程度までに落ち込んでいる。発生頻度が高い低風速域での発電量低下は発電効率の面で問題がある。一方、取り付けピッチ角を与えた F4 と F5 では低風速域での発電量低下は顕著ではない。図 12 から分かるように、本研究で用いたブレードでは、ピッチ角が -3° と -6° の場合のパワーのピークはピッチ角 0 の場合に比べ上昇する。このため取り付けピッチ角をマイナス方向に与える F5 と F6 では低風速域での発電量低下が改善されたものと解される。図からはまた、設計風速 (10m/s) を超える風速域において、ピッチ角制御を行うことで発電量の上昇が抑制され、過回転防止に有効であることが分かる。特に、図 16 の F3 や F5 のように高回転域でピッチ角が急激に増加するゴム管を用いると、抑制効果大きい。しかしながら、いずれのタイプにおいても風速の上昇とともに発電量が上昇していく傾向が残る。

これに対して、CASE 2 のピッチ角制御を行う場合、取り付けピッチ角が 0 の S1～S3 では、回転数の低い段階からマイナス方向へのピッチ角変化が生じるため、固定ピッチ角ブレードに比べて低風速域での発電量低下は見られない。一方、プラス方向に取り付けピッチ角を与える S4 と S5 では、低風速域での発電量低下が生じる。風速が上昇すると発電量も上昇するが、12m/s を超えたあたりでいずれのタイプでも発電量が減少に転じる。特に、図 16 の S1～S3 のように低回転域からピッチ角が緩やかに変化する場合に発電量の減少が著しい。これに対して、 β が 0° 以上で回転数に対するピッチ角の変化率が大きい S4 や S5 では、発電量の低下も緩やかになる。ただし、いずれのタイプにおいてもさらに風速が増加すると、同じ発電量に収束する傾向が見られる。

以上の推定結果から、低風速域では固定ピッチ角ブレードと同程度の発電量を維持しつつ、高風速域での発電量の抑制効果の高い CASE 2 のピッチ角制御が、発電機の過回転あるいはオーバーワーク防止に対して有効であると言える。また、CASE 1, 2 にかかわらず回転数に対してピッチ角が急激に変化するゴム管を用いると、高風速域での発電量が一定値に近づき、安定した発電が可能になる。

5. お わ り に

本研究では、繊維強化ゴム管を用いたパッシブピッチ角制御機構付き小型水平軸型風の性能予測を行った。はじめに、繊維強化ゴム管を対象とした FEM 解析を実施し、ゴム管の構造様式がその変形挙動におよぼす影響を調べた。さらに、ピッチ角制御機構付き風車の発電特性の推定を行い、強風時の出力抑制に対する制御機構の有用性を明らかにするとともに、繊維強化ゴム管の変形特性が発電特性におよぼす影響を調べた。その結果、以下の知見を得た。

- (1) 繊維強化ゴム管の繊維本数は、その変形挙動に影響を与えない。
- (2) 繊維強化ゴム管の繊維配向角度が管長方向に対して小さな場合、低荷重域での振れ変形増加率が大きい。一方、配向角が大きくなると、高荷重域での振れ変形増加率が大きくなる。

- (3) 繊維強化ゴム管の寸法が変形挙動におよぼす影響は、捩れ変形挙動を平均応力ー平均せん断ひずみ関係で整理すると小さいと言える。この知見を用いて繊維強化ゴム管の設計変更が用意に行える。
 - (4) ピッチ角制御機構を採用することによって、強風時の発電量つまり回転数の抑制が行える。また、風向方向にピッチ角変化させるフェザー制御よりも、風車回転面方向にピッチ角変化させる失速制御の方が抑制効果が大きい。
 - (5) 捩れ変形が生じやすい繊維強化ゴム管を用いると、低風速の領域から発電量が抑制される。また、高荷重域つまり高回転域で急激に捩れ変形が増加するようなゴム管を用いると、高風速域で安定した発電が可能になる。
- 今後は、ゴム管の静強度および疲労強度の検討を行うとともに、ゴムの粘弾性影響が風車性能におよぼす影響を調べる予定としている。

なお本研究は、新エネルギー産業技術総合開発機構 (NEDO) の平成 14 年度産業技術研究助成事業により行われたものであることを付記し、関係各位に謝意を表す。

文 献

- (1) 松宮輝, 河村俊次, 田中廣, “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”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.56, No.529 (1990), pp.2373-2377.
- (2) 河村俊次, 松宮輝, 筒井康賢, 山根隆志, 桑岡幸男, 水谷八郎, 二井義則, 五反田哲郎, “可変速風力発電システムにおけるメカニカルガバナの運転特性”, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.56, No.530 (1990), pp.3007-3011.
- (3) Shimizu, Y., Kamada, Y. and Maeda, T., “Studies on Horizontal Axis Wind Turbine with Passive Teetered Brake & Damper”, *JSME International Journal Ser. B Fluids and Thermal Engineering*, Vol.41, No.1 (1998), pp.162-169.
- (4) 前田太佳夫, 鎌田泰成, 加藤隆行, 田村博, “マイクロピッチ・フラップ風車の開発研究”, 第 26 回風力エネルギー利用シンポジウム, 日本風力エネルギー協会, (2004), pp.151-154.
- (5) 柳原大輔, 岩下英嗣, 渡邊幸夫, “繊維強化ゴムを用いた水平軸型風車ブレードのパッシブピッチ角制御”, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.75, No.750 (2009), pp.259-267.
- (6) Mooney, M., “A Theory of Large Elastic Deformation”, *Journal of Applied Physics*, Vol.11, (1940), pp.582-592.
- (7) Ogden, R. W., “Non-linear Elastic Deformation”, *Dover Publications*, (1984).
- (8) 都井裕, 弓削康平, 川井忠彦, “構造要素の衝突圧壊強度に関する基礎的研究 (その 1) —有限要素法による超大変形圧壊解析—”, 日本造船学会論文集, Vol.159, (1986), pp.248-257.