

風力発電システム用軸受に関する基礎研究

Basic study on bearing of Wind Turbine generator system

浅生 利之^{*1} 会田 智幸^{*1} 関 和希^{*2}
Toshiyuki ASO Tomoyuki Aida Kazuichi Seki

^{*1} THK CO.,LTD 4-9-16 Higashikoujiya Ota-ku Tokyo, 144-0033, Japan

Fax:+81-3-5735-0220, E-mail: t.aso@thk.co.jp

^{*2} Feng Chia University 100, Wenhwaq Road, Seatwen, Taichung 40724, Taiwan

Abstract

The vertical axis wind turbine generator is mainly used for small size wind turbine generator, and is independent on wind direction. The rotor of the wind turbine is required to start rotating at a low wind speed and to smoothly rotate with small torque loss so that the energy loss from the energy of wind is minimized and the power generation efficiency is increased. But when the rotor is designed according to IEC61400-2, commercially available bearings are not suitable for the rotor, because both of the static and dynamic load ratings are larger than those demanded for the vertical axis wind turbine. That is, the frictional force and the rotating torque of the commercially available bearing are too large for the rotor to meet the above mentioned requirements.

In this study, the bearings having the most suitable load rating and the very low frictional force for the rotor were newly designed conforming to "IEC61400-2". And the low torque shaft unit for the rotor using these newly designed bearings was also designed and experimentally produced. This low torque shaft unit was equipped in the real vertical axis wind turbine and a demonstration experiment was conducted. The result of the experiment showed that the low torque shaft unit started rotating at low wind speed and the power generation efficiency was improved. It is verified that the low torque shaft unit satisfies the above mentioned requirements well.

キーワード：垂直軸風車 シャフトユニット 低トルク 軸受 風況 IEC61400-2

Key Words : Vertical axis wind turbine, Shaft unit, Low torque resistance, Bearing, Wind condition, IEC61400-2

1. 緒言

垂直軸風車¹⁾は、比較的構造が単純で風向に対して無指向性なため、一般的に複雑地形や市街地などに設置されることが多い。そこで垂直軸風車は十分な強度と耐久性を確保するとともに、高い発電効率と幅広い風速領域で運用できることが求められている。しかし、ロータを構成する軸受については、シャフトを十分な強度を有するように設計した上で従来の一般的な軸受を選定すると、負荷能力は過剰な程十分であるが、軸受内部のトルク抵抗が大きくなってしまふ課題があった。

そこで本研究では軸受設計を見直し、垂直軸風車に最適化することによって、IEC61400-2²⁾の安全基準に基づいた十分な強度と耐久性を確保しながらも、軸受の低トルク化を図り、風車の始動性改善と、回転中の動力損失低減に取り組んだ。

また、新たに設計した軸受を垂直軸風車実機に搭載し³⁾、実風況下における基礎実験を行って理論の妥当性および低トルク化の検証を行った。

2. 垂直軸風車の概要

^{*1} THK 株式会社 (〒144-0033 東京都大田区東糀谷 4-9-16)
E-mail: t.aso@thk.co.jp

^{*2} 逢甲大学 (中華民國台中市 40724 西屯區文華路 100 号)
(原稿受付: 2013 年 7 月 5 日)

2.1 実証実験機

図 1 に試作した垂直軸風車、表 1 にその主な仕様を示す。風車の受風面積は 9m²でロータ直径 3m、ブレード長 3m、翼弦長 0.3m、翼枚数 5 枚、翼断面型は TWT 翼型⁴⁾を用いている。風車回転数が設計運用回転数を超えたとき、あるいは風速計の値がカットアウト風速を超えたとき、ブレーキが作動する。



Fig.1 Vertical Axis Wind Turbine

Table.1 Spec of Vertical Axis Wind Turbine

Item	Spec.
Rated power	3.2kW
Blade rotating diameter	3m
Blade length	3m
Rated wind speed	12.5m/s
Cut in wind speed	2m/s
Cut out wind speed	15m/s
Survival wind speed	40m/s

2.2 軸受部の構造

本研究では回転機部品の構造を、主軸受を組み込まれた主軸が、ハウジングによって支持されるユニット構造とした（以下、シャフトユニットと称す）図 2(a), (b) にシャフトユニットの構造と搭載例を示す。軸受には深溝玉軸受とアンギュラ玉軸受を用いている⁹⁾。深溝玉軸受は主に半径方向荷重（以後、ラジアル荷重と記す）を支えている。アンギュラ玉軸受は接触角を持っているため、深溝玉軸受よりも大きな軸方向荷重（以後、アキシャル荷重と記す）を支え、同時にラジアル荷重と傾きを保持するのに適している。このアンギュラ玉軸受は、一般的に双方向のアキシャル荷重を支えられるように、2 個を対称に正面組合せ、もしくは背面組合せとして配置する。図 2 に示すような片持ち構造では、アンギュラ玉軸受に多大な曲げモーメントが作用するので、アンギュラ玉軸受の組み合わせ配置の方法は軸受の寿命や曲げ剛性を考慮し、図 3 に示すような作用点間距離が長く曲げ剛性が高い背面組合せとする。なお、本研究で考案した軸受についてはシャフトにアンギュラ玉軸受内輪の軌道溝を加工することで、部品点数の削減と製造コストの低減を行っている。

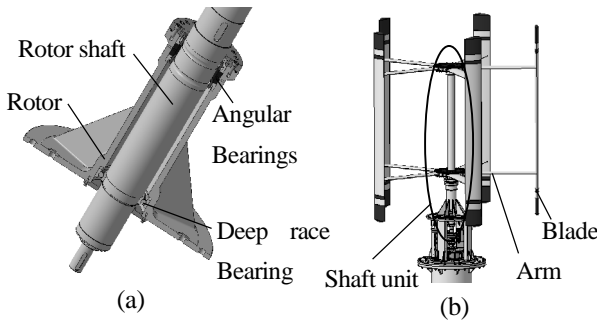


Fig.2 Shaft unit and application example

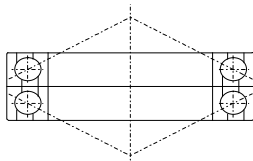


Fig.3 Arrangements of duplex angular bearings

2.3 垂直軸風車に用いられる軸受

小型垂直軸風車は低い風速でも回転を始める必要がある。これは前項のように想定される設置場所は常時、高い風速であるとは限らないからである。また、低風速でも風車が回転、そして発電し、環境意識を啓発することが小型風車には求められるからでもある。さらに、始動トルクを小さくすると回転中の低トルク化や高効率化にもつながる。これらを鑑み、小型垂直軸風車の軸受に要求される課題として、以下の 4 つの項目が挙げられる。

- ① 始動トルクが小さいこと
- ② 機械（発電）効率が良いこと
- ③ 要求寿命を満たすこと

- ④ IEC61400-2 "Requirements for small wind turbines" に基づいた機械強度を持つこと。

以上のことを踏まえ、本研究では軸受設計を垂直軸風車に最適化することによって下記に挙げる研究を行った。

- (1) 低トルク化

転がり摩擦などの軸受内部抵抗を軽減し、風車の低始動トルク化と機械効率の向上を実現させる。

- (2) 軸受負荷能力の最適化

国際規格“IEC61400-2 Class IV “の風況条件と安全基準に則って、一般的に要求される設計寿命 20 年を満足する耐久性を確保する。

3. 軸受の理論

3.1 軸受の基本動定格荷重の算出

軸受の寿命とは、軸受の軌道輪、又は転動体のいずれかに材料の疲れの最初の形跡が現れるまでの総回転数である。一般的に疲れの形跡は、内部起点より転動面が剥離するフレーキングである。また、軸受の基本動定格荷重とは、同一グループ内の 90% の個数の軸受が疲れを生じないで 100 万回転に耐えることのできるような、一定の純ラジアル荷重のことである。寿命を評価する際、ある集団が 100% 寿命を達成することは困難であるので、統計的手法を用いて定量的にする必要がある。この指標が信頼度であるが、それは一群の同じ軸受を同一の条件で運転したとき、特定の寿命以上に達することが期待される割合である。そこで軸受が属する母集団に対する寿命は軸受の $n\%$ 破損確率に対する寿命、すなわち L_n 寿命として予測される¹⁰⁾。一般的に信頼度が 90% のときの定格寿命を基本動定格寿命と称す。寿命はワイブル分布関数ベースの関係式で基本動定格荷重を C_r 、負荷荷重を F として以下のように表している。

$$L_{10} = \frac{C_r}{F} \frac{\sigma}{\sigma_0} \cdot 10^6 [\text{rev}] \quad (1)$$

IEC61400-2 では生存率が 95% 以上としているので定格寿命は L_5 、信頼度は 0.95 とする。 L_{10} から L_5 を求めるときは次式に示すような、2 パラメータワイブル分布の関係を用いる。

$$L_5 = \frac{\sigma \ln 0.95}{\sigma \ln 0.9} \frac{\sigma_0}{\sigma} L_{10} \quad (2)$$

上式中、 m はワイブル勾配で転動体がボールの場合、10/9 と定められている。

ここで基本動定格荷重の式を以下のように説明する。

$$C_r = b_m \times f_c \times (i \times \cos \alpha)^{0.7} \times Z^{2/3} \times D_w^{1.8} \quad (3)$$

上式中、 b_m は材料係数、 f_c は軸受係数、 i は 1 個の軸受

内の転動体の列数, α は接触角, Z はボール数, D_w はボール直径を示す. ボール直径に対する溝の半径の比 (r/D_w 以下, 溝適合度) が 52%以下の場合には膨大な試験データの下, 規格化された JIS B 1518⁹⁾を用いることができる. しかし本研究の軸受では溝適合度を特殊に変更しており, JIS B 1518 の適用外となる. そこで f_c はラウンドベルグ/パルムグレン⁸⁾を補正したハリスの式⁹⁾から以下のように算出する.

$$f_c = 39.9 g_c f_2 \frac{C_o}{C_i} \frac{2r_i}{2r_i - D_w} \frac{\dot{\theta}}{\ddot{\theta}}^{0.41} \quad (4)$$

$$g_c = \left[1 + \frac{C_i}{C_o} \frac{\dot{\theta}}{\ddot{\theta}} \right]^{10/3} \frac{\dot{\theta}}{\ddot{\theta}}^{-0.3} \quad (5)$$

$$\frac{C_i}{C_o} = f_3 \frac{C_o}{C_i} \frac{2r_o - D_w}{2r_i - D_w} \frac{\dot{\theta}}{\ddot{\theta}}^{0.41} \quad (6)$$

$$f_3 = 1.04 \frac{a - b}{1 + b} \frac{\dot{\theta}}{\ddot{\theta}}^{1.72} \quad (7)$$

$$f_2 = \frac{b^{0.3}(1-b)^{1.39}}{(1+b)^{1/3}} \quad (8)$$

$$b = D_w \cos \alpha / D_{pw} \quad (9)$$

上式中, r は溝半径, D_{pw} はボールセットのピッチ円直径, b は補助変数, C_o と C_i はそれぞれ外輪, 内輪単体の基本動定格荷重, 添字 i, o はそれぞれ内輪, 外輪を示す.

3・2 小型垂直軸風車に必要な軸受の基本動定格荷重

本研究においては軸受を低トルク化させつつ要求寿命を満足するために, 軸受は必要十分な基本動定格荷重を持っていないなければならない.

ここではまず, IEC61400-2 Class IVに規定されている風況条件と, 各風速の発生頻度から回転数と各軸受に作用する負荷荷重を計算する. そして平均ラジアル荷重 F_m を次式により算出する. なお, 平均アキシャル荷重 F_{am} は風車の回転体の自重なので一定である.

$$F_m = \frac{\dot{\theta}}{\ddot{\theta}} \frac{\dot{\theta}}{\ddot{\theta}} \left(\frac{F_i^3 n_i t_i}{n_i t_i} \right)^{1/3} \quad (10)$$

この式中, F_i , n_i , t_i はそれぞれ各風速における負荷荷重, 回転速度, 回転時間を示す. 図 4 に実風況における風速出現分布と周速比 λ を 2.5 とした時の垂直軸風車の回転数, 図 5 に荷重算出結果の例を示す. 計算された F_m と F_{am} から平均動等価ラジアル荷重 P_m を計算し, 回転量から必要となる基本動定格荷重をアンギュラ玉軸受, 深溝玉軸受それぞれについて式(12)より算出する.

$$P_m = XF_m + YF_{am} \quad (11)$$

$$C_m = \sqrt[3]{\frac{L' P_m^3}{a_1' a_2}} \quad (12)$$

この式中 X と Y は動等価係数, C_m は必要な基本動定格荷重, L は要求総回転量, a_1 は信頼度係数 (L_5 のときは $a_1=0.62$), a_2 は使用条件係数 (潤滑が良好である場合 $a_2=1$) である.

以上のことから軸受が持つ基本動定格荷重 C_r は, 小型垂直軸風車に必要なとされる計算値 C_m を満足しなければならない.

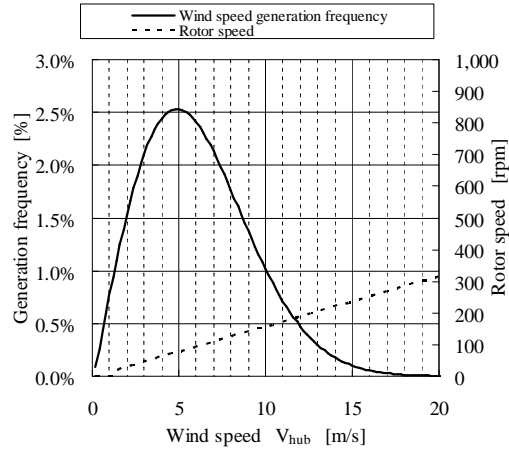


Fig.4 Wind speed and real wind condition ($\lambda=2.5$)

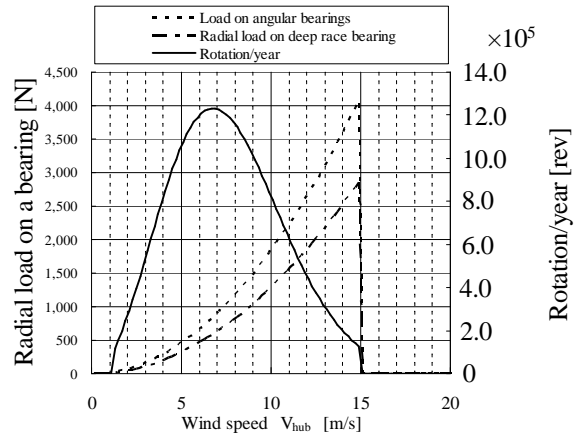


Fig.5 Result example of wind speed and load

3・3 軸受始動トルクの解析

軸受の始動トルクは軸受内部で発生するスピンモーメント, 弾性ヒステリシスの損失, 差動すべりについて検討を行う必要がある¹⁰⁾, 以下それぞれについての計算を示す.

3・3・1 スピンモーメント

アンギュラ玉軸受は, 接触角 α を持つため, 内外輪どちらかでスピンすべりが発生する. 具体的にはスピン摩擦が大きい軌道輪でボールの運動が規制されるため, 図 6 に示すように接触角 α に対してボールの自転角は β となる. すなわちボールの運動が規

制される軌道面側では純転がり、他の軌道面ではスピンすべりと純ころがりが混在した状態となる。スピンすべりが生じる側のスピンモーメントを M_s とすると、スピンモーメントによるトルク M_{sta} はハリスの転がり軸受の解析より次式で計算される。¹¹⁾

$$M_{sta} = ZM_s \sin \alpha \quad (13)$$

上式中、 Z はボール数、 M_s はスピンモーメント、 a は接触角、 β はボールの自転角である。 M_s は次式のようになる。

$$M_s = \frac{3}{8} m_3 Q a E(k\phi) \quad (14)$$

上式中、 m_3 はスピン起動摩擦係数、 Q は玉(ボール)荷重、 a は接触楕円長半径、 $E(k\phi)$ は $k\phi$ を母数とする第二種楕円積分で、 $k\phi$ は接触楕円より与えられる係数である。

3.3.2 弾性ヒステリシスによる考察

転動体が荷重を受けて軌道面を転がるとき、弾性変形に要したエネルギーが熱となって散逸する。このときの弾性ヒステリシス損失によるトルク M_E は角田の玉軸受の摩擦モーメントに関する研究より次式で求める。¹²⁾

$$M_E = Z \frac{D_{pw}}{4} (1 - g^2 \cos^2 \alpha) f_i b_E + Z \frac{D_{pw}}{4} (1 - g^2 \cos^2 \alpha) f_o b_E \quad (15)$$

上式中、 ϕ は単位距離弾性圧縮仕事量、 D_{pw} はボールセットのピッチ円直径、 D_w はボール直径、 β_E は損失係数、 $\gamma = D_w / D_{pw}$ である。

3.3.3 差動すべりからの考察

ボールと転動溝の接触面は楕円状になることから、接触面の範囲内でボールの回転移動距離に差が生じる。この差を同じにするために生じるすべりが、差動すべりと言われる。図7に差動すべりの発生機構を示す。内輪溝周速 V_i は肩側寄りに速くなり、ボールの周速 V_{bi} は内輪溝底で最大になる。

このとき、 $V_i = V_{bi}$ となるノンスリップポイントが AA 上に2箇所存在するようになる。すると AA より内側(軸受中心側)で $V_i < V_{bi}$ となり外側で $V_i > V_{bi}$ となり、AA の内側で F_1 、外側で F_2 のすべり摩擦力が発生する。差動すべりによるトルク M_B は伊藤の転がり摩擦の解析より次式で表される。¹³⁾

$$M_B = Z(R_{gi} + D_w)F_0 + ZR_{gi}F_i \quad (16)$$

$$F_0 = \frac{m_i}{D_w} \quad (17)$$

$$n_i = r_i / a_i, \quad b_B = a_o / a_i \quad (18)$$

$$m_i = \frac{3}{2} m_4 Q a_i G(n_i, b_B) \quad (19)$$

上式中の m_i はすべり摩擦力 F_1 と F_2 によるモーメント、 R_{gi} は内輪溝底半径、 a は接触楕円長半径、 F_0 は m_i に等価な接線力である。添字 i, o はそれぞれ内輪、外輪を示す。 m_4 は差動すべり摩擦係数、 $G(n_i, b_B)$ は各ボール接触部について接触楕円と面圧分布から計算される差動すべりに関する関数を表し、 $n_i = r_i / a_i$ 、 $b_B = a_o / a_i$ である。

3.3.4 低トルク化を達成するための手法

一般的に呼びサイズの小さな軸受を使用すれば、軸受のトルク抵抗を低減できることが経験的に知られているが、垂直軸風車の軸受部設計において、軸受が取付けられるロータシャフト径がその要求される強度によって決定されるため、基準となる軸受の呼びサイズはおのずと決まってしまう。そのため低トルク化を達成するためには、3.3.1~3.3.3より次の手法を用いて接触楕円を小さくし、すべり量を低減することが有効であると考えられる。

- ボール直径を小さくする。
- 溝適合度の比を大きくする。

これらの対策を施すことによって、要求される定格荷重を満足しながら、軸受の低トルク化を実現させる必要がある。

3.4 軸受の基本静定格荷重の算出

軸受の静的な許容荷重の限度は基本静定格荷重 C_0 として、転動体(ボール)の変形量と軌道面の永久変形量の和がボール直径の0.01%となる荷重として定義されており、以下のように算出される。

$$C_{0r} = \frac{k_s i z D_w^2 \cos \alpha}{5} \quad (20)$$

$$c_p = \frac{858}{m} \sqrt[3]{(D_w \dot{a} r)^2} \quad (21)$$

$$k_s = \frac{\sum p_{zul}}{c_p} \frac{\dot{\sigma}^3}{\dot{\sigma}} \quad (22)$$

上式中、 c_p は接触圧力係数、 Σp は主曲率和、 P_{0zul} 許容接触圧力を示す。

3.5 小型垂直軸風車に必要な軸受の基本静定格荷重

軸受は風車で想定される最大荷重に対して十分な強度を有していなければならない。風車の動作状態や風況に応じて様々な荷重ケースが想定されるが、一般的に風車待機状態における極値風速による荷重が最大負荷となる。そのため小型垂直軸風車の軸受に必要なとされる基本静定格荷重 C_{0rm} は、再現期間50年の極値風速 V_{e50} で想定される最大ラジアル荷重 $F(V_{e50})$ と、ロータ自重によるアキシアル荷重 F_a に対して十分な強度を有する値として次式より算出する。

$$C_{0rm} = f_s \times (X_0 \times F(V_{e50}) + Y_0 F_a) \quad (23)$$

上式中、 f_s は静的安全係数、 X_0 と Y_0 は静等価係数を示す。以上のことから軸受の基本静定格荷重 C_{or} は、小型垂直軸風車に必要とされる要求値 C_{Om} を満足するように、 $C_{or} > C_{Om}$ とならなければならない。

3.6 最適な溝適合度の計算

図8に、基準となる軸受呼びサイズに対して小型垂直軸風車に要求される軸受の基本静定格荷重、基本動定格荷重を満足し、目標とする始動トルク（既存の市販軸受に対して始動トルクを50%以上低減する）を満たすための溝適合度とボール比（シャフト直径に対するボール直径の比と定義）の関係を示す。なお、軸受の負荷能力とトルク抵抗の低減はトレードオフの関係にあり、それぞれの項目は、プロットされた曲線に対して相反する矢印の方向のパラメータでなければ要求値を満足できないことを示している。この計算結果より必要な基本動定格荷重と基本静定格荷重を満足し、かつ目標とする始動トルクを達成するには、溝適合度55%~100%、ボール比10%~22%の範囲内で設計する必要があることがわかった。またJISでは内輪の溝適合度が52%以下に制限されているためJISの規格品（市販品）では要求を満足できないこともわかった。

本研究では溝適合度を大きくすると製造コストが大きくなり、逆に溝適合度を下限に設定すると加工の誤差が生じたとき、基本動定格荷重や基本静定格荷重を満足できなくなる可能性があるため、加工の誤差や製造コストを考慮し、溝適合度を60%にする。

表2に、ここで得られたパラメータにて計算を行った結果を示す。計算の結果、本研究品は基本動定格荷重、基本静定格荷重の要求値を十分満足し、始動トルクは既存軸受と比較し、約40%になることがわかった。

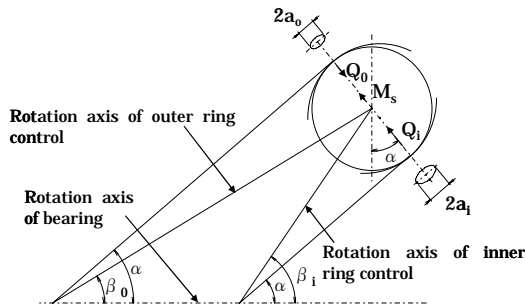


Fig.6 Generation mechanism of spin moment

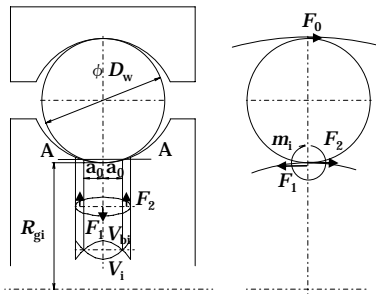


Fig.7 Mechanism of differential slide

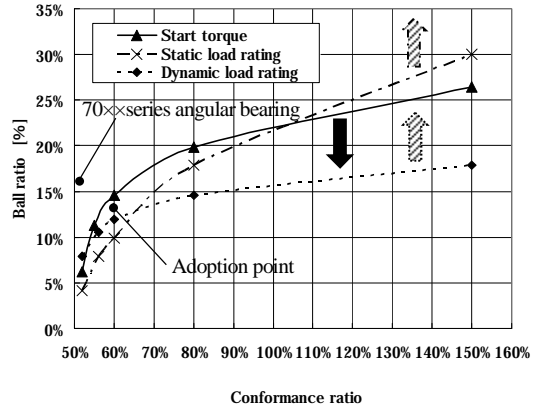


Fig.8 Conformance ratio and Ball ratio

Table.2 Calculation result of Dynamic/Static load rating and Starting torque

Type of bearing		Unit	Necessary value	Commercially available Bearings	Developed Bearings
Angular bearings (duplex)	Model number	-	-	7024	-
	Basic Dynamic load rating	kN	60.3	152	69.3
	Static load rating	kN	51.6	197	75.9
Deep race bearing	Model number	-	-	6024	-
	Basic Dynamic load rating	kN	15.3	85	35.8
	Static load rating	kN	31	79.5	31.6
Starting torque	-	N·m	-	0.55	0.17

4. 実証実験結果と考察

実証実験結果を以下に報告する。

4.1 始動トルク

従来の既存軸受と本研究で考案した軸受を垂直軸風車に搭載し、実風況下で実証実験を行った。表3に始動トルクの実測結果を示す。始動トルクは同等の既存軸受に対し、発電機やその他周辺部品も含んだ状態で37%程度、シャフトユニット単体では14%程度になり、大きなトルク低減が達成できた。なお風車として周辺機を取り付けた場合、シャフトユニット単体の場合よりも始動トルクが約0.8N·m増加しているが、これはコア付き発電機のコギングトルクによるところが大きい。

4.2 始動風速

実験機のロータが回転開始するときの風速データから、風車の始動特性検証を行った。図9に既存軸受の場合、図10に本研究品を搭載した場合の風速に対するロータ回転速度の実測値を示す。既存軸受では始動風速は3.5m/s以上必要であったのに対し、始動トルクを低減した本研究品では始動風速は2.5m/sに抑えられ、低トルク化による、始動風速低減への効果を確認できた。

4.3 出力特性

軸受の始動トルクを低減したことにより、軸受が回転している最中のトルク抵抗も低減していると考えられる。軸受回転中のトルク抵抗は風車稼働時の動力損失、いわゆる機械効率として現れるため、既存軸受を搭載した風車と試作モデルを搭載し

た風車のそれぞれについて、出力実測値を比較検証した。図11は同一条件下に設置したときの風速と出力の実測値を示す。全体的に試作品は既存軸受搭載モデルと比較して発電効率が改善されている。例えば平均風速4.7m/sにおいては既存軸受搭載モデルの出力は128W、試作モデルでは148Wの出力を得ており、回転中のトルク抵抗を低減することにより発電効率が従来の25%から28%に向上することがわかった。

Table.3 Experimental result of starting torque

	Unit	Commercially available Bearings	Developed Bearings
Overall (Shaft Unit+Blades+Generator)	N·m	2.9	1.1
Only shaft unit		2.18	0.3

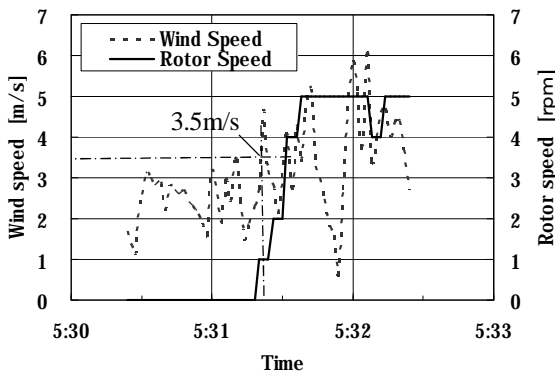


Fig.9 Wind speed and rotation speed

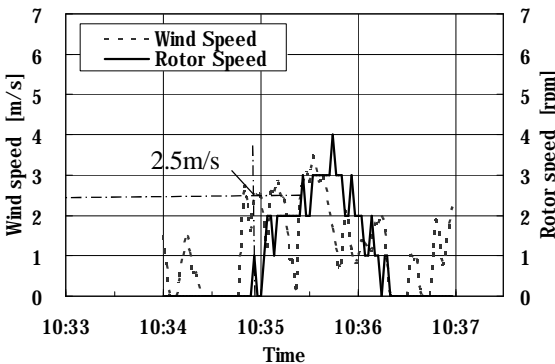


Fig. 10 Wind speed and rotation speed

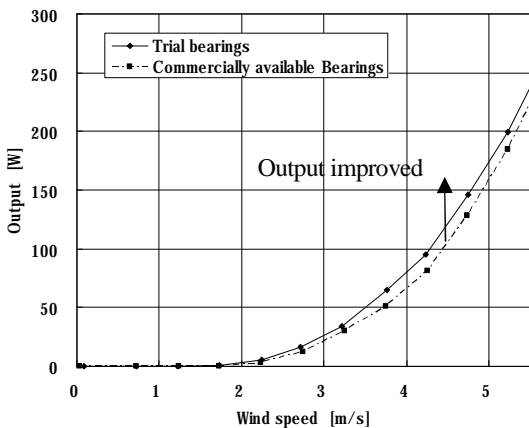


Fig. 11 Wind speed and power output

4.4 軸受寿命の検証

本研究で考案した軸受の溝適合度60%については十分な実証実験がなされていない。そこで実際の軸受が理論通りの寿命を満たすかどうかを検証するため、溝適合度60%軸受の寿命試験を行っている。図12に試験装置を示す。試験装置はDB構造アンギュラ玉軸受7210と1個の深溝玉軸受に支持されたスピンドルの片側に試験軸受を取り付け、試験軸受に空圧シリンダにより純ラジアル荷重をかけ、剥離破損を監視するものである。試験条件を表4に示す。試験は6206相当の単列深溝玉軸受を用い、溝適合度のみ60%に変更した。軸受の回転速度は外輪外周温度が60℃以下になるよう、負荷荷重を0.5C、試験回転数を2000rpmとし、内外輪、ボールのフレーキング発生有無を調査している。

またグリースは市販のリチウムグリースで軸受空間体積の35%の3.1ccとした。現在、試験中のサンプル軸受のうち6個まで試験が終了し、その結果を表5に示すが、いずれも計算寿命の最低5倍以上持つことが実証された。試験は引き続き行い、一定数の試験が終了した後にワイブル分布にまとめ、溝適合度60%の軸受が寿命の理論式を満たすことについての検証を行う予定である。

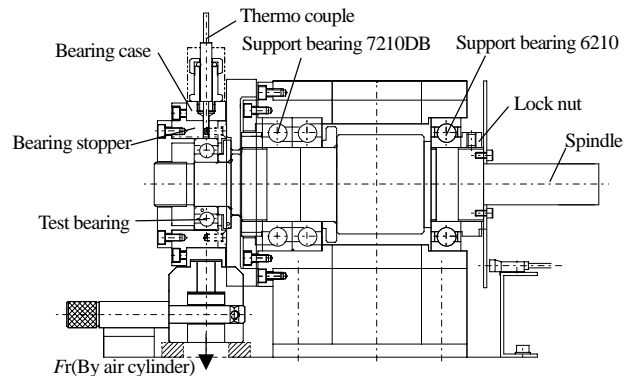


Fig.12 Life test machine

Table.4 Life test condition

Test bearing	Conformance ratio	60%
	Basic dynamic load rating	11.4kN
Life test condition	Test Load	5.7kN(0.5Cr)
	Operation speed	2000rpm
	Operation temperature	19-31°C
	Lubricant	Lithium grease 3.1cc

Table.5 Result of starting torque

Test bearing No.	Total rotation [rev]	Total rotation /Rated life
	1	96,028,000
2	75,385,000	9
3	51,691,000	6
4	391,537,000	49
5	269,876,000	34
6	149,531,000	19

5. 結言

垂直軸風車に最適化した軸受設計を行い、十分に強度と寿命を満足し、かつ低トルクな軸受の研究を行った。これらの結果、下記の結論を得た。

- ・ 本研究で考案した軸受は解析の結果、IEC61400-2 ClassIV, 設計寿命 20 年に対して、十分な強度と耐久性を満足する定格荷重を持ちながらも、始動トルクは従来同等型番の一般軸受と比較し、約 40%に低減できることがわかった。
- ・ 本研究で考案した軸受を組み込んだシャフトユニットを試作し、始動トルクを測定したところ、研究品は同等の既存軸受に対し、14%程度となった。実証実験を行ったところ、既存軸受では始動風速が 3.5m/s 以上必要であったのに対し、始動トルクが低減された試作品では 2.5m/s 程になった。このことから低トルク化による始動風速低減への効果を確認できた。
- ・ 転がり摩擦等の抵抗を軽減したことで、機械回転部におけるエネルギー損失が小さくなり、風車の発電効率が従来の約 25%から約 28%に約 3 ポイント程度向上した。
- ・ 軸受寿命試験において、溝適合度を 60%とした軸受の走行寿命は、現段階で試験終了した 6 個において、いずれも計算寿命の 5 倍以上となった。
- ・ 軸受の種々のロータ回転開始位置における始動特性、出力特性そして発電効率向上が、理論と実験により究明された。

参考文献

- 1) 関和市, 牛山泉: “垂直軸風車-さらなる風を求めて-基礎・設計から応用まで”, パワー社 (2008)
- 2) IEC61400-2 Ed.3 Wind turbines, International Electrotechnical Commission
- 3) 浅生利之 会田智幸 海野旭弘ほか: “実風況下における垂直軸風力発電システムの実験的研究”, 第 33 回風力エネルギー利用シンポジウム講演論文集, pp. 262-263 (2011)
- 4) 関和市, 浅生 利之, 堀内 健司, “垂直軸型風車の翼型性能について” 第 15 回動力・エネルギー技術シンポジウム, p343
- 5) J.ブレンドライン/P.エッシュマン/L.ハスパルゲン/K.ワイガンド, 吉武立雄 訳 岡本純三 監修: “ころがり軸受実用ハンドブック”, 工業調査会 (1996)
- 6) 清水茂夫: “機械系のための信頼性設計入門”, 数理工学社 (2005)
- 7) 日本工業規格: 転がり軸受の動定格荷重及び定格寿命の計算方法, JIS B 1518-1992
- 8) G.Lundberg, A.Palmgren: “Dynamic Capacity of Rolling Bearings, IVA Handlinger, Nr.196(1947).”
- 9) Tedric.A.Harris:Rolling Bearing Analysis, Wiley-Interscience, 4th ed (2000)
- 10) 藤井 健次, “転がり軸受設計とトライボロジー-工作機械主軸用転がり軸受の高速化技術-” 1998 年 JAST トライボロジーフォーラム, pp95-112
- 11) Tedric.A.Harris:Rolling Bearing Analysis, Wiley-Interscience,4th ed(2000)504
- 12) 角田和雄, 玉軸受の摩擦モーメントに関する研究 (ラスト荷重の場合), 機論, 27-178, 3(1961)945.
- 13) 伊藤制儀: 鋼球と軌道面間の転がり摩擦の解析, NINペアリソロジー, 6-1(1957)784.