

風力発電システムにおける転がり技術
の適用に関する研究

浅生 利之

目次

第1章 序論	1
1.1. まえがき	1
1.2. 従来の研究	4
1.3. 本研究の必要性と目的	9
1.4. 本研究の構成	12
第2章 基礎理論	13
2.1. 緒言	13
2.2. 風車の基礎特性式	13
2.2.1. 水平軸風車の基礎特性式	13
2.2.2. 垂直軸風車の基礎特性式	23
2.3. 転がり軸受の基礎特性式	35
2.3.1. 転がり軸受の基本定格荷重	35
2.3.2. 直動転がり案内の基本定格荷重	39
2.3.3. 転がり軸受のトルク抵抗解析法	43
2.4. 結言	51
第3章 水平軸風車のYaw軸旋回装置に関する実験的研究	55
3.1. 緒言	55
3.1.1. ギア駆動における潜在的リスクと問題点	62
3.1.2. 旋回軸受構造（大型一体リングの内輪および外輪）の潜在的リスクと 問題点	63
3.1.3. 潜在的リスクと問題点の解消	63
3.2. 実験装置	67
3.2.1. ギアレスYaw軸旋回装置	76

3.2.2. 実験機の制御システム	87
3.3. 実験結果	92
3.3.1. ギアレス Yaw 軸旋回装置の風向追従性	92
3.3.2. ギアレス Yaw 軸旋回装置の旋回トルク	95
3.3.3. ギアレス Yaw 軸旋回装置の長期運用性	96
3.4. 考察	97
3.4.1. ギアレス Yaw 軸旋回装置の風向追従性	97
3.4.2. ギアレス Yaw 軸旋回装置の旋回トルク	98
3.4.3. ギアレス Yaw 軸旋回装置の長期運用性	99
3.5. 結言	99
第 4 章 垂直軸風車の転がり技術に関する実験的研究	102
4.1. 緒言	102
4.2. 実験装置	106
4.2.1. 風車実験機の仕様	106
4.2.2. 主軸受部の構造	113
4.3. 主軸受の最適化	119
4.3.1. 翼特性の計算	120
4.3.2. 垂直軸風車の主軸受に必要とされる基本動定格荷重	124
4.3.3. 垂直軸風車の主軸受に必要とされる基本静定格荷重	129
4.3.4. 既存の市販軸受の検証	131
4.3.5. 主軸受の最適化	132
4.3.6. 主軸受最適化の設計指針	134
4.4. 実験結果	135
4.4.1. 始動トルクの測定	136

4.4.2. 風車始動特性	136
4.4.3. 発電効率	137
4.4.4. 軸受寿命・基本動定格荷重の評価	140
4.5. 考察	143
4.5.1. 始動トルク	143
4.5.2. 風車始動特性	143
4.5.3. 発電効率	144
4.5.4. 軸受寿命・基本動定格荷重 妥当性	144
4.6. 結言	145
第5章 考察	147
第6章 結論	151
謝辞	159
参考文献	160
付録	168

記号

本論文に用いた主な記号を以下に示す.

a	軸方向の誘導係数	
a_b	接触楕円長半径	m
a_l	速度低減率	
a'	接線方向の誘導係数	
A	面積	m ²
b	接触楕円短半径	m
b_m	材料係数	
B	ブレード枚数	
c_p	接触角圧力係数	
C	基本動定格荷重 (直動転がり案内)	N
C_A	トルク係数	
C_B	ブレード翼弦長	m
C_D	抗力係数	
C_{DA}	アームに発生する抗力	N
C_{FX}	風車の抗力係数 (単一流管理論より求めた値)	
C_{FX2}	風車の抗力係数 (n枚のブレード1回転の平均タービン抗力係数)	
C_{FXK}	風車の抗力係数 (回転角 ϕ に対する1枚のブレードのタービン抗力係数)	
C_{Fu}	風車の抗力係数 (多流管理論より求めた値)	
C_{Fd}	風車の抗力係数 (多流管理論より求めた値)	
C_{FXI}	風車の抗力係数 (翼特性より求めた値)	
C_i	内輪単体の基本動定格荷重	N
C_L	揚力係数	
C_M	ピッチングモーメント係数	
C_o	外輪単体の基本動定格荷重	N
C_p	理論効率	
C_r	基本動定格荷重 (軸受 ラジアル方向)	N
C_{rI}	垂直軸風車に必要とされる基本動定格荷重	N
C_T	トルク定数	
C_{TB}	ブレードに発生するトルク	
C_{FB}	ブレードに発生するタービン抗力	
C_{TA}	アームに発生するトルク	
C_0	基本静定格荷重 (直動転がり案内)	N

C_{0r}	基本静定格荷重 (軸受 ラジアル方向)	N
C_{0r1}	垂直軸風車に必要なとされる基本静定格荷重	N
dr	管の半径方向厚さ	m
D	ブレードに発生する抗力	N
D_{pw}	玉の列のピッチ円直径	m
D_w	玉の直径	m
E'	等価ヤング率	N/m ²
$E(k')$	k' を母数とする第二種楕円積分	
f_c	軸受係数	
f_s	静的安全係数	
$f(V)$	風速 V の出現率	
f_2, f_3	補助変数	
F	負荷荷重	N
F_a	アキシアル荷重	N
F_{Bn}	ブレードにはたらく力の回転半径方向成分	N
F_{Bt}	ブレードにはたらく力の回転接線方向成分	N
F_r	転がり粘性抵抗	N
F_{rm}	軸受にかかる平均荷重	N
$F_r(V_i)$	V_i で軸受に加わるラジアル荷重	N
$F_r(V_{e50})$	V_{e50} で軸受に加わる最大ラジアル荷重	N
F_x	風車の抗力 (単一流管理論より求めた値)	N
F_{x1}	風車の抗力 (翼特性より求めた値)	N
F_{xu}	風車の抗力 (多流管理論より求めた値)	N
F_{xK}	ブレード抗力の X 方向成分	N
F_0	m_i に等価な接線力	N
F_1, F_2	すべり摩擦力	N
G	材料パラメータ	
i	軸受内の転動体列数	
K_B	材料特性で決まる一定値の係数	
$K(k')$	第一種楕円積分	
L	ブレードに発生する揚力	N
L_T	温度荷重パラメータ	
L_5	定格寿命 (信頼度 95%)	
L_{10}	基本定格寿命 (信頼度 90%)	
l_B	ブレード長	m
l_t	軌道面長さ	m

m	接触面の差動すべりによる摩擦モーメント	Nm
M	ピッチングモーメント	Nm
M_B	差動すべりによるトルク	Nm
M_E	弾性ヒステリシス損失によるトルク	Nm
M_r	転がり粘性抵抗による摩擦トルク	Nm
M_s	スピンモーメント	Nm
M_{start}	スピンすべりによるトルク	Nm
n_w	主軸の回転量	rev
n_B	ブレード枚数	
N	一定期間の総回転量	rev
p	圧力	Pa
P	風車出力	W
P_{rm}	動等価ラジアル荷重	N
P_{0r}	静等価荷重	N
$P_{0:cut}$	許容接触応力	N/m ²
Q	玉荷重	N
Q_r	ロータートルク	Nm
r	溝半径	m
r_b	管, 翼の半径	m
R	軸受中心から接触点までの距離	m
R_b	風車のローター半径	m
R_e	等価半径	m
R_{gi}	内輪溝底半径	m
S	気流断面	
S_B	ブレード面積	m ²
S_w	風車受風面積	m ²
T	風車全体に発生するトルク	Nm
T_{BK}	任意のブレードに発生するトルク	Nm
T_h	推力	N
u	平均周速	m/s
U	速度パラメータ	
V	風速	m/s
V_{bi}	玉周速	m/s
V_{e50}	50年間で起こりうる, 3秒間の平均風速	m/s
V_i	内輪溝周速	m/s
V_R	相対流入風速	m/s

V_T	回転接線方向成分	m/s
V_h	回転半径方向成分	m/s
V_∞	一様流風速	m/s
w_0	転がり方向の単位幅当たりの荷重	N
W	相対風速	m/s
W_B	荷重パラメータ	
X	ラジアル荷重係数	
X_0	静ラジアル荷重係数	
Y	アキシアル荷重係数	
Y_0	動ラジアル荷重係数	
Z	転動体の数	
α	接触角	rad
α_0	粘度-圧力係数	Pa ⁻¹
α_1	信頼度係数	
α_2	軸受特性係数	
β	玉自転軸角	rad
β_E	弾性ヒステリシス損失係数	
β_h	$D_w \cos \alpha / D_{pw}$ で与えられる補助変数	
γ	玉直径/玉のピッチ円直径	
η_0	常圧粘度	Pa·s
λ	周速比	
λ_1	$\lambda / 1 - a_1$ で表される補助係数	
λ_r	局所周速比	
λ^*	風車内風速とブレードの回転周速の比	
μ, ν	ヘルツ係数	
μ_s	スピン起動摩擦係数	
ρ	空気密度 1.225 とする	kg/m ³
σ_r	局所ソリディティ	
$\Sigma\rho$	主曲率和	
φ	流入角	rad
φ_B	単位距離あたりの弾性圧縮仕事量	J/m
φ_T	せん断発熱による補正係数	
Ω	ブレードの相対的な角速度	rad/s
ω	角速度	rad/s

添 字

- o* 外輪に関するものであることを示す添字
- i* 内輪に関するものであることを示す添字

第1章 序論

1.1. まえがき

風力発電は、国産のエネルギー源として、エネルギー源の対外依存度の低減や多様化に資するもので、その効果は、地球環境保全、経済活性化、雇用創出、環境負荷の低減およびエネルギーセキュリティへの貢献、更にこれらの同時達成が可能なエネルギー生産方法である。エネルギー源のほとんどを化石燃料に依存しているわが国にとって、化石燃料による地球環境汚染は誠に憂慮すべき事態であり、再生可能エネルギーである風力発電システムの導入・普及が必要である。

しかし、一方では、特定地域に偏在する問題とはいえ台風、落雷、乱流などによる故障・事故が発生して計画された発電量が得られず、風力発電システムの利用稼働率や設備利用率が低下するという課題があり、風力発電システムによる電力の安定性や品質の向上が必要である。さらに、国内の各種規制に対応しなければならないために発生するコストに関する問題、すなわち風力発電システムの開発期間の長期化とこれに伴う開発コストの増大およびその結果として風力発電システムが高価格化してしまうことや、諸外国と比較した場合、風力発電システムの建設コストが規制に対応するために割高になってしまう問題などが明らかになりつつある。石油・天然ガスなどの化石燃料を使用する火力発電所の代替発電源として期待される風力発電システムであるが、以上のように解決すべき課題が多く山積している。

風力発電システム（以下、風車と呼ぶ）は、一般に水平軸風車と垂直軸風車の二種類に大別され、JISでは水平軸風車をロータの回転軸がおおむね水平面内にある風車、垂直軸風車をロータの回転軸が風向に垂直である風車と規定され

ている¹⁾。但し、垂直ダクトの内部でプロペラ形の風車を垂直に使用している例もあるため、「回転軸が風向に対して平行な風車を水平軸風車、垂直な風車を垂直軸風車」と定義するのがより正確と言える。この二種類の風車にはそれぞれに長所・短所があるが、現時点においては、水平軸風車では小型～大型まで多様な容量・サイズのもものが実用化されている一方、垂直軸風車では小型風車として実用化されているものがほとんどである。しかし、両種類の風車とも風のエネルギーを効率良く受けて回転させようとする原理は同一であって、ともにその内部に数多くの回転軸受を使用している。主なものを挙げると、水平軸風車ではYaw軸旋回軸受、ピッチ軸旋回軸受、(ロータ軸)主軸受、増速機支持軸受、発電機支持軸受など、また、垂直軸風車では(ロータ軸)主軸受、発電機軸受などである。このうち、発電機用軸受については、従来から市販されている回転軸受の仕様・性能で十分に用途・機能を満足すると考えられている。しかし、その他の軸受については、現代の風車という新しい工業製品に対して新しい軸受を必要とすることが明らかになってきた。これを受け、大型水平軸風車に関しては、世界を代表する各軸受メーカーから、主軸受、増速機支持軸受について風車専用軸受として製品が開発され発表されている。しかしながら、Yaw軸旋回軸受、ピッチ軸旋回軸受に対しては風車専用軸受に関する研究例が少ない。また、小型風車の主軸受に関しても、水平軸、垂直軸とも風車専用軸受に関する研究例が見当たらない。

風力発電システムの設置台数は年々増加を続けており(Fig.1.1)²⁾、風車先進国と呼ばれる地域では、陸上における風車設置適地が限定されるまでになってきた。また一方では、技術の進歩により、風車のロータ直径をより大型化し(Fig.1.2)²⁾、風車一台当たりの発電能力をより増大させている。このような状況下で、より大型化された風車を陸上ではなく洋上に設置することが計画される

ようになり、その計画が現実に行われるようになった。すべての調査結果³⁾が、陸上よりも洋上の方にはるかに大きな風力エネルギー賦存量が存在していることを示しているのである。現在、エネルギー源として稼働している洋上設置風車は、世界的に見ても、ほとんどが着床式で、浮体式洋上風車は実証実験機の段階⁴⁾でしかないが、日本を含む各国で大型浮体式洋上風車の開発が計画・実行され、開発は着実に進展している⁵⁾。このように、大型洋上風車は、新しく利用可能となった巨大エネルギー源の一つとして大きな期待を寄せられているが、風車が洋上に設置されているために生ずる新たな課題も指摘されている。すなわち、系統連携・送電線等のインフラ整備、定期的な保守点検時や故障時における風車へのアクセス性、あるいは大型部品の交換が必要になった場合の作業性が、陸上に比べ極めて困難かつ高コストであるという問題、塩害により錆や腐蝕が発生しやすく寿命に影響を与える可能性があるという問題、などである。

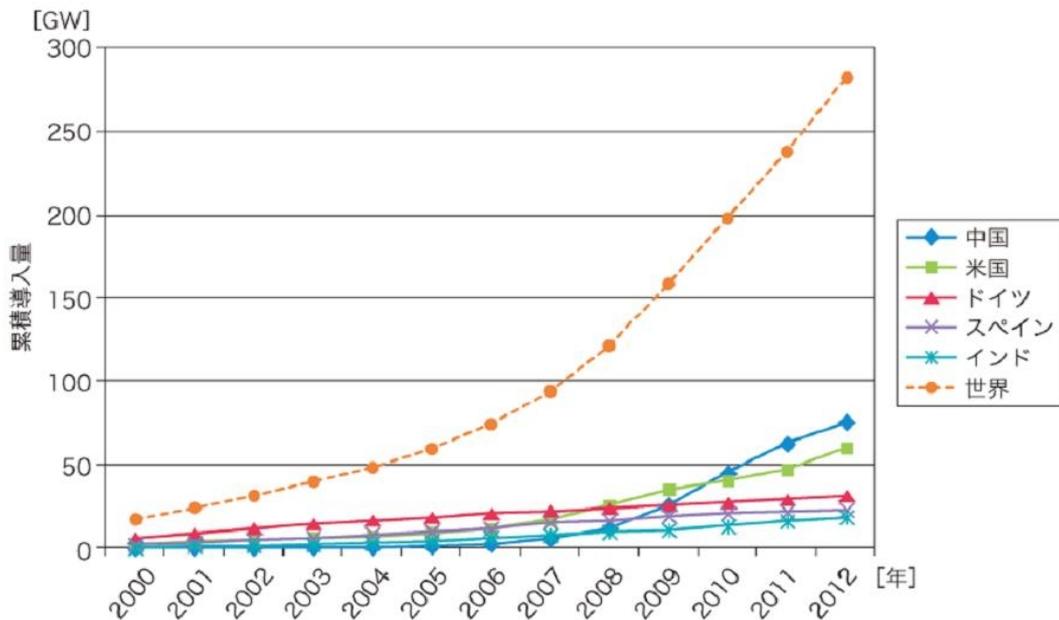


Fig.1.1 Cumulative introduction amounts of wind turbines in the main countries and the whole world²⁾

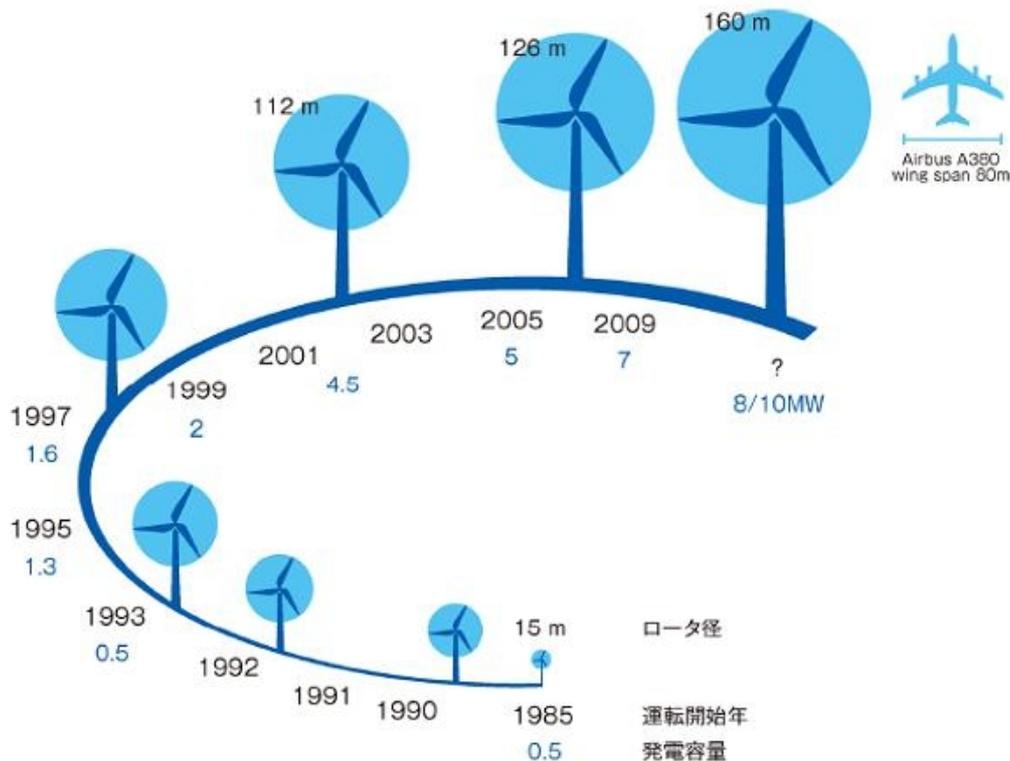


Fig.1.2 Transition of size of wind turbine in the world ²⁾

1.2. 従来の研究

水平軸風車に使用されている軸受を含めた機械要素部品および機械装置に対しては、従来から信頼性やロバスト性を確保することが必須の条件とされてきたが、同時にこれらとは一般に二律背反の関係にある低コスト化も強く求められてきた。しかし、大型水平軸風車に関しては、前述の通り、洋上風車としての需要が増大することが予想されており、使用される機械要素部品および機械装置に対して、信頼性やロバスト性の確保により一層の重点をおいた製品開発が求められている。ここで、Yaw 軸旋回装置について考えてみる。水平軸風車における Yaw 軸旋回装置の旋回に関する研究としては、渡邊らによる「水平軸小型風力発電機のパッシブヨーイング運動解析」⁶⁾があり、水平軸小型風力発電機

のパスブローの理論の妥当性を明らかにし、理論計算結果を基に最大ヨーイング角速度を求める簡易式を導いている。また学会誌に掲載された松浦らによる「住友重工業と風力発電用コンポーネント」⁷⁾では、Yaw 駆動装置の中でも駆動モータに取付ける高減速機に関する歴史や結成要件についての紹介がある。更に、田中による「ナブテスコ ヨー&ピッチ駆動装置の紹介」⁸⁾では、業務を通じて知り得たヨー駆動装置に関する問題点や潜在的なニーズの掘り下げを行っている。このように、いくつか Yaw 軸旋回に関する研究や紹介が行われた例はあるが、ギアレスの Yaw 軸旋回装置に関する研究例は見当たらない。

従来一般的な Yaw 軸旋回装置では概略以下の通り構成されていることが多い⁹⁾¹⁰⁾¹¹⁾。すなわち、案内装置として、一体のリングとして形成されている内輪と外輪およびその間の転動体（球体であることが多い）から成る旋回軸受を設け、外輪は固定し、内輪にはナセルを連結して内輪回転の構造とする。この旋回軸受の外輪外周面に直接ギアを形成する。このギアに噛み合うように小径のピニオンを設け、ピニオンを大減速比の減速機を介してナセルに固定されたギヤードモータに連結する。Yaw 軸旋回装置の旋回は、ギヤードモータを回転させてピニオンを回転させ、噛み合った旋回軸受外周のギアとピニオンの間に駆動力を発生させるギア駆動で行う（ナセル、ギヤードモータ、ピニオンが一体となって外輪外周面上を公転する）。しかし、このような構成の場合、3[MW]～5[MW]クラスの大型水平軸風車では、旋回軸受の外径が約 ϕ 2[m]～3[m]と非常に大きな直径寸法になること、また、駆動力をギアの噛み合いにより発生させるギア駆動方式であることから、以下に挙げる潜在的リスクと問題点があると考えられる。

駆動力を発生させるギア噛み合い部分には、必然的に円周方向にバックラッシュすなわち隙間が存在している（この隙間がないとギアを駆動させることがで

きない)。この隙間量（円周方向の長さ）はギヤードモータによって制御されていない量であり、いわゆるガタとして体感的に捉えることができる量である（サーボ制御していても、ガタつきとして感じられる量である）。このため、風車に大きな風向・風速変動が作用した場合、この隙間の量だけナセルが制御されずに自由に動き、噛み合っている歯は隣接する接触していない歯に衝撃的にぶつかる。「このような状態を衝撃荷重が負荷される状態」と呼ぶが、衝撃荷重は静的荷重の数倍の応力を発生させるため、歯部の疲労破壊や歯面の異常摩耗、剥離等の障害を発生するリスクが大きく高まる。実際の風車においては、上記のような歯の衝突を緩和または回避するために、メカニカルブレーキを用いて常時一定のブレーキ力を回転部に作用させ、このブレーキ力によって、大きな風向・風速変動を受けてもナセルが自由に回転しないようにしている場合がある。この場合、ナセルを旋回させるためには、風力に対して旋回させるという本来必要な駆動力に加え、このブレーキ力を上回る駆動力をギヤ噛み合い部に与えなければならない。従って、ギヤードモータのトルクは本来必要な値の2倍以上となってしまう、コストおよび風車の消費電力という点で不利を招いている。また、ギアの噛み合い部には常に適切な油膜を形成しておく必要があり（油膜が形成されていない場合、短期間で異常磨耗が生じる）、潤滑油またはグリースの供給システムを備えると同時に、消耗品である潤滑油またはグリースを定期的に補充する保守作業が必須となっている。これらがギヤ駆動における潜在的リスク・問題点として挙げられる。

旋回軸受の内輪および外輪はそれぞれ一体の大形リング形状で構成されているため、この旋回軸受または外輪外周面に形成されたギヤに障害が発生した場合には、ナセルを地上（洋上風車の場合、作業船上）に降ろしてからこの障害を解決しなければならない（場合によっては旋回軸受全体を交換しなければな

らない)。これは修理作業というよりは風車再設置作業と言うべきものであり、長大な作業時間と作業人員、高額な費用を必要とする。風車の運用面からみても、障害解決に要する長い期間風車を停止させることになり、風車の利用効率を下げ、風車への信頼性を損なってしまうことになる¹²⁾。これらが旋回軸受構造（大型一体リングの内輪および外輪）の潜在的リスクと問題点として挙げられる。

以上をまとめると、水平軸風車の Yaw 軸旋回装置の課題は、以下のように列挙できると考えられる。

1) ギア駆動に基づく課題

- 1)-1 バックラッシを原因とする衝撃荷重による歯元の折損
- 1)-2 吹上げ風による歯面の磨耗
- 1)-3 これらを防ぐためのブレーキ力を上回る過大なモータ動力
- 1)-4 ギア部への定期的な潤滑

2) 大直径の一体旋回軸受のため、保守が困難で保守の費用が莫大

次に垂直軸風車については、小型垂直軸風車に関する研究は多くなされており、例えば関らによる「垂直軸型風車の翼型性能について」¹³⁾では、翼型の空気力学的特性が風車効率に及ぼす影響、適正翼型の選択および翼型の研究成果を基に、翼特性と風車効率の関係、翼型の空気力学的特性について研究がなされている。同じく関らによる「直線翼垂直軸型風力発電システムの実証研究」¹⁴⁾では、数々の実証実験により得られた風車データと数値シミュレーションによる風車部の流れ解析と性能予測を行い、それらを比較して、数値シミュレーションを用いた直線翼垂直軸風車の流体力学的特性推定方法の妥当性を明らかにしている。また井坂らによる「直線翼垂直軸型風車に整合した発電装置に関する

る実験的研究」¹⁵⁾では、制御回路を使用しないで、永久磁石型発電機に誘起電圧実効値が異なる多種類の巻線を設け、発電機の出力に直列リアクトルおよび整流器を接続した新しい風車用発電装置を提案し、この発電装置の変動風速下での性能をシミュレーションにより検討している。関谷らによる「直線翼垂直軸風車の性能向上に関する研究」¹⁶⁾では、垂直軸風車の性能向上を目指し、直線翼の先端を 45° 曲げたウィングレット形のブレードの性能評価を行っている。このように、垂直軸風車の性能向上に関する研究は多く行われているが、小型垂直軸風車の主軸受に関する研究は行われていない。

一方、藤井の「クロスローラーリングの摩擦トルク特性」¹⁷⁾では、軸受に発生する摩擦トルクを複合的な視点で捉えた研究が行われている。同じく藤井らの「転がり軸受とトライボロジー—工作機械主軸用転がり軸受の高速化技術—」¹⁸⁾では、高速な工作機械用スピンドル軸受に対する研究を長年にわたって行っている。しかし垂直軸風車用の主軸軸受に対して、摩擦トルクを複合的な視点で捉えた研究はこれまで行われていない。また、高速スピンドルに適用している低トルク化技術も垂直軸風車の主軸受には適用されてこなかった。

垂直軸風車の最大の特長は、ロータの回転が風向に依存しない無指向性であるという点にあり、どの風向の風に対しても同じ回転力を得ることができる。従って、風向変化の激しい地域、例えば市街地や公園、遊園地、駐車場など建造物が風向を大きく変えてしまう地域、あるいは複雑地形の地域などに設置されることが多い。作り出された電気は、系統連係されることもあるが、街灯照明や非常用電源などの独立電源として使用されることも多いようである。特に、市街地や公園、駐車場など市民の生活圏の中に設置され市民と共存する垂直軸風車には、市民に対する再生可能エネルギーの啓発活動の一翼を担っている側面がある。ところが、市民の生活圏に設置する場合には、風況の良い場所を選

んで設置することは事実上不可能で、設置可能な場所に設置する、ということにならざるを得ない。つまり、風況の良くない場所に設置されているにも拘らず、啓発活動のためには低風速でも回り続けなければならない、という要求が垂直軸風車に対してなされていることになる（あまり回らない風車を見ている市民は、風力発電に対する信頼を無くしてしまう可能性がある。これでは逆効果である）。同時に、風車が大型化してしまうと、設置可能な場所を市民の生活圏の中に見出すことが困難になるため、必然的に垂直軸風車では小型のものが開発・製品化されることになる。また、市民の生活圏ということは、風車の近くに常に人がいるということであり、決して人を傷つけることの無いように十分な安全性を確保して開発・製品化および設置工事を行うことが何よりも重視されなければならない。

以上のような垂直軸風車の状況を鑑みると、小型垂直軸風車には以下に挙げるような課題があると考えられる。

- 1) 始動トルクを小さく抑え、低風速でも回転を始めるようにすること
- 2) 機械（発電）効率を良くし、低風速でも発電を可能にするとともに、できるだけ多くの発電量を得ること
- 3) 通常 20 年と言われる要求寿命を満足すること
- 4) 十分な安全性を確保するために、少なくとも IEC61400-2 の安全基準を満足する機械強度を有すること

1.3. 本研究の必要性和目的

本研究では、従来の Yaw 軸旋回装置のリスクと問題点を解決するために、ギアレスの Yaw 軸旋回装置を開発・設計・製作を行い、実機に搭載し、実証実験を行う。駆動方法を DD モータによる非接触駆動とすることでギアを使用しな

い駆動を実現し、ギアに起因する故障リスクを回避でき、DD モータにより電磁力を直接回転力に変換しているため、ギアに代表される機械的接触を介することなく Yaw 軸回転装置を回転させる回転力を得ることを可能にすることを明らかにする。また、歯面の衝突を緩和するために用いられているブレーキが不要となるため、本来必要とされる風力に抗して Yaw 軸回転装置を回転させる動力のみを与えればよく、Yaw 軸回転装置回転時の消費電力を大きく抑制することが原理的には可能であることを明らかにする。

さらに、Yaw 軸回転装置全体を複数のモジュールによって構成する構造を考案する。各モジュールは、概略リング状の Yaw 軸回転装置を扇状に分割した形状となっており、DD モータのコイル、磁石および転がり案内装置によって構成されている。この転がり案内装置は、従来の一体のリングで形成された回転軸受に代替するもので、円弧形状の転がり案内装置(以下 R ガイド)¹⁹⁾を採用することによって、軸受を一体のリング状のものから扇状に分割されたものにすることを可能にでき、一体リングで生じる問題を解決できることを明らかにする。

垂直軸風車に対しては、前述のように 1) 始動トルクの極小化、2) 機械効率の向上、3) 20 年に渡る長寿命、4) 安全設計の最重視、などの要求がある。これらは、すべて垂直軸風車の主軸シャフトと主軸受の設計に関連している。しかし、これらの要求は複雑なトレードオフの関係にある。まずは、最重視される 4) において、最低限国際的な安全設計指標である IEC61400-2 の安全基準を満足する設計をしなければならないが、より安全な設計を目指して安全率を大きく取ると風車の主軸シャフト直径は大きくなり、重量の増加を招く。重量増加自体は 3) にとっては不利に働くが、同時にこのシャフトを支持する主軸受の直径も大きくなり軸受の定格荷重が増大する。定格荷重の増大は 3) には有利に働くものの、一般的には軸受始動トルクの増大を招き、1) 2) には不利に働く。

現実に風車を設計する場合、4) によって最低限必要な主軸シャフト直径が決定される（終極風速下での応力が降伏点以下、安全率は 3.3 以上、がシャフト直径を決定する）。この前提の下で 2) 3) 4) を同時に満足させることができる機械要素部品として、本研究では垂直軸風車の主軸受に着目する。

市場から入手可能な軸受を 4) で決定されたシャフト径に合わせて選定すると、どの型番の軸受を選定してもその軸受は風車に必要なとされる十分な強度と耐久性を満足している（3) を満足する）。しかしながら、その軸受始動トルクは十分に小さいとは言えず（1) 2) を満足しない）、筆者らが最初に製作した実証実験機でも風車の始動風速が十分に小さいと言え難かった。ここで選定した軸受の強度と耐久性を改めて検討すると、その強度と耐久性（定量的には動定格荷重および静定格荷重、以下、序論では両者を合わせて定格荷重と呼ぶ）は風車に必要なとされる定格荷重よりも約 2.5 倍大きいことが分かる。また、軸受に関する研究は軸受始動トルクが定格荷重に比例することを示している。すなわち、風車にとって十分安全なシャフト直径を決定し（4) を満足する）、この直径に適合する軸受でありながら風車の寿命にとって最低限必要な定格荷重を満足する（3) を満足する）軸受が実現すれば、軸受始動トルクが最小となり、3) 4) と同時に 1) 2) を満足する可能性について明らかにする。

以上のようなことから、新開発の軸受とこれを組み込んだ垂直軸風車用シャフトユニットを考案し、実証実験を行う。低トルクシャフトユニットでは、軸受の内輪を直接シャフトに形成して低コストと自重の軽減を図り、さらに軸受予圧、アライメント誤差などによる内部抵抗を低減する工夫を施すなどして、より一層の風車の始動性の改善と回転中の動力損失の低減による機械効率の向上を実現する。

1.4. 本研究の構成

本論文の構成は下記の通りである。

第1章 序論では、まえがき、従来の研究、本研究の必要性と目的、本研究の構成について述べる。

第2章 基礎理論では、緒言、翼素運動量複合理論を用いた水平軸風車の性能計算に関する風車の基礎特性式、二次元翼断面型データからの風車性能の算出方法、また垂直軸風車の基礎特性式について単一流管理論を用いた垂直軸風車の空気力学的特性と性能の算出方法について述べる。次に転がり軸受や直動転がり要素部品の負荷能力、軸受に生じるトルク抵抗の理論計算、結言について述べる。

第3章 水平軸風車の Yaw 軸旋回装置に関する実験的研究では、従来のギア駆動による Yaw 軸旋回装置に代わる、交換可能なギアレス Yaw 軸旋回装置を考案し、実証実験を行う。これに関する緒言、実験装置、実験結果、考察、結言を述べる。

第4章 垂直軸風車の転がり技術に関する実験的研究では、新たに設計した軸受を垂直軸風車実機に搭載し、実風況下における基礎実験を行って理論の妥当性及び低トルク化の検証を行う。これに関する緒言、実験装置、主軸受の最適化、実験結果、考察、結言を述べる。

第5章 考察では、基礎理論、水平軸風車の Yaw 軸旋回装置に関する実験的研究、垂直軸風車の転がり技術に関する実験的研究の各考察について述べる。

第6章 結論では、研究の概要と成果、今後の研究課題と展望について述べる。

第2章 基礎理論

2.1. 緒言

風車の要素部品を研究するに際し，風車の空気力学的な基本特性や性能を正確に把握することが極めて重要である．ここではまず，水平軸風車の基礎特性式について翼素運動量複合理論を用いた水平軸風車の性能計算に関する基本特性式，二次元翼断面型データからの風車性能の算出方法について述べる．また垂直軸風車の基礎特性式について単一流管理論及び多流管理論を用いた垂直軸風車の空気力学的特性と性能の算出方法について述べる．

次に転がり軸受（以下軸受と呼ぶ）や直動転がり要素部品の負荷能力，軸受に生じるトルク抵抗の理論計算について述べる．

2.2. 風車の基礎特性式

ここでは水平軸風車と垂直軸風車それぞれについて，風車の基本特性及び性能の代表的な計算方法を述べる．

2.2.1. 水平軸風車の基礎特性式

水平軸風車の性能計算については Wilson, Lissaman らによる翼素運動量複合理論²⁹⁾³⁰⁾，東らによる局所循環法理論³¹⁾，Afjeh, Simoes らによる渦理論³²⁾³³⁾，Bussel らによる加速度ポテンシャル法³⁴⁾が知られている．その中でも翼素運動量複合理論は，ロータ回転面内における誘導速度場の軸対称性を仮定するなど単純化を行うため，翼まわりの流れの三次元性，非定常性を考慮した解析には適さないものの，他の計算方法と比較して計算時間が短く，推定される風車特性(ロータ特性)も実測値に近いものが得られるため，広く利用されている．

ここでは、翼素運動量複合理論を用いた水平軸風車の性能計算に関する基本特性式、二次元翼断面型データからの風車の性能を算出方法について述べる。

まず、運動量理論と最大理論効率の誘導について述べる。

Fig.2.1 に示すような無限に長い流管(stream tube)を考え、そして風車ロータを翼枚数が無限の作動円盤(actuator disk)として扱い、エネルギー保存則及び運動量理論を適用して求めることになる。Fig.2.1 において P , V , A はそれぞれ圧力、風速、面積を表し、添え字 0, 1, 2, 3 はそれぞれ、無限前方、作動円盤上流面、作動円盤下流面、無限後方を表す。また、流れは軸対称流れと仮定し、 $V_1=V_2=V$ とする。

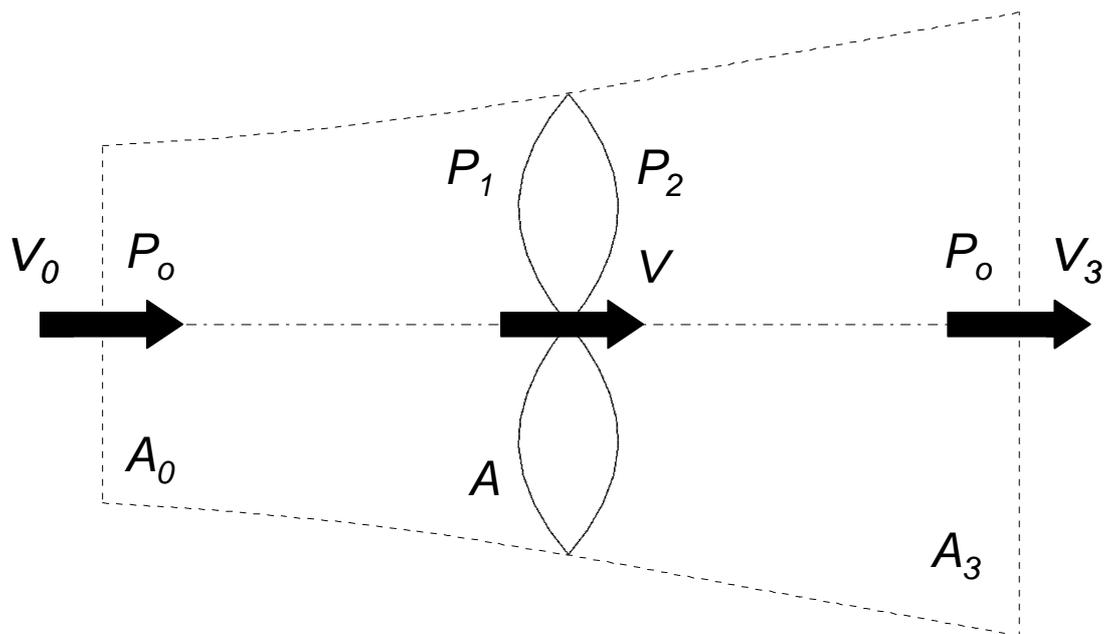


Fig.2.1 Geometry of Streamtube for Global Momentum Analysis

運動量理論の基礎となる仮定は以下の通りである。

- ・非圧縮性媒体
- ・摩擦抗力は存在しない
- ・ブレード枚数は無限

- ・ 一様な流れ
- ・ ロータ面（全体）にわたって一様な推力
- ・ 回転なしの後流
- ・ ロータの無限前方と後方の静圧は乱されていない周囲の静圧 P_0 に等しい。

Fig.2.1 に示される流管を考えると質量保存の法則から次の関係が得られる。

$$r A_0 V_0 = r A V = r A_3 V_3 \quad (2.1)$$

ロータに対する推力 T_h は、流出する流れに対する流入する流れの運動量の変化により与えられる。

$$T_h = r A_0 V_0^2 - r A_3 V_3^2 \quad (2.2)$$

式(2.1)を用いて式(2.2)は次のようになる。

$$T_h = r A V (V_0 - V_3) \quad (2.3)$$

またロータに対する推力 T_h は、ロータ面にわたっての圧力差として表すことができる。

$$T_h = (P_1 - P_2) A \quad (2.4)$$

圧力はベルヌーイの定理を用いて表すことができる。

ロータ前方：

$$P_0 + \frac{1}{2} r V_0^2 = P_1 + \frac{1}{2} r V^2 \quad (2.5)$$

ロータ後方：

$$P_2 + \frac{1}{2} r V^2 = P_0 + \frac{1}{2} r V_3^2 \quad (2.6)$$

式(2.5)と式(2.6)は次のようになる。

$$P_1 - P_2 = \frac{1}{2} r (V_0^2 - V_3^2) \quad (2.7)$$

また、推力 T_h は式(2.4)を式(2.7)に代入し、次式で表される。

$$T_h = \frac{1}{2} r A (V_0^2 - V_3^2) \quad (2.8)$$

式(2.8)と式(2.3)を等値すると次の関係が得られる。

$$V = \frac{1}{2} (V_0 + V_3)$$

(2.9)

ここで、主流 V_0 と風車ロータが存在することによる流れが減速される割合を誘導係数 a と定義すると

$$V = V_0(1 - a) \quad (2.10)$$

式(2.9)を式(2.10)に代入すると下流の流速が求められる.

$$V_3 = V_0(1 - 2a) \quad (2.11)$$

流体の失う運動量が全て風車の出力 P_w になると考えると

$$P_w = \frac{1}{2} r A V_0 (V_0^2 - V_3^2) \quad (2.12)$$

また、式(2.10)と式(2.11)を用いて次のようになる.

$$P_w = 4a(1 - a)^2 \frac{1}{2} r A V_0^3 \quad (2.13)$$

P_w の最大値は $dP_w / da = 0$ に対して得られ、次のときである.

$$a = \frac{1}{3} \quad (a = 1 \text{ は } a < 1 \text{ より不適}) \quad (2.14)$$

式(2.14)を式(2.13)に代入して P_w の最大値が得られる

$$P_w = \frac{16}{27} \cdot \frac{1}{2} r A V_0^3 \quad (2.15)$$

この係数は $\frac{16}{27}$ ランチェスター・ベッツ係数と呼ばれ、理想的なロータが与え

られた条件下で流れから取り出すことのできる最大部分を表す.

回転するロータは角運動量（トルク）の発生を内包していることから、ロータの前方および後方の完全な軸方向流れの理想的なモデルは修正される.

実際には、ロータ上の流れにより発生するトルクの反動としてロータ後方流れは、ロータ回転と反対の方向に回転することになる. この後流の回転は風車ロータに対する運動エネルギーの損失を示し、トルクが大きくなるほど損失も大きくなる.

この後流に対する解析として、Fig.2.2 に示す流管モデルを用いることとする.

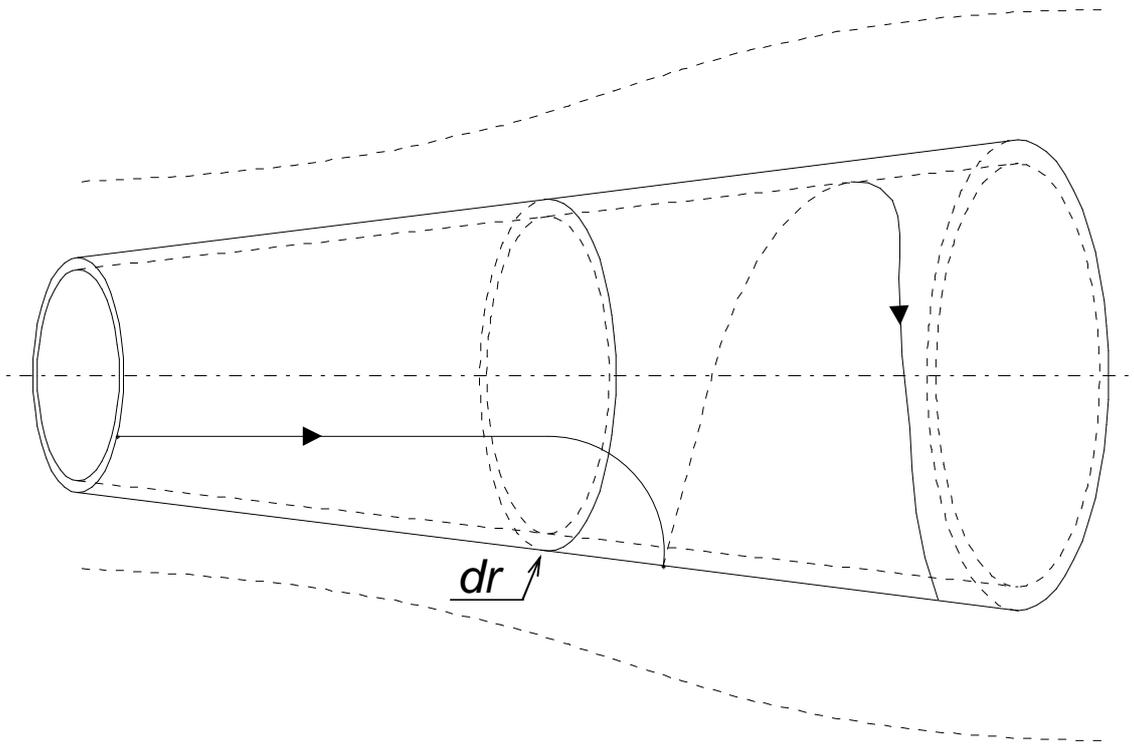


Fig.2.2 Control Volume for Momentum Analysis of Flow through Annular Element

管の半径方向厚さを dr とすると、環状の管断面積は $2pr_b dr$ となる。

ブレードの相対的な角速度は W から $W+w$ に変化するのに対し、軸方向成分は変化しないことから、ブレードにわたっての圧力差はベルヌーイの定理により次式により表される。

$$P_1 - P_2 = \frac{1}{2} r (W+w)^2 r_b^2 - \frac{1}{2} r W^2 r_b^2 \quad (2.16)$$

あるいは

$$P_1 - P_2 = r \frac{d}{dr} \left(W + \frac{1}{2} w \right) w r_b^2 \quad (2.17)$$

従って、ロータの環状要素に対する推力は次式のようなになる。

$$dT_h = r \frac{d}{dr} \left(W + \frac{1}{2} w \right) w r_b^2 2pr_b dr \quad (2.18)$$

あるいは接線方向の誘導係数 $a\phi$

$$a\phi = \frac{\frac{1}{2}W}{W} \quad (2.19)$$

式(2.19)を導入することにより推力は次式のようなになる。

$$dT_h = 4a\phi(1+a\phi)\frac{1}{2}rW^2r_b^22pr_bdr \quad (2.20)$$

軸方向運動量理論から導いた推力の式(2.8)に軸方向誘導係数 a を導入し、環状断面のみに注目すると次式のような関係が得られる。($A = 2\pi r dr$)

$$dT_h = 4a(1-a)\frac{1}{2}rV^22pr_bdr \quad (2.21)$$

(2.20)と式(2.21)を等置すると次のような関係が得られる。

$$\frac{a(1-a)}{a\phi(1-a\phi)} = \frac{W^2r_b^2}{V^2} = |l_r|^2 \quad (2.22)$$

次に、ロータに作用するトルクに対する式を誘導する。

これは、ロータに作用したトルクが後流の角運動量に等しくなるという角運動量の保存を理解することにより得られる。

$$dQ_r = rV \times 2pr_bdr \times \omega r_b \times r_b \quad (2.23)$$

式(2.10), 式(2.19)の軸方向, 接線方向の誘導係数を導入すると, ロータの環状要素に対するトルクは次式のようなになる。

$$dQ_r = 4a\phi(1-a)\frac{1}{2}rVWr_b^22pr_bdr \quad (2.24)$$

発生するパワーは, $dP_w = WdQ_r$ に等しいので全体としてのパワーは次式で表される。

$$P_w = \int_0^R WdQ_r \quad (2.25)$$

ここで局所周速比 l_r を導入して

$$l_r = \frac{Wr_b}{V} \quad (2.26)$$

パワーは次のようになる。

$$P_w = \frac{1}{2} \rho A V^3 \int_0^1 a(1-a) r^3 dr \quad (2.27)$$

また、理論効率 C_p は次式に等しい。

$$C_p = \frac{8}{15} \int_0^1 a(1-a) r^3 dr \quad (2.28)$$

ここで $a(1-a)$ の最大値は、式(2.22)の関係式を用いて $a\phi$ を a で表すことができる。

$$a\phi = -\frac{1}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{1 + \frac{4}{1-r^2} a(1-a)} \quad (2.29)$$

この式を $a(1-a)$ に代入し微分して 0 とおき、式を変形すると次の関係が得られる。

$$1-r^2 = \frac{(1-a)(4a-1)^2}{(1-3a)} \quad (2.30)$$

この式は $a\phi$ と a の間に次のような関係を意味している。

(式(2.22)を用いて)

$$a\phi = \frac{1-3a}{4a-1} \quad (2.31)$$

次に翼素理論について述べる。翼素理論の基礎となる仮定は以下の通りとし、風車ロータの翼素に作用する風速と力について Fig.2.3 に示す。

1. 各ブレード要素の間に干渉は存在しない。
2. 翼素に作用する力は翼素の平面形状の揚力係数および抗力係数のみによる。

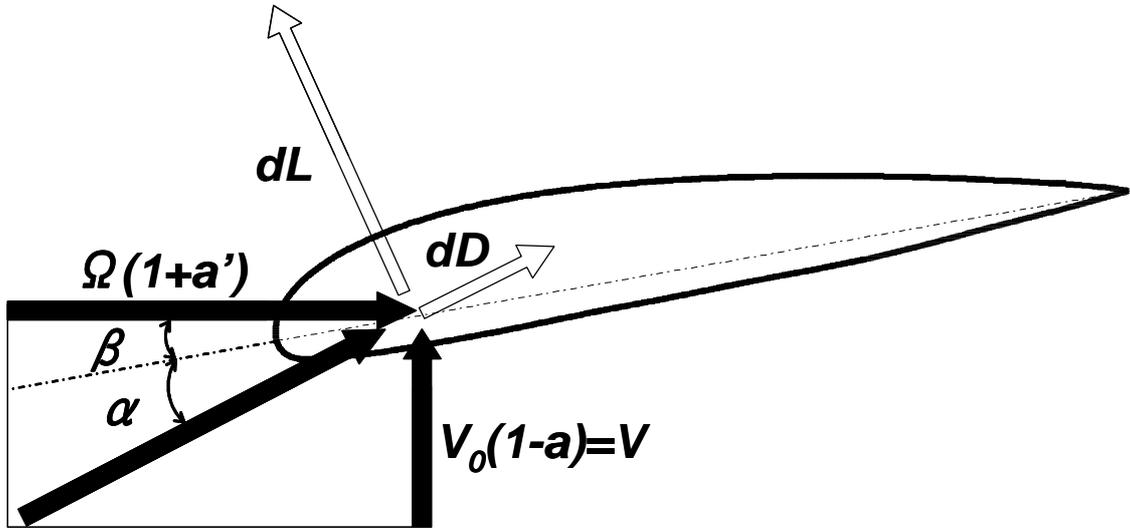


Fig.2.3 Force and Velocity Diagram at Blade Section

翼素断面の揚力と抗力に対し，次式が用いられる．

$$dL = C_L \frac{1}{2} r W^2 C_B dr \quad (2.32)$$

$$dD = C_D \frac{1}{2} r W^2 C_B dr \quad (2.33)$$

翼素が経験する推力とトルクは

$$dT_h = dL \cos f + dD \sin f \quad (2.34)$$

$$dQ_r = (dL \sin f - dD \cos f) r_b \quad (2.35)$$

式(2.32)と式(2.33)を用いてロータが B 枚のブレードを有すると仮定すると
 推力とトルクの式は次式のようなになる．

$$dT_h = B \frac{1}{2} r W^2 (C_L \cos f + C_D \sin f) \times C_B dr \quad (2.36)$$

$$dQ_r = B \frac{1}{2} r W^2 (C_L \sin f - C_D \cos f) \times C_B dr \quad (2.37)$$

翼素理論による結果と運動量理論による結果とを結びつけるために，相対速度に対する式について Fig.2.4 を用いて求める．

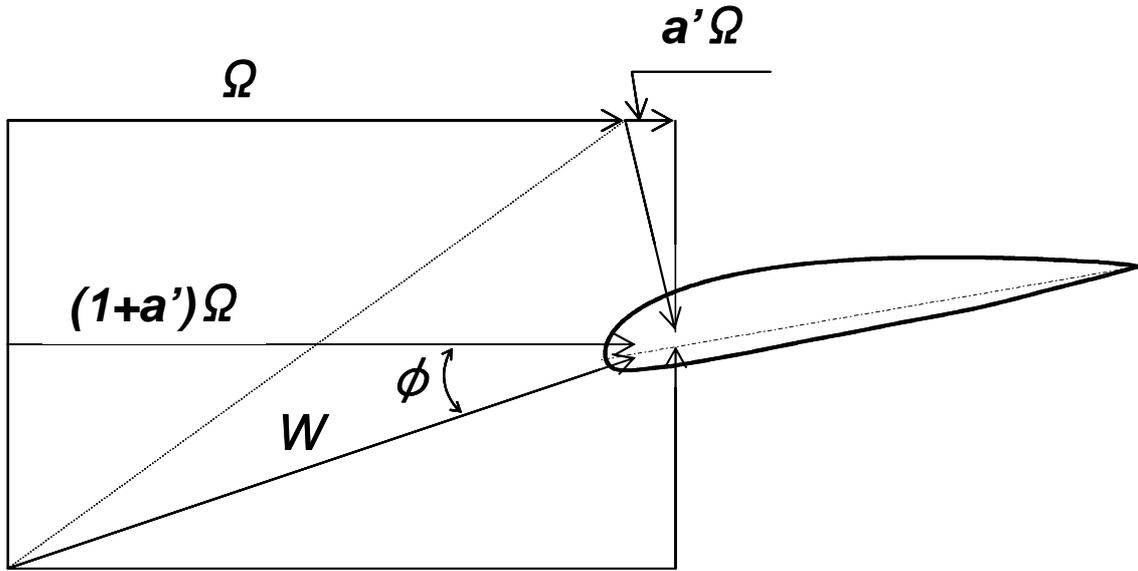


Fig.2.4 Velocity Diagram at Blade Section

Fig.2.4 より相対風速は次式で表される.

$$W = \frac{(1-a)V}{\sin f} = \frac{(1+a\phi)Wr_b}{\cos f} \quad (2.38)$$

また, 流入角 f は次式で表される.

$$\tan f = \frac{(1-a)V}{(1+a\phi)Wr_b} = \frac{1-a}{1+a\phi} \cdot \frac{1}{l_r} \quad (2.39)$$

ここで局所ソリディティを s_r 導入すると

$$s_r = \frac{BC_B}{2\rho r_b} \quad (2.40)$$

翼素理論は次のように変形される.

$$dT_h = (1-a)^2 \frac{s_r C_L \cos f}{\sin^2 f} \frac{\partial}{\partial r} \left[\frac{1}{2} r V^2 \right] 2\rho r_b dr + \frac{C_D}{C_L} \tan f \frac{\partial}{\partial r} \left[\frac{1}{2} r V^2 \right] 2\rho r_b dr \quad (2.41)$$

$$dQ_r = (1+a\phi)^2 \frac{s_r C_L \sin f}{\cos^2 f} \frac{\partial}{\partial r} \left[\frac{1}{2} r W^2 \right] 2\rho r_b dr - \frac{C_D}{C_L} \frac{1}{\tan f} \frac{\partial}{\partial r} \left[\frac{1}{2} r W^2 \right] 2\rho r_b dr \quad (2.42)$$

ここで式(2.41)と式(2.21)を結びつけると

$$\frac{4a}{1-a} = s_r C_L \frac{\cos f}{\sin^2 f} \frac{\infty}{e} + \frac{C_D}{C_L} \tan f \frac{\ddot{\theta}}{\omega} \quad (2.43)$$

一方, 式(2.42), 式(2.24)および式(2.39)より

$$\frac{4a\phi}{1+a\phi} = \frac{s_r C_L}{\cos f} \frac{\infty}{e} - \frac{C_D}{C_L} \frac{1}{\tan f} \frac{\ddot{\theta}}{\omega} \quad (2.44)$$

小さな翼弦長の近似の範囲内において, ブレード自身における誘導速度は形状抗力を含まないことから, 式(2.43), 式(2.44)より抗力の項は除くと

$$\frac{4a}{1-a} = s_r C_L \frac{\cos f}{\sin^2 f} \quad (2.45)$$

$$\frac{4a\phi}{1+a\phi} = \frac{s_r C_L}{\cos f} \quad (2.46)$$

となる.

トルク dQ_r の式(2.42)は, 式(2.39)と式(2.46)を用いて次式のようにになる.

$$dQ_r = 4a\phi(1-a) \frac{\infty}{e} \frac{C_D}{C_L} \frac{1}{\tan f} \frac{\ddot{\theta}}{\omega} \frac{1}{r} \frac{1}{2} r W^2 r_b^2 r_b 2\pi r_b dr \quad (2.47)$$

理論効率 C_p は, 次式で表される.

$$C_p = \frac{1}{\frac{1}{2} r V^3 \rho R_b^2} \int_0^{R_b} W dQ_r \quad (2.48)$$

式(2.48)は, 式(2.47)および $r_b = r \frac{R_b}{l}$, $dr = \frac{R_b}{l} dl_r$ より次式で表される.

$$C_p = \frac{8}{l^2} \int_0^l \phi(1-a) \left| r \frac{\infty}{e} \frac{C_D}{C_L} \frac{1}{\tan f} \frac{\ddot{\theta}}{\omega} \right| r \quad (2.49)$$

以上のように誘導した理論式に基づき, 二次元翼データをもとに, 風車の出力性能を算出する方法について述べる.

風車の出力を計算する際に誘導係数を求めるが、誘導係数に対する解析的な式が存在しないため、以下のような段階の繰り返し法（逐次近似法）を用いる必要がある。

$$r_b \text{ に対する値を選ぶ } \quad r_b \rightarrow |r = \frac{r_b}{R_b}|$$

a および $a\phi$ に対する適当な初期値を仮定する。

$$f = \tan^{-1} \frac{a\phi - a}{1 + a\phi} \times \frac{1}{\phi} \text{ を用いて } f \text{ を計算する。}$$

$a = f - b$ を用いて a を計算する。

$C_L(a)$ のグラフまたは表を用いて C_L を計算する。

$$\frac{4a}{1-a} = s_r C_L \frac{\cos f}{\sin^2 f} \text{ を用いて } a \text{ を計算する。}$$

こうして得られた a 、 $a\phi$ の値と 2. で仮定した a 、 $a\phi$ を比較し、望ましい精度が得られるまで繰り返し計算する。

C_D 、 dQ_r/dr および dT_h/dr の値を計算する。

あるいは dC_Q/dr および dC_T/dr を直接計算する。

このやり方をブレードに沿って多数の位置 r に対し実行すると数値積分のやり方で C_T 、 C_Q 、 C_p の全体の値を求めることができる。

2.2.2. 垂直軸風車の基礎特性式

垂直軸風車の空気力学的特性の解法については、風車を通過する流管の考え方などから単一流管理論³⁵⁾、多流管理論、多重流管理論及び角運動量理論などがある。垂直軸風車が高効率となる低いソリディティの時には、これらの理論による周速比と風車性能である風車効率の関係に差異が少ないことが分かっている。よって、ここでは垂直軸風車の基礎理論と比較的単純な方法である単一

流管理論を用いた、垂直軸風車の空気力学的特性と性能の計算方法について述べる。

単一流管理論とは風車を通過する気流を一つの流管として考え、風車内のどの位置でも一様な誘導係数を持つと仮定する方法である。

単一流管理論による翼特性の計算方法を以下に示す。Fig.2.5 に示すように垂直軸風車が風速 V_∞ の一様流中で回転しているときを考える。気流断面 S_1 , S_2 における風速を誘導係数 a を用いて式(2.50), 式(2.51)で表す。また, Fig.2.5 において, 下流方向を X 軸, 下流方向から反時計回りに 90° 回転した方向を Y 軸として考える。

垂直軸風車に用いられる軸受の性能を決定する上で、垂直軸風車の効率や、風車の回転を始めるためにはどれくらいのトルクが必要か、風車の要求寿命の間にどれくらい回転するかなどを知ることが必要となる。そのために、垂直軸風車の翼特性について計算を行った。計算には単一流管理論を用いた。単一流管理論とは、風車を通過する気流を一つの流管として考え、風車内のどの位置でも一様な誘導係数を持つと仮定する方法である³⁵⁾。

単一流管理論による翼特性の計算方法を以下に示す。Fig.2.5 に示すように垂直軸風車が風速 V_∞ の一様流中で回転しているときを考える。気流断面 S_1 , S_2 における風速を誘導係数 a を用いて式(2.50), (2.51)で表す。また, Fig.2.5 において, 下流方向を X 軸, 下流方向から反時計回りに 90° 回転した方向を Y 軸として考える。

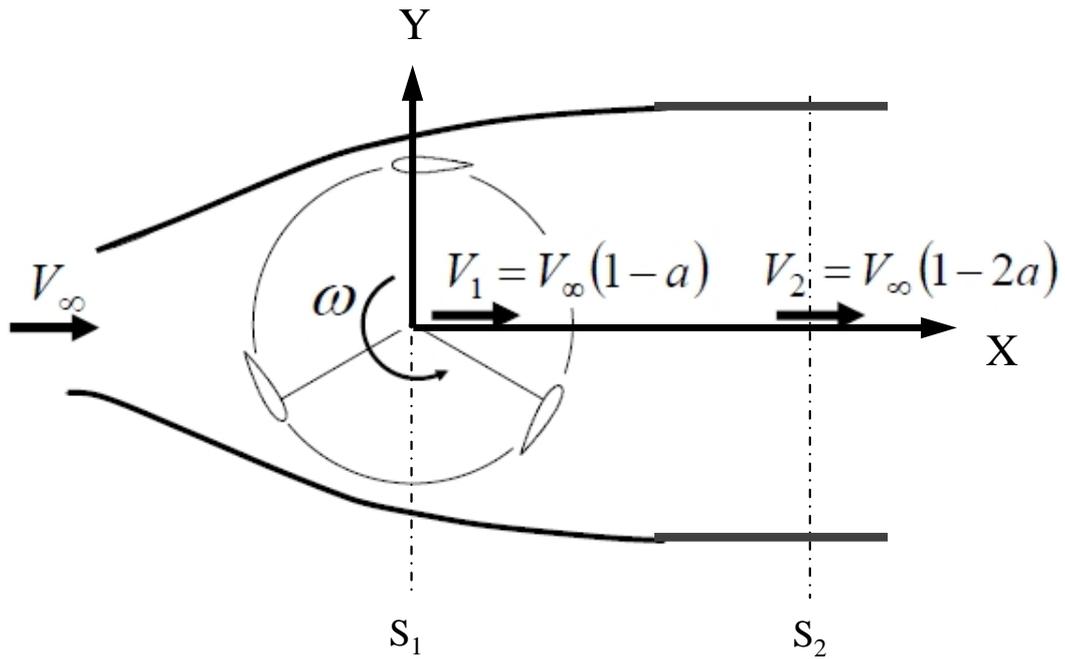


Fig.2.5 Conception of single stream tube theory

$$V_1 = V_{\infty}(1 - a) \quad (2.50)$$

$$V_2 = V_{\infty}(1 - 2a) \quad (2.51)$$

このとき，風車の理論効率 C_p は式(2.52)により表される．

$$C_p = 4(1 - a)^2 a \quad (2.52)$$

また，風車にはたらく抗力 F_x は式(2.53)により求めることができる．

$$F_x = 2r V_{\infty}^2 S_w (1 - a)^2 a \quad (2.53)$$

S_w : 風車受風面積

ρ : 空気密度(=1.225)

また，風車全体の抗力係数を C_{FX} とすると， F_x は式(2.54)のように置き換えられる．

$$F_x = \frac{1}{2} r V_{\infty}^2 C_{FX} S_w \quad (2.54)$$

式(2.53)，式(2.54)より

$$a = \frac{1}{2} (1 - \sqrt{1 - C_{FX}}) \quad (2.55)$$

式(2.52), 式(2.55)より, 風車内の誘導係数 a , 風車抗力係数 C_{FX} がわかれば, 理論効率 C_P を求めることができる.

次にブレードの特性を用いて誘導係数 a , 風車抗力係数 C_{FX} を求める. Fig.2.6 は角速度 ω で回転するブレードに流入する風と揚力, 抗力を示すものである.

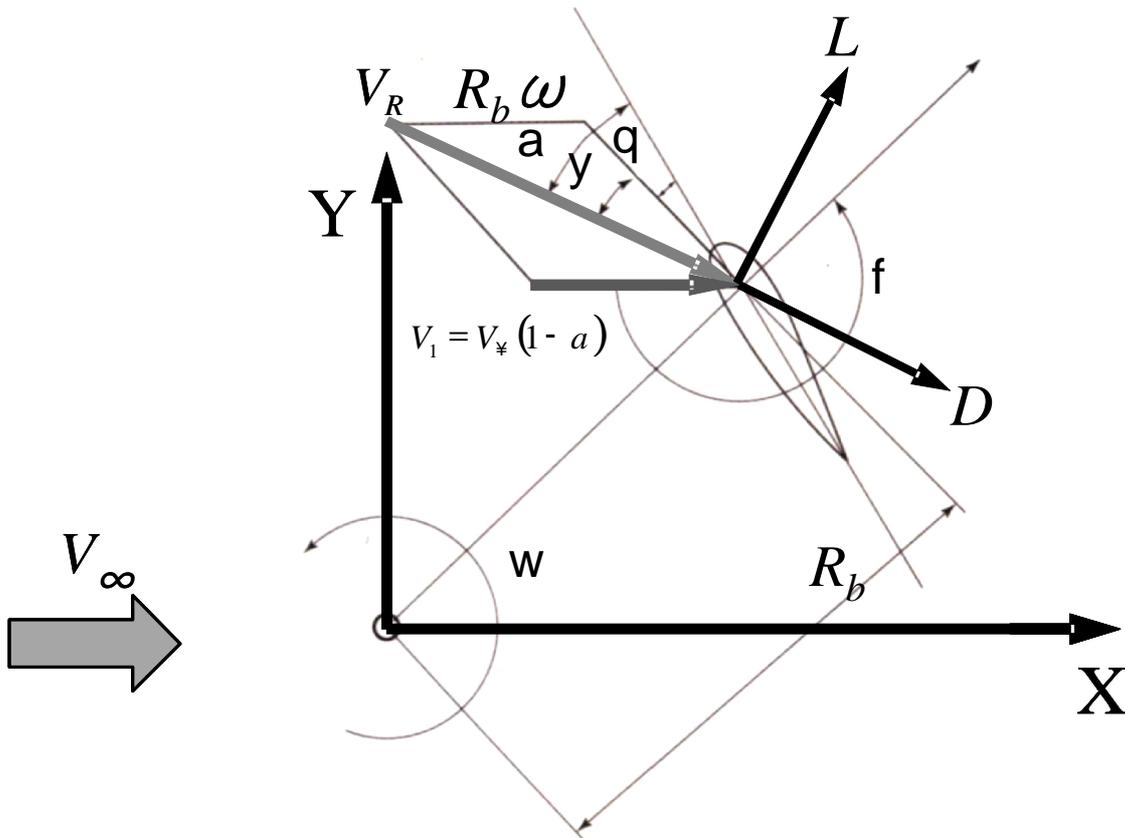


Fig.2.6 Velocities and Forces on the blade for vertical axis wind turbine

Fig.2.6 中でブレードへの相対流入風速は一様流風速 $V_\infty(1-a)$ のベクトルとブレードの回転速度ベクトルの和から求められ, その大きさは式(2.56)で表される. また, ブレードに発生する揚力 L は相対流入風速 V_R に対して垂直な方向, 抗力は相対流入風速 V_R と同方向, ピッチングモーメント M はブレード前端を持ち上げる方向にはたらく.

$$V_R = (1 - a) \sqrt{1 - 2l^* \sin f + l^{*2}} \quad (2.56)$$

ここで、周速比 λ は一様流風速とブレードの回転周速の比、 λ^* は風車内風速 V_I とブレードの回転周速の比で式(2.57)、(2.58)で表される。

$$l = \frac{R_b \omega}{V_{\infty}} \quad (2.57)$$

$$l^* = \frac{l}{1 - a} \quad (2.58)$$

ブレードにはたらく揚力 L 、抗力 D 、ピッチングモーメント M は式(2.59)、(2.60)、(2.61)で表される。

$$L = \frac{1}{2} \rho V_R^2 S_B C_L \quad (2.59)$$

$$D = \frac{1}{2} \rho V_R^2 S_B C_D \quad (2.60)$$

$$M = \frac{1}{2} \rho V_R^2 S_B C_B C_M \quad (2.61)$$

S_B : ブレード面積

C_B : ブレード翼弦長

C_L : 揚力係数

C_D : 抗力係数

C_M : ピッチングモーメント係数

ここで用いる C_L 、 C_D 、 C_M は実験により迎え角 $0 \sim 360^\circ$ に対して測定されたものを用いた。

ブレードの位置が上流から反時計回りに Φ の位置にあるとき、ブレードには

たらく力の回転半径方向成分 F_{Bn} , 回転接線方向成分 F_{Bt} は式(2.62), (2.63)で表される.

$$F_{Bn} = L \cos f + D \sin f \quad (2.62)$$

$$F_{Bt} = L \sin f - D \cos f \quad (2.63)$$

式(2.62), (2.63)より, ブレードにはたらく力の X 方向の成分 F_{XK} は式(2.64)となる.

$$F_{XK} = F_{Bn} \cos f + F_{Bt} \sin f \quad (2.64)$$

風車全体の抗力 F_{X1} はブレード抗力の X 方向成分 F_{XK} をブレード 1 回転分に関して平均し, これにブレード枚数 B をかけたものから計算することができ, 式(2.65)で表される.

$$F_{X1} = \frac{B}{2\pi} \int_0^{2\pi} F_{XK} df \quad (2.65)$$

この結果より風車全体の抗力係数 C_{FX1} は式(2.66)で表される.

$$C_{FX1} = \frac{F_{X1}}{\frac{1}{2} r V_{\infty}^2 S_w} \quad (2.66)$$

式(2.56)~(2.66)の計算において, 誘導係数 a は未確定なので, 仮の a を用いて C_{FX1} を計算する. 一方, 式(2.55)に同じ a の値を代入し, C_{FX} を計算する. C_{FX1} と C_{FX} が一致するまで計算を繰り返し, これを満たす a を式(2.52)に代入することにより, 風車の理論効率を計算することができる.

これまでの計算方法で決定された誘導係数 a と式(2.59), (2.60), (2.61)で計算された揚力 L , 抗力 D , ピッチングモーメント M 用いて, ブレードに発生するトルクを計算することができる.

任意のブレードに発生するトルク T_{BK} は式(2.67)により表される.

$$T_{BK} = F_{Bt} R_b - M \quad (2.67)$$

風車全体に発生するトルク T は T_{BK} をブレード回転分に関して平均し, これにブレード枚数 B をかけたものから計算することができ, 式(2.68)で表される.

$$T = \frac{B}{2p} \oint_{\phi} T_{BK} d\phi \quad (2.68)$$

また, 無次元のトルク定数 C_T を用いて風車のトルクを式(2.69)のように表すことができる.

$$T = C_T \frac{1}{2} \rho V_w^2 S_w R_b \quad (2.69)$$

また, 多流管理論とは風の流れを多くの流管に分けて, それぞれの流管において速度低減率を求める方法である. 概要図を Fig. 2.7 に示す.

任意の分割流管内において, 流れの方向における風車抗力は上流側の回転角 ϕ での風車抗力を F_{xk} , 下流側の回転角 j_d におけるタービン抗力を F_{xu} とし, このときのタービン抗力係数をそれぞれ C_{Fu} , C_{Fd} とすれば, 任意の分割流管での速度低減率 a_l は次式で示される.

$$a_l = \frac{1}{2} \left[1 - \sqrt{1 - \frac{n_B (C_{FXu} + C_{FXd})}{\rho |\cos j|}} \right] \quad (2.70)$$

この場合の相対流入風速 V_R は

$$V_R = (1 - a_l) \sqrt{1 - 2l_l^* \sin j + l_l^{*2}} \quad (2.71)$$

と表される.

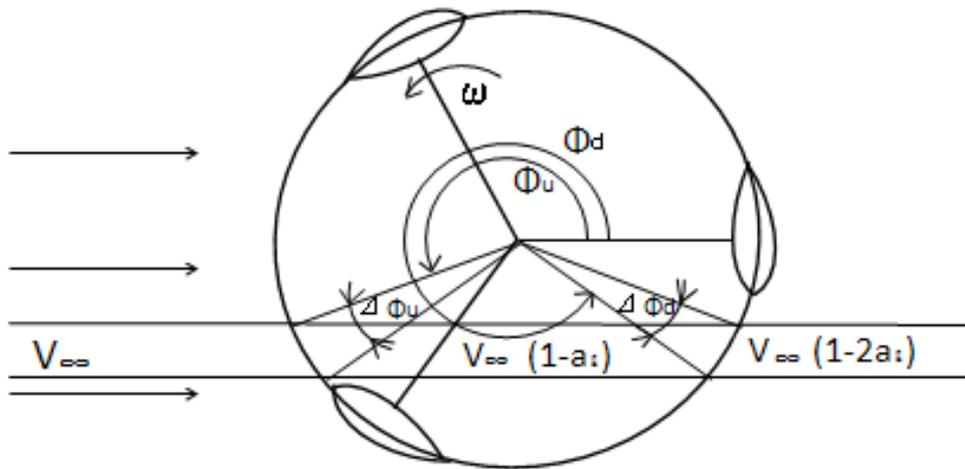


Fig. 2.7 Multiple Streamtube Model

ここで、以下の関係がある。

$$l_i^* = \frac{l}{1-a_i} \quad (2.72)$$

このように、各流管での連続性を満足させながら局所的な影響を考慮し、タービン全体の力を求める。

これらの理論において、速度低減率の算出方法は多少異なっているが、タービン特性を明らかにするために必要な諸量

- ① ブレードに発生するトルク C_{TB}
- ② ブレードに発生するタービン抗力 C_{FB}
- ③ アームに発生するトルク C_{TA}

を表す特性式はいずれも次式で示される.

$$C_{TB} = \frac{n_B l_B}{4p} \int_0^{2p} V_R (C_L \sin j - C_D \cos j - C_M l_B) df \quad (2.73)$$

$$C_{FB} = - \frac{n_B l_B}{4p} \int_0^{2p} (C_{Fu} \cos j + C_{Fd} \sin j) df \quad (2.74)$$

$$C_{TA} = - \frac{n_B m_A l_A}{4p} \int_0^{2p} \int_0^1 C_{DA} V_{TA} \bar{r} d\bar{r} dj \quad (2.75)$$

ここで, l_A , l_B はそれぞれアーム及びブレードの無次元翼弦長, また n_B , m_A はそれぞれブレード及びアームの枚数である.

ここで, 各々の理論による風車性能を示す $\lambda - C_p$ 曲線の相違はそれほど顕著ではない.

次にブレードに発生するトルクとタービン抗力について説明する.

・ブレードに発生するトルク

ブレードへの相対流入流速 V_R の回転接線方向成分 V_t と回転半径方向成分 V_h は次式で表される.

$$V_t = l - (1 - a) \sin j \quad (2.76)$$

$$V_h = -(1 - a) \cos j \quad (2.77)$$

したがって, ブレードに対する流入角 j は,

$$j = \tan^{-1} \frac{\dot{e} \cos j}{\dot{e} \sin j - l^* \dot{u}} \quad (\sin j - l^* < 0) \quad (2.78)$$

$$j = \tan^{-1} \frac{\dot{e} \cos j}{\dot{e} \sin j - l^* \dot{u} + p} \quad (\sin j - l^* > 0) \quad (2.79)$$

となる.

さて, R 枚のブレードに発生するトルク Q_{BK} をトルク係数 C_{TBK} を用いて次式で定義する.

$$Q_{BK} = \frac{1}{2} r V_{\infty}^2 C_{TBK} S_T R \quad (2.80)$$

この R 枚のブレードのトルク係数 C_{TBK} は次式で示される流入角 j との関係がある.

$$C_{TBK} = \frac{1}{2} l_R V_R^2 (C_L \sin j - C_D \cos j - C_M l_B) \quad (2.81)$$

ここで,

$$l_B = \frac{C_B}{R} \quad (2.82)$$

である.

よって, n 枚のブレードの 1 回転の平均トルク係数 C_{TB} は, 次式で表される.

$$C_{TB} = \frac{n_B}{2p} \bar{\dot{Q}}^{2p} C_{TBK} dj \quad (2.83)$$

・ブレードに発生するタービン抗力

タービン抗力もタービン内風速 V に基づいて同様に求める事が出来る. すなわち, 回転角 j に対する 1 枚のブレードのタービン抗力係数 C_{FXK} は次式となる.

$$C_{FXK} = -\frac{1}{2} l_B (C_{Fn} \cos j + C_{Ft} \sin j) \quad (2.84)$$

ここで C_{Fn} , C_{Ft} は, それぞれブレードの垂直及び水平方向のタービン係数である.

$$C_{Fn} = V_R^2 (C_L \cos j + C_D \sin j) \quad (2.85)$$

$$C_{Ft} = V_R^2 (C_D \cos j - C_L \sin j) \quad (2.86)$$

よって, n 枚のブレード一回転の平均タービン抗力係数 C_{FX2} は, 次式で与えられる.

$$C_{FX2} = \frac{n}{2p} \bar{\dot{Q}}^{2p} C_{FXK} dj \quad (2.87)$$

・アームに発生するトルク

ブレードを取り付けるためのアームに発生するトルクは, アームの抗力に基づくものである. したがって Fig. 2.8 に示すようにアームを要素に分けて考える.

初めに回転中心から r の距離にある微小部分 Δr における回転接線方向速度成

分 V_{iA} を次式で定義する.

$$V_{iA} = (1 - a) \times (\bar{r} b^* - \sin j) \quad (2.88)$$

上記の式から分かるように, 回転接線方向速度成分 V_T は正と負の両方の値を取り得る.

このため, アームに発生するトルクにおけるアームの抗力係数 C_{DA} は V_T が正か負か判断し, 算定する必要があり, その場合 2 通りを示す.

$$V_T > 0 \quad C_{DA} = C_{DF} \quad (2.89)$$

$$V_T < 0 \quad C_{DA} = -C_{DF} \quad (2.90)$$

したがって 1 枚のアーム全体の抗力によるアームのトルク Q_{Ar} は次式により表される.

$$Q_{Ar} = -\frac{1}{2} r C_M R^2 \int_0^1 C_{DA} V_{iA}^2 \bar{r} d\bar{r} \quad (2.91)$$

また, アームに発生するトルクをアームのトルク係数 C_{TAK} をもってブレードの場合と同様に与える.

$$Q_{AK} = \frac{1}{2} r V_{\infty}^2 C_{TAK} S_T R \quad (2.92)$$

すなわち, 1 枚のアームトルク係数 C_{TAK} は次式で定義される.

$$C_{TAK} = -\frac{1}{2} l_A \int_0^1 C_{DA} V_{iA}^2 \bar{r} d\bar{r} \quad (2.93)$$

ここで, $l_A = \frac{C_A}{h}$ である.

アームのトルク係数もブレードのトルク及びタービン抗力係数と同時に回転角 j によって変動する. したがって, ブレード枚数 n , ブレード支持アーム数 m における全体としてのアームの 1 回転における平均トルク係数 C_{TA} は次式で表される.

$$C_{TA} = \frac{nm}{2p} \int_0^{2p} C_{TA} dj \quad (2.94)$$

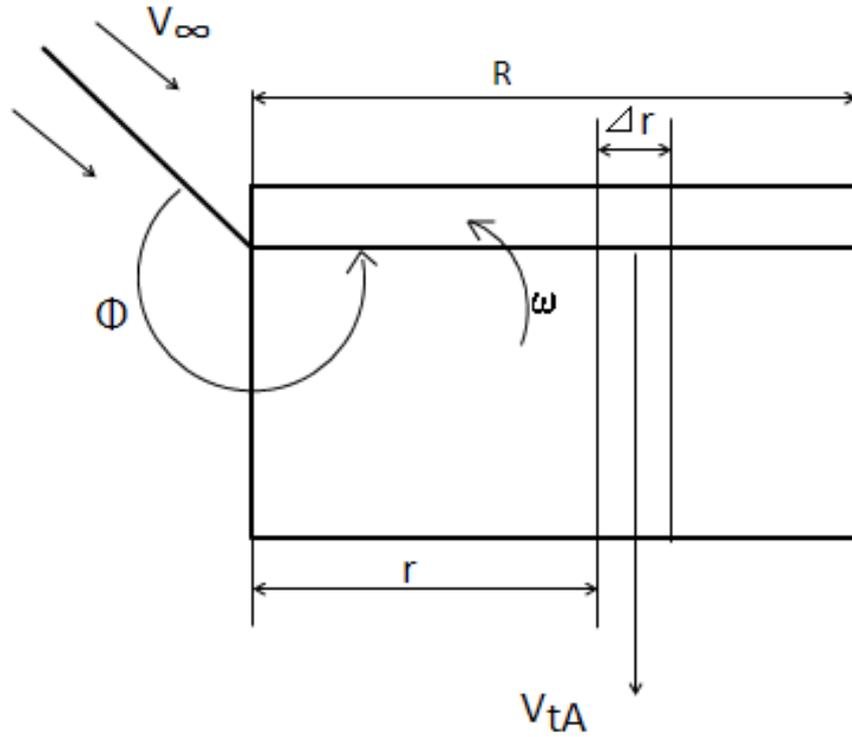


Fig. 2.8 The inflow wind speed relative to the arm

直線翼垂直軸タービンの性能計算に用いた主なタービン特性式は、整理して示すと次の通りである。

$$a = \frac{1}{2} (1 - \sqrt{1 - C_{FX}}) \quad (2.95)$$

$$V = (1 - a) \sqrt{1 - 2b^* \sin j + b^{*2}} \quad (2.96)$$

$$C_{FX} = - \frac{n_B l_B}{4p} \int_0^{2p} V_R^2 \{ (C_L \cos j + C_D \sin j) \cos j + (C_D \cos j - C_L \sin j) \sin j \} dj \quad (2.97)$$

$$C_{TB} = \frac{n_B l_B}{4p} \int_0^{2p} V_R^2 (C_L \sin j - C_D \cos j - C_M l_B) dj \quad (2.98)$$

$$C_{TA} = \frac{n_B m_A l_A}{4p} \int_0^{2p} \int_0^l C_{DA} V_{tA}^2 r dr dj \quad (2.99)$$

$$C_p = 1 (C_{TB} + C_{TA}) \quad (2.100)$$

6つの式を解いて特性値を求めるが、速度低減率 a が定まらないとすべての特性値は定まらない。

しかし、上式から同時に 2 つの未知数を解析的に求めることはできない。このため、最初に速度低減率 $a(0 < a < 0.5)$ を適当な値に仮定し、風車抗力係数 C_{FX} を求める。すなわち、仮定して得られた C_{FX} から a を再度求め、さらに一連の計算を行い新たな速度低減率 a とタービン抗力係数 C_{FX} を求めていく逐次計算法により計算する。

2.3. 転がり軸受の基礎特性式

転がり軸受(以下軸受と呼ぶ)や直動転がり案内等の転がり要素部品の負荷能力や、軸受に生じるトルク抵抗の理論計算について述べる。

そもそも「転がり」とは、2物体が接触し相互に荷重を及ぼしあうことで成立している。接触部は荷重を支持することによってそれに対応する大きさの接触面を形成し、その部分応力を発生させ、弾性変形をしている。これらの接触諸特性値を導く理論式を確立させたのがドイツの Hertz であり、その理論体系を総称して Hertz の接触論³⁶⁾といわれている。ここでは、この Hertz の接触論を用いて転がり要素部品の基本的な特性を説明する。なお、一般的に転がり要素部品の転動体にはボールやローラが主に用いられるが、本節では転動体にボールを使用した場合について適用される。

2.3.1. 転がり軸受の基本定格荷重

軸受の負荷能力を示す指標として、軸受の寿命算出に使用する基本動定格荷重 C_r と静的な許容荷重の限度を定めた基本静定格荷重 C_{0r} がある。

まず、ラジアル軸受の基本動定格荷重について述べる。そもそも軸受の寿命とは、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量であり、一般的に、疲れの形跡は内部起点より転動面がうろこ状に剥離するフレーキングである。基本動定格荷重はこれを踏まえ、同一グループ内の 90%の個数の軸受が疲れ(フレーキング)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もしくは純アキシヤル荷重として定義されている。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化する必要がある。この指標が軸受の信頼度であり、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。よって一般的に信頼度が 90%のときの定格寿命を基本定格寿命と称し基本動定格荷重の基準とされている。

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。

$$L_{10} = \frac{\alpha C_r}{\beta F} \frac{\ddot{\phi}^3}{\phi} \cdot 10^6 [\text{rev}] \quad (2.101)$$

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 寿命として予測することができる³⁷⁾。なお 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。

$$L_5 = \frac{\alpha \ln 0.95}{\beta \ln 0.9} \frac{\ddot{\phi}^{1/m}}{\phi} L_{10} \quad (2.102)$$

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

以上のことを踏まえて、基本動定格荷重 C_r の式は軸受のパラメータを用いて以下のようになる。

$D_w \leq 25.4$ の場合

$$C_r = b_m \times f_c \times (i \times \cos \alpha)^{0.7} \times Z^{2/3} \times D_w^{1.8} \quad (2.103)$$

$D_w > 25.4$ の場合

$$C_r = 3.647 b_m \times f_c \times (i \times \cos \alpha)^{0.7} \times Z^{2/3} \times D_w^{1.4} \quad (2.104)$$

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 は転動体の数、 D_w は玉径を示す。

玉径に対する溝の半径の比（以下、溝適合度）が 52% 以下の場合には十分な試験データの裏付けの下規格化された、JIS B 1518³⁸⁾を用いることができる。しかし玉径に対する溝の半径の比である溝適合度が 52% より大きくなる場合には、JIS B 1518 の適用外となるため、 f_c はルンドベルグ/パルムグレン³⁹⁾を補正したハリスの式⁴⁰⁾から以下のように算出する。

$$f_c = 39.9 g_c f_2 \left(\frac{2r_i - D_w}{2r_i} \right)^{0.41} \quad (2.105)$$

$$g_c = 1 + \left(\frac{C_i}{C_o} \right)^{10/3} \left(\frac{r_i}{r_o} \right)^{-0.3} \quad (2.106)$$

$$\frac{C_i}{C_o} = f_3 \left(\frac{2r_i - D_w}{2r_o - D_w} \right)^{0.41} \quad (2.107)$$

$$f_3 = 1.04 \frac{C_o - b_h \frac{D_w}{D_{pw}}}{1 + b_h \frac{D_w}{D_{pw}}} \quad (2.108)$$

$$f_2 = \frac{b_h^{0.3} (1 - b_h)^{1.39}}{(1 + b_h)^{1/3}} \quad (2.109)$$

$$b_h = D_w \cos \alpha / D_{pw} \quad (2.110)$$

上式中、 r は溝半径、 D_w は玉径、 D_{pw} は玉セットのピッチ径、 f_2 、 f_3 、 b_h 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 o と i はそれぞれ外輪、内輪に関するものであることを示す。

次に、ラジアル軸受の静的な許容荷重の限度を定めた基本静定格荷重について説明する。

静止しているか極端にゆっくり動いている軸受に過大な荷重が加わると転動体が押しつぶされ、転動面には塑性変形によるくぼみが生じる。そこで塑性変形が大きくなりすぎないように、これらの大きさを一定限度に抑えておく必要がある。軸受において許容できる塑性変形の大きさは、転動体の変形量と軌道面の変形量の和が転動体(ボール)直径の0.01%以下となる荷重として定義されており、ラジアル軸受ではこれを基本静定格荷重 C_{0r} として、下記のように算出される⁴⁾。

$$C_{0r} = \frac{k_s i z D_w^2 \cos \alpha}{5} \quad (2.111)$$

$$c_p = \frac{858}{m} \sqrt[3]{(D_w \frac{D_w}{D_{pw}} r)^2} \quad (2.112)$$

$$k_s = \frac{C_{0r}^3}{C_p^3} \quad (2.113)$$

C_{0r} [N]	: 基本静定格荷重
c_p	: 接触圧力係数
m_n	: ヘルツ係数
\mathring{a}_r	: 主曲率和
P_{0zul}	: 許容接触圧力

2.3.2. 直動転がり案内の基本定格荷重

直動転がり案内の内部には転動体としてボールまたはローラが用いられ、転がり接触をしており、負荷能力を示す指標として、寿命算出に使用する基本動定格荷重 C と静的な許容荷重の限度を定めた基本静定格荷重 C_0 がある。

直動転がり案内の基本定格荷重について、基本概念と基礎理論は軸受と同様であるが、直動転がり案内は Fig.2.9 に示すような構造となっており転動体の接触分布構造が軸受と異なるため、基本的以下にこれを説明する。

なお、直動転がり案内における基本定格荷重算の規定、算出方法は ISO(国際標準化機構)で統一化が進められており、ここで述べる内容でほぼ定まっている。

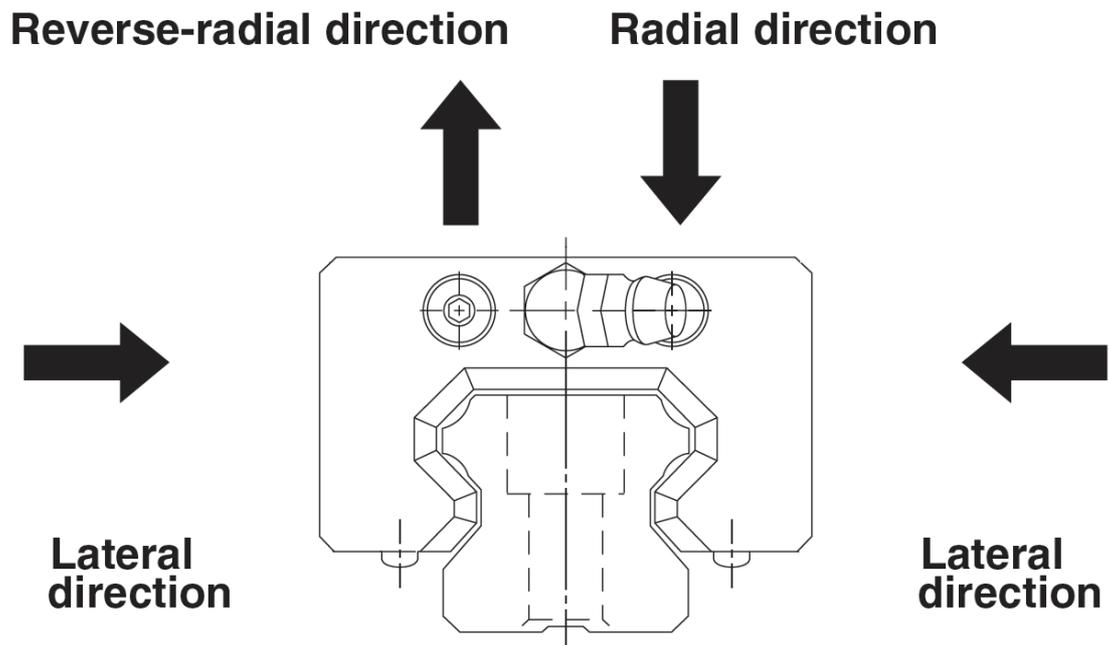
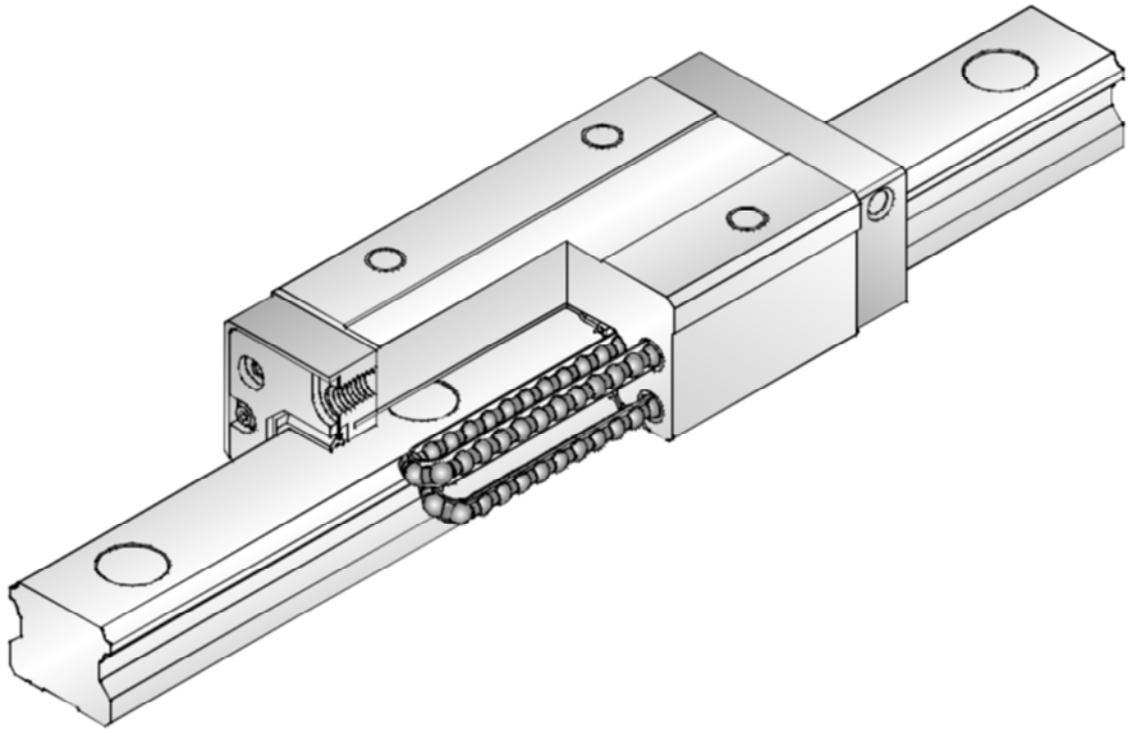


Fig.2.9 Linear motion rolling bearing

まず，基本動定格荷重について述べる．

直動転がり案内の寿命は，同じように製作されたものを同一運転条件で使用

しても、かなりのばらつきを示す。そのため、直動転がり案内の寿命を求める目安として、次のように定義された定格寿命を使用している。定格寿命とは、一群の同じ直動転がり案内を同じ条件で個々に運転させたとき、そのうちの90%がフレーキング(金属表面のうろこ状のはく離)をおこすことなく到達できる走行距離をいう。そして定格寿命を求める指標として基本動定格荷重があり、基本動定格荷重とは、一群の同じ直動転がり案内を同じ条件で個々に運転させた時、定格寿命が 100[km]または 50[km]となるような大きさの変動しない荷重(ラジアル方向)とされる。定格寿命が、前述したように統計的手法(WEIBULL分布関数)で求められているので、基本動定格荷重を求める式も統計的手法が基本となる。よって直動転がり案内の基本動定格荷重は、転動体 1 個に対する負荷能力を用い、キャリッジとレールの負荷分布、応力の繰り返し数を考慮した系全体の負荷能力を、確立乗法定理にて求められる。

転動体にボールを使用した直動転がり案内の定格寿命=100km の場合の基本動定格荷重 C_{100} を以下に示す。なお、 b_m は定格係数で 1.3、 λ_c は減少係数で 0.9 をそれぞれ最大値として規定される。

$$C_{100} = b_m f_c l_t^{1/30} i^{0.7} Z^{2/3} D_w^{2.1} \cos a \quad (2.114)$$

$$f_c = 24.51 \frac{c}{e} \frac{2r_a - D_w}{2r_a - D_w} \frac{\dot{\theta}^{0.41}}{\dot{\theta}} \quad (2.115)$$

なお、定格寿命 50[km]への換算式を式(2.116)に示す。

$$C_{100} = \frac{C_{50}}{1.26} \quad (2.116)$$

f_c について $\lambda=0.9$ の時の値を Fig.2.10 に示す。

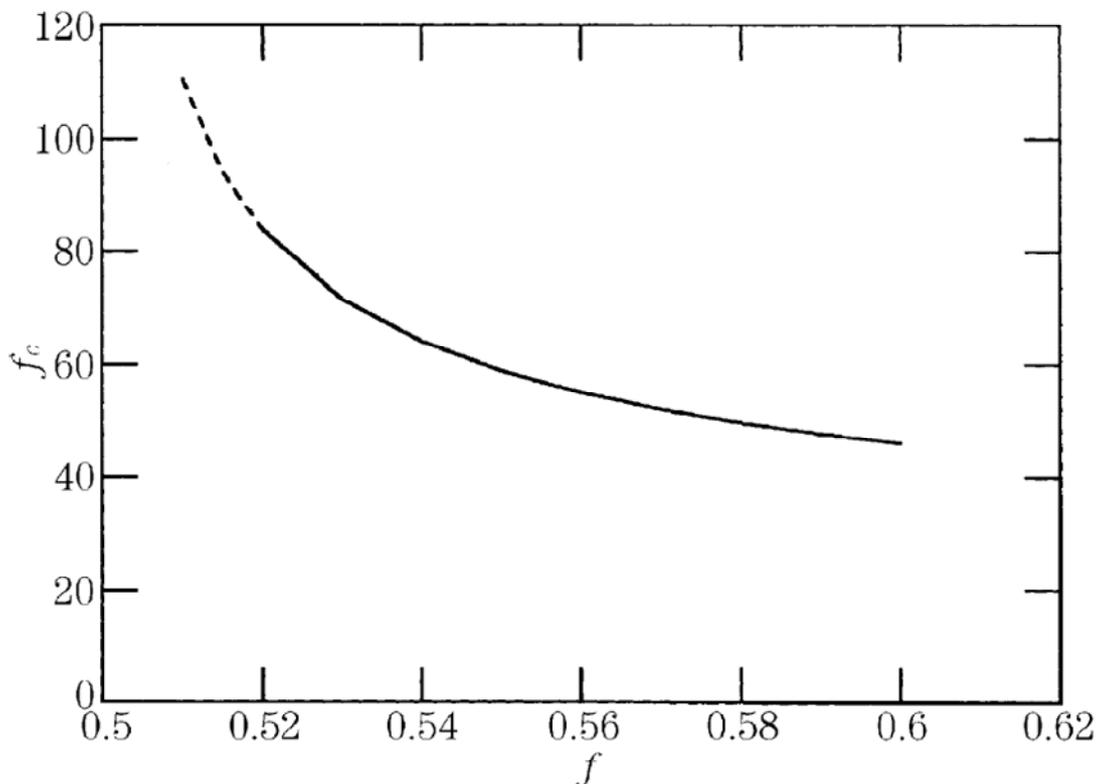


Fig.2.10 f_c of Linear motion rolling bearing

次に、基本静定格荷重について述べる。

直動転がり案内の基本静定格荷重 C_0 は、軸受と同様に最大応力を受けている接触部において、転動体の永久変形量と軌道面の永久変形量との和が、転動体直径の 1/10,000 倍になるようなラジアル方向の一定した静止荷重であり、式 (2.117) のように表される。

なお、 i は負荷領域内の有効転動体列数、 Z は負荷を受ける一列あたりの玉数、 D_w は玉直径、 α は接触角で荷重方向(ラジアル方向)と玉と軌道面の接触部のなす角を表す。また K_B は材料特性で決まる一定値の係数であり、 $1/m$ はポアソン比である。

$$C_0 = f_0 i Z D_w^2 \cos \alpha \quad (2.117)$$

$$f_0 = K_B \frac{(m)^3}{(\dot{a} r D_w)^3} P_{0zul}^2 \quad (2.118)$$

$$K_B = \frac{8 p^3 \frac{e}{c} - \frac{1}{m^2} \frac{\ddot{o}^2}{\phi}}{3 E^3} \quad (2.119)$$

f_0 の特性値は式(2.118)にて計算すると Fig.2.11 のように示される。

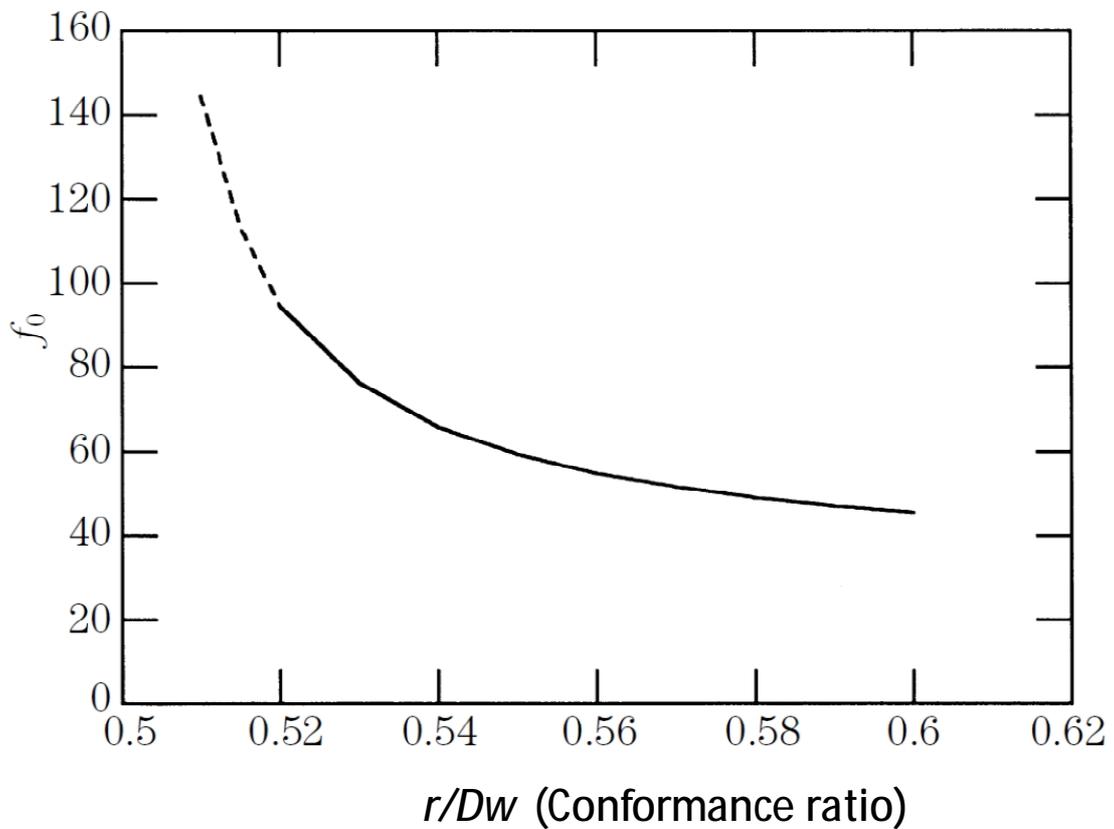


Fig.2.11 f_0 of Linear motion rolling bearing

2.3.3. 転がり軸受のトルク抵抗解析法

軸受に生じるトルク抵抗は、軸受内部に生じる摩擦抵抗や潤滑剤の粘性抵抗等の軸受内部に生じる抵抗によるものである。軸受の転動体は純転がりと共に

すべりを生じており，このすべりが主に摩擦抵抗の主要因となっている．また，回転速度に応じて接触物体表面に潤滑剤のせん断力が発生して粘性抵抗となっている．

ここでは，内部抵抗による軸受が回転開始する時の始動トルクと回転中のトルク抵抗(以下回転トルク)の理論解析について解説する．

まず始動トルクについて解説する．

軸受の始動トルクは回転開始時のスピンすべりと始動直後の極低速度領域における弾性ヒステリシスとボール接触面に生じる差動すべりが主要因になっていると考えられているため，本研究ではこれらを加算した値を始動トルクとした．

アンギュラ玉軸受の玉と軌道輪の接触状態を Fig.2.12 に示す．アンギュラ玉軸受等は接触角を持つため，ボールの公転軸とボールの自転軸が異なり，内外輪どちらかでスピンすべりが発生する⁴²⁾．

スピン摩擦の大きい軌道輪で転動体の運動が規制されることになり，外輪規制の場合，AC を軸として玉が回転する外輪コントロール，その逆の場合，BC 軸を玉回転軸とする内輪コントロールと呼ぶ．すなわち，コントロール側軌道面側では純転がり，他の軌道面ではスピンすべりと転がりが混在した状態となる．玉のコントロール状態を判定については，A.B.Jone⁴³⁾に従い次式が成立するとき外輪コントロール，そうでない場合内輪コントロールと定義する．なお，インナーロータタイプの風車のような内輪回転の場合には，一般的に内輪コントロールとなり，外輪側でスピンすべりが生じていると考えられる．

$$Q_o a_{bo} E(k\phi)^3 - Q_i a_{bi} E(k\phi) \quad (2.120)$$

ここでは，接触楕円の長半径を a_b ，短半径を b ， $k = b/a$ ， $k\phi = \sqrt{1 - k^2}$ として $k\phi$ を母数とする第 2 種楕円積分⁴⁴⁾となる．

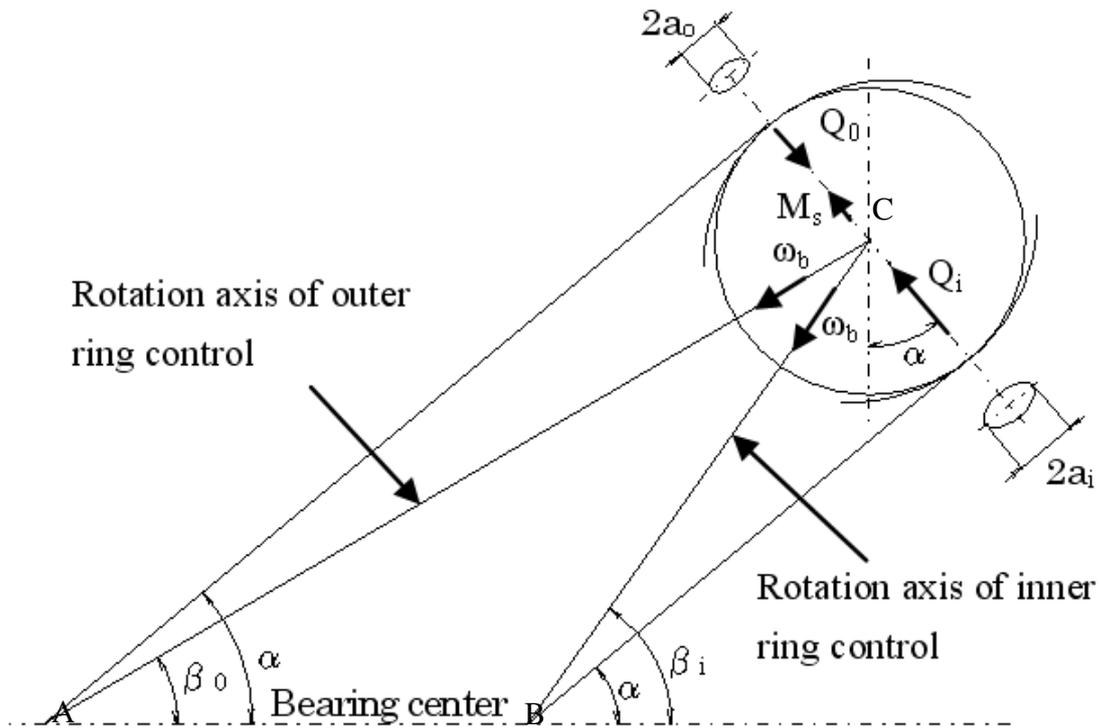


Fig.2.12 Generation mechanism of spin moment

スピンすべりによるトルクは、スピンすべりが生じる側のスピンモーメント M_s によるものであり、次のように考える⁴⁵⁾。

$$M_s = \frac{3}{8} m_3 Q a_b E(k\phi) \quad (2.121)$$

スピンすべりによるトルク M_{start} は

$$M_{start} = Z M_s \sin a \quad (2.122)$$

なお、回転トルクで使用するボール自転軸角 β は

$$\tan b = \frac{\sin a}{\cos a - g} \quad (2.123)$$

ただし、 $g = \frac{D_w}{D_{pw}}$ とする。

m_3 : スピン起動摩擦係数

- Q : 玉荷重
 a_b : 接触楕円長半径
 b : 接触楕円短半径
 $E(k\phi)$: $k\phi$ を母数とする第二種楕円積分
 a : 接触角
 b : 玉自転軸角

弾性ヒステリシスによる軸受トルクは次のように考える。

2物体が接触と分離を繰り返すとき、接触時に弾性変形に要したエネルギーの一部が応力開放時に熱となって散逸し、応力—ひずみ曲線では Fig.2.13 のようなヒステリシスループを描くことが知られている⁴⁶⁾。このループで囲まれた部分の面積が弾性ヒステリシス損失と呼ばれる。転がり軸受においては、転動体が荷重を受けて軌道面を転がるとき、弾性ヒステリシス損失が生じ、軸受トルクとなる。玉軸受について、角田⁴⁷⁾は以下のように解析している。

鋼製軸受の場合、玉が軌道溝内を転がるときに費やす単位距離あたりの弾性圧縮仕事量は

$$f_B = \dot{Q}_0^0 w_0 \frac{d}{dQ} dQ = \frac{9}{8p} K(k\phi) \frac{1}{E\phi a_b b} \frac{Q^2}{E\phi a_b b} \quad (2.124)$$

$K(k\phi)$ は第一種楕円積分である。

よって弾性ヒステリシス損失によるトルク M_E は

$$M_E = Z \frac{D_{pw}}{4} (1 - g^2 \cos^2 a) f_{Bi} b_E + Z \frac{D_{pw}}{4} (1 - g^2 \cos^2 a) f_{Bo} b_E \quad (2.125)$$

- f_B : 単位距離弾性圧縮仕事量
 w_0 : 転がり方向の単位幅当たりの荷重

$E\phi$: 等価ヤング率

$$g : = \frac{D_w}{D_{pw}}$$

b_E : 損失係数

添字 i : 内輪を表す

添字 o : 外輪を表す

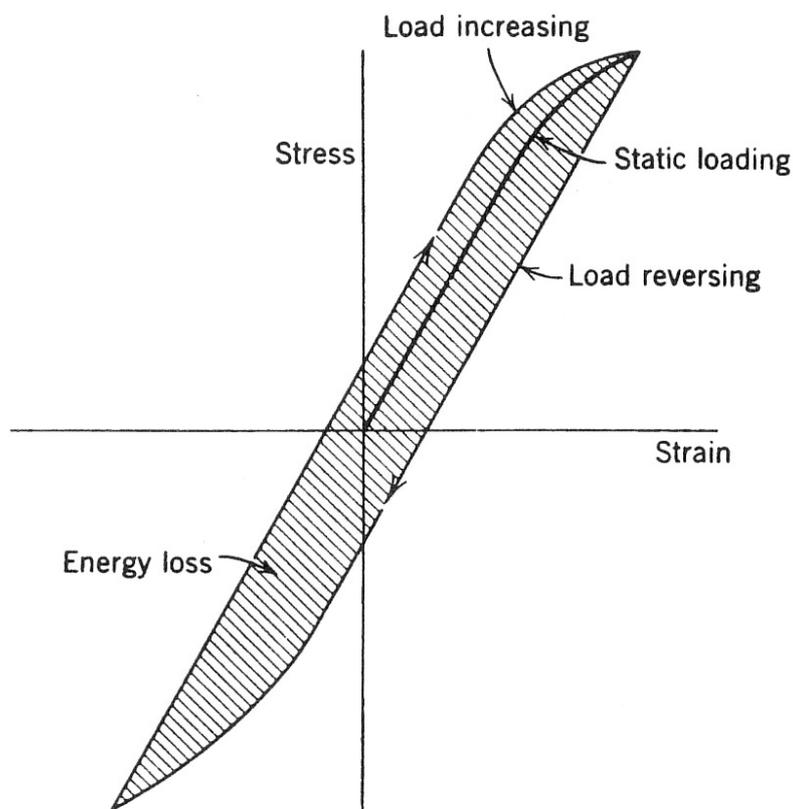


Fig.2.13 Elastic hysteresis⁴⁶⁾

差動すべりによる軸受トルクは以下のように考える。

Fig.2.14 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、玉周速 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，それぞれ F_1 と F_2 のすべり摩擦力が発生する．よって差動すべりによるトルクは M_B 以下のように考える．なお， m はすべり摩擦力 F_1 と F_2 によるモーメントを表し， F_0 は m_i に等価な接線力である．

$$M_B = Z(R_{gi} + D_w)F_0 + ZR_{gi}F_i \quad (2.126)$$

$$F_0 = \frac{m_i}{D_w} \quad (2.127)$$

$$n_i = r_i / a_i \quad (2.128)$$

$$b_B = a_0 / a_i \quad (2.129)$$

$$m_i = \frac{3}{2} m_d Q a_i G(n_i, b_B) \quad (2.130)$$

R_{gi} : 内輪溝底半径

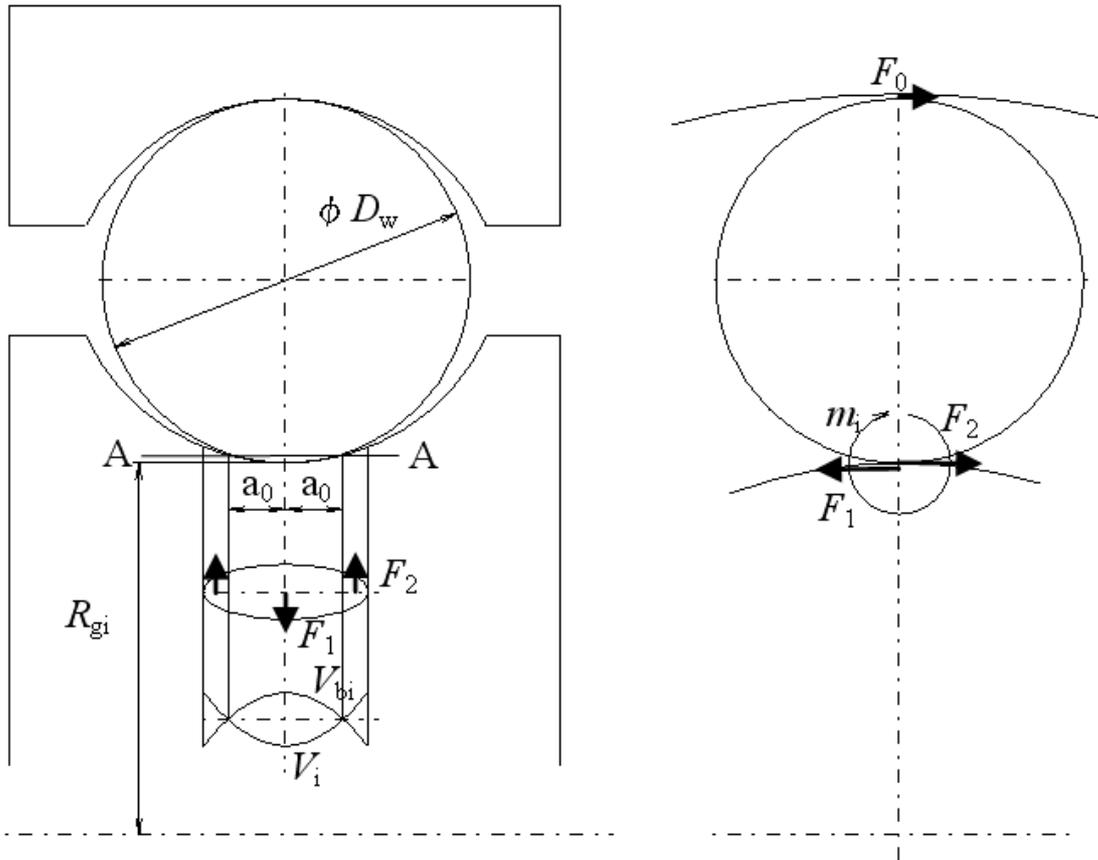


Fig.2.14 Mechanism of differential slide

定常速度領域における回転トルクについては、これまでに解説した各トルクと共に粘性抵抗を考慮する。

軸受内部の粘性抵抗によるトルクは、EHL 転がり粘性抵抗として下記のように考えられている。Zhou-Hoeprich らは、EHL 入り口部では接触物体表面に転がり方向と逆向きに、潤滑油のせん断応力が発生すると考え、次式に示す転がり粘性抵抗を導出した⁴⁸⁾。

$$F_r = f_T 29.2 \frac{R_e}{a_0} 2a_b (GU)^{0.648} W_B^{0.246} \quad (2.131)$$

ここで、 G 、 U 、 W_B は、それぞれ材料パラメータ、速度パラメータ、荷重パラメータであり、次式のように無次元で定義される。

$$G = a_0 E \phi \quad (2.132)$$

$$U = \frac{h_0 u}{E \phi_e} \quad (2.133)$$

$$W_B = \frac{Q/2a_b}{E \phi_e} \quad (2.134)$$

h_0 と a_0 は、それぞれ潤滑油の常圧粘度と粘度—圧力係数である。

さらに、せん断発熱による補正係数は f_T 温度荷重パラメータ L_T の関数として

$$f_T = \frac{1 - 13.2(P/E\phi)L_T^{0.42}}{1 + 0.213L_T^{0.64}} \quad (2.135)$$

$$L_T = -\frac{\phi h_0 \dot{\phi} u^2}{\dot{e} dT \phi K_f} \quad (2.136)$$

よって転がり粘性抵抗による摩擦トルク M_r は

$$M_r = ZF_{ri}(R_i + R_{ei})\cos b + ZF_{ro}(R_o - R_{eo})\cos b \quad (2.137)$$

ここで、右辺第一項は内輪側トルク、第二項は外輪側トルクである。

なお、 R と R_e は、それぞれ軸受中心から接触点までの距離と等価半径であり

$$R_i = \frac{D_{pw}}{2} - \frac{D_w}{2} \cos a \quad (2.138)$$

$$R_o = \frac{D_{pw}}{2} + \frac{D_w}{2} \cos a \quad (2.139)$$

$$\frac{1}{R_{ei}} = \frac{2}{D_w} + \frac{2}{D_{pw}/\cos a - D_w} \quad (2.140)$$

$$\frac{1}{R_{eo}} = \frac{2}{D_w} - \frac{2}{D_{pw}/\cos a + D_w} \quad (2.141)$$

となる。ここで、

f_T : せん断発熱による転がり粘性抵抗の補正係数

R_e : 等価半径

a_0 : 粘度—圧力係数

h_0 : 常圧粘度

u : 平均周速

P : 圧力

L_T : 温度荷重パラメータ

F_r : 転がり粘性抵抗

2.4. 結言

本章では、水平軸風車の基礎特性式について翼素運動量複合理論を用いた水平軸風車の性能計算に関する基本特性式、二次元翼断面型データからの風車性能の算出方法について明らかにした。また垂直軸風車の基礎特性式について単一流管理論と多流管理論のそれぞれを用いた垂直軸風車の空気力学的特性と性能の算出方法についても明らかにした。転がり軸受については軸受および直動転がり案内の基本動定格荷重・定格寿命・基本静定格荷重を明らかにした。さらに軸受の始動トルクや回転トルクについても明らかにした。

- 1) 水平軸風車については運動量理論と翼素理論を合わせた翼素運動量複合理論を用いて性能計算を行った。まず、運動量理論より理論効率 C_p を明らかにした。次に翼素理論より推力 dT 、トルク dQ を明らかにした。
- 2) 垂直軸風車については単一流管理論を用いた性能計算を行った。これは風車

を通過する気流を一つの流管として考え、風車内のどの位置でも一様な誘導係数を持つと仮定する方法である。まず、理論効率 C_p を明らかにし、次にブレードにはたらく揚力 L , 抗力 D , ピッチングモーメント M を明らかにした。そして算出した 3 つの値をもとにトルク T を明らかにした。

- 3) 流管での連続性を満足させながら局所的な影響を考慮し、速度低減率を求めて、垂直軸風車のタービン特性としてのブレードに発生するトルク C_{TB} , ブレードに発生するタービン抗力 C_{FB} , アームに発生するトルク C_{TA} を明らかにした。
- 4) 軸受の寿命とは、軸受の起動輪、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量であり、一般的に疲れの形跡は内部起点より転動面がうるこ状に剥離するフレーキングである。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化する必要がある。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の指標を軸受の信頼度という。一般的に信頼度が 90% のときの定格寿命を基本定格寿命と称し、基本動定格荷重 C_r の基準とされている。今回は、基本動定格荷重 C_r の式は軸受のパラメータを用いて下記のように算出されることを明らかにした。

$D_w \leq 25.4$ の場合

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

$D_w > 25.4$ の場合

$$C_r = 3.647 b_m \times f_c \times (i \times \cos \alpha)^{0.7} \times Z^{2/3} \times D_w^{1.4}$$

- 5) 基本動定格荷重は同一グループ内の 90% の個数の軸受が疲れ（フレーキング）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もしくは純アキシアル荷重として定義されている。

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 C_r 、負荷荷重 F を用いて以下のように表せることを明らかにした。

$$L_{10} = \frac{C_r}{F} \cdot 10^6 [\text{rev}]$$

- 6) ラジアル軸受では軸受において許容できる塑性変形の大きさは、転動体の変形量と軌道面の変形量の和が転動体（ボール）直径の 0.01%以下となる荷重として定義されており、ラジアル軸受ではこれを基本静定格荷重 C_{0r} として以下のように算出されることを明らかにした。

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

- 7) 直動転がり案内の基本定格荷重は、基本概念と基本理論は軸受と同様であるが、直動転がり案内は転動体の接触分布構造が軸受とは異なる。

直動転がり案内の定格寿命は、転がり軸受と同じように一群の同じ直動転がり案内を同じ条件で個々に運転させたとき、そのうちの 90%がフレーキングを起こすことなく到達できる走行距離である。定格寿命を求める指標として基本動定格荷重があり、基本動定格荷重とは、定格寿命が 100[km]または 50[km] となるような大きさの変動しない荷重（ラジアル方向）とされる。転動体にボールを使用した直動転がり案内の定格寿命が 100[km]の場合の基本動定格荷重 C_{100} を以下に示す。

$$C_{100} = b_m f_c l_t^{1/30} i^{0.7} Z^{2/3} D_w^{2.1} \cos \alpha$$

$$f_c = 24.5 \left(\frac{2r_a}{2r_a - D_w} \right)^{0.41}$$

なお、定格寿命 50[km]への換算式を以下に示す。

$$C_{100} = \frac{C_{50}}{1.26}$$

- 8) 直動転がり案内の基本静定格荷重 C_0 は、軸受同様に最大応力を受けている接触部において、転動体の永久変形量と軌道面の永久変形量との和が、転動体直径の 1/10,000 倍になるようなラジアル方向の一定した静止荷重であり、以下のように表せることを明らかにした。

$$C_0 = f_0 i Z D_w^2 \cos a$$

- 9) 軸受の始動トルクは回転開始時のスピンすべりと始動直後の極低速領域における弾性ヒステリシス損失とボール接触面に生じる差動すべりが主要因になっていると考えられているため、本研究ではこれらを加算した値を始動トルクとした。

アンギュラ玉軸受等は接触角を持つため、ボールの公転軸とボールの自転軸が異なり、内外輪どちらかでスピンすべりが発生する。スピンすべりによるトルク M_{start} は以下のように表せることを明らかにした。

$$M_{start} = Z M_s \sin a$$

差動すべりによるトルク M_B は以下のように表せることを明らかにした。

$$M_B = Z (R_{gi} + D_w) F_0 + Z R_{gi} F_i$$

弾性ヒステリシス損失によるトルク M_E は以下のように表せることを明らかにした。

$$M_E = Z \frac{D_{pw}}{4} (1 - g^2 \cos^2 a) f_{Bi} b_E + Z \frac{D_{pw}}{4} (1 - g^2 \cos^2 a) f_{Bo} b_E$$

- 10) 上記で明らかにした始動トルクに粘性抵抗を加算したトルクを定常速度領域における回転トルクとした。転がり粘性抵抗による摩擦トルク M_r は以下のように表せることを明らかにした。

$$M_r = Z F_{ri} (R_i + R_{ei}) \cos b + Z F_{ro} (R_o - R_{eo}) \cos b$$

第3章 水平軸風車の Yaw 軸旋回装置に関する実験的研究

3.1. 緒言

水平軸風車とは一般的に「ロータ回転軸が水平面内にある風車」もしくは「風向に対し水平方向に風を受ける風車」と定義されている。以下に一般的な水平軸風車の種類と特徴について説明する。

① プロペラ形風車

本研究に用いたプロペラ形風車を Fig.3.1 に示す。ブレードの平面形状は航空機のそれと殆ど同様であり、根元部が大きく、先端にかけて徐々にねじられながら、小さくなるような形状を持つものが多い。一般的に、このような揚力形のブレードを持ったプロペラ形風車は高い発電効率を有するが、風向に対してロータ回転面を正対させる機構が必要となる。また、Fig.3.2 に示すようにプロペラ形風車はのよう大きく分けて2つの形式に分類される。

・アップウィンド形式

これは、ロータがタワーの上流に位置する形式でタワーシャドーの影響が少ないためブレードの疲労荷重が小さく、発生するパワーがスムーズである上にブレードからの騒音が小さくなる。

・ダウンウィンド形式

これは、ロータがタワーの下流側に位置する形式で、フリーヨー制御が可能となる利点がある。また、回転時にブレードがタワーから離れる安全側に荷重が作用する。しかし、ブレードが必ずタワーシャドーを通過するため、タワーとブレードの距離を離さないと、騒音の発生と拾う荷重の蓄積は避けられない。

現在、両形式のロータが製造されているが、世界的にアップウィンド形式が主流である。現在、市販されている大型風車でダウンウィンド形式は、日立製

作所の HTW 機のみである⁵⁹⁾。



Fig.3.1 Horizontal axis wind turbine⁶⁵⁾

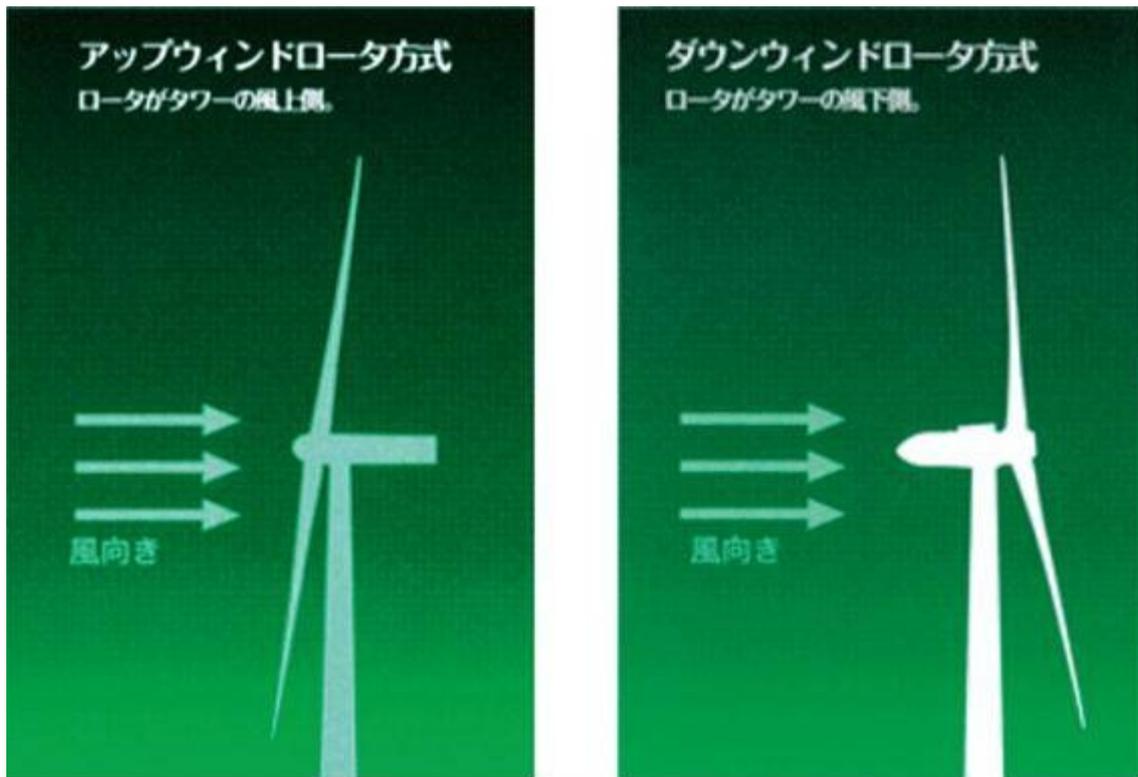


Fig.3.2 The difference between Upwind turbine and Downwind turbine⁶⁰⁾

② セイルウィング形風車⁶¹⁾

地中海の島や地中海沿岸などで古くから使用されてきた形式で、帆船の帆と同様に風車の翼に帆布を使うギリシャのセイルウィング風車がある。

さらに最近では、空気力学的に洗練されたプロペラ形のセイルウィング形風車も開発されている。プリンストン大学の T.ウィーニーにより考案されたセイルウィング形風車のブレードは、翼の前縁および上下端が金属チューブで、後縁はケーブルで構成され、羽根面はスリーブ状のダクロン帆布で作られている。

空気中の空気力により膨らみ翼型を形成して、揚抗比が通常の剛体プロペラ翼に相当するように設計されており、翼先端についている錘により回転中にピッチを変更できるようになっている。

③ オランダ形風車⁶¹⁾

ヨーロッパで多数使用された風車の代表例がオランダ形風車である。風向によって風車小屋全体を回転させ風車の回転面を風に正対させる小形の箱形風車（ポストミル）から、羽根が設置されている頭部のみを回転させる大形の塔形風車（タワーミル）へと発展した。

動力の調整は、羽根に張られた帆の面積を加減する方法が多いが、羽根にブラインド状のシャッターを設け、その開度により調整するものもある。タワーミルでは羽根の直径は相当大径のものが多く、直径 20m に達するものもある。

④ 多翼形風車⁶¹⁾

19 世紀中期にアメリカの農場で揚水用に開発されたものであり、多数の翼（羽根）からなる低速回転、高トルクの風車で、これまで 600 万以上生産されたという。現在もアメリカ、オーストラリア、アルゼンチンなどで農場や牧場の揚水用に 20 万台以上用いられている。

また、揚水用に用いられる平板翼の代わりに積極的に揚力を利用するための翼型を用いた発電機用の小形の多翼風車も作られており、低風速でも起動し、静寂なのが特徴である。

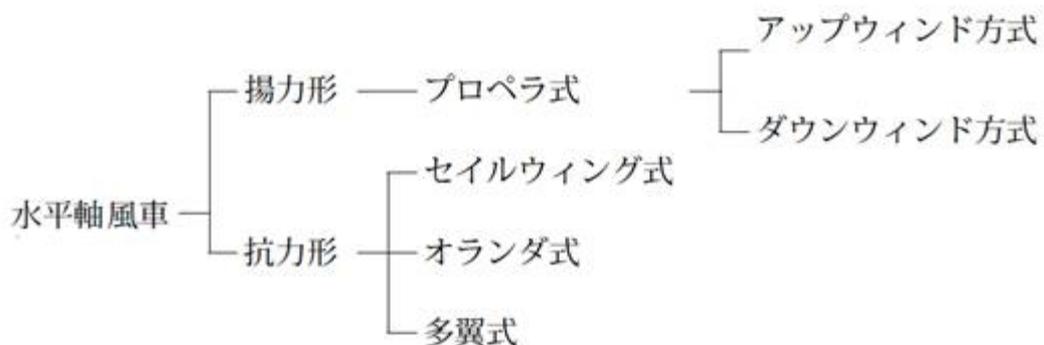


Fig.3.3 A type of wind turbine⁶²⁾

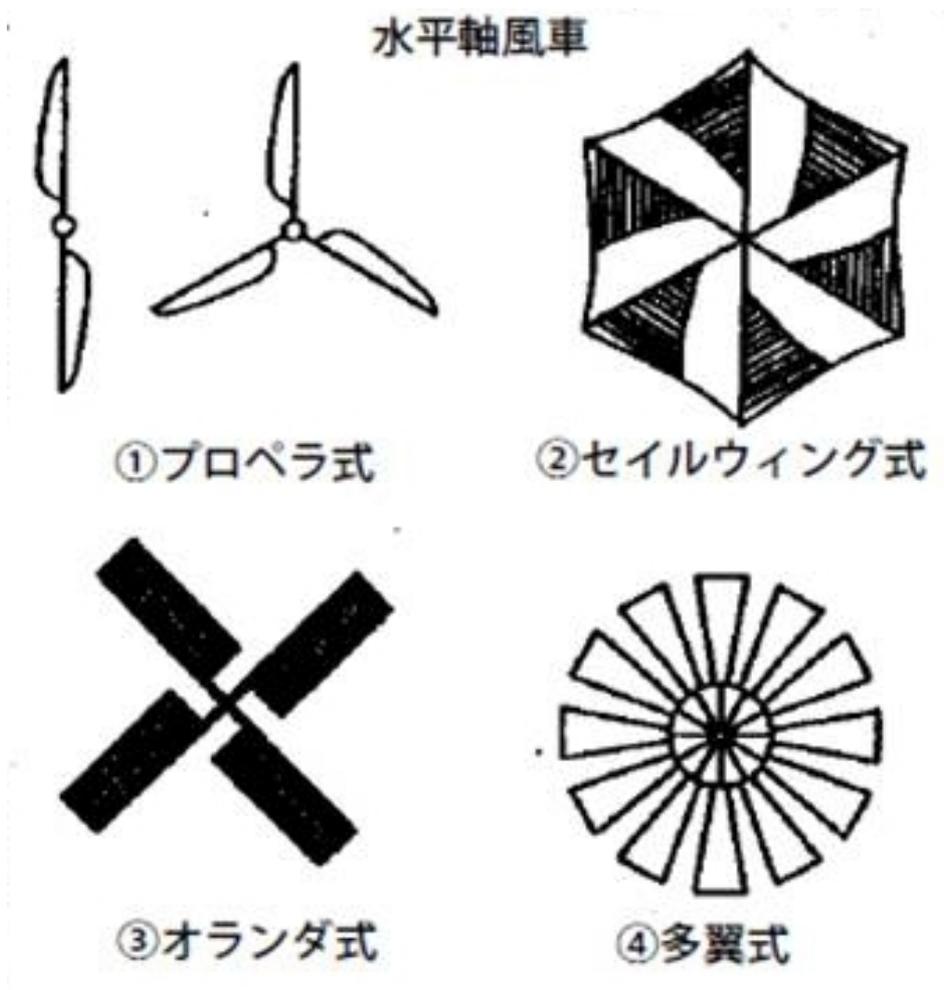


Fig.3.4 A type of horizontal axis wind turbine⁶²⁾

次に本研究に用いたプロペラ形風車の構造を Fig.3.5 に示す．ロータを構成するブレードと，ロータからの動力を発電機に伝達する主軸，増速機，発電機等から構成される．

さらに風速や風向は絶えず変動するため，ブレードのピッチ角を任意に変化させて風車の回転速度及び出力を制御する可変ピッチ装置と，風向を検出してロータ回転面を任意の角度内に制御する Yaw 軸旋回装置を備えていることが多い．

これらの構成要素や装置には風車で発生する大きな外力を受けながらもスムーズに回転案内させるために、数多くの軸受が使用されている。主な軸受として主軸用の回転軸受やピッチ軸, Yaw 軸旋回装置に用いられる旋回軸受があり、従来から信頼性やロバスト性を確保することが必須の条件とされてきたが、同時にこれらとは一般に二律背反の関係にある低コスト化も強く求められている。しかし、大型水平軸風車に関しては、前述の通り、洋上風車としての需要が増大することが予想されており、使用される機械要素部品および機械装置に対して、信頼性やロバスト性の確保により一層の重点をおいた製品開発が求められている。

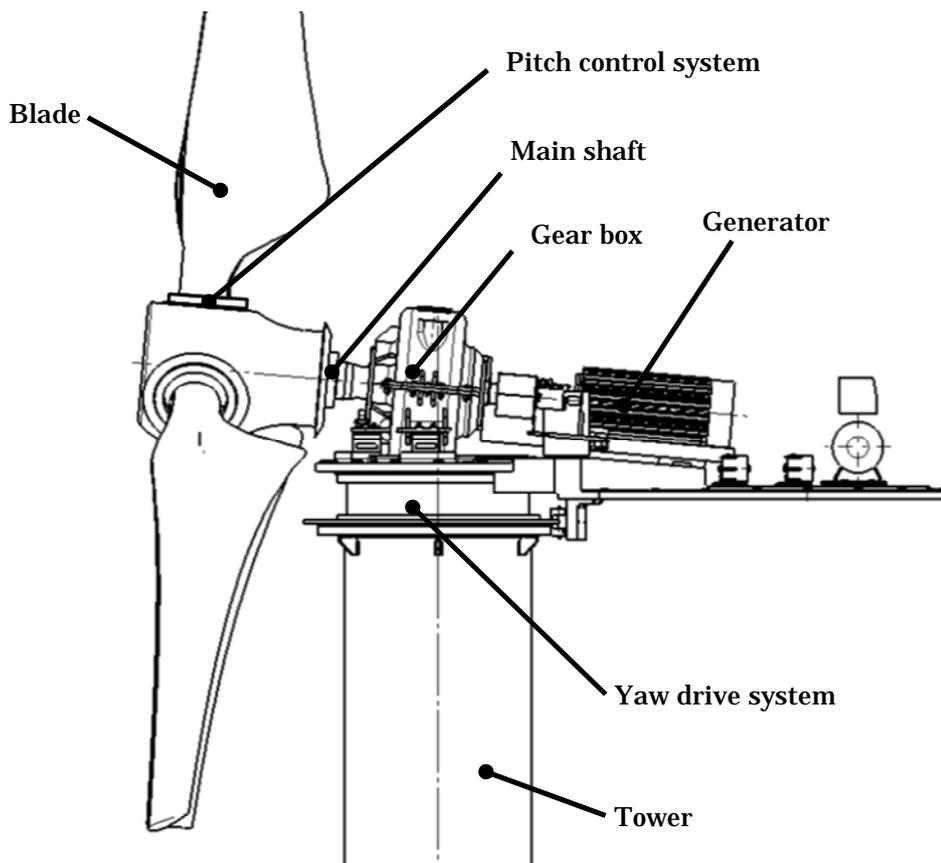


Fig.3.5 The internal structure of a horizontal axis wind turbine

以上のことから水平風車にとって必要機能であり、健全な風車の運用をするのに非常に重要な Yaw 軸旋回装置について着目した。一般的な Yaw 軸旋回装置は Fig.3.6 に示すように、案内装置としての旋回軸受と、ギヤードモータに取り付けられたピニオンと軸受外周面に直接形成されたギアによる駆動装置が用いられることが多い。既にこのような Yaw 軸旋回装置は多くの風車で実績があるが、例えば 2[MW]~5[MW]といった大形の水平軸風車では旋回軸受の外径で約 $\phi 2[m] \sim 3[m]$ といったような非常に大口径のサイズになる上、ギアの噛み合いによる駆動伝達であることから、下記のような潜在的リスクと課題点が考えられる。

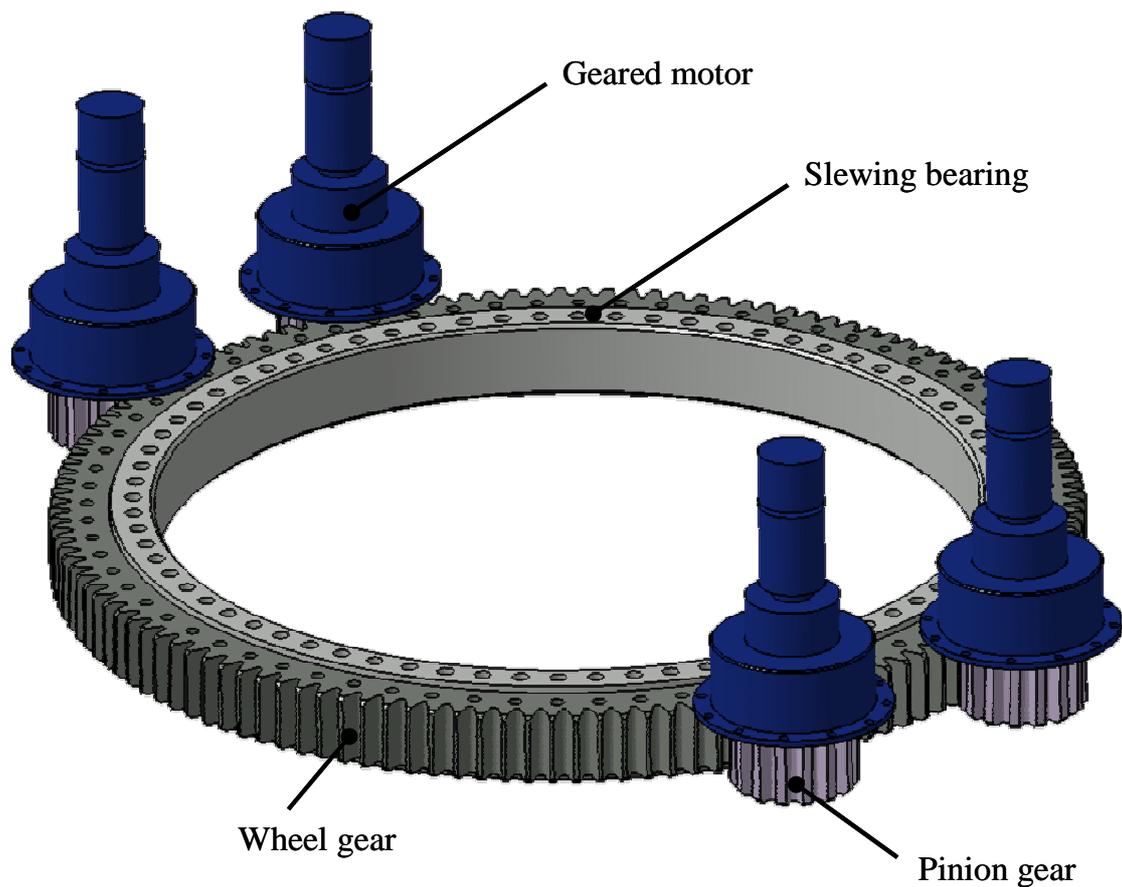


Fig.3.6 Yaw drive system (Gear drive) ⁶⁸⁾

3.1.1. ギア駆動における潜在的リスクと問題点

動力を伝達するギア部分は必然的にFig.3.7に示すようなバックラッシ(ギア間の円周方向すきま)を有しているため、風車が大きな風向・風速変動を受けると、このバックラッシの量だけナセルが制御されずに自由に動き、噛み合っている歯は隣接する接触していない歯に衝撃的にぶつかってしまう。この時の衝撃荷重は静的荷重の数倍の応力を発生させるため、歯部の疲労破壊や歯面の摩耗等の故障を生じてしまうリスクが高まる。そのため、実際の風車においては、歯面の衝突を緩和するために、メカニカルブレーキを用いて定常的にブレーキ力を旋回部に作用させ、大きな風向・風速変動があってもナセルが自由に回転しないようにしている場合が多い。しかしながら、このブレーキ力は風外力に抗するだけの大きさを持っていなければならない、風車が本来必要とするトルク・動力の2倍以上の容量が必要となってしまう。これは風車が運用される最大風速と風向エラーを想定した場合に、Yaw軸旋回装置の旋回に要するトルクの内、約9割が風外力に抗するトルクが占めているからである。つまり、従来のギアによるYaw軸旋回装置の駆動では本来必要とされるYaw軸旋回装置の駆動動力と同等分の余剰な動力を定常的に消費することになり、風車運用時の消費電力を増大させている要因となっている。

また、機械的な接触を有するギア部には常に適切な油膜を形成する必要があるため、給脂等の供給システムを備えると同時に、定期的なメンテナンスが必須となっている。

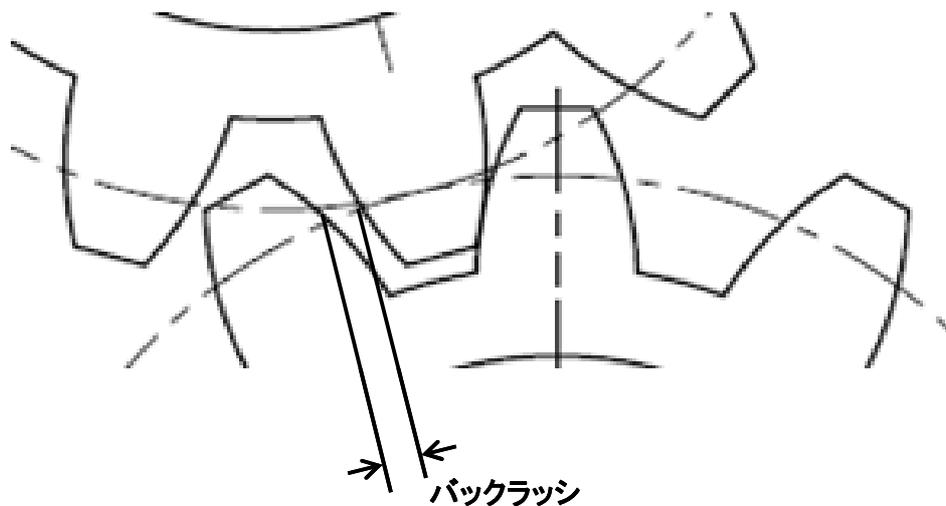


Fig.3.7 Backlash

3.1.2. 旋回軸受構造（大型一体リングの内輪および外輪）の潜在的 リスクと問題点

旋回軸受の内外輪はそれぞれ一体の大形リング形状で構成されているため、Yaw 軸旋回装置に故障が発生した際には、Yaw 軸旋回装置全体を交換するためにナセルを地表に降ろす必要があり、風車再設置作業と同等の長大な作業時間と作業人員、高額な費用を必要とする。風車の運用面においても、Yaw 旋回装置が故障している期間は安全面から風車を停止させる必要があり、結果的に風車の信頼性を損なってしまうリスクを持っている。

3.1.3. 潜在的リスクと問題点の解消

本研究では、従来の Yaw 軸旋回装置のリスクと問題点を解決するために、Fig.3.8 に示すギアレスの Yaw 軸旋回装置を考案した。駆動方法を DD モータによる非接触駆動とすることで、ギアに起因する故障リスクを回避している。DD モータは通常、半導体装置・液晶装置に使用されており、電動機の回転力を減

速機等のギアを介さず直接駆動対象に伝達するモータであるが、本研究ではこれを風力発電機に使用した。これによりギアに代表される機械的接触を介することなく Yaw 軸旋回装置を旋回させる回転力を得ることが可能になる。また、歯面の衝突を緩和するために用いられているブレーキが不要となるため、本来必要とされる風力に抗して Yaw 軸旋回装置を旋回させる動力のみを与えればよく、Yaw 軸旋回装置旋回時の消費電力を大きく抑制することが原理的には可能である。さらに、ギアを使用していないので、当然ながらギア部への定期的な潤滑も不要である。

従って、本研究で考案したギアレス Yaw 軸旋回装置は、「1.2 従来の研究」で列挙した従来潜在的リスクと問題点から発生している以下の課題を、上述のとおりギアを使用しないことによって解消することができると考えられる。

1) ギア駆動に基づく課題

- 1)-1 バックラッシュを原因とする衝撃荷重による歯元の折損
- 1)-2 吹上げ風による歯面の磨耗
- 1)-3 これらを防ぐためのブレーキ力を上回る過大なモータ動力
- 1)-4 ギア部への定期的な潤滑

また、どんなに信頼性が高いシステムであったとしても、不慮の事故、故障あるいは障害を 0 にすることはできない。しかし、Yaw 軸旋回装置の場合、一般的には、障害はリングを形成する旋回装置の円周上の一部で発生していることが多い。従来 Yaw 軸旋回装置では、このような円周上の一部での障害が発生した場合でも、大型の一体旋回軸受を使用しているため、軸受または大口径ギア全体を修理交換する必要があり、ナセルを地上に降ろす必要が生じることが多い。これに対し、本研究で考案したギアレス Yaw 軸旋回装置は、DD モー

タ駆動と R リングの採用により、Fig.3.9 に示すように、複数のモジュールによって構成されている。従って、障害発生時には障害部位を特定することによってその部位のモジュールのみを修理あるいは交換すれば良い。ナセル全体を取り外し、障害解決後再設置するといった大掛かりな工事は不要であり、故障による運転停止期間を大きく短縮し、短期間での風車の運転再開を可能にしている。

すなわち、本研究で考案したギアレス Yaw 軸旋回装置は、「1.2 従来の研究」で列挙した従来の潜在的リスクと問題点から発生している以下の課題を、上述のとおりモジュール構造とすることによって解消することができると考えられる。

2) 大直径の一体旋回軸受のため、保守が困難で保守の費用が莫大

本研究では研究品を設計・製作し、風車のアクティブ Yaw 軸旋回装置に必要とされる「風向追従性」「旋回トルク」「耐久性」について実証実験を行い、その考察を行ったものである。

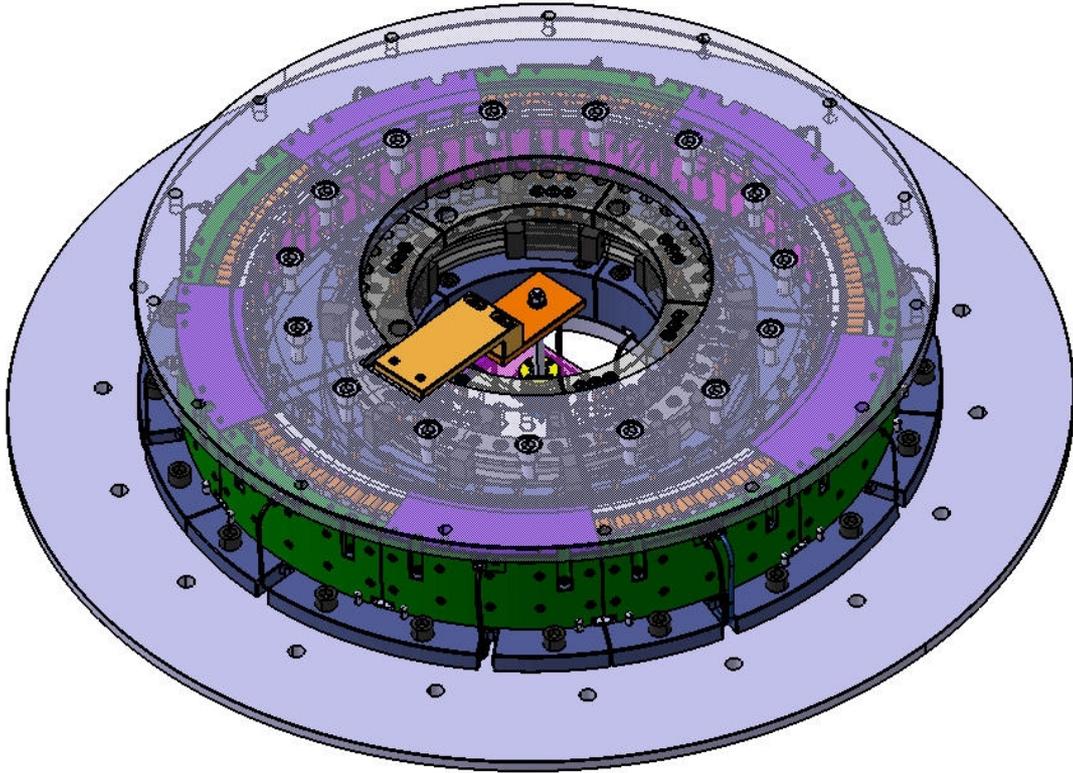


Fig.3.8 Gearless Yaw driving system (DD motor and R guide drive)

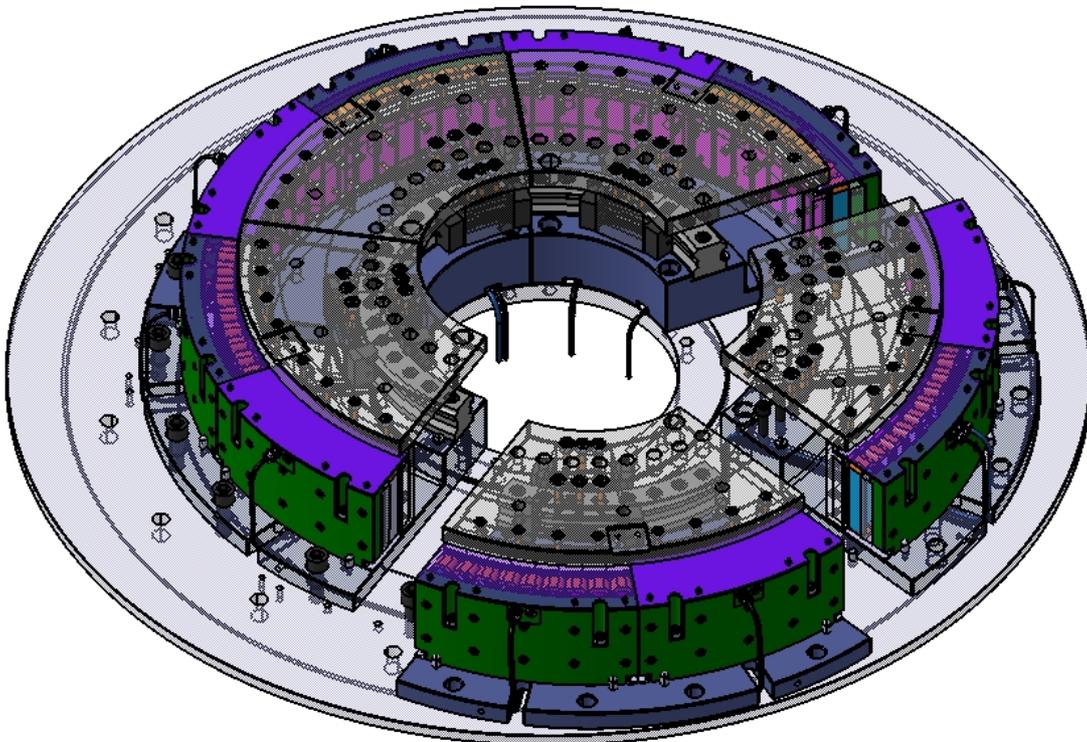


Fig.3.9 Modularly-configured Yaw drive system

3.2. 実験装置

本実験に用いた水平軸風車の外観を Fig.3.10 に示した。また実験機の仕様を Table.3.1 に示す。本実験機はアップウィンドロータ方式とし、Yaw 軸の旋回装置には先述のギアレス Yaw 軸旋回装置を搭載した。また、風車の制御は電動アクチュエータによるピッチ制御装置とし、ナセルの内部構造を Fig.3.11・Fig.3.12、ピッチアクチュエータの外観・内部構造を Fig.3.13・Fig.3.14 に示した。本実験機においてブレードは NACA44**を用いた。さらにブレードの代表的翼断面形として NACA4418 を Table.3.2・Fig.3.15 に示す。ブレードの形状を Table.3.3・Fig.3.16 に、翼素運動量複合理論を用いたロータの出力特性解析値を Fig.3.17 に示す。また、ブレードの製作・完成品を Fig.3.18・Fig.3.19・Fig.3.20、風車設置工場の風景を Fig.3.21 に示す。

なお、実験サイトは宮城県大衡村にあり、地上高 13[m]（ロータヘッド中心高さ）での年平均風速は LAWEPS によると 4.15[m/s]となる。

Table.3.1 Specifications of Horizontal axis wind turbine

Item	Spec.
Rated output power	30kW
Hub height	13m
Rotor diameter	10m
Rated wind speed	12.5m/s
Cut-in wind speed	2m/s
Cut-out wind speed	15m/s
Survival wind speed	40m/s



Fig.3.10 Horizontal axis wind turbine generation system

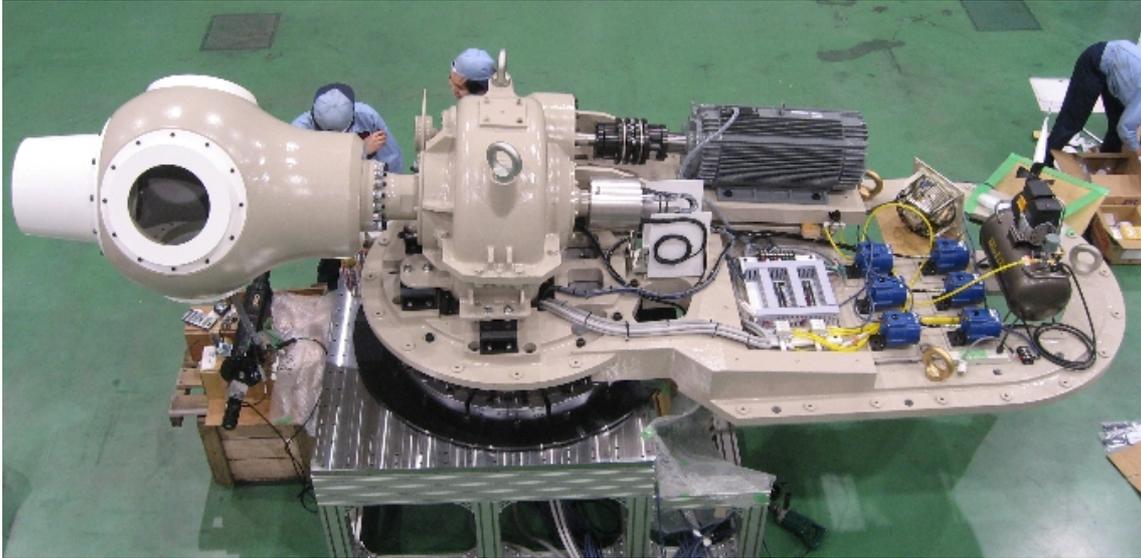


Fig.3.11 Internal structure of nacelle 1

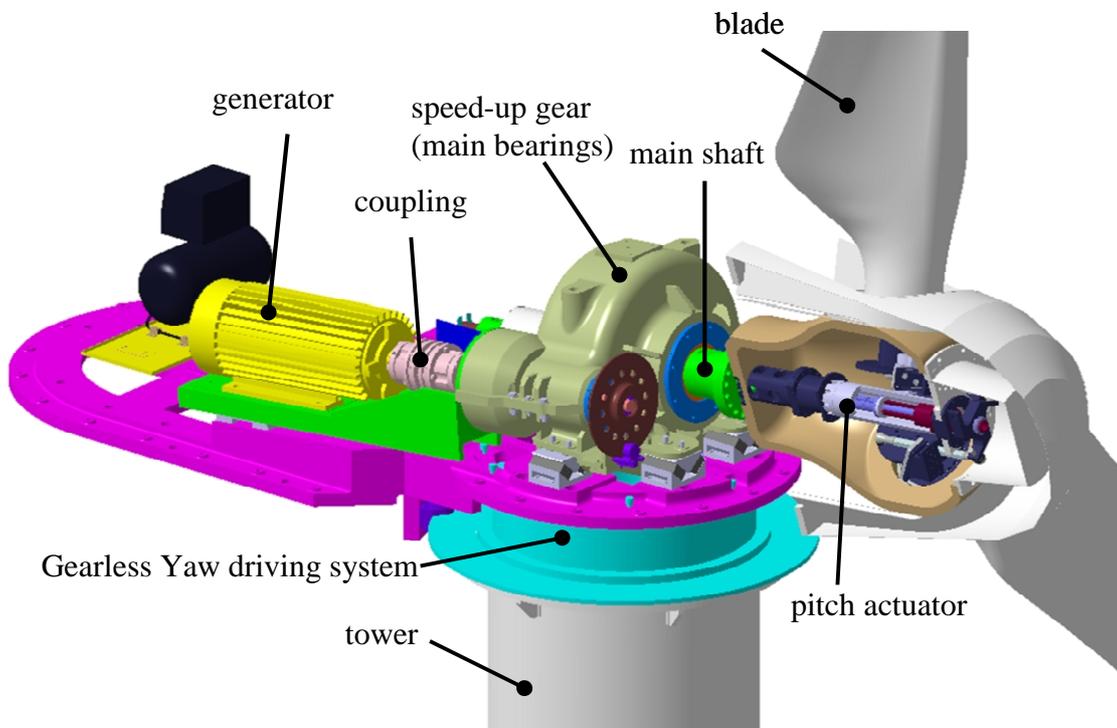


Fig.3.12 Internal structure of nacelle 2



Fig.3.13 The exterior of pitch actuator



Fig.3.14 Internal structure of pitch actuator

Table.3.2 NACA4418 (Stations and ordinates given in per cent of airfoil chord)

Wing setion		NACA4418	
Upper surface		Lower surface	
Station	ordinate	Station	ordinate
0	0	0
1.25	3.76	1.25	-2.11
2.5	5	2.5	-2.99
5	6.75	5	-4.06
7.5	8.06	7.5	-4.67
10	9.11	10	-5.06
15	10.66	15	-5.49
20	11.72	20	-5.56
25	12.4	25	-5.49
30	12.76	30	-5.26
40	12.7	40	-4.7
50	11.85	50	-4.02
60	10.44	60	-3.24
70	8.55	70	-2.45
80	6.22	80	-1.67
90	3.46	90	-0.93
95	1.89	95	-0.55
100	0.19	100	-0.19
100	100	0

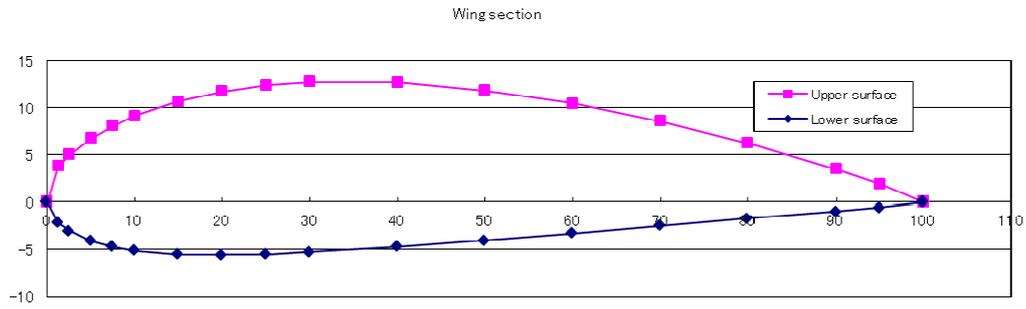


Fig.3.15 NACA4418 Wing Section

Table.3.3 Specifications of blade

		chord length	TWIST angle	wing section
r/R	r	C	β	—
—	mm	mm	deg	
0.078	390	$\phi 272\text{mm}$		
~	—	任意形状		
0.2	1000	843	20.0	NACA4424
0.25	1250	759	16.0	NACA4423
0.35	1750	610	10.5	NACA4422
0.45	2250	501	7.0	NACA4421
0.55	2750	422	4.7	NACA4420
0.65	3250	363	3.1	NACA4419
0.75	3750	318	1.9	NACA4418
0.85	4250	283	0.9	NACA4417
0.95	4750	255	0.1	NACA4416
0.992	4960	244	0.0	NACA4415

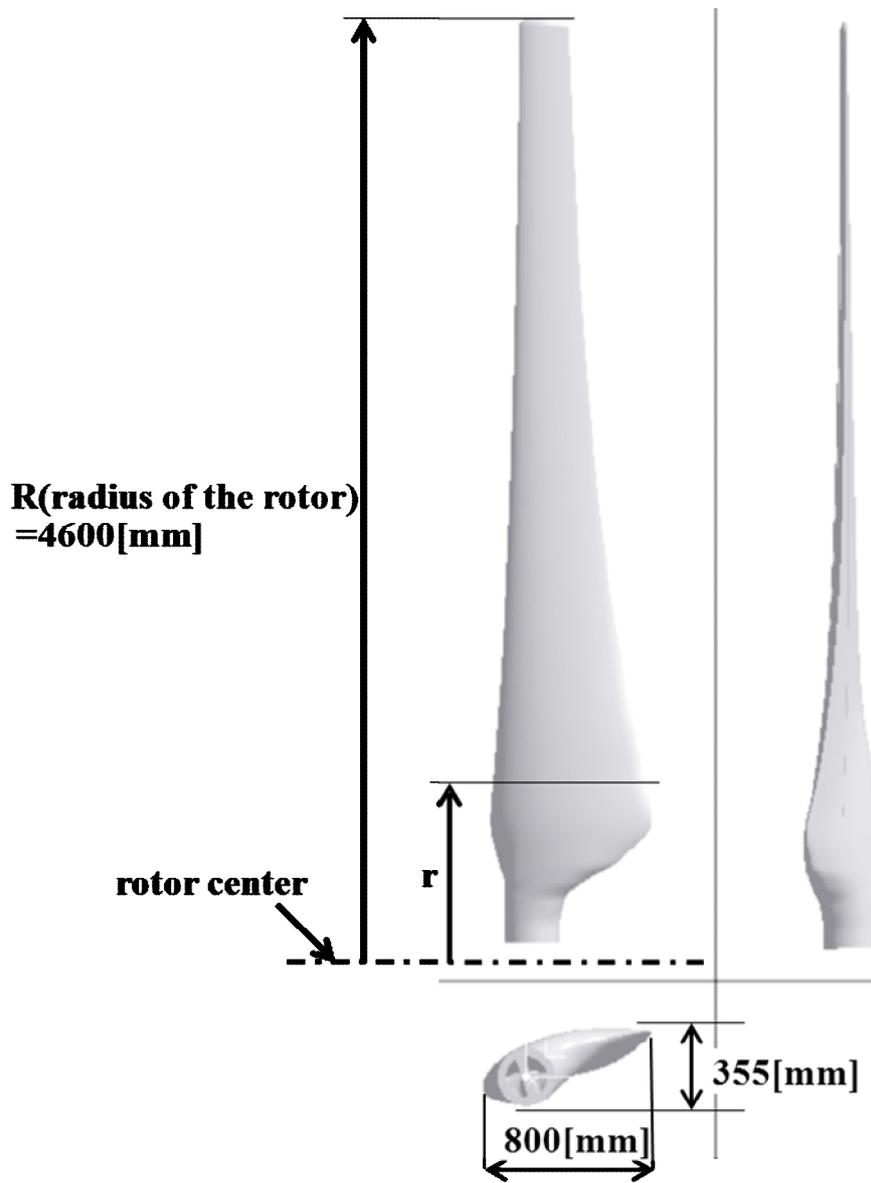


Fig.3.16 Blade

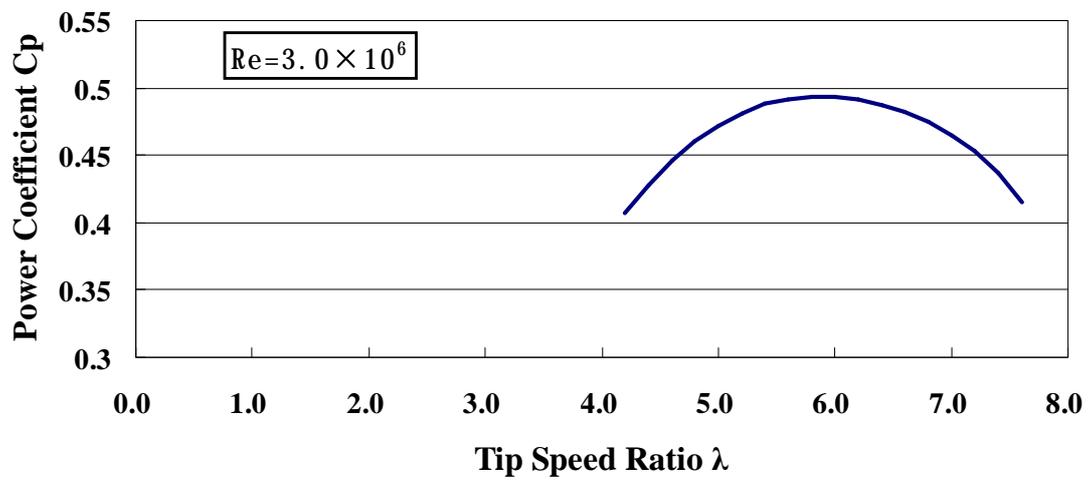


Fig.3.17 Analytical value of output characteristic for the rotor



Fig.3.18 In the making blade 1

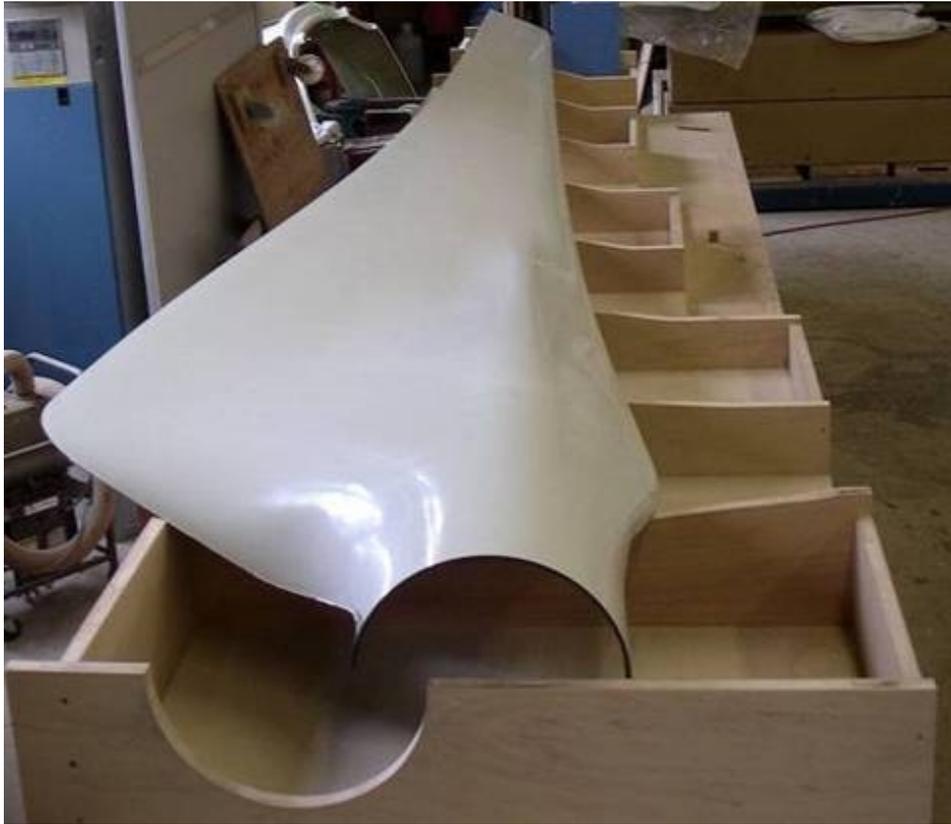


Fig.3.19 In the making blade 2



Fig.3.20 Complete blade



Fig.3.21 Installation work

3.2.1. ギアレス Yaw 軸旋回装置

実験機に搭載した研究品のギアレス Yaw 軸旋回装置の外観を Fig.3.22 に、仕様を Table.3.4 に示す。本研究品は駆動伝達方法に機械的な接触の DD モータを採用し、さらに部分的な分割が可能になるように複数のモジュールによって一つの Yaw 軸旋回装置を構成する構造を持っている。また、Yaw 軸旋回装置の組立時の写真を Fig.3.23・Fig.3.24 示す。

Fig.3.25 はモジュール単体の 3D モデル, Fig.3.26 は実際に製作したモジュール単体の構造を示す。モジュールは、リング状の Yaw 軸旋回装置を扇状に分割した形状となっており、DD モータのコイル、磁石および転がり案内装置によって構成されている。この転がり案内装置は、従来の一体リングで形成された旋回

軸受に代替するもので、Fig.3.27 に示す円弧形状の転がり案内装置(以下 R ガイド)⁶³⁾を採用するによって、軸受を一体のリング状のものから扇状に分割されたものにするを可能にしている。Fig.3.28 は本装置に使用している R ガイドを示す。

R ガイドは LM レールと LM ブロックに精密研削加工された 4 条列の溝にボールが転動し、LM ブロックに組込まれたエンドプレートにより、ボール列を無限循環させる構造を持っている。また、各ボール列が接触角 45° で配置されているため、ラジアル、逆ラジアル、横方向、モーメント方向のあらゆる方向の荷重が負荷できる⁶³⁾。

従来の一体リング状の旋回軸受の内外輪を単純に分割した場合、装置に組み上げてリング状の形状を得るまでは、内外輪と転動体（球体が多い）をあるべき扇状の形状に保つことが極めて困難であり、旋回装置組立時に、（例えば）外輪をタワーに固定し、内輪をナセルに取り付け、同時に最終的なリング形状を形成することは、事実上不可能と言って良いほどである。仮にこの作業が多く作業員や治具などを使って可能になったとしても、内外輪の分割部繋ぎ目に生じる微小な段差を、目視したり測定したりすることができないまま（リング状になってしまうと、転動面を直接見たり触れたりすることができなくなる）ほぼ段差 0 になるように組立時に調整しなければならず、この調整も困難を極める。以上の通り、従来の一体リング状の旋回軸受の内外輪を単純に分割することは、事実上実現できない構想である。しかしながら R ガイドでは、LM ブロックが LM レール上に置かれ、転動体（球体）は LM ブロック内部で無限循環を行う構造となっており、転動体が脱落したり、LM ブロック自体が LM レールから脱落したりすることがない。従ってあるべき扇状の形状を保つことが極めて容易で、組立時に最終的なリング形状を形成することも極めて容易である。

また，分割部の繋ぎ目は，すなわち LM レールの繋ぎ目であり，目視し測定することが可能で，繋ぎ目の段差をほぼ 0 にする調整も容易である．このように R ガイドを採用することによって，これまで不可能と考えられていた軸受を扇状に分割することを可能にしている．

Yaw 軸回転装置全体を複数のモジュールによって構成する構造には，以下に挙げるような大きな利点がある．また R ガイドは既に多くの使用実績があり，その例について紹介する．

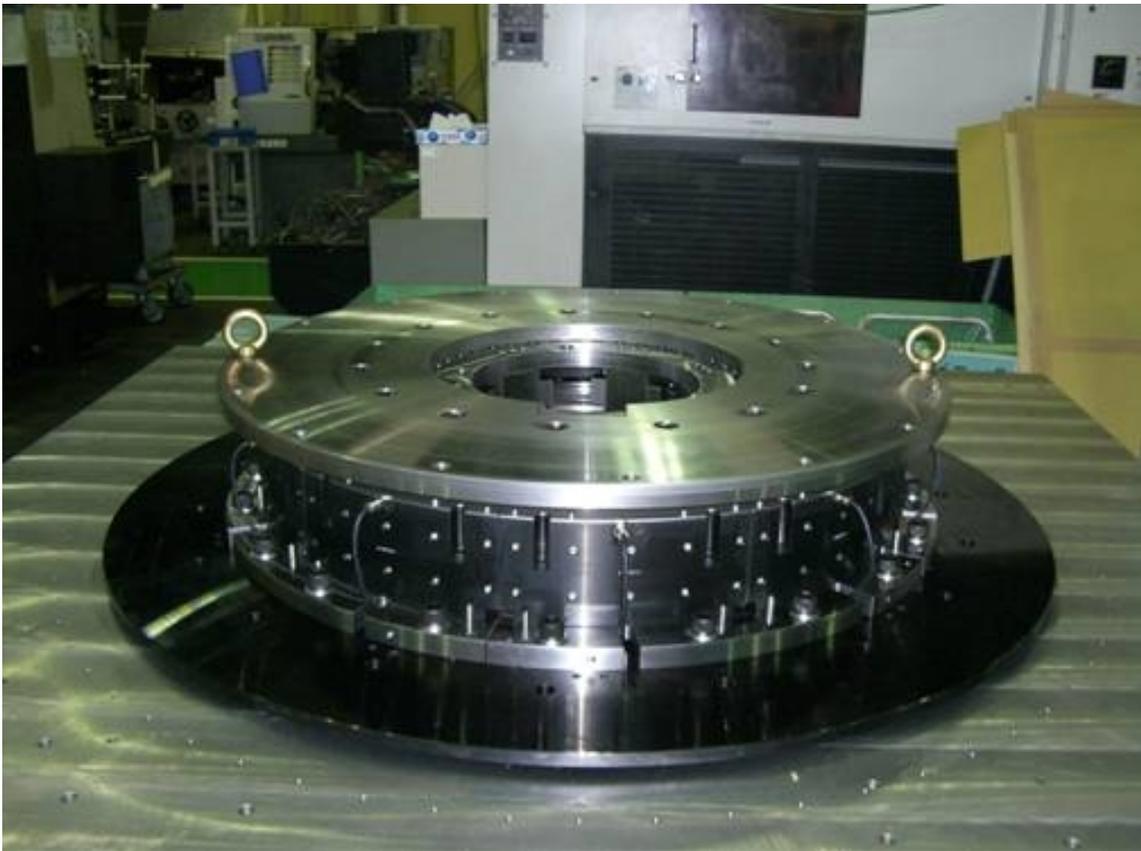


Fig.3.22 Gearless Yaw driving system

Table.3.4 Specifications of Gearless Yaw driving system

Item	Spec.
Rated torque	1,300N·m
Maximum torque	3,300N·m
Speed	1° /sec
R Guide model	HCR50
Basic dynamic load rating(C)	430kN
Basic static load rating(Co)	800kN



Fig.3.23 Assembling gearless Yaw driving system 1

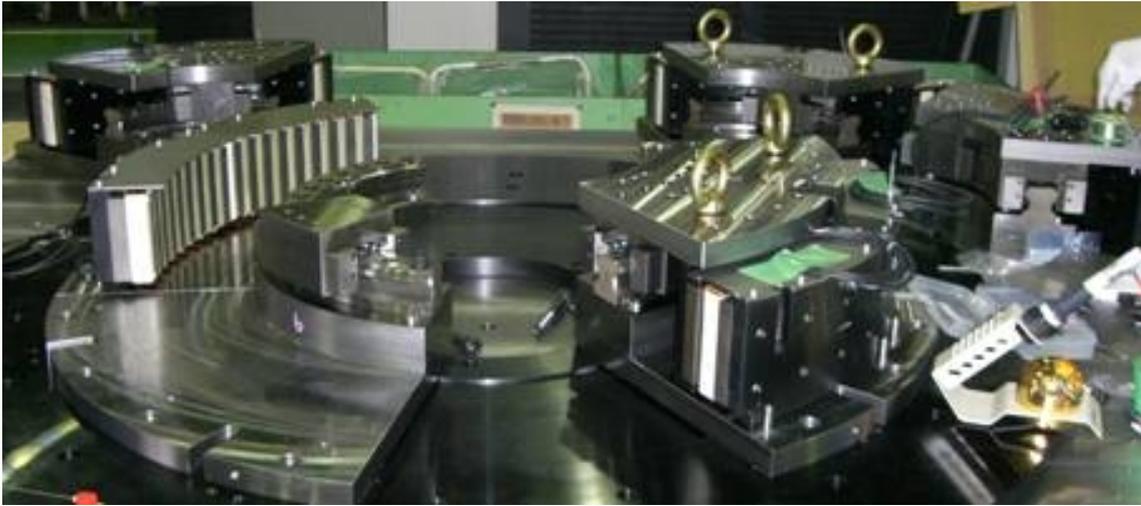


Fig.3.24 Assembling gearless Yaw driving system 2

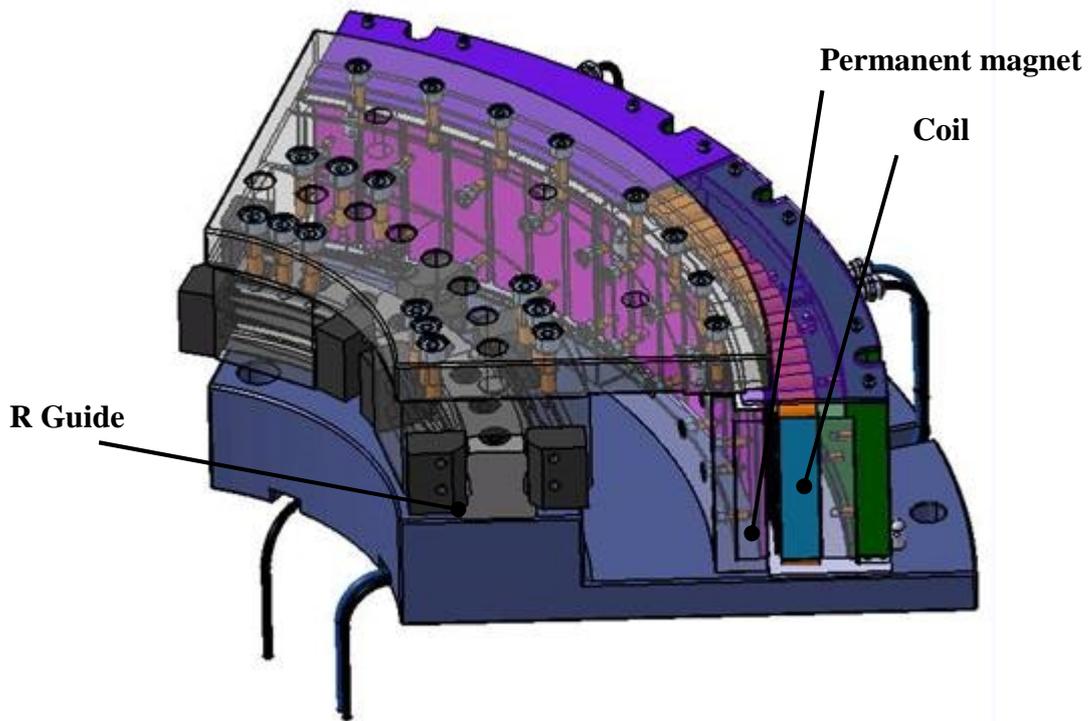


Fig.3.25 Divided module(3D)



Fig.3.26 Divided module

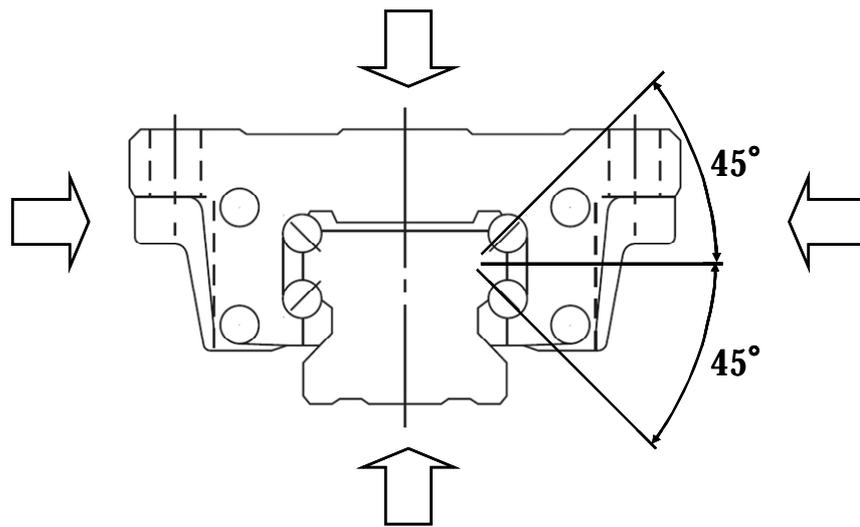
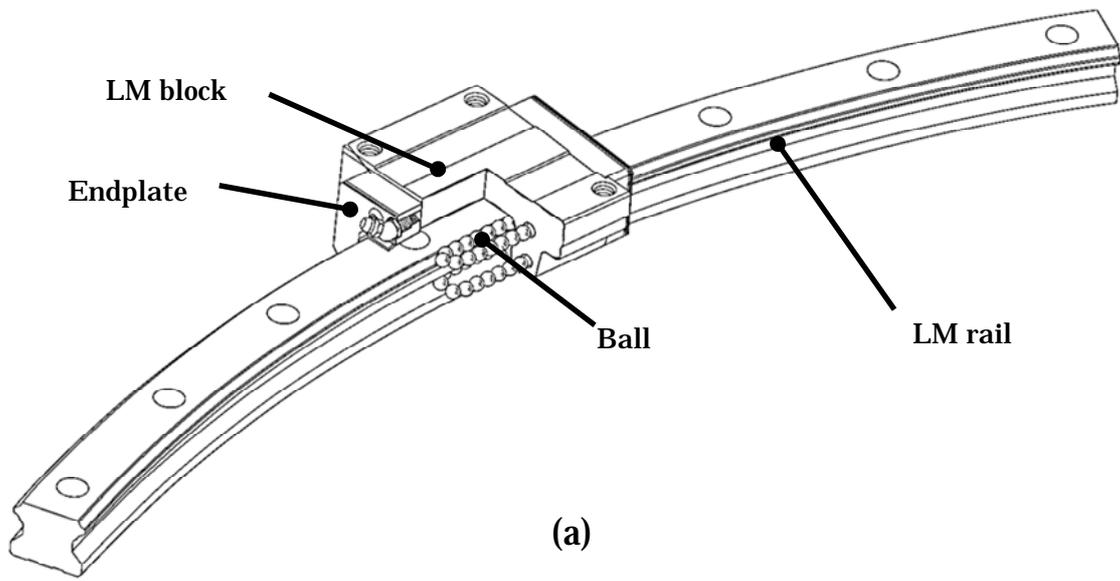


Fig.3.27 R Guide1



Fig.3.28 R Guide2

(1) 風車発電システムにおける無駄の無い構造設計の実現

Fig.3.29 に示すように、荷重は LM ブロックによって支えられるが、LM ブロックは円周上の任意の位置に任意の個数を配置することができる。すなわち、あるモジュールには 3 個の LM ブロックがあるが、他のモジュールには 1 個の LM ブロックしかない、という構造設計が可能である。従って、例えば受風面の直線的な後方で風の推力による大きなモーメントを受ける位置には重点的に多数の LM ブロックを配置し、あまりモーメントを受けない位置には最低限の個数の LM ブロックを配置するという構造が可能になり、無駄のない構造設計を実現できる。

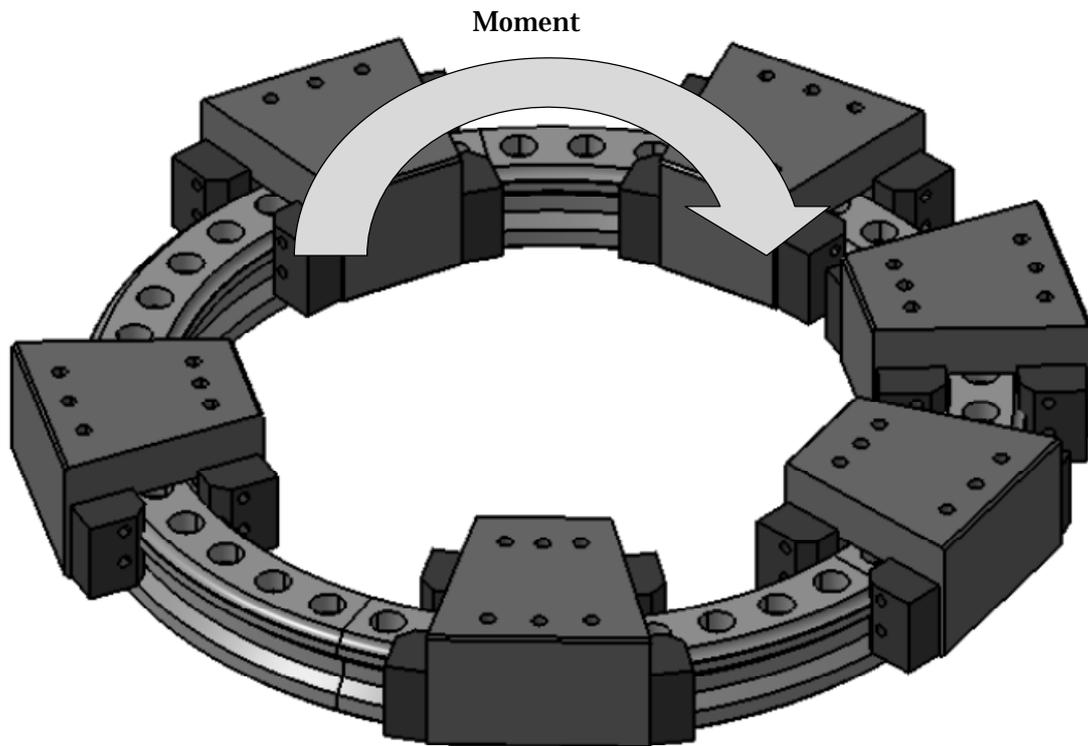


Fig.3.29 Circularly-disposed R Guide

(2) 巨大直径の旋回軸受が製作可能

R ガイドの LM レールは円弧状となっているが、この円弧直径は任意に指定することができる。その上に置かれている LM ブロックの転動面を LM レールの曲率に一致させて製作することができる。すなわち、R ガイドを繋ぎ合わせてリング状の軸受けを形成する場合、リング直径に関しては、自由に設計し製作を指示することができる。直径の大きさには原理的には制限が無い。製作においても現存の機械設備で製作が可能である。これに対し、大形一体リングの内輪および外輪で形成される旋回軸受では、軸受直径が大きくなるに伴い製作の困難度が増す。旋削、穴あけ、焼入れ、研削、ギアが一体で形成される場合は歯切りを行うそれぞれの工作機械を直径が大型化する毎に新たに設計・製作する必要

がある。今後、洋上水平軸風車はさらに大型化することが予想されているが、Rガイドはその大型化に容易に対応可能で、大きな貢献ができると期待される。

(3) 簡便な潤滑システムと長期間のメンテナンスフリー

Rガイドの潤滑は、LMブロックへ給脂するだけで十分であることが知られている。人手を介さずに自動的に給脂する機器は市場から容易に入手可能であり、簡便に潤滑システムを構成することができる。また、グリースの消耗量も極めて微少であることも知られており、長期間にわたって潤滑のための保守作業を不要とすることができる⁶⁴⁾。

(4) 容易な障害解決と短期間での復旧

どんなに信頼性が高いシステムであったとしても、不慮の事故、故障あるいは障害を0にすることはできない。しかし、Yaw軸旋回装置の場合、一般的には、障害はリングを形成する旋回装置の円周上の一部で発生している。このような障害が発生してしまった場合、本研究のモジュール化されたYaw軸旋回装置では、障害部位を特定することによってその部位のモジュールのみを修理あるいは交換すれば良い。ナセル全体を取り外し、障害解決後再設置するといった大掛かりな工事は不要であり、故障による運転停止期間を大きく短縮し、短期間での風車の運転再開を可能にしている。

(5) Rガイドの使用例

Fig.3.30は天体望遠鏡への適用例を示す。天体望遠鏡のように直径10[m]を超えるような大形の旋回装置では、口径が非常に大きいため従来の旋回軸受では対応できなかったが、Rガイドを用いることで、製造から搬送、組立、設置が容

易に行え，旋回軸受と同様にコンパクトでスムーズ，高精度，高剛性の旋回装置が実現できる．

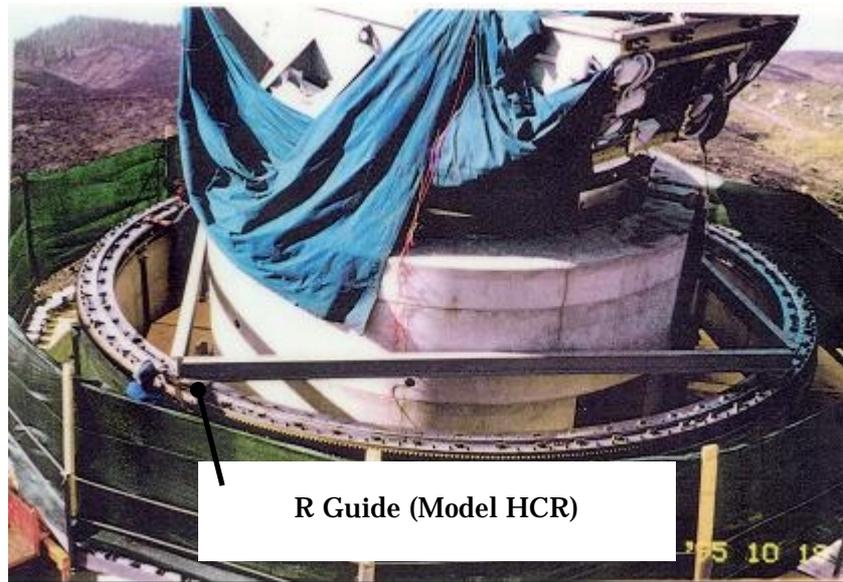


Fig.3.30 Application of R Guide 1

また Fig.3.31 は振り子電車の車体傾斜機構の案内部に用いた例を示す．

本機構はカーブ通過時に車体をカーブ方向に傾斜させることにより，カーブ通過時の速度向上や遠心力による乗客の不快感を低減させるシステムである．車体を揺動させるための旋回径が大きいため，旋回軸受では車体よりも大きなサイズとなってしまう搭載することが困難であったが，R ガイドを用いることで必要な機能を最低限の設置範囲で実現することが可能となっている．

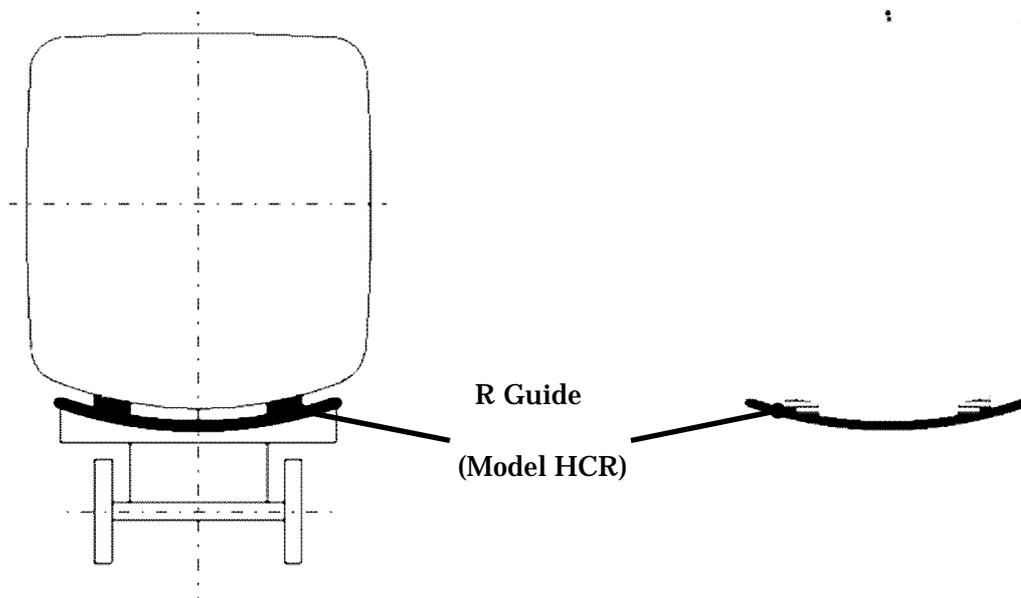


Fig.3.31 Application of R Guide 2

3.2.2. 実験機の制御システム

制御システムの外観・内部構造を Fig.3.32・Fig.3.33 に示す。本実験機の Yaw 軸旋回装置は、直前の 10 分間における最多出現風向に、ナセルを正対させる制御方法をとっている。本制御方法のブロック図を Fig.3.34 に、フローチャートを Fig.3.35 に示す。フローチャート図中 θ は風向と Yaw 軸旋回装置の向きとの誤差を示す Yaw error, N は風向出現頻度をそれぞれ示し、本制御方法では 15[deg]以上の Yaw error が発生した際に本装置を駆動させる制御としている。

また、カットアウト風速を超える強風時、もしくは突風等によりロータの瞬時回転数が一定の値に達した場合には、Fig.3.36 に示すようにブレードを風向にほぼ平行にさせて風を逃がすフェザリング状態とし、さらに Yaw 軸旋回装置は Fig.3.37 に示すように風向きに対して 90° 方向にナセルを向けるファールディング状態にして安全に風車を停止させる。

なお、本実験機は 7:00～19:00 の間で上記の通常運転を行い、それ以外は停止するように自動制御にて実験を行った。



Fig.3.32 The exterior of control system

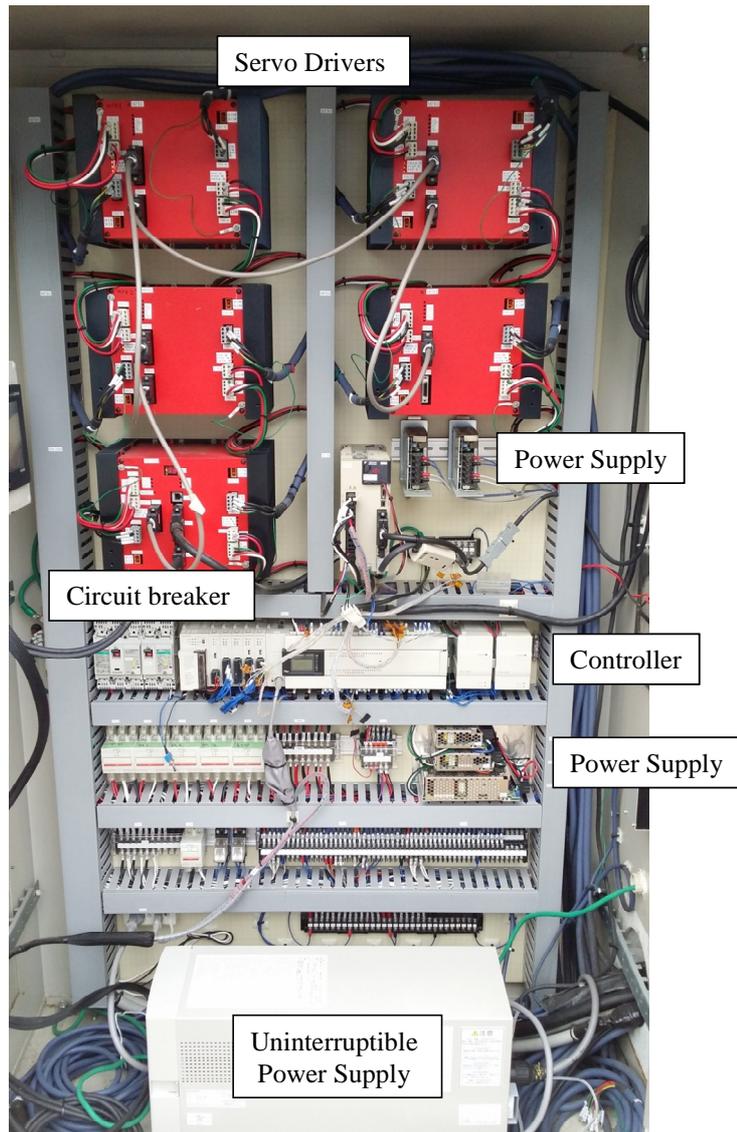


Fig.3.33 Internal structure of control system

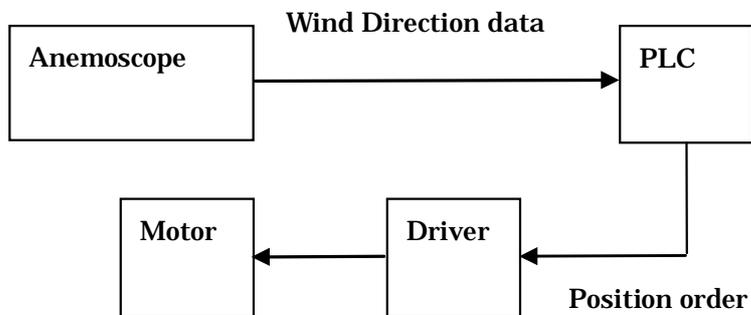


Fig.3.34 Control block diagram

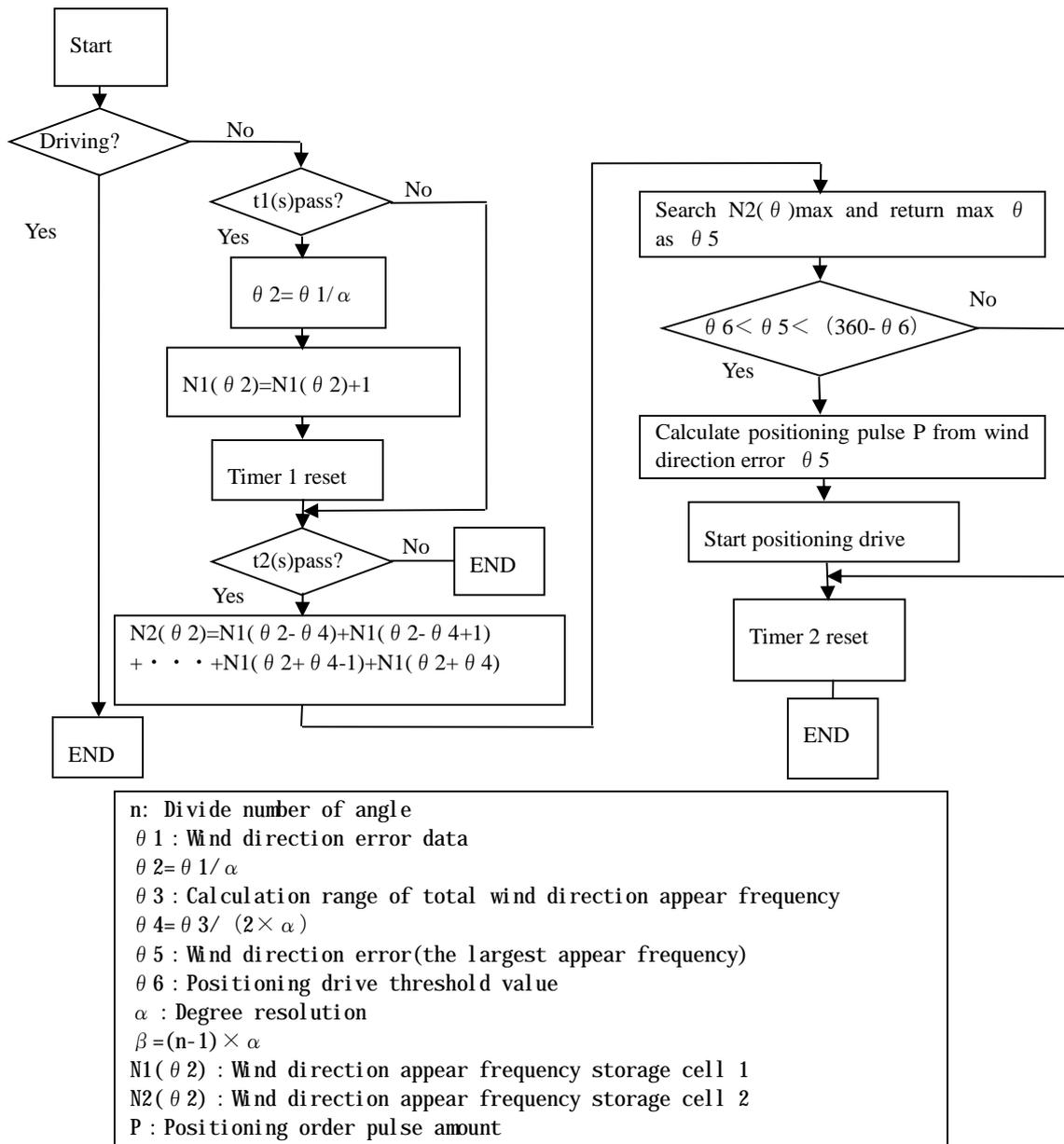


Fig.3.35 Control flow chart

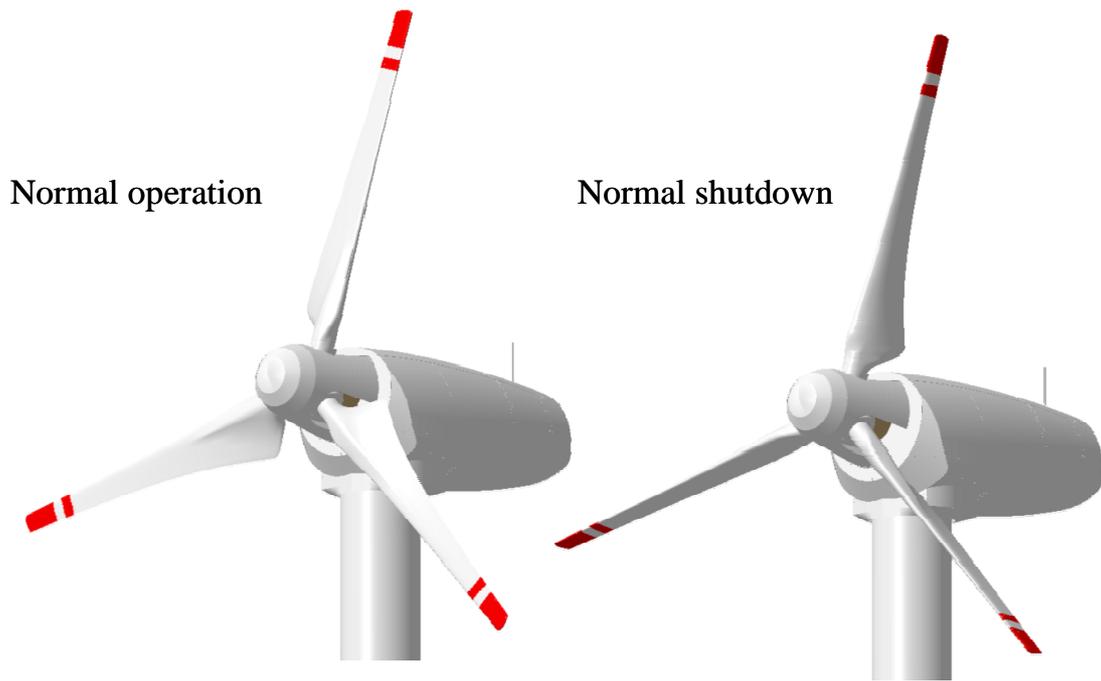


Fig.3.36 Fathering

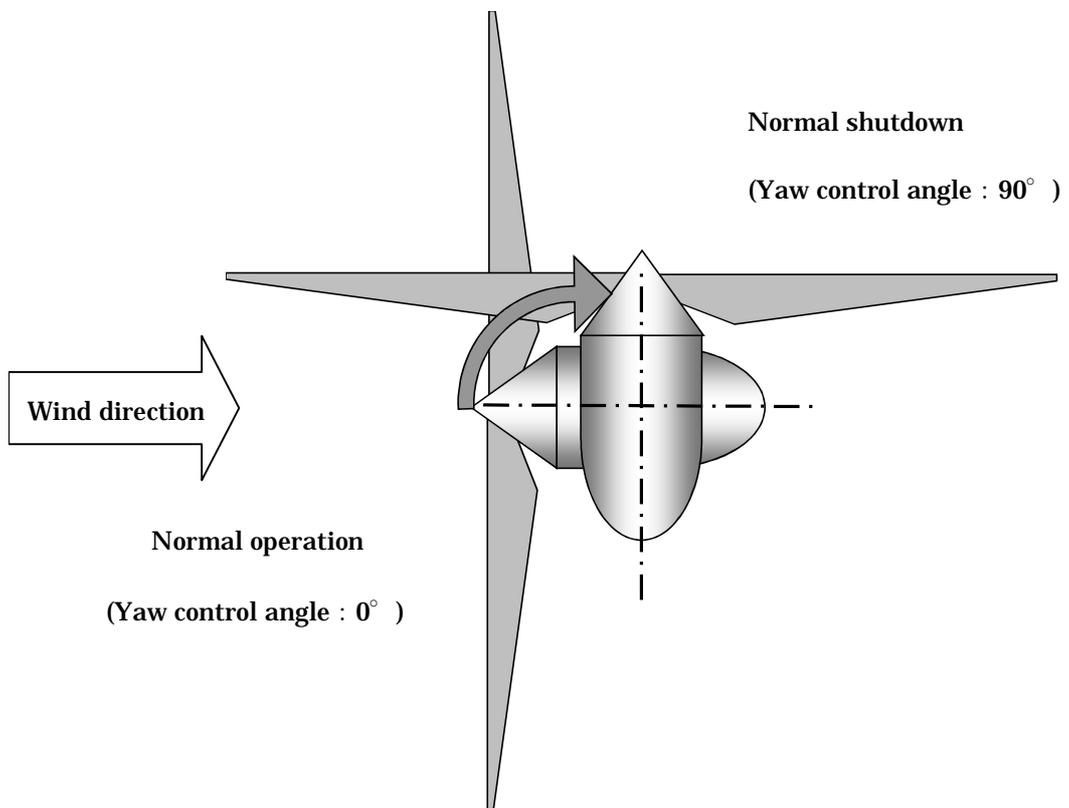


Fig.3.37 Fairing

3.3. 実験結果

3.3.1. ギアレス Yaw 軸旋回装置の風向追従性

Yaw 軸旋回装置が実風況に追従して適切に制御できているか、2011年2月24日～26日までの本実験機における Yaw 軸旋回装置稼働状況から検証を行った。

Fig.3.38, Fig.3.40, Fig.3.42 は風向計の実風向と実際に Yaw 軸旋回装置が稼働した方位の関係を示す。なお、ここではナセルが南西方向に正対している状態をグラフ上の 0deg としている。また Fig.3.39, Fig.3.41, Fig.3.43 に同じ日時の風速と発電電力量の関係を示す。

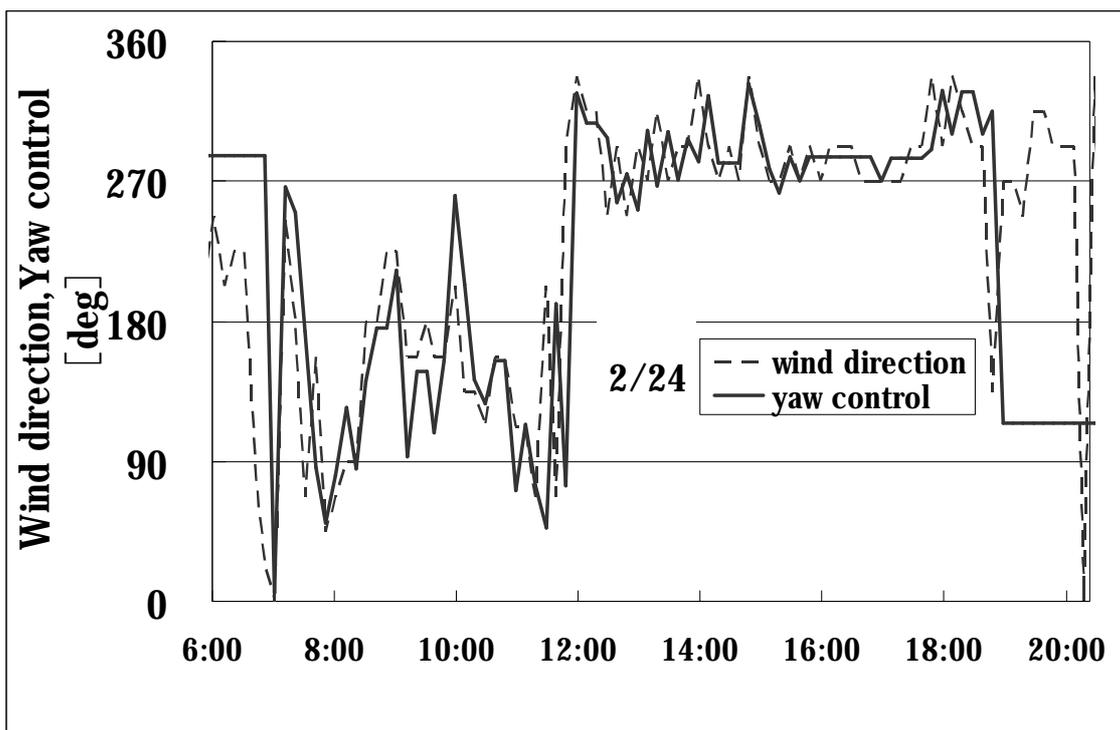


Fig.3.38 Wind direction and Yaw control (Feb.24)

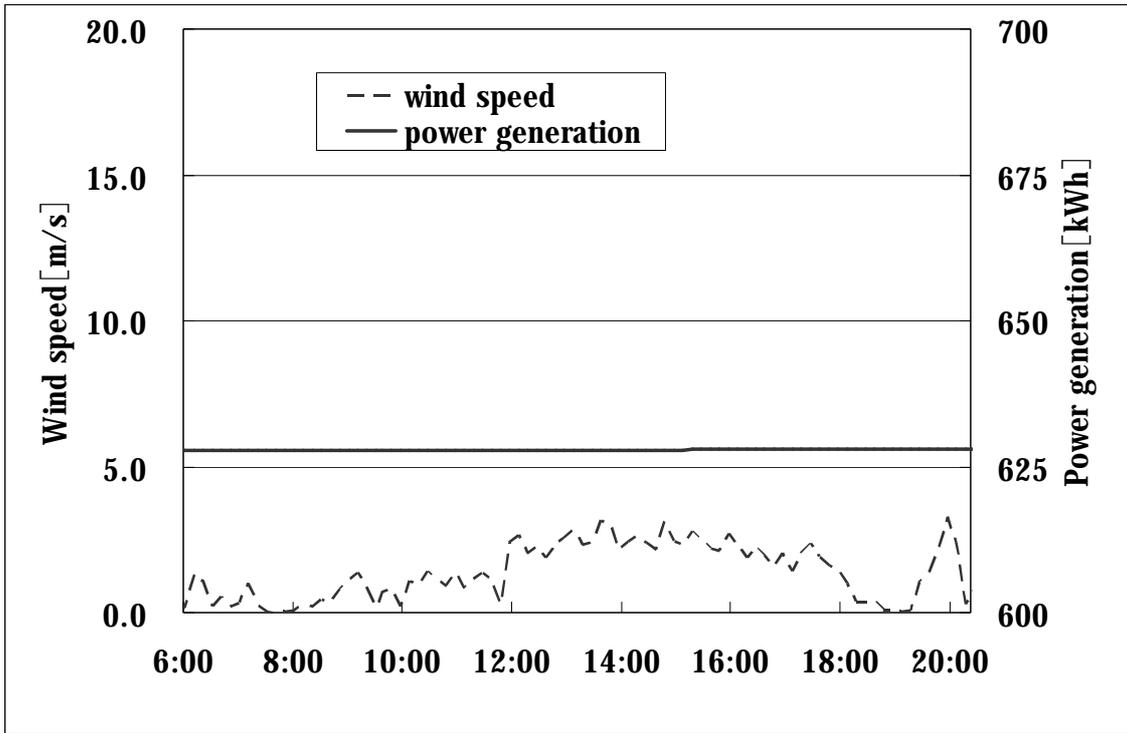


Fig.3.39 Wind speed-Power generation (Feb.24)

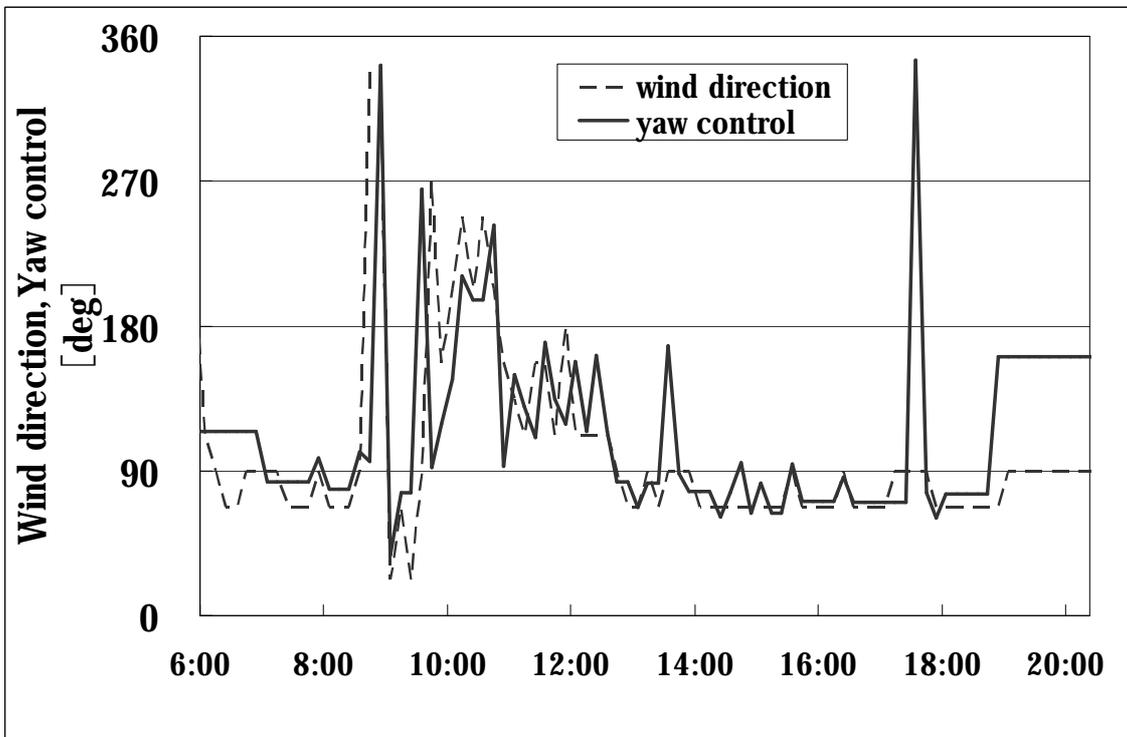


Fig.3.40 Wind direction and Yaw control (Feb.25)

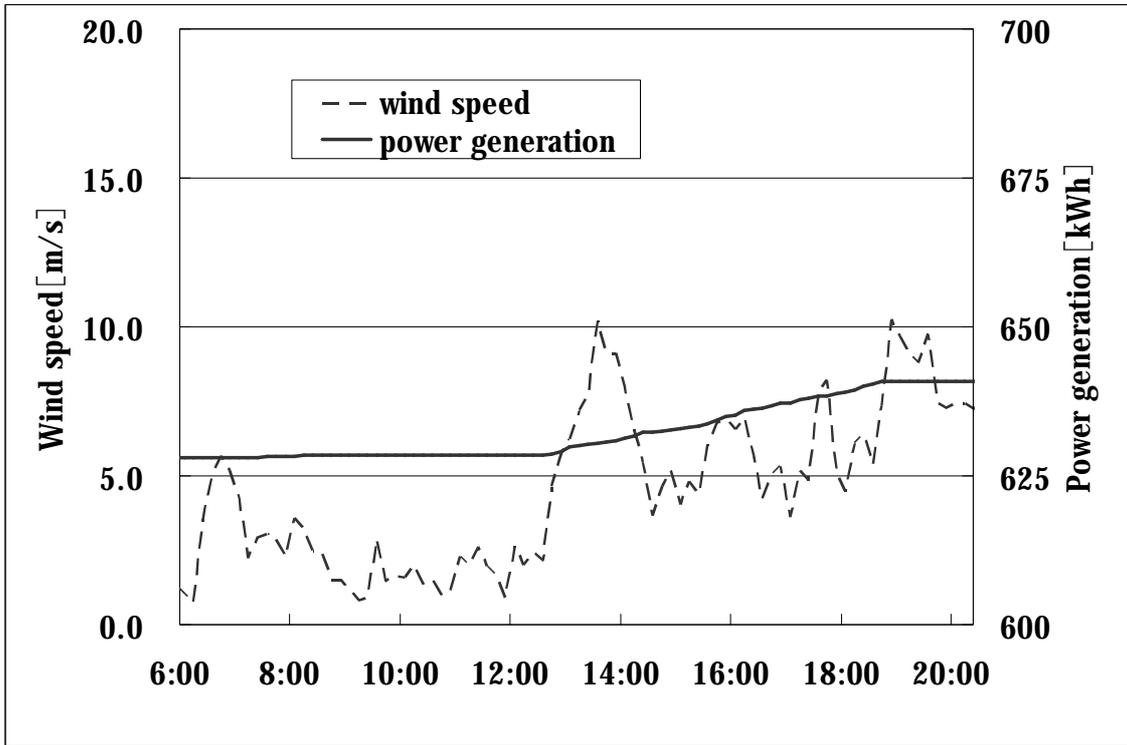


Fig.3.41 Wind speed-Power generation (Feb.25)

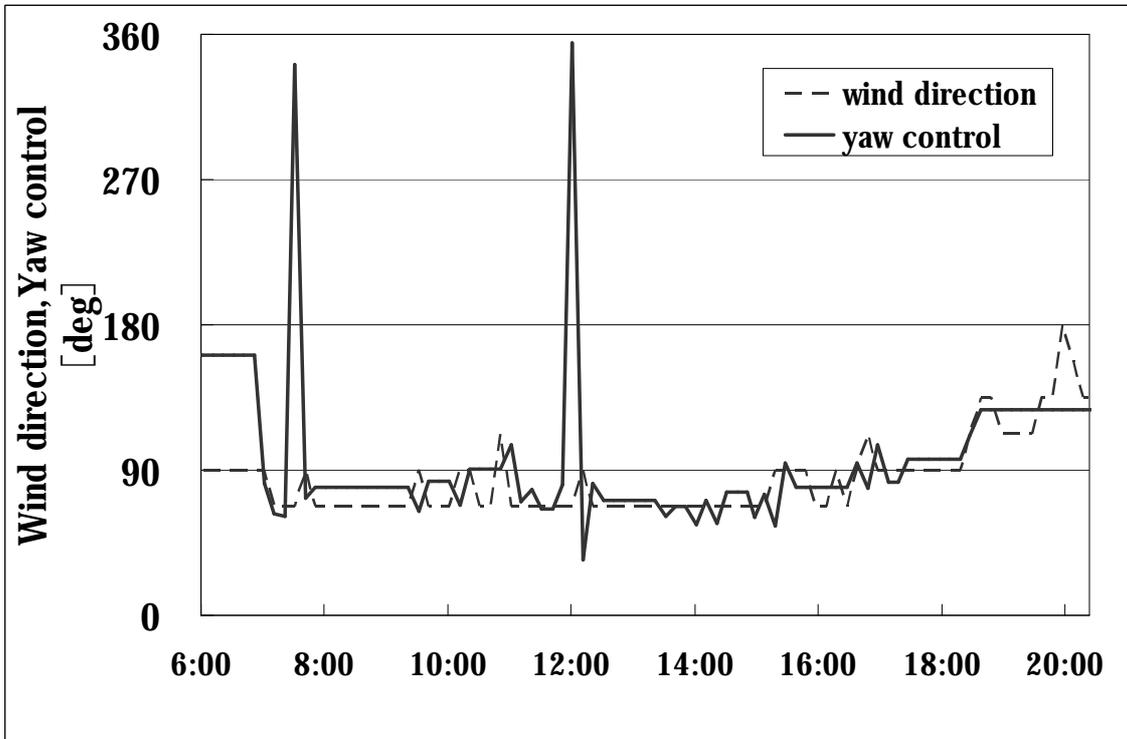


Fig.3.42 Wind direction Yaw control (Feb.26)

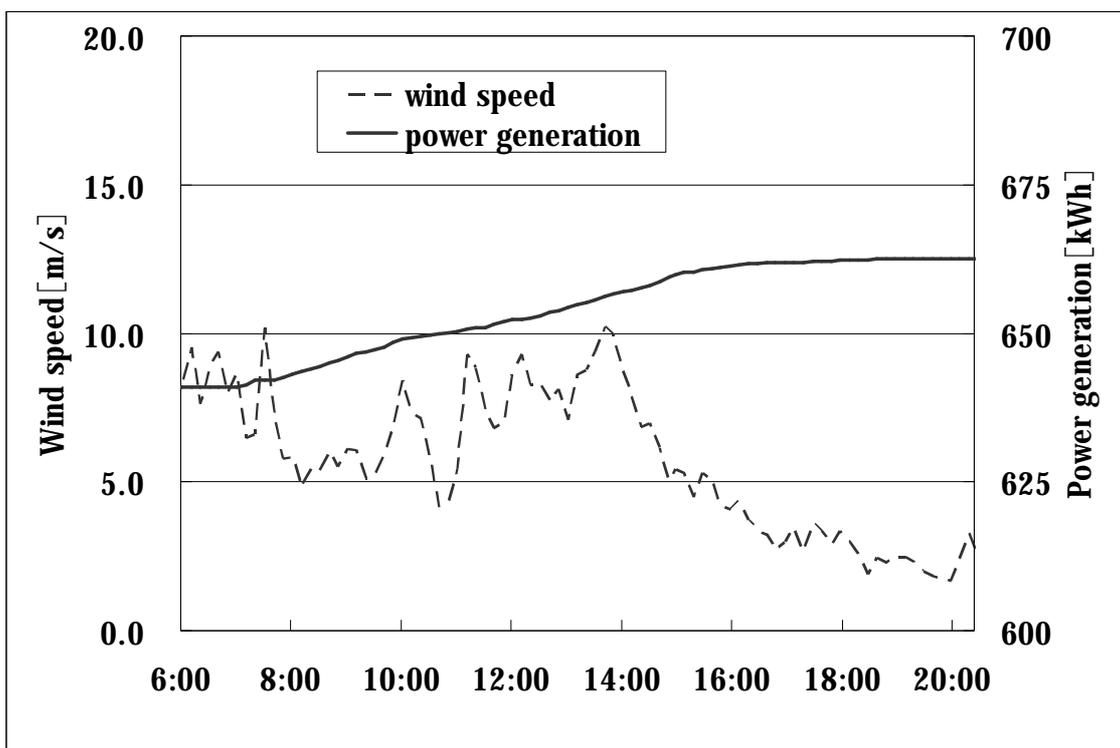


Fig.3.43 Wind speed-Power generation (Feb.26)

3.3.2. ギアレス Yaw 軸旋回装置の旋回トルク

Fig.3.44 に Yaw 軸旋回装置の旋回に必要なトルクの理論計算値と実測値を示す。なお、理論計算値は実験機の運転条件、重量、翼特性、風況条件より想定される慣性力、摩擦抵抗、風外力から算出した。また、実測値は 2011 年 2 月において Yaw error が $15 (\pm 7.5)$ [deg] となった場合の旋回トルク測定値をビンの方法にて平均化した。また、比較として Fig.3.44 に従来のギア駆動の Yaw 軸旋回装置を使用した場合に必要とされる旋回トルクの値を示す。

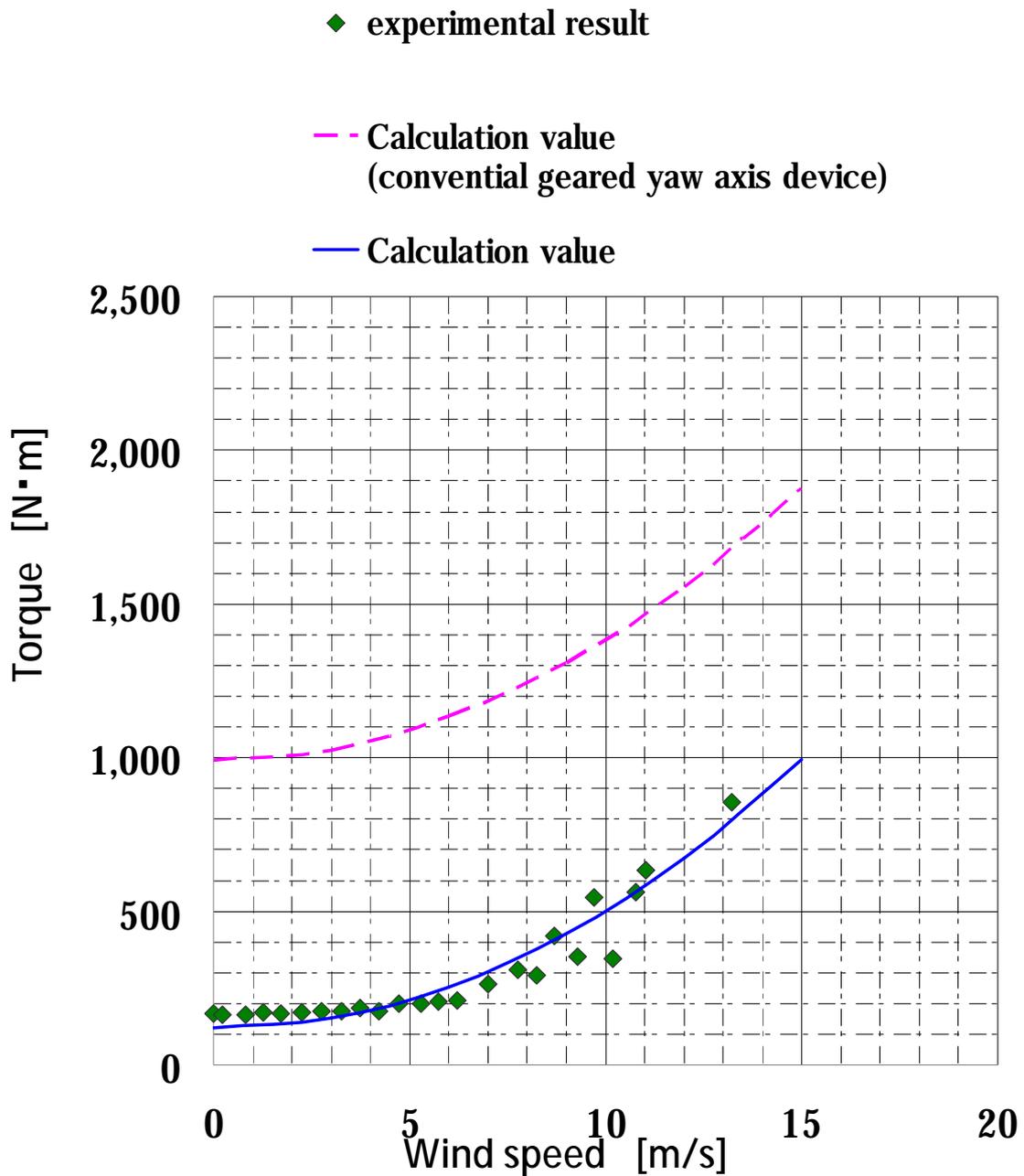


Fig.3.44 Wind speed and Torque of Yaw axis device

3.3.3. ギアレス Yaw 軸旋回装置の長期運用性

本実機風車は 2010 年 10 月に設置工事が完了し、同年 12 月より本格的に稼動を開始して現在に至る。設置完了から現在に至るまでの長期的な風況と風車稼

働状況に対して本研究で考案したギアレス Yaw 軸旋回装置が健全に機能していたか検証を行った。

Fig.3.45 は設置完了から 2012 年 10 月までの間に観測された 1 時間平均の風速と、風車の累積発電量，Yaw 軸旋回装置の累積回転量を示す。また，Yaw 軸旋回装置の累積回転量の CW は時計回り方向を，CCW は反時計回りを表す。

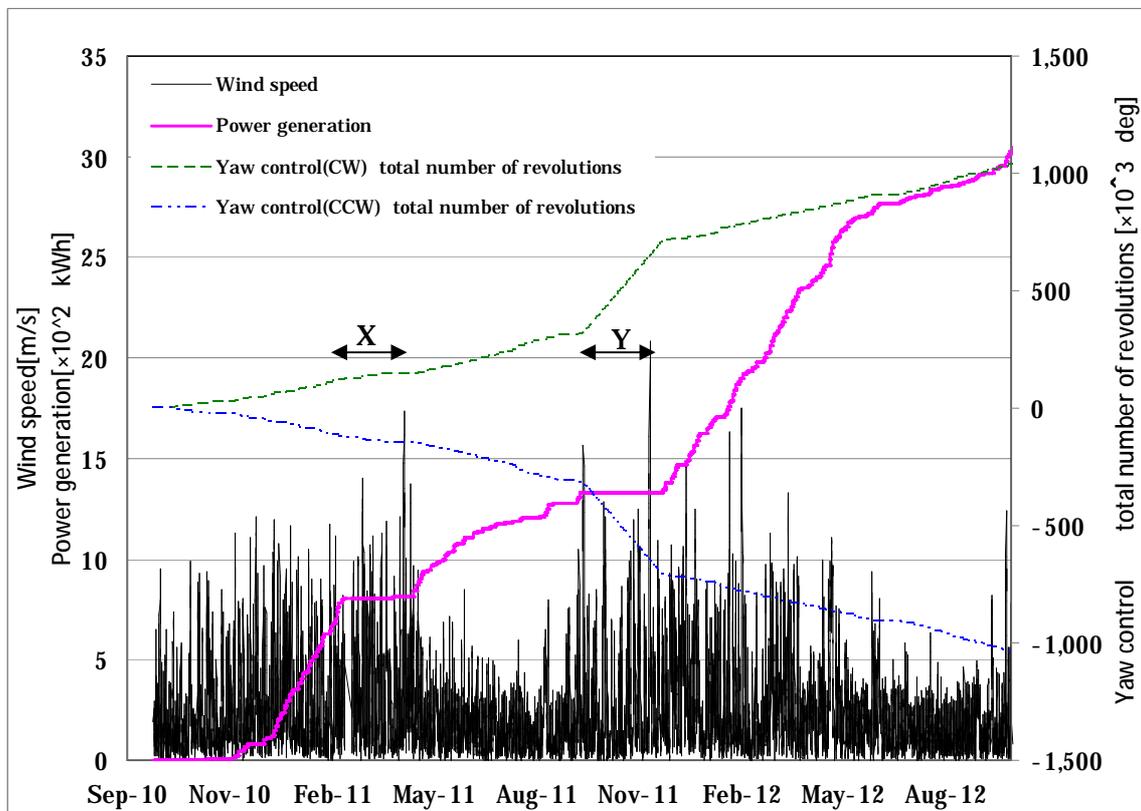


Fig.3.45 Wind speed and power generation and Yaw control total number of revolutions

3.4. 考察

3.4.1. ギアレス Yaw 軸旋回装置の風向追従性

Fig.3.38, Fig.3.40, Fig.3.42 の結果から，Yaw 軸旋回装置についてはから設定

した制御通り，実風向に対して Yaw 軸旋回装置が追従しており制御できていると判断できる．また Yaw error の小さなところでは駆動せず直前の方位に留まっていることも確認できる．なお 2 月 25 日の 14:00, 18:00 前, 2 月 26 日の 8:00 前, 12:00 では, 突風によりロータが瞬間的に過回転となったが, Yaw 軸旋回装置は実風向に対して約 90° 方向にファーリングされ, 風車実験機が規定の停止動作を行った．

これらのことから, 本研究で考案したギアレス Yaw 軸旋回装置は水平軸風車の Yaw 軸旋回装置として必要とされる風向追従機能を十分満たしていると考えられる．

3.4.2. ギアレス Yaw 軸旋回装置の旋回トルク

Fig.3.44 の実験結果より, 実測値は理論計算値とよく一致しており, 本研究品は風車の Yaw 軸旋回装置に必要とされる旋回トルクを十分に発生させられることが確認できた．また, 従来品は本来風車が必要とする旋回トルクに対して 2 倍以上大きな値となっていることがわかる．これは前述の通り, 従来のギア駆動の Yaw 軸旋回装置では, 風の外力の衝撃荷重によるギアの破損を防ぐためブレーキを作動させながら旋回運動させているからである．一般的にブレーキは CUT OUT 風速時の風外力と同等以上の大きさのブレーキ力を定常的に作用させている．Yaw 軸旋回装置の旋回に必要なトルクの大部分はロータ面が風から受ける力が支配的になっており, CUT OUT 風速の時には旋回に必要なトルクの 9 割以上を風に抗うためのトルクがしめている．そのため, 従来品では本来必要な旋回トルクに対して 2 倍以上の値が必要になっていた．

それに対して, 本研究のギアレスの Yaw 軸旋回装置はトルク伝達に機械的な接触が無く, ブレーキが不要なことから本来風車が必要とする旋回トルクのみ

を満たすだけでよいため、旋回トルクを従来品から半分以上低減することが可能となった。

3.4.3. ギアレス Yaw 軸旋回装置の長期運用性

Fig.3.45 の実験結果より約 2 年間の実証実験を通じて、平均風速で 20[m/s]を超えるような強風条件や、大きな風速変動が観測されたが、風車の稼働状況に応じて Yaw 軸旋回装置も健全に稼働し続けていることが確認できる。

なお、X の期間において風車、Yaw 軸旋回装置共に停止しているが、これは東日本大震災が発生したため風車実験機が自動停止をし、機械装置の安全確認を行ったためである。また Y の期間において約 2 ヶ月間、風車が停止しているが、これはメンテナンス及び部分的な機械装置の実験を行ったためである。

これらのことから本研究で考案したギアレス Yaw 軸旋回装置は、様々な風況変化や風車の稼働状況に応じて健全に機能を維持し続けていることが確認でき、一定の耐久性を確保できていると考えられる。

3.5. 結言

本研究では従来のギア駆動による Yaw 軸旋回装置に代わる、交換可能なギアレス Yaw 軸旋回装置を考案し、実証実験を行った結果、以下の結論を得た。

- 1) 従来のギア駆動から駆動動力の伝達に機械的接触のない DD モータを採用したことにより、駆動動力伝達機構部のギア部に潜在していた破損リスクが解消された。すなわち「1.2 従来の研究」に挙げた課題 1)-1, 1)-2 が解決された。
- 2) 従来のギア駆動ではギア歯面に適切な油膜（潤滑状態）を確保するため

に、潤滑剤の供給システムや定期的なメンテナンスが必要であったが、DD モータを採用したことによりこれらが不要になったため、維持管理コストの低減が可能となった。すなわち「1.2 従来の研究」に挙げた課題 1)-4 が解決された。

- 3) 従来のギア駆動の Yaw 軸旋回装置では、風の外力の衝撃荷重によるギアの破損を防ぐためメカブレーキを作動させながら旋回運動させていたが、DD モータを採用したことにより、メカブレーキが不要となった。これにより従来品と比較して旋回トルクを半分以下にできることがわかった。すなわち「1.2 従来の研究」に挙げた課題 1)-3 が解決された。
- 4) 旋回軸受に代わり、円弧状の R ガイドを用いて旋回リング形状を構成したことで、Yaw 軸旋回装置を複数のモジュールへ分割可能にした。
- 5) モジュール化により Yaw 軸旋回装置の部分的な交換が可能となったため、Yaw 軸旋回装置に障害が発生してしまった場合にはその部位のモジュールのみを修理あるいは交換すれば良くなり、故障による運転停止期間を大きく短縮し、短期間で風車の運転再開を可能にした。すなわち「1.2 従来の研究」に挙げた課題 2)が解決された。
- 6) R ガイドの LM ブロックは風車に作用する荷重条件に合わせて最適配置することができるため、省スペース、軽量化等、無駄のない構造設計を可能にした。
- 7) 実証実験の結果、本研究で考案したギアレスの Yaw 軸旋回装置は水平軸風車の Yaw 軸旋回装置旋回に必要なとされる風向追従機能を十分満たしていることが確認できた。
- 8) 実証実験の結果、本研究で考案したギアレスの Yaw 軸旋回装置は風車の Yaw 軸旋回装置に必要なとされる旋回トルクを十分に発生させられること

が確認できた.

- 9) 本研究で考案したギアレスの Yaw 軸旋回装置は, 約 2 年間の運用試験の結果, 様々な風況変化や風車の稼働状況に応じて健全に機能を維持し続けており, 一定の耐久性を確保できていることが確認できた.

第4章 垂直軸風車の転がり技術に関する実験的研究

4.1. 緒言

垂直軸風車は、一般的に「ロータ回転軸が風向に対して垂直な風車」と定義されており、プロペラ形の水平軸風車と比較すると発電効率はやや低くなるが、全方向の風を受けられるため、水平軸風車のようにロータを風向に正対させる必要がなく、単純な構造にできる利点がある。一例の外観を Fig.4.1 に、構造例を Fig.4.2 に示す。垂直軸風車は主にブレード、主軸、主軸受、発電機等から構成されており、前述の通りロータが無指向性なため単純な構成になる。そのため主軸と主軸受は、ブレードを取付けてロータとなる支柱部品、動力を伝達する機構部品としての役割を持っており、過酷な風況条件に対する十分な強度、耐久性と、効率のよい動力伝達が求められている。特に主軸受は、発電機のコギングトルク等を除けば、風車の始動トルクや風車回転時の機械効率を決定する重要な要素となっている。

一般的に垂直軸風車はその特徴から風向変化の激しい地域、例えば市街地や公園、遊園地、駐車場など建造物が風向を大きく変えてしまう地域、あるいは複雑地形の地域などに設置されることが多い。作り出された電気は、系統連係されることもあるが、街灯照明や非常用電源などの独立電源として使用されることも多いようである。特に、市街地や公園、駐車場など市民の生活圏の中に設置され市民と共存する垂直軸風車には、市民に対する再生可能エネルギーの啓発活動の一翼を担っている側面がある。ところが、市民の生活圏に設置する場合には、風況の良い場所を選んで設置することは事実上不可能で、設置可能な場所に設置する、ということにならざるを得ない。つまり、風況の良くない場所に設置されているにも拘らず、啓発活動のためには低風速でも回り続けな

なければならない，という要求が垂直軸風車に対してなされていることになる．同時に，風車が大型化してしまうと，設置可能な場所を市民の生活圏の中に見出すことが困難になるため，必然的に垂直軸風車では小型のものが開発・製品化されることになる．また，市民の生活圏ということは，風車の近くに常に人がいるということであり，決して人を傷つけることの無いように十分な安全性を確保して開発・製品化および設置工事を行うことが何よりも重視されなければならない．

以上のような垂直軸風車の状況を鑑みて，小型垂直軸風車に要求される項目として以下の内容が挙げられる．

- 1) 始動トルクを小さく抑え，低風速でも回転を始めるようにすること
- 2) 機械（発電）効率を良くし，低風速でも発電を可能にするとともに，できるだけ多くの発電量を得ること
- 3) 通常 20 年と言われる要求寿命を満足すること
- 4) 十分な安全性を確保するために，少なくとも IEC61400-2 の安全基準を満足する機械強度を有すること

これら 1)～4)の要求項目はすべて垂直軸風車の主軸シャフトと主軸受の設計にも関連しているため，主軸受部についても同様の内容を満足しなくてはならない．しかし，従来の研究では，垂直軸風車の性能向上に関する研究等は多く行われているが，上記課題点に着目した小型垂直軸風車の主軸受に関する研究は行われてきてはいない．

また，従来の垂直軸風車に搭載されてきた主軸受には，一般的に市販されている標準的な軸受が使用されてきたが，その性能(定格荷重，トルク抵抗特性)は垂直軸風車にとって必ずしも適切ではなかった．例として，十分な強度と耐久性を確保しようとした場合には，軸受に生じるトルク抵抗が増大してしまい，

風車の始動特性や機械効率を著しく低下させてしまっていた。逆に風車の低始動化を目指してサイズ、定格荷重が小さな軸受を選定した場合には、求められる強度と耐久性を十分に確保できずに風車の信頼性を下げる要因になっていた。具体的には、1)~4)の要求項目は複雑なトレードオフの関係にあり、最重視される4)において、最低限国際的な安全設計指標である IEC61400-2 の安全基準を満足する設計をしなければならないが、より安全な設計を目指して安全率を大きく取ると風車の主軸シャフト直径は大きくなり、重量の増加を招く。重量増加自体は3)にとっては不利に働くが、同時にこのシャフトを支持する主軸受の直径も大きくなり軸受の定格荷重が増大する。また、風車の主軸受は、ロータ自重、風による外力、軸受予圧、アライメント誤差によるトルク抵抗があり、これが風車の回り出し難さ、発電効率（機械効率）の低下に影響を与えている。つまり、定格荷重の増大は3)には有利に働くものの、一般的には軸受内部抵抗の増大を招き、1)2)には不利に働く。なお、現実には風車を設計する場合、4)によって最低限必要な主軸シャフト直径が決定される（終極風速下での応力が降伏点以下、安全率は3.3以上、がシャフト直径を決定する）。

よって、本研究では以上の内容を踏まえて垂直軸風車の主軸受を最適化することで、IEC61400-2 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、主軸受に生じるトルク抵抗を低減することで、風車の始動性を改善すると共に、回転中の動力損失を低減して機械効率の向上に取り組んだ。なお、安全率と風況条件は IEC61400-2 に則り、垂直軸風車に作用する荷重と荷重計算については JSWTA0001 “小型風車の性能及び安全性に関する規格” を満足するように強度設計を行ったものである⁷¹⁾。

新たに設計した軸受を垂直軸風車実機に搭載し、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のでこれを報告する。



Fig.4.1 Vertical axis wind turbine

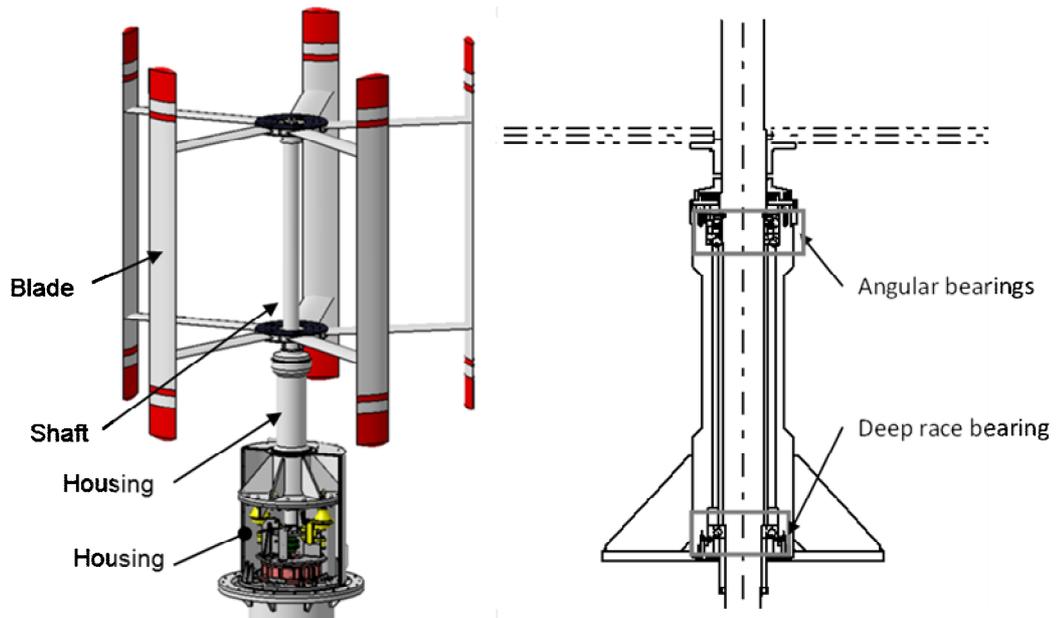


Fig.4.2 Structure of vertical axis wind turbine

4.2. 実験装置

4.2.1. 風車実験機の仕様

風車実験機の外観を Fig.4.3 に、実機風車の仕様を Table.4.1 に示す。

なお、実験サイトは宮城県大衡村にあり、年平均風速は LAWEPS によると 4.15[m/s]となる。また、実験機建設中の様子を Fig.4.4, Fig.4.5 に示す。



Fig.4.3 Vertical axis wind turbine generation system

Table.4.1 Spec of Vertical axis wind turbine

Item	Spec
Rated output power	3.2kW
Hub height	10m
Rotor diameter	3m
Blade length	3m
Chord length of blade	0.3
Number of blades	5
Tip Speed ratio	2.5
Wing section	TWT12013-05-BA642
Rated wind speed	12.5m/s
Cut-in wind speed	2m/s
Cut-out wind speed	15m/s
Survival wind speed	42m/s



Fig.4.4 Building Vertical axis wind turbine



Fig.4.5 Building Vertical axis wind turbine

次に本実験機の発電機は CC レス発電機⁶⁹⁾を採用し，その外観を Fig.4.6 に示す．また発電機と主軸の間には安全装置装置として空圧ブレーキを取付けた．この機械構造部の外観を Fig.4.7 と Fig.4.8 に示す．



Fig.4.6 CC(Control Circuit) Less Generator

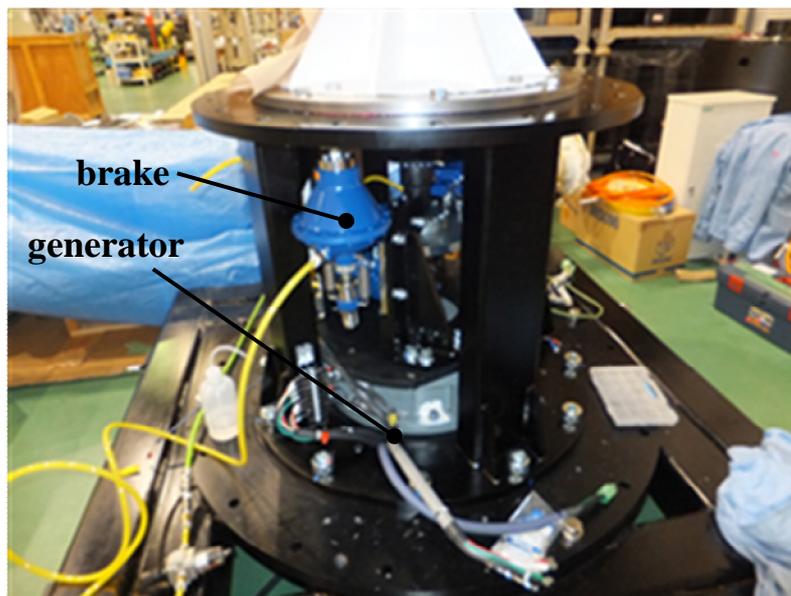


Fig.4.7 Internal structure of Mechanical 1



Fig.4.8 Internal structure of Mechanical 2

本実験装置に用いた制御システムのブロックダイアグラムを Fig.4.9 に示す。発電機によって得られた電力はインバータによって 100VAC に変換される。ブレーキは逆作動式で、通常時は空圧により開放されている。本実験では設置場所の風速、風向、発電機の電流、電圧、および回転数について測定を行った。この制御システムの詳細を Fig.4.10 に示す。

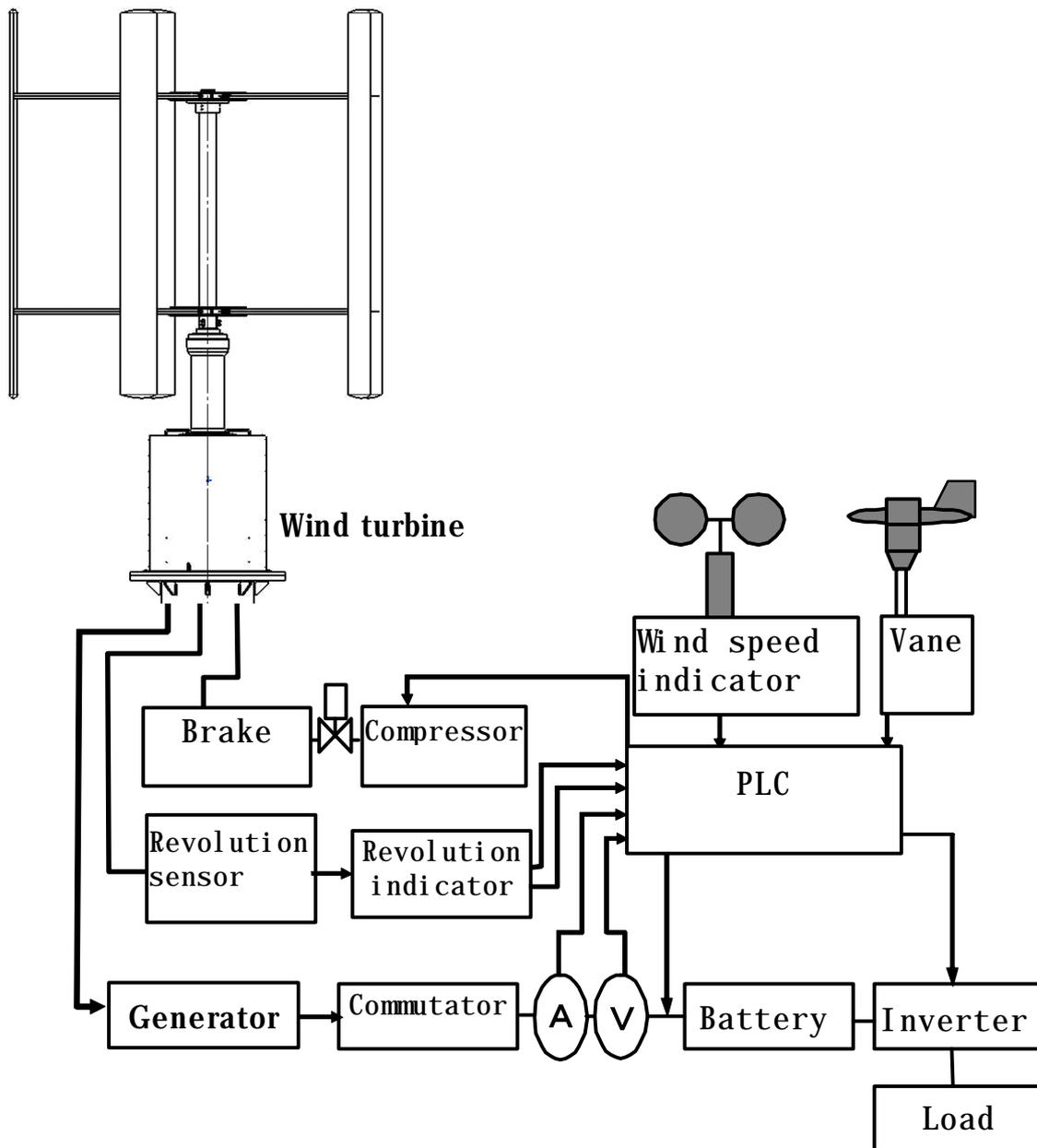


Fig.4.9 Block diagram of the vertical axis wind turbine generation system

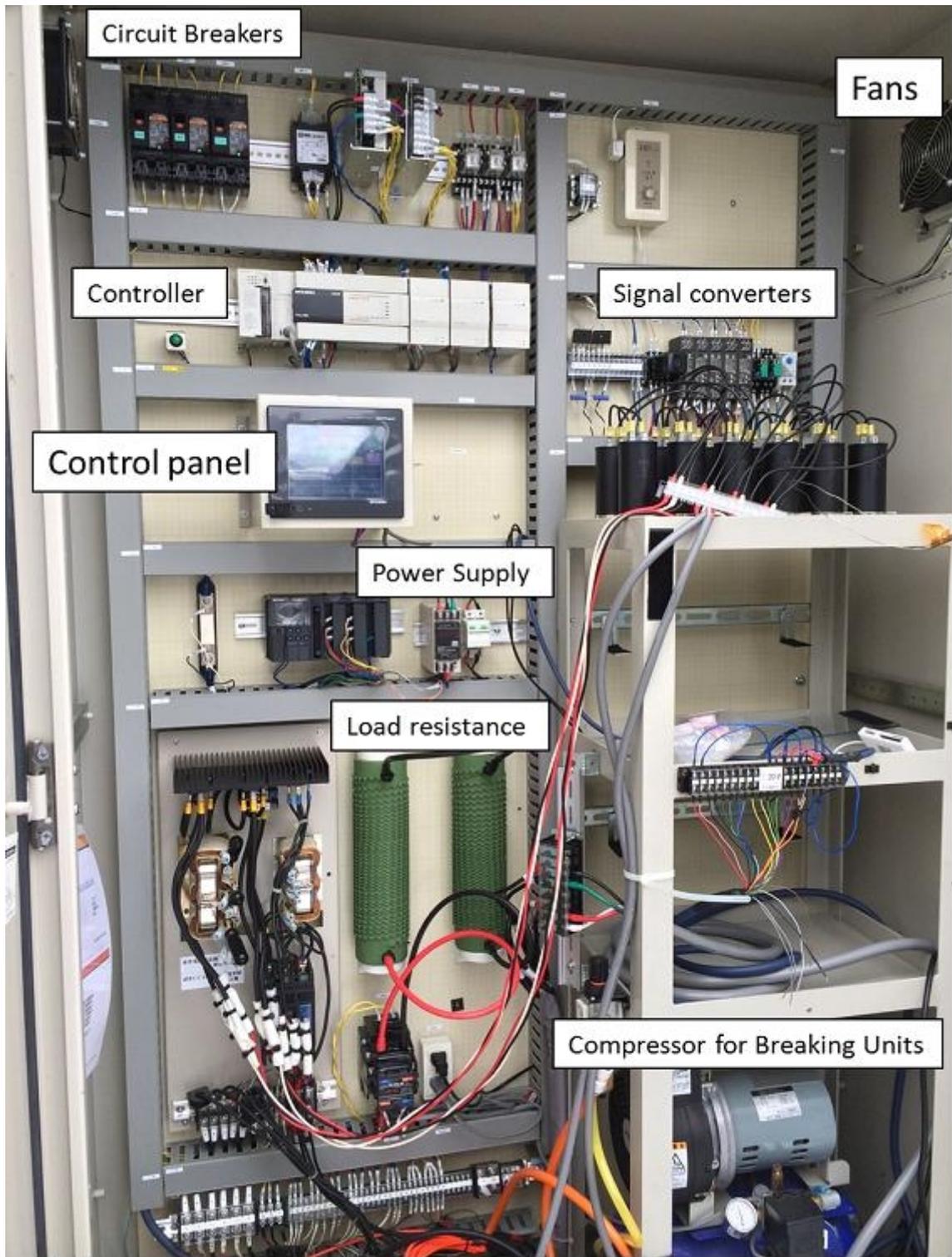


Fig.4.10 Control system

4.2.2. 主軸受部の構造

主軸受の機構部は DB 組合せのアンギュラ玉軸受と深溝玉軸受が組み込まれた主軸がハウジングによって支持されることユニット構造とした。(以下シャフトユニット)

本研究で考案した軸受はアンギュラ玉軸受の内輪と主軸を一体にした。本研究品のシャフトユニット構造を Fig.4.11 に、完成品の外観 Fig.4.12 を示す。アンギュラ玉軸受の内輪と主軸を一体にすることで、部品点数が削減されると共に、大形ロックナットが不要になる。このシャフトの外観を Fig.4.13 に示す。さらに、アンギュラ玉軸受の内輪が不要となったことで、従来品に対して相対的に外輪径とハウジングサイズも小さくなるため、風車の製造コストの削減と軽量化ができる。また一般的に、変動するモーメント荷重が作用する軸受には、内輪と軸の嵌め合い部でフレッチング等の破損が生じるリスクを持っているが、本研究の構造においては内輪と主軸が一体であるため、従来の構造で生じていたこのリスクを解消することができる。

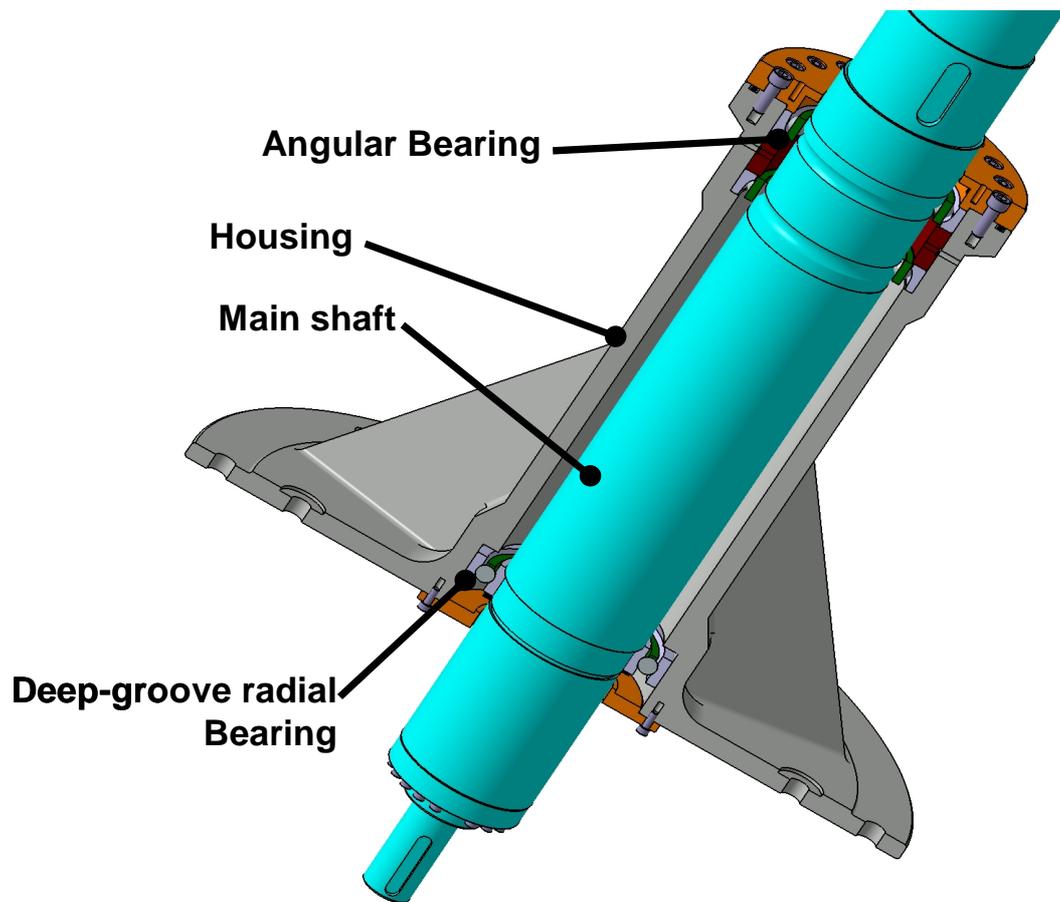


Fig.4.11 Structure of bearing unit

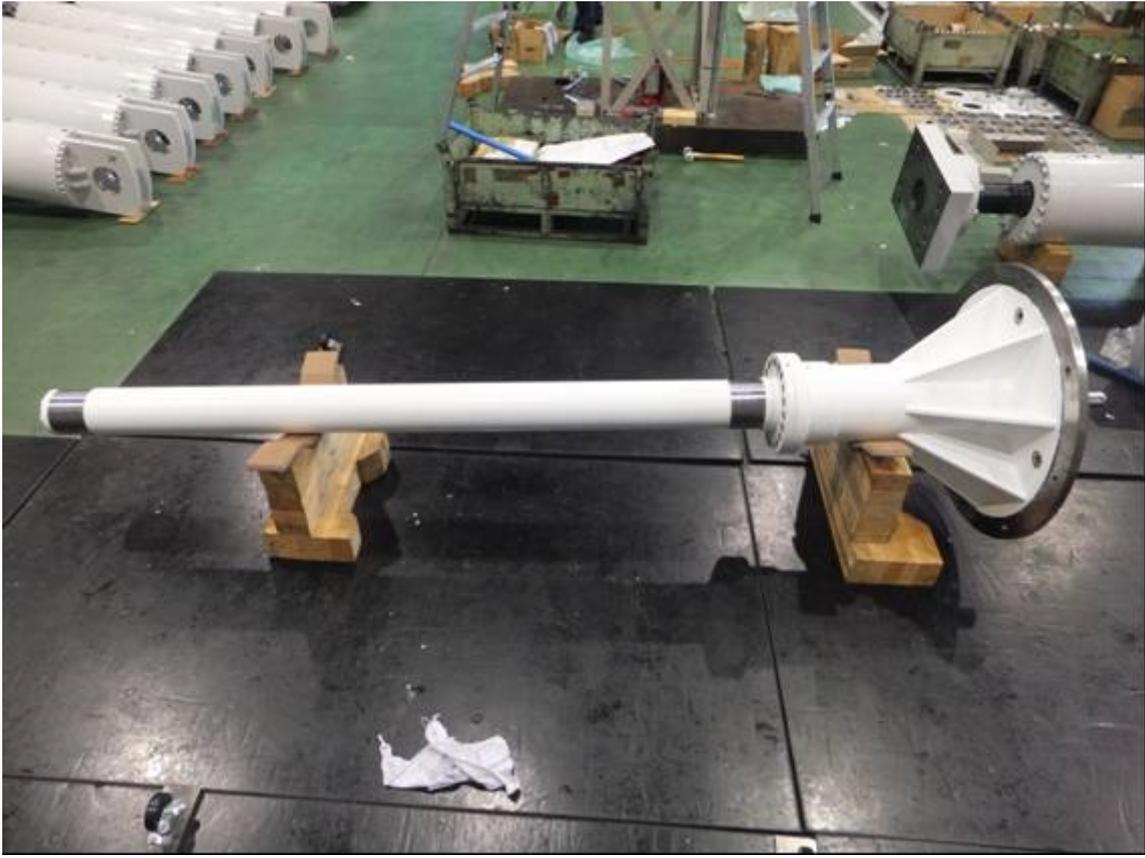


Fig.4.12 Low Torque Shaft unit

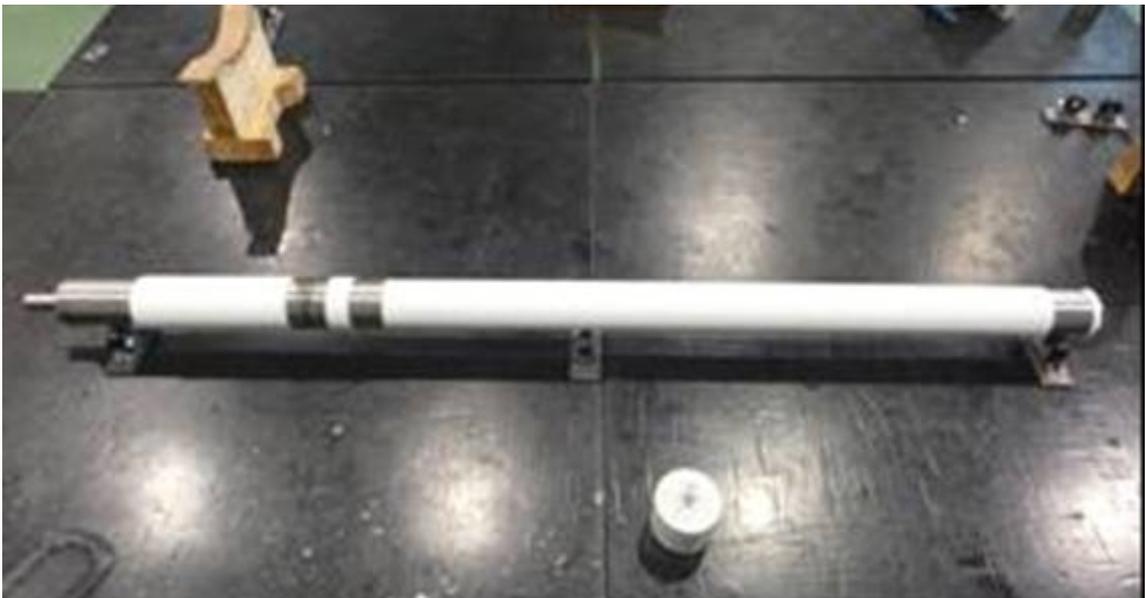


Fig.4.13 shaft

Fig.4.14 と Fig.4.15 に垂直軸風車に使用される代表的な転がり玉軸受（以後、軸受と示す）を示す。Fig.4.14 (a)は単列深溝玉軸受の構造を示し、Fig.4.14 (b)はアンギュラ玉軸受の構造を示す。

単列深溝玉軸受は主に半径方向の荷重（以後、ラジアル荷重と記す）を受ける箇所に用いられ、内輪、外輪、ボール、保持器で構成される。内輪、外輪にはそれぞれ断面の半径がボールの半径に近似した軌道溝が加工されている。保持器はボールを等間隔に保ち、ボール同士が接触して、摩擦が大きくなることを防ぐ役割をする。

アンギュラ玉軸受はラジアル荷重と軸方向の荷重（以後、アキシヤル荷重と記す）とモーメント荷重を受けるところに用いられ、部品構成は単列深溝玉軸受と同じであるが、内輪、外輪と玉の接触点を結ぶ直線と、半径方向の線が角度を持つように内外輪の軌道溝が配置されている。内外輪の接触点を結ぶ直線と、半径方向の角度を接触角という。両方向のアキシヤル荷重を受けるため、2列の組合せで用いられることが多い。Fig.4.15 にアンギュラ玉軸受の組合せの例を示す。Fig.4.15(a)に正面組合せ（以後、DF と略す）、Fig.4.15(b)は背面組合せ（以後、DB と略す）を示す。DF 配置は作用点間の距離が短いため、軸の角度変位に対する剛性が小さいが、主軸を支えるもう片方の軸受との同軸度が悪くても、回転に支障なくそれを吸収できる長所がある。ただし接触角変動が大きいと玉が軌道溝のエッジで接触し、接触面圧が上昇するため、寿命が短くなる可能性がある。DB 配置の特徴は作用点間の距離が長いので角度変位に対する剛性が高いが、短所としてはもう片方の軸受との同軸度が良好でないと玉に対する負荷分布が均等ではなくなるため、一部の玉に過大な荷重がかかり、転がり抵抗が大きくなってしまう⁷⁰⁾。

風車への使用例として、Fig.4.2 のような片持ち構造の垂直軸風車ではロータ

面のスラスト力によって膨大な曲げモーメントが作用するため、ロータ側にアンギュラ玉軸受、反対側に深溝玉軸受を配置し、アンギュラ玉軸受の組合せは、曲げモーメントが作用することを考慮して、DB 配置が最適となる。

本実験機に使用したアンギュラ玉軸受外輪を Fig.4.16, アンギュラ玉軸受組立状態を Fig.4.17, また深溝玉軸受を Fig.4.18 に示す。

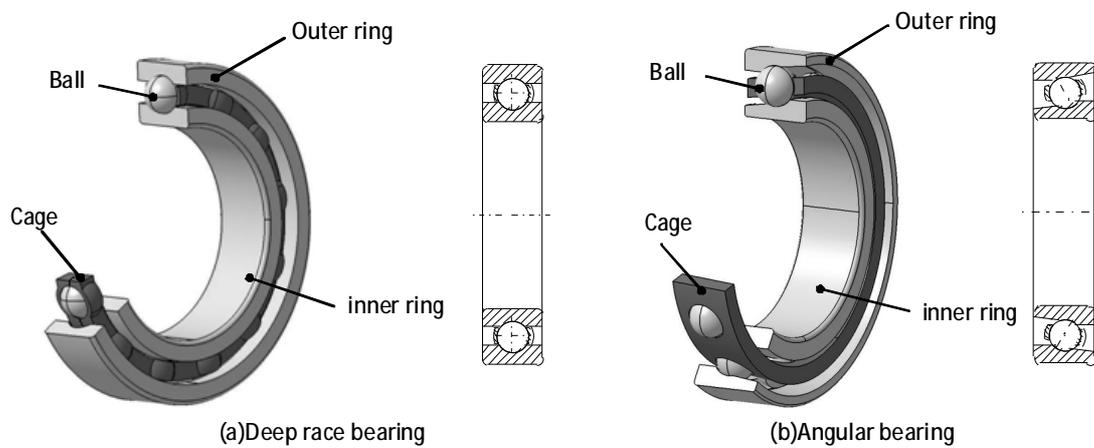


Fig.4.14 Structure of bearings

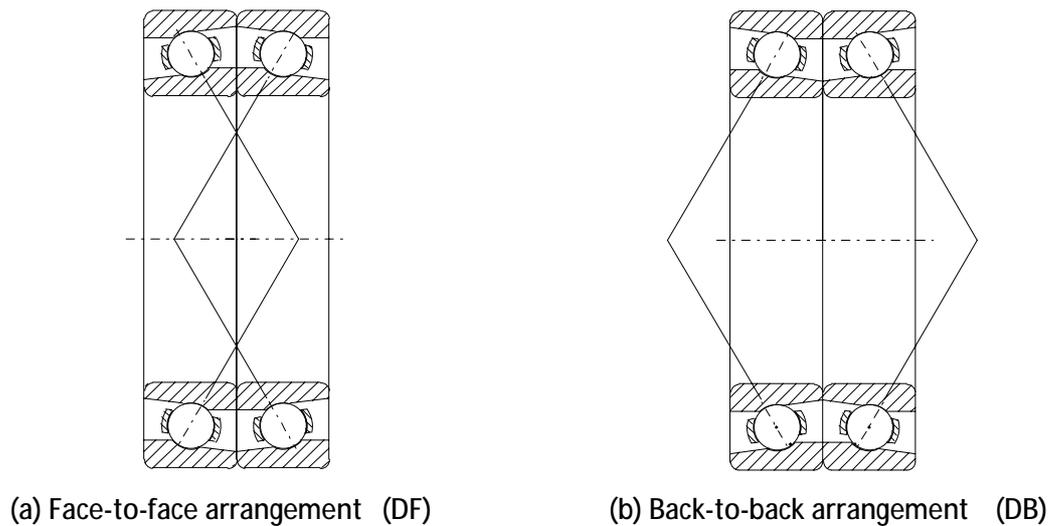


Fig.4.15 Arrangements of duplex angular bearings



Fig.4.16 Angular bearing (Outer Ring)

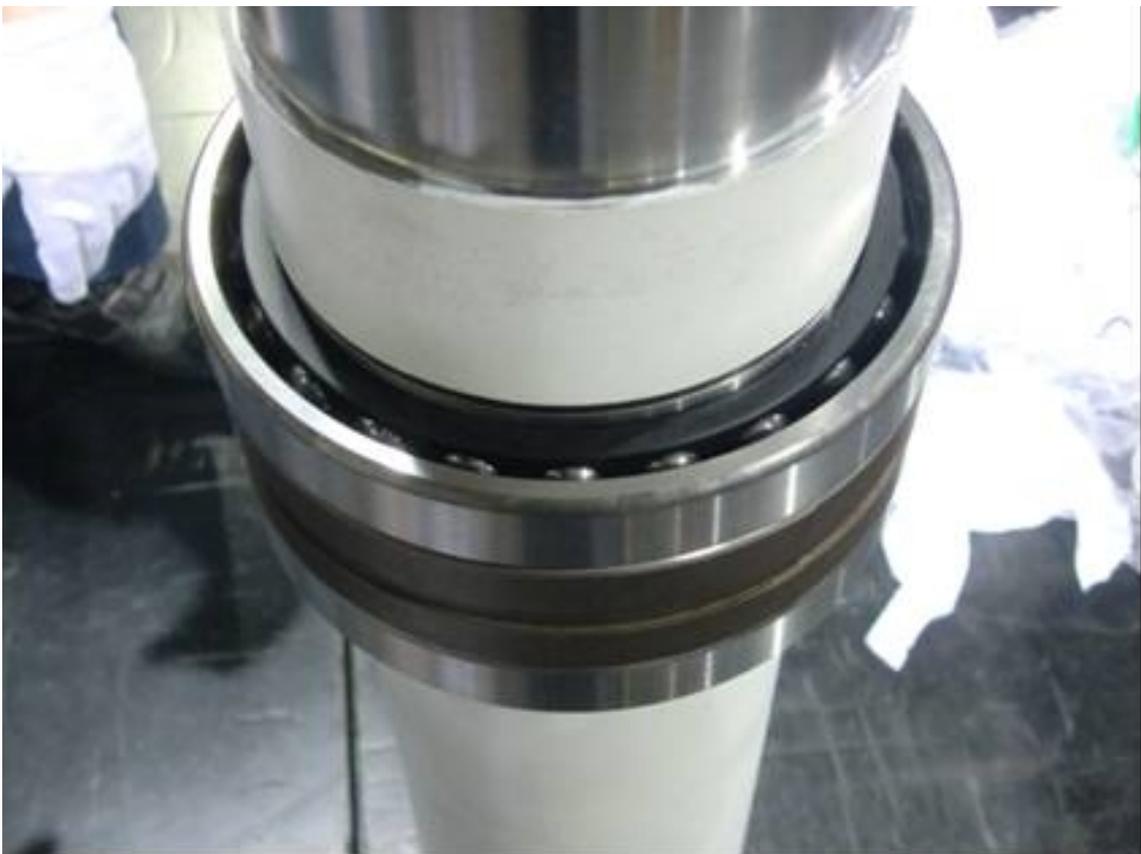


Fig.4.17 Angular bearing



Fig.4.18 Deep-groove radial bearing

4.3. 主軸受の最適化

一般的に軸受の定格荷重と軸受内部で生じるトルク抵抗は、軸受の設計に関連した複雑なトレードオフの関係にあり、どのようなバランスで性能を付与するか定量的な見極めることが極めて重要となる。そこで、第2章で述べた基礎理論を用いて、IEC61400-2の安全基準から風車に真に必要なとされる軸受の基本定格荷重の見極めと、ロータ(翼)の特性から目標とする風車の始動トルクの計算を行った。続いてこれらの仕様を満足するように軸受の形状パラメータの最適化することで、主軸受に必要なとされる十分な強度と耐久性を確保しながらも軸受のトルク抵抗を低減した。

Table.4.2 に計算の諸条件を示す。風況条件は実験サイトの風況と、垂直軸風車が市街地等の比較的風が弱い地域に設置されることが多いことから ClassIVとした。

Table.4.2 Calculation condition for the performance of blades

Item		Unit	Value
Parameter of IEC61400-2	Class	—	IV
	Reference wind speed	V_{ref}	m/s 30
	Annual average wind speed	V_{ave}	m/s 6
	Characteristic value of hub-height turbulence intensity at a 10-minute average wind speed of 15m/s	I_{15}	— 0.18
	slope parameter for turbulence standard deviation model	a_{st}	— 2
	Extreme wind speed (reoccurrence period of 50 years)	V_{e50}	m/s 42
Parameters of Vertical axis wind turbine	Rotor diameter	D	m 3
	Blade length	l_B	m 3
	Swept area	S_W	m ² 9
	Chord length of blade	c_B	m 0.3
	Number of blades	n_b	— 5
	Solidity	σ	— 0.16
	Wing section	—	— TWT12013-05-BA642
	Tip speed ratio	λ	— 2.5
Design life	—	years 20	

4.3.1. 翼特性の計算

Fig.4.19 にブレードの外観図を示す. 本実験に用いたブレードはブレード長 3[m], 翼弦長は 0.3[m], ブレード枚数 5 枚, 翼断面型は TWT12013-05-BA642 翼型⁷⁵⁾を使用した.



Fig.4.19 Blade

本実験機のブレードが風によってどのようなトルクを発生させるか，ロータ特性の計算を行った．なお，ここではアームの影響は無視した．

計算結果を Fig.4.20 に示す．この結果より，この条件では周速比 $\lambda=2.3$ 付近で効率が最大となり， $C_p=0.33$ と予測された．

ブレードの出力特性をもとにそれぞれの風速での出力を計算したものを Fig.4.21，トルクを計算したものを Fig.4.22 に示す．Fig.4.21 より風速 6[m/s]のときを例にとると，出力は 110[rpm]でピークとなり，そのときのブレードからの出力は 0.92[kW]となる．Fig.4.22 より風速 10[m/s]のときを例にとると，ブレードに発生するトルクは 120[rpm]でピークとなり，そのときのブレードに発生するトルクは 108[N・m]となる．

垂直軸風車の設計の際には，風車の始動風速時にブレードに発生するトルクよりも，風車全体のトルク抵抗が小さくなければならない．風車が静止しているときにブレードに発生するトルクは周速比 $\lambda=0$ として計算することができる．

この計算結果を用いれば、任意の風速で風車が回転を始めるための風車のトルク抵抗を知ることができ、これをもとに軸受部分を設計することができる。

Fig.4.23 より、風速 2[m/s]以下で風車が回りだすためには、風車全体の理論トルク抵抗は 0.45[N・m]以下にしなければならない。

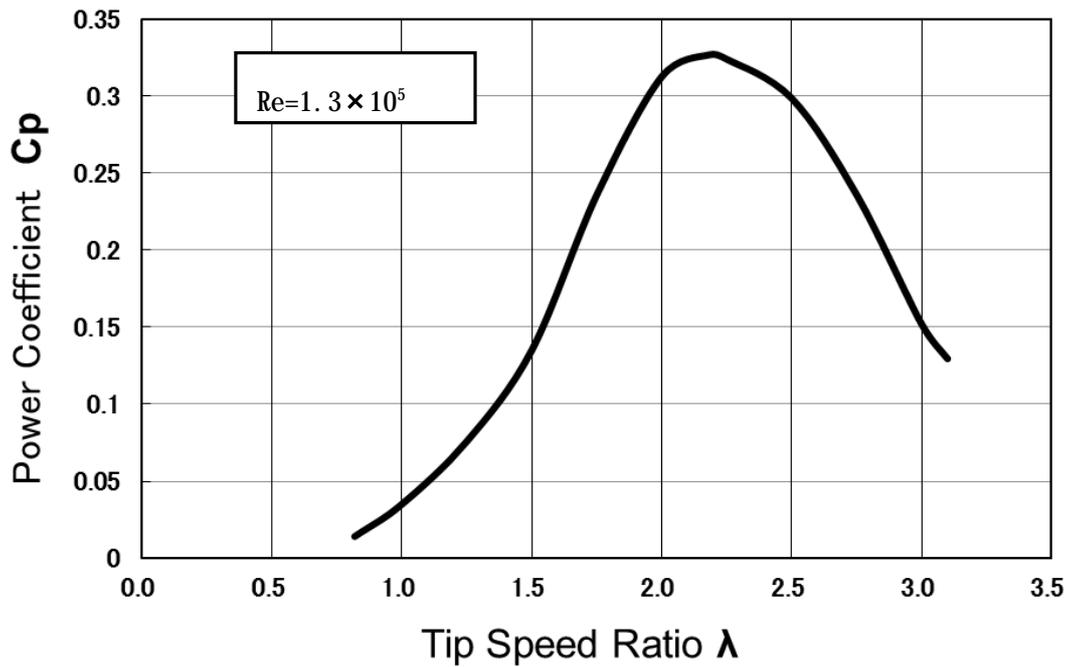


Fig.4.20 Calculation results of performance of blades

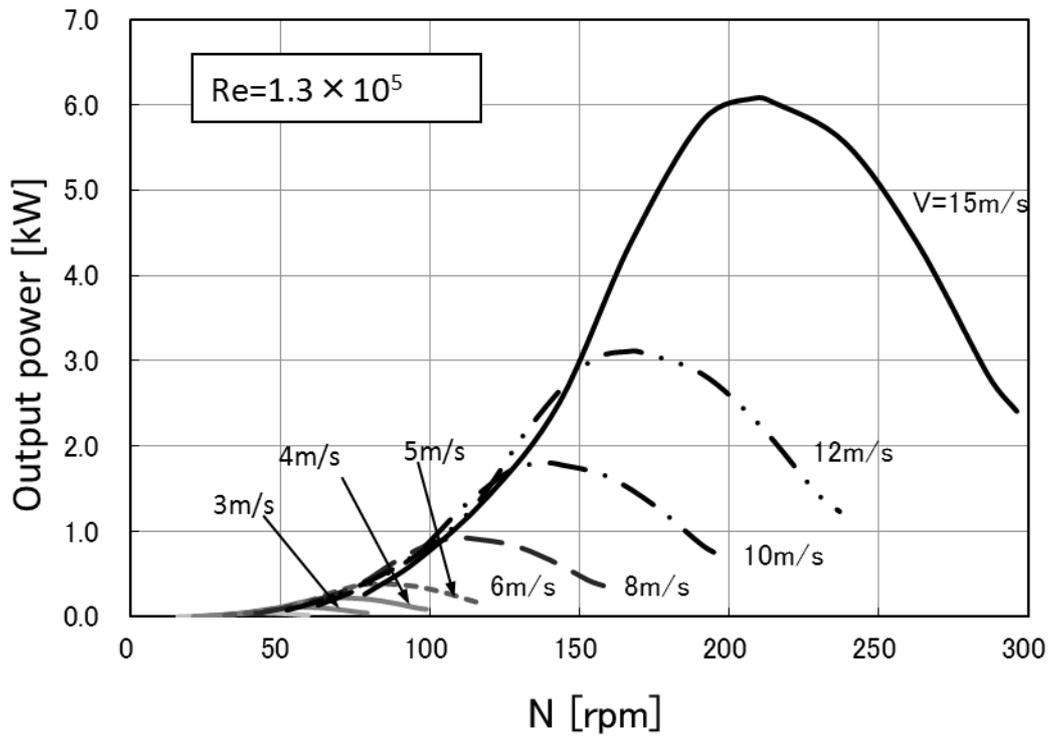


Fig.4.21 Calculation result of power curve

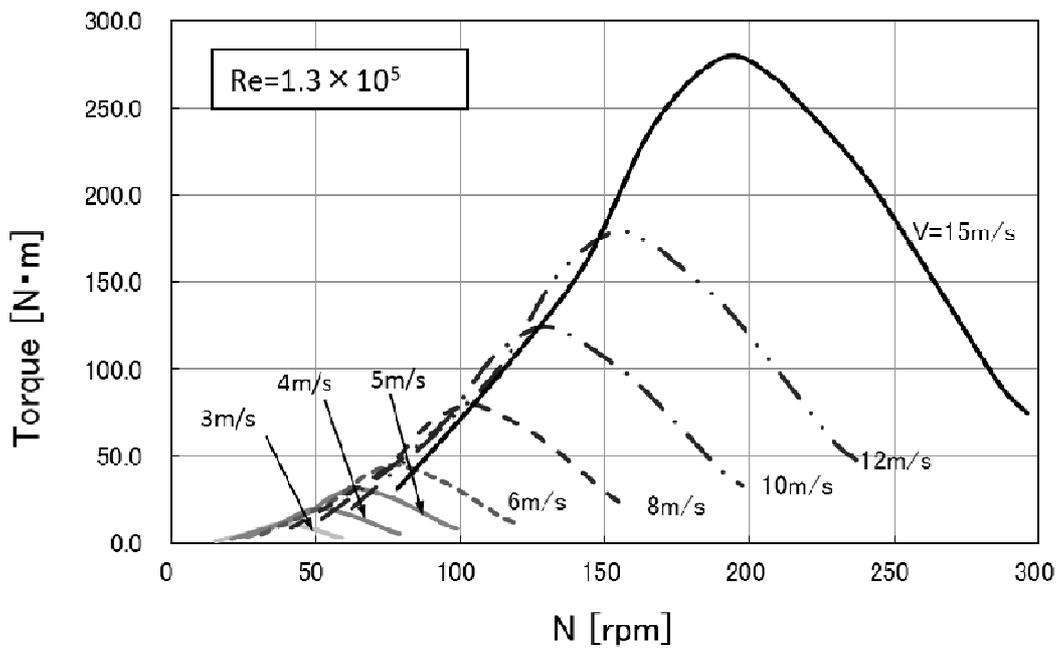


Fig.4.22 Calculation result of torque curve

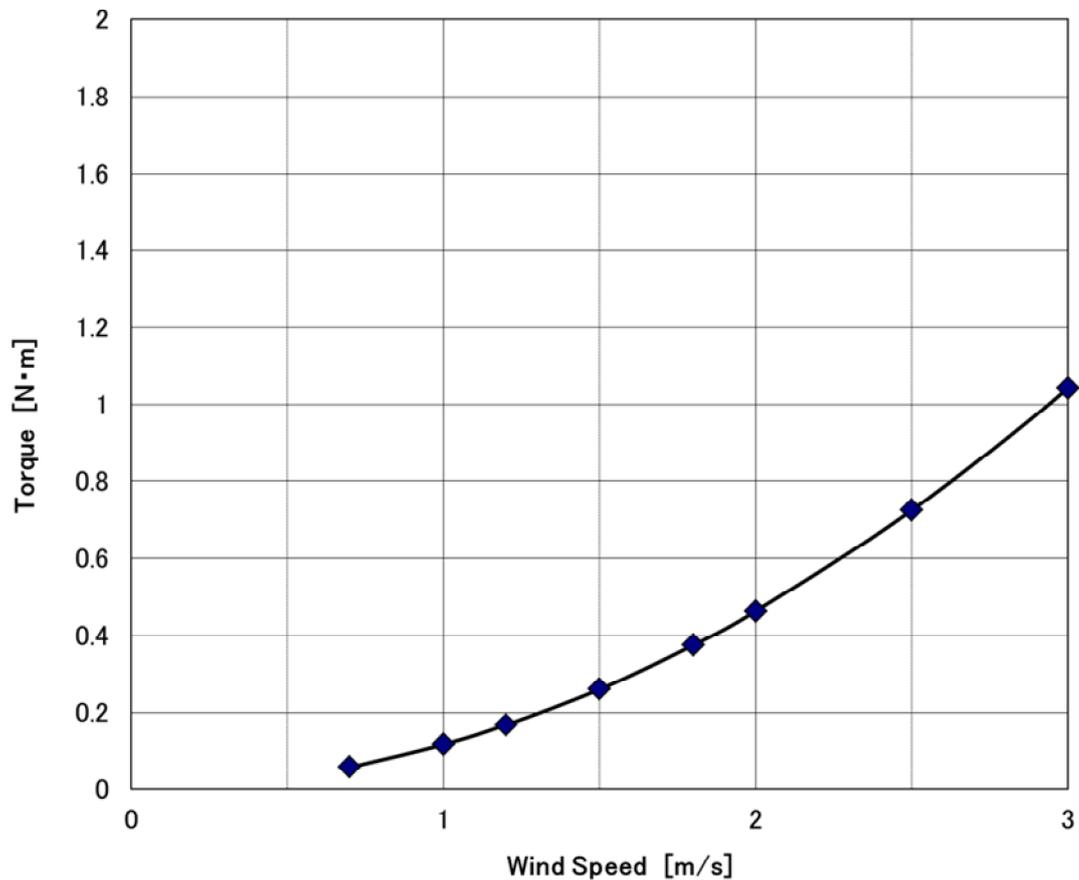


Fig.4.23 torque generated on blades when rotating speed =0

4.3.2. 垂直軸風車の主軸受に必要とされる基本動定格荷重

垂直軸風車用の軸受の設計においては、要求寿命を満足するために必要十分な基本動定格荷重を持っていなければならない。そのため、想定する風況条件からそれぞれの風速の出現率と、そのときに軸受にかかる荷重を算出し、必要とされる基本動定格荷重を計算する。

計算に用いた垂直軸風車の構成と軸受に作用する力を Fig.4.24 に示す。垂直軸

風車は片持ちのインナーロータ式で、上側にアンギュラ玉軸受を 2 列、下側に単列深溝玉軸受を配置している。ブレードが風による抗力を受けたとき、アンギュラ玉軸受はラジアル荷重とロータの自重によるアキシアル荷重がかかり、単列深溝玉軸受にはラジアル荷重のみがかかる。

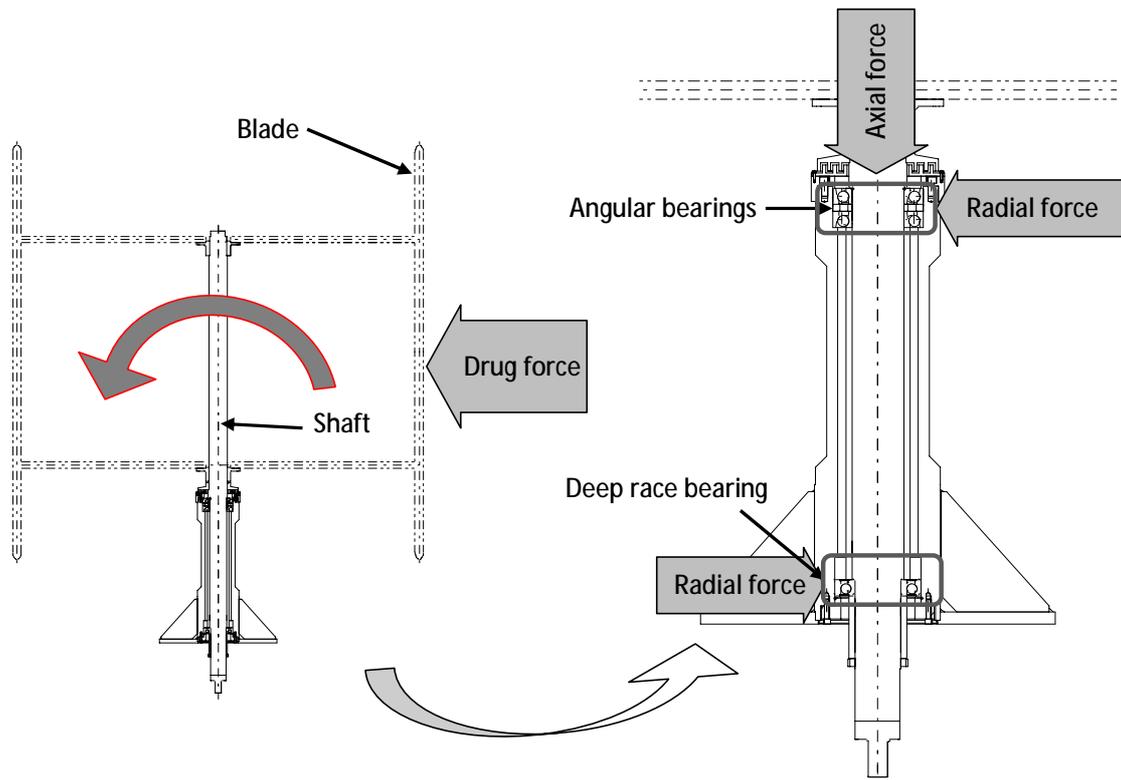


Fig.4.24 Direction of the loads Applied on the bearings

軸受に必要な基本動定格荷重を計算するため、軸受にかかる平均荷重を計算する。軸受の定格寿命は軸受にかかる荷重の 3 乗に反比例するので、軸受にかかる平均荷重 F_{rm} は式(4.1)で与えられる。一定期間において、ある風速の区間 V_i のときに軸受にかかるラジアル荷重を $F_r(V_i)$ 、ある風速の区間における主軸の回転量を $n_w(V_i)$ 、一定期間の総回転量を N とする。

$$F_{rm} = \sqrt[3]{\frac{1}{N} \sum F_r^3(V_i) n_w(V_i)} \quad (4.1)$$

ラジアル荷重とアキシアル荷重が同時に加えられているとき、軸受には斜め方向の荷重が加わる。軸受の寿命を計算する場合、一定のラジアル荷重で求め

る必要があり，このような荷重を動等価荷重という．軸受にかかる動等価ラジアル荷重 P_{rm} は次式で求められる⁷⁰⁾．

$$P_{rm} = XF_{rm} + YF_a \quad (4.2)$$

- F_a : アキシアル荷重
 X : ラジアル荷重係数
 Y : アキシアル荷重係数

X , Y は軸受の形式と呼び接触角によって適用される．

アンギュラ玉軸受のラジアル荷重係数 X , アキシアル荷重係数 Y の値を Table.4.3 に示す⁷⁰⁾．ラジアル玉軸受については，この場合，アキシアル荷重 $F_a=0$ なので， $X=1$, $Y=0$ となる．なお“IEC61400-2 7.8 Safty factors”において風車に用いられる材料係数は，95[%]の信頼限界で95[%]の確立をもつと推定される材料特性に適用するとある．そこで本研究では，軸受そのものが生存できる信頼度を IEC に規定される材料の規定値と同等以上に確保することとし，定格寿命は L_5 ，信頼度は 0.95 とした．

Table.4.3 Load factors for angular bearings

Contact angle	e	$F_a / F_r \leq e$		$F_a > F_r \cdot e$	
		X	Y	X	Y
30°	0.8	1	0.78	0.63	1.24
40°	1.14	1	0.55	0.57	0.93

式(4.2)で求められた動等価ラジアル荷重から，風車に必要とされる基本動定格荷重 C_{r1} は式(4.3)より求められる．なお，式中の α_2 には安全係数も含まれる．

$$C_{r1} = \sqrt[3]{\frac{L_5 P_{rm}^3}{\alpha_1 \alpha_2}} \quad (4.3)$$

L_5 : 要求定格寿命 [$\times 10^6$ rev]

α_1 : 信頼度係数 (L_5 の場合, $\alpha_1=0.62$)

α_2 : 軸受特性係数

次に Fig.4.25 に IEC61400-2 の CLASS IV で規定される風速の出現率と、周速比 $\lambda=2.5$ としたときの風車の回転数を示す。また、Fig.4.26 に各風速での、アンギュラ玉軸受と単列深溝玉軸受に加わる荷重と 1 年間あたりの主軸の回転量を示す。なお、周速比は使用する発電機の出力特性を考慮し、出力を高く尚且つ失速しない領域として $\lambda=2.5$ とし、風車は CUT OUT 風速まで運転するとした。風速 V は 0.2[m/s] ごとの区間に分割し、それぞれの区間の代表値を V_i としている。

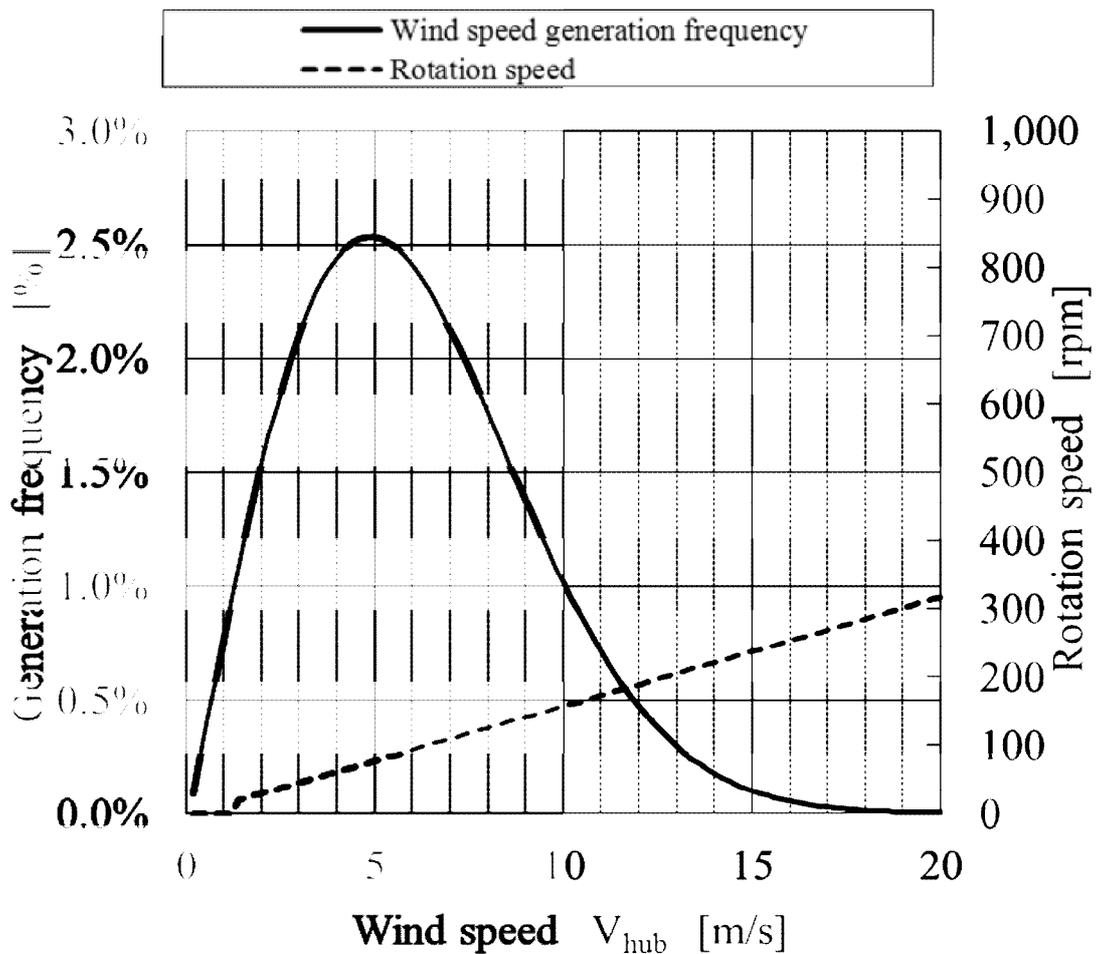


Fig.4.25 Wind condition and rotating speed of the rotor for the calculation

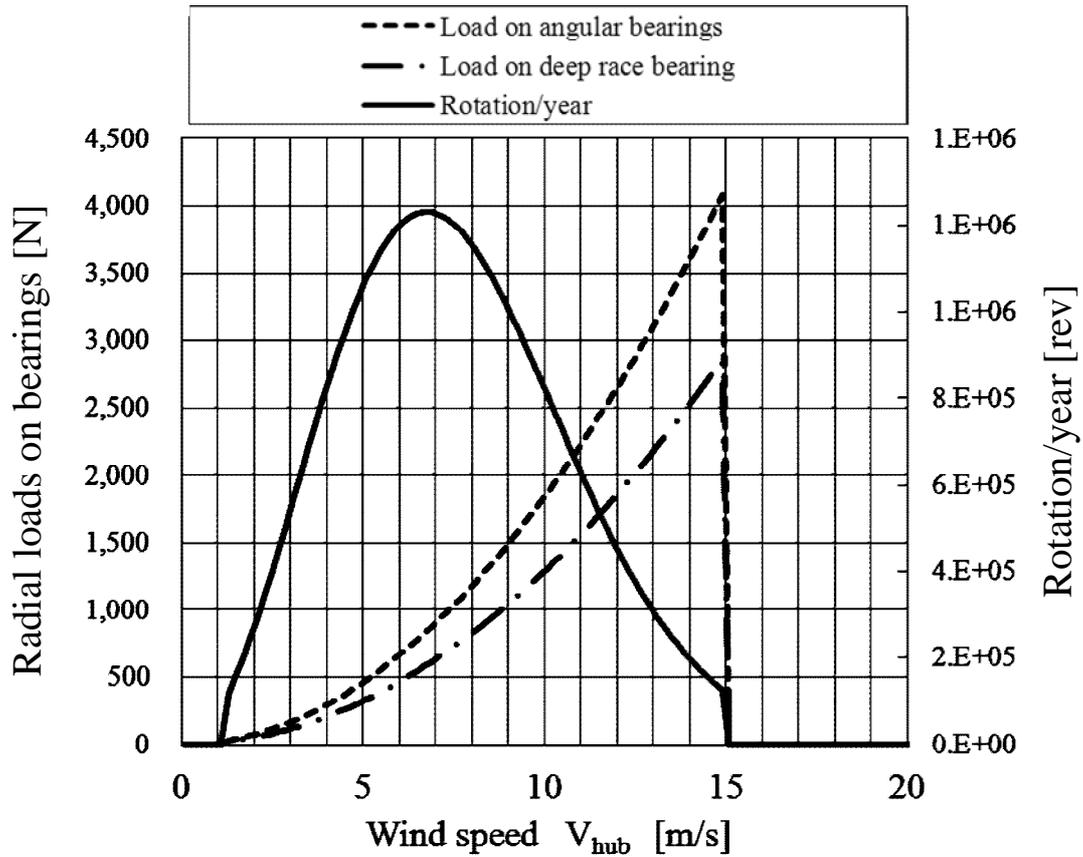


Fig.4.26 Calculated radial loads on the bearings and rotation

以上の内容から、それぞれの V_i で軸受に加わるラジアル荷重 $F_r(V_i)$ 、1年あたりの回転量 $n(V_i)$ 、一年間の総回転量 $N[\text{rev}]$ 、設計寿命 20年間の総回転量を計算し、式(4.1)、(4.2)、(4.3)を用いて垂直軸風車に必要とされる基本動定格荷重 C_{rl} を計算した。

計算の結果を Table.4.4 に示す。

Table.4.4 Calculation result of necessary dynamic load rating

Type of bearing	Necessary dynamic load rating
	C_{r1}
	[kN]
Angular bearing (duplex)	60.3
Deep race bearing	15.3

4.3.3. 垂直軸風車の主軸受に必要とされる基本静定格荷重

垂直軸風車用の軸受に必要とされる静定格荷重は極値風速時にそれぞれの軸受にかかる荷重から求める。軸受にかかる極値風速は 50 年間で起こりうる、3 秒間の平均風速 V_{e50} を用いた。このとき軸受には最大ラジアル荷重 $F_r(V_{e50})$ が加わるものとする。軸受にラジアル荷重とアキシアル荷重が同時にかかるとき、式(4.4)を用いて静等価荷重 P_{0r} を計算する必要がある。静等価荷重とは、軸受に作用する合成荷重により、転動体と軌道面の接触部に発生する最大圧力と同じ最大接触圧力を生じさせる純ラジアル荷重のことである⁷⁰⁾。

$$P_{0r} = X_0 F(V_{e50}) + Y_0 F_a \quad (4.4)$$

X_0 : 静ラジアル荷重係数

Y_0 : 動ラジアル荷重係数

F_a は 4.3.2 と同様、軸受に加わるアキシアル荷重で、アンギュラ玉軸受に対して F_a はロータの自重となり、単列深溝玉軸受に対しては $F_a=0$ となる。アンギュラ玉軸受の静ラジアル荷重係数 X_0 と静アキシアル荷重係数 Y_0 を Table.4.5 に示す。深溝玉軸受については、この場合、アキシアル荷重 $F_a=0$ なので、 $X_0=1$ 、 $Y_0=0$ と

なる。

静的安全係数を f_s とすると，垂直軸風車に必要な基本静定格荷重 C_{Or1} は式 (4.5)により計算することができる。

$$C_{Or1} = f_s P_{Or} \quad (4.5)$$

Table.4.5 Static load factors for angular bearings

Contact Angle	X_0	Y_0
30°	1	0.66
40°	1	0.52

以上の計算方法と想定する風況から，垂直軸風車に必要とされる基本静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計算した。

想定される荷重ケースは，通常待機状態において風条件が 50 年間で起こりうる，3 秒間の平均風速 $V_{es0}=42[m/s]$ となる風が作用した場合が最も極大となる。よって，垂直軸風車に必要とされる基本静定格荷重は，この条件下でそれぞれの軸受に加わる荷重と，静的安全係数を考慮して計算した。計算結果は Table.4.6 に示すようになった。

Table.4.6 Calculation result of necessary static load rating

Type of bearing	Necessary Static load rating
	C_{Or1} [kN]
Angular bearing (duplex)	51.6
Deep race bearing	31

4.3.4. 既存の市販軸受の検証

ここで、一般的に入手可能な市販されている既存の軸受(以下既存軸受)の前項までで計算された垂直軸風車に必要なとされる基本動定格荷重、基本静定格荷重を比較したものを Table.4.7 に示す。

なお、IEC61400-2 の安全基準にのっとり軸強度の計算を行った結果、垂直軸風車に必要な軸径は $\Phi 120$ [mm]以上となる。よって既存軸受は呼びサイズ 120 となり、入手性が高く、負荷能力とトルク抵抗が小さな 7024、6024 が最適であるためこれと比較した。

**Table.4.7 Comparison of basic dynamic and static load rating
between ready-made and necessary value**

Type of bearing		Unit	Necessary value	Commercially available Bearings
Angular bearings (duplex)	Model number	-	-	7024
	Basic Dynamic load rating	kN	60.3	152
	Static load rating	kN	51.6	197
Deep race bearing	Model number	-	-	6024
	Basic Dynamic load rating	kN	15.3	85
	Static load rating	kN	31	79.5
Starting torque		N·m	0.45	0.55

垂直軸風車に必要な基本定格荷重と、既存軸受のそれとを比較すると、基本動定格荷重、基本静定格荷重ともに、必要な値を大きく上回っていることがわかる。つまり既存軸受は負荷能力としては十分過ぎる程であるが、過剰に多くの転がり接触面を有しているため、軸受内部のトルク抵抗増加につながっていると考えられる。

4.3.5. 主軸受の最適化

第 2 章で述べた軸受の基礎理論を用い、垂直軸風車の要求値を満足するための軸受パラメータを解析した。

Fig.4.27 に、基準となる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[%]以上低減することとした）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。

このボール比は本研究が新たに提唱するもので、溝適合度と関係付けることにより垂直軸風車に最適な軸受の設計を可能にするパラメータである。

なお、前述のように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るため、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でなければ要求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[%]の曲線に囲まれた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（市販の既存品）では要求を満足できないこともわかった。

なお、ボール比を大きくしすぎると、軸受やそれを支える筐体のサイズが肥大化して製造コストが大きくなってしまう。逆に溝の適合度、ボール比を下限側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。そのため本研究では加工の誤差や製造コストを考慮し、溝適合度を 60[%]とした。

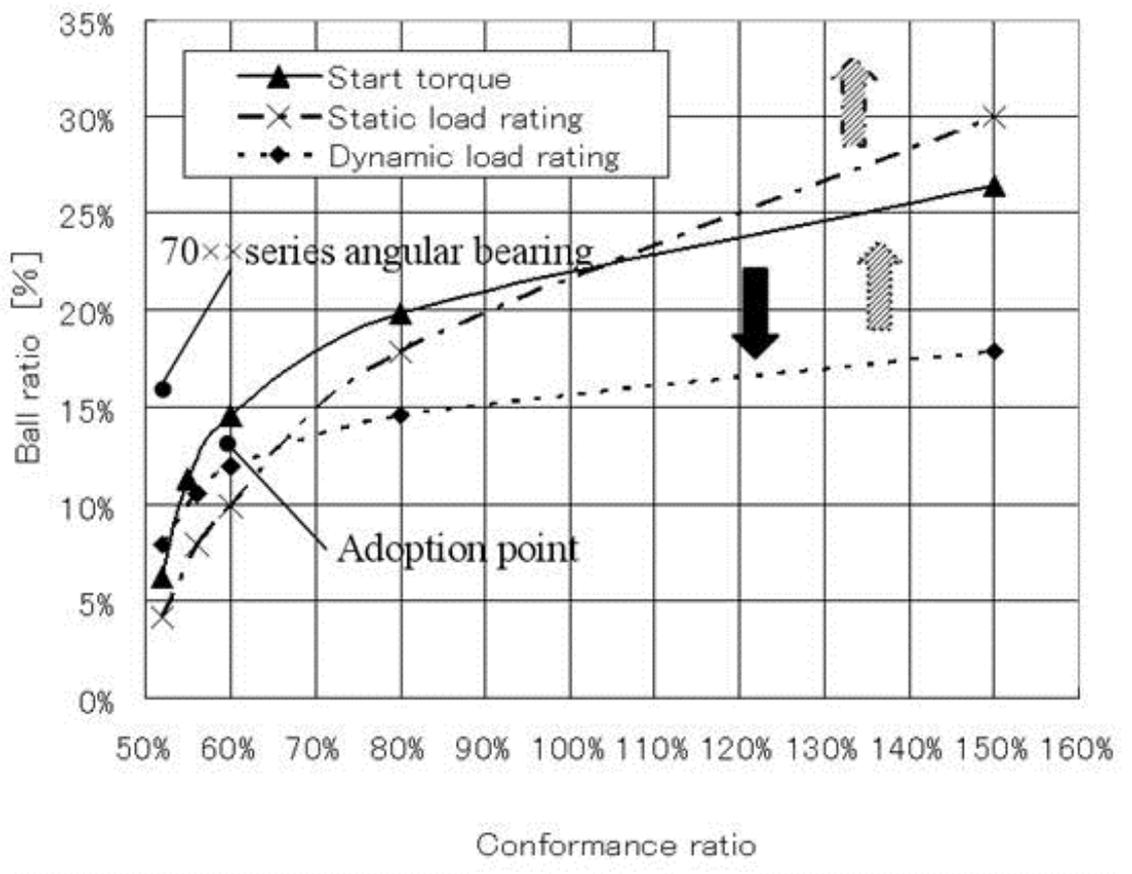


Fig.4.27 Conformance ratio and Ball ratio

ここで得られたパラメータにて設計された軸受の基本定格荷重と始動トルクの値を Table.4.8 に示す。計算の結果、垂直軸風車に最適化した本研究品は、要求される十分な強度と耐久性を確保しながらも、軸受に生じるトルク抵抗が低減されたため、始動トルクが既存軸受に対して約 30[%]に低減できる結果となった。

Table.4.8 Result of starting torque and dynamic load rating

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	0.45	0.55	0.17

4.3.6. 主軸受最適化の設計指針

以上の論理および理論を要約し、主軸受最適化の設計指針として以下に述べる。

1. 風車の設置される風況を確定する。
2. 風車の仕様を確定する。特に以下の項目を確定する。

ロータおよびブレードについて

- ・ロータ直径
- ・ブレード長さ
- ・ブレード枚数
- ・ブレード幅（翼弦長）
- ・ブレード重量
- ・ブレード周速比、「風速-出力（トルク）特性」、「風速-回転数特性」

風車の特性、運転条件について

- ・定格風速
- ・カットイン、カットアウト風速
- ・風車の「風速-出力（トルク）特性」、「風速-回転数特性」

- ・ 定格回転数
- ・ 最大出力
- ・ 瞬時最大回転数
- ・ 耐用年数（寿命）

3. 上記の風車の仕様に基づき、IEC61400-2 および JSWTA0001⁷¹⁾に定められた安全係数を用いて必要なロータシャフト直径を算出する。殆どの場合、終極風速におけるシャフトの曲げ強度を確保することから算出される。

4. 上記の風況および風車の仕様に基づき、主軸受に必要とされる基本動定格荷重、基本静定格荷重を算出する。

5. 軸受以外の風車始動時の抵抗（発電機の抵抗やコギングトルクなど）を算出し、ブレードの「風速-出力（トルク）特性」に基づいてカットイン風速時に許容される軸受の始動トルクを算出する。

6. 溝適合度とボール比（本研究が提唱するパラメータ）をパラメータとして、軸受の基礎理論に基づき Fig.4.27 で示されるグラフを作成し、基本動定格荷重、基本静定格荷重、軸受の始動トルク抵抗のすべてが要求を満足する範囲を確定する。

7. 上記の範囲から最適なポイントを選定する。最適ポイントとして、本研究では小さなボール比と 60%程度の溝適合度を推奨する。⁷²⁾⁷³⁾

4.4. 実験結果

本研究で考案した軸受と従来の既存軸受それぞれについて風車実機に搭載し、「始動トルク」「風車の始動特性」「発電効率」について実験を行った。なお実験は、同じ設置場所で同一のブレード、発電機を使用し、軸受部のみを交換することで相対比較による検証をした。

本研究で考案した溝適合度 60[%]の軸受の寿命と基本動定格荷重について、第 2 章で述べたようにその基礎理論は古くから構築されているが、JIS 規格外となる溝適合度 60[%]の軸受の寿命(基本動定格荷重)については実証試験実績が殆どない。そこで実際に軸受が理論どおりの寿命を満たすかどうかを検証するため、軸受単体で専用の寿命耐久試験を行い、基本動定格荷重の妥当性を検証した。

4.4.1. 始動トルクの測定

本研究で考案した軸受と既存軸受それぞれについて実際に始動トルクを測定した結果を Table.4.9 に示す。なお、始動トルクはシャフトユニット単体の場合と、ブレードと発電機を組付けた風車の状態についてそれぞれ測定を行った。測定方法は、基準となるシャフト外径にワイヤーを巻き、その引張力をロードセルにて測定しトルクに換算した。なお、引張速度は回転を開始する微小速度として、軸受のボール公転速度が 0.3[mm/s]程度となる速度とした。

Table.4.9 Result of starting torque

		Unit	Commercially available Bearings	Developed Bearings
Starting torque	Overall(Shaft Unit + Blades + Generator)	N・m	2.9	1.1
	Only Shaft Unit	N・m	2.2	0.3
Installed Period		—	May. 2010 ~ Jun. 2012	Jul. 2012 ~

4.4.2. 風車始動特性

フィールド実験にて、本研究で考案した軸受と既存軸受それぞれについて、ロータが回転開始する時の風速データから風車始動特性の検証を行った。

Fig.4.28 は既存軸受を使用した場合と本研究で考案した軸受を搭載した場合のそれぞれについて、ロータが回転を開始した始動風速の頻度を示す。垂直軸風車は風向に対する翼の相対位置によりトルク特性が異なるため、各 1000 個の始動風速データを統計的に比較した。なお始動風速は、2[sec]でサンプリングされたロータ回転数と風速実測データから、ロータが停止状態から回転を開始する時の風速を始動風速としてカウントした。

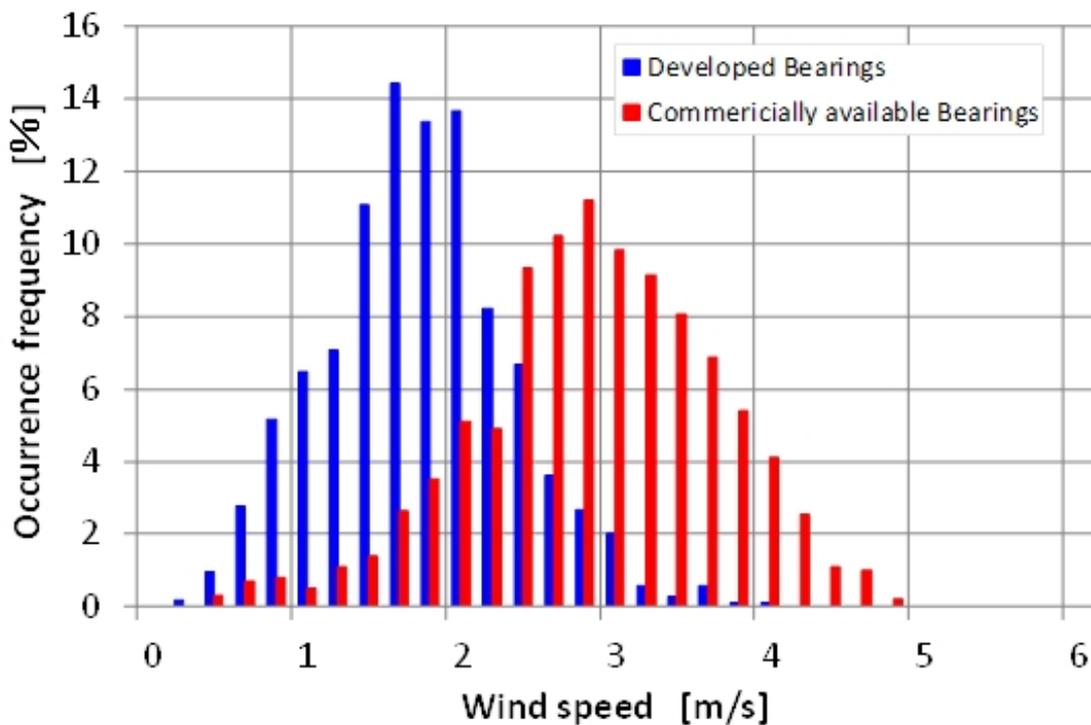


Fig.4.28 Comparison of starting wind speed

4.4.3. 発電効率

第 2 章の基礎理論、及び第 4 章 “4.3.2. 垂直軸風車の主軸受に必要とされる基本動定格荷重” より、軸受に作用する負荷荷重増加に伴い軸受に発生するトルク抵抗が増加することが明らかにされている。つまり軸受のトルク抵抗は風速の二乗に近似して増加する。

Fig.4.29 は、本研究で考案した軸受と既存軸受それぞれの風速に対するトルク抵抗解析値と、風車のロータトルク理論値を示す。なお、解析は本研究の実証実験機の構造と仕様を用い、潤滑抵抗と深溝玉軸受のトルク抵抗増加は無しの場合にて行った。この結果より、既存軸受のトルク抵抗は全ての風速領域において、ロータトルクの 1[%]を超える値になっているのに対して開発品は 1[%]未達となっている。前者は David Wood の研究によると風車の出力特性に対して無視できない値であることを示している⁷⁴⁾。

以上のように軸受の回転トルクの抵抗は風車稼働中の動力損失の要因となることから、発電効率は軸受のトルク抵抗低減によって改善されることが Fig.4.28 から予想される。より厳密に言えば、実際の回転トルクは動的な状態であるが、基本的な摩擦抵抗の理屈は同じであるため、静的なトルク抵抗であっても動的なトルク抵抗の指標となりうると思われる。

これを立証するため、本研究では既存軸受を搭載した風車と本研究で考案した軸受を搭載した風車のそれぞれについて、風速-出力特性を比較評価した（軸受部のみ異なり、ブレード、発電機等の他の部品は同一の物を使用）。

Fig.4.30 に 0.5[m/s]にてビン処理を施した風速と出力の実測結果を示す。なお、発電機は 60[rpm](周速比 $\lambda=2.5$ 、風速 3.75[m/s])から発電を開始し、ビン処理の結果にはこの特性が含まれる。

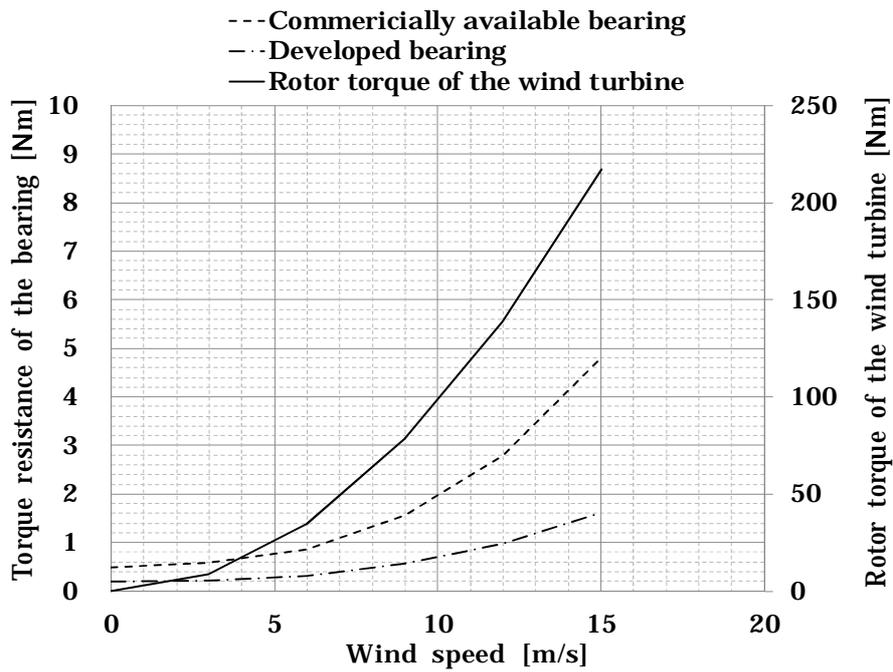


Fig.4.29 Calculation results of rotor torque and torque resistance

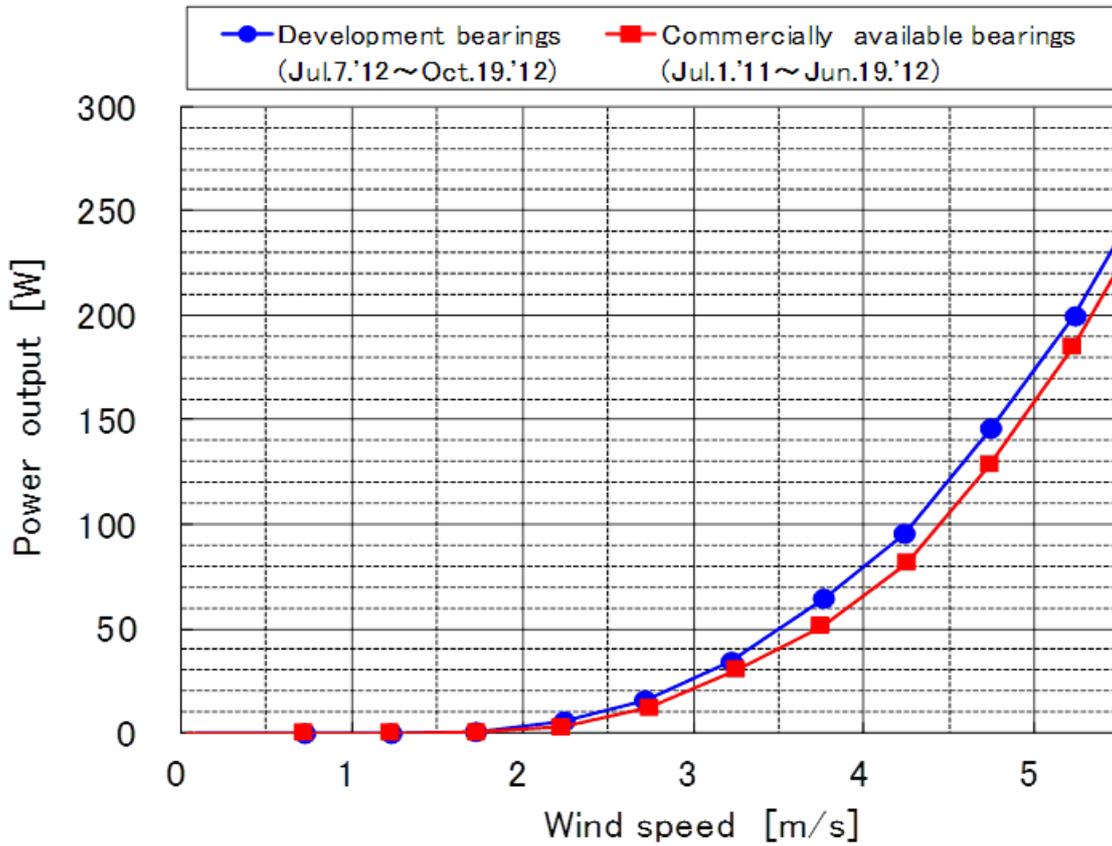


Fig.4.30 Wind speed and output power

4.4.4. 軸受寿命・基本動定格荷重の評価

Fig.4.31, Fig.4.32 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 Table.4.10 に示す. 試験品は 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. 軸受の運転速度は外輪外周温度が 60[°C]以下になるよう, 負荷荷重を $0.5C_r$ (定格寿命 $L_{10}=8,000,000[\text{rev}]$), 試験回転数を 2000[rpm]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石鹼基グリースで軸受空間体積の 35[%]の 3.1[cc]を封入した. 試験結果を Table.4.11, Fig.4.33 に示す.

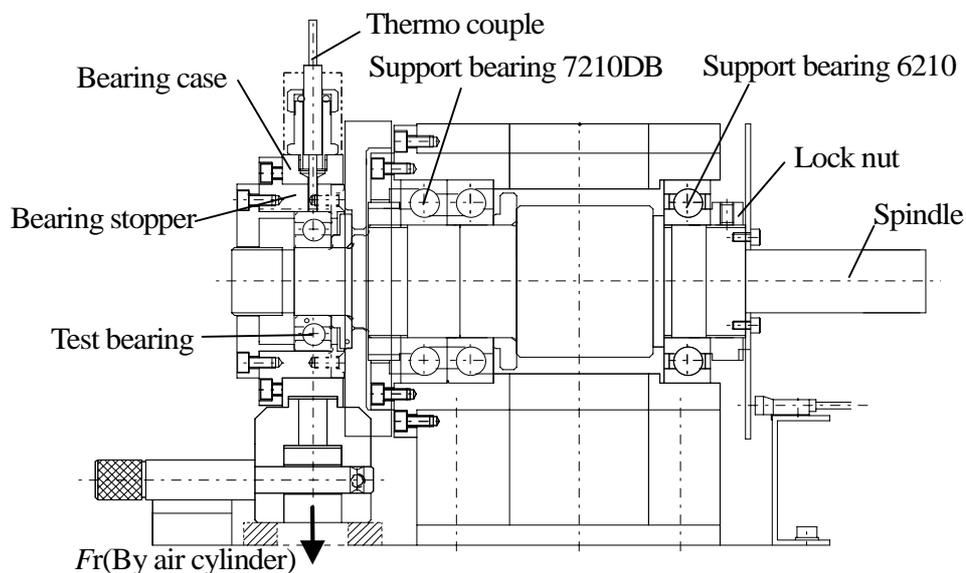


Fig.4.31 Life test machine of bearing 1



Fig.4.32 Life test machine of bearing 2

Table.4.10 Life test condition

Test bearing	Conformance ratio	60%
	Basic dynamic load rating	11.4kN
Life test condition	Test Load	N(0.5Cr)
	Operation speed	2000rpm
	Operation temperature	29-45°C
	Lubricant	Lithium grease 3.1cc

Table.4.11 Life test result

Test bearing No.	Total rotation of Test bearing	Rated life	Total rotation /Rated life
	[rev]	[rev]	
1	96,028,000	8,000,000	12
2	75,385,000	8,000,000	9
3	51,691,000	8,000,000	6
4	391,537,000	8,000,000	49
5	269,876,000	8,000,000	34
6	149,531,000	8,000,000	19
7	548,600,000	8,000,000	69
8	158,400,000	8,000,000	20
9	28,520,000	8,000,000	4
10	63,468,000	8,000,000	8

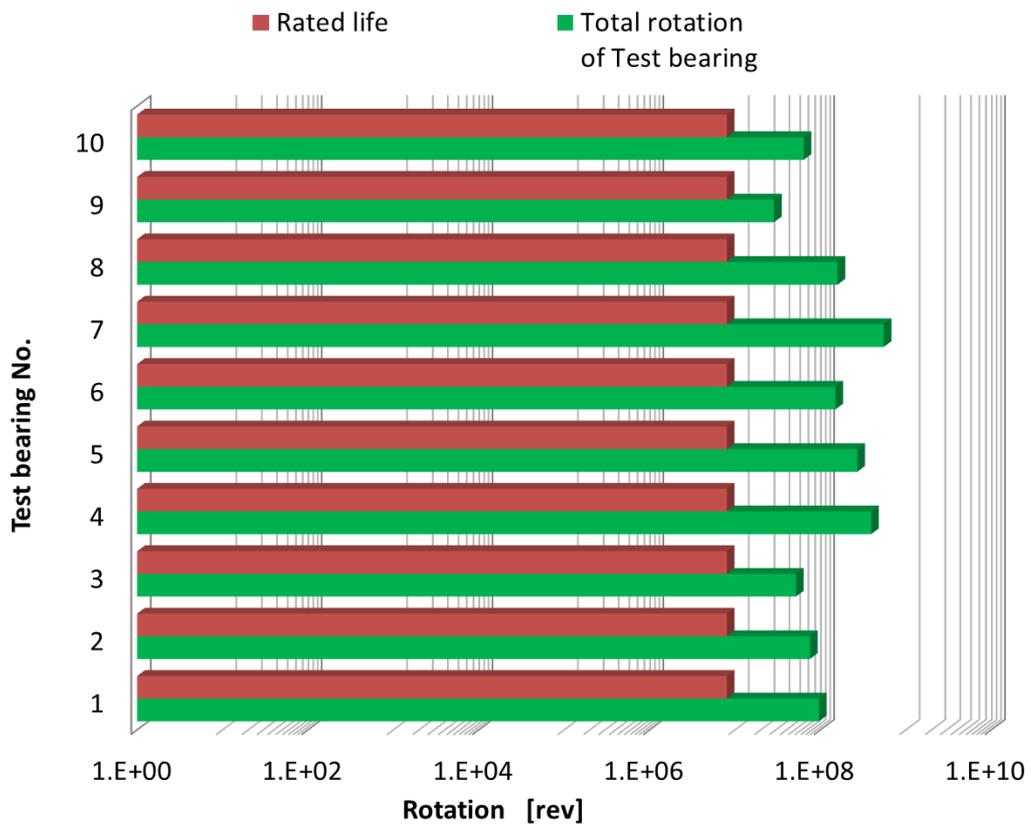


Fig.4.33 Life test result 1

4.5. 考察

4.5.1. 始動トルク

Table.4.11 の試験結果より，本研究で考案した軸受の始動トルクは同等の既存軸受に対し，シャフトユニット単体では 14[%]程度，風車として発電機を取付けた状態で 38[%]程度となり，大きなトルク低減が達成できた。

なお，それぞれの実測値は解析値に対して増加しているが，これは解析には含んでいなかったミスアライメントによる軸受内部荷重増加と潤滑剤によるトルク抵抗が含まれるからであると考えられる．特にミスアライメントによる内部荷重の増加が影響は大きいと考えられ，例えば軸受取付間の偏心が 15[μ m] あった場合には，従来品と研究品とでそれぞれ 3000[N]，1500[N]相当の荷重が軸受にかかり，従来品で 0.5[N \cdot m]，研究品で 0.02[N \cdot m]程度のトルク増加が想定される．また，軸受に潤滑剤としてグリースを封入した状態のトルク実測値は封入前と比較して 0.05[N \cdot m]の増加が確認された．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 0.7~0.8[N \cdot m]増加しているが，これは主としてコア付き発電機のコギングトルクによるものと考えられる．

4.5.2. 風車始動特性

Fig.4.28 の結果より，既存軸受では平均値として風速 2.9[m/s]から回転を開始していたのに対し，本研究で考案した軸受では平均値として風速 1.8[m/s]で回転を開始しており，風車の始動風速を約 62[%]に低減していることを確認できた．なお，一般的に風車が風から得られるトルクは風速の 2 乗となることが知られ

ている．本実験ではシステム全体の始動トルクが 38[%]低減したことで，始動風速がその平方根となる 62[%]($\sqrt{0.38} \approx 0.62$)に低減できてくることから，風速とトルクの関連性についてもよく一致していることが確認できた．

4.5.3. 発電効率

Fig.4.30 の結果より，全体的に本研究で考案した軸受は既存軸受搭載モデルと比較して発電効率が改善された．例えば平均風速 4.7[m/s]においては既存軸受搭載モデルの出力は 128[W]，研究品では 148[W]の出力を得ている．

軸受に作用する外力は風速の大きさに応じて増加し，それに伴って軸受に発生するトルク抵抗も風速に応じて増加する．軸受は，発生するトルク抵抗とその時の回転数を乗した値が機械的な動力損失となるため，本研究で考案した軸受のトルク抵抗低減により，発電効率が従来の 25[%]から 28[%]に向上することがわかった．

4.5.4. 軸受寿命・基本動定格荷重 妥当性

Table.4.11 の結果より，いずれの試験品も定格寿命に対して最低でも 4 倍以上の回転量まで到達することが実証された．さらに軸受の寿命特性については，その生存確率を統計的な手法を用いた定量的な信頼度によって検証する必要がある．よって Fig.4.33 の耐久試験結果を基にワイブル分布関数を用いた解析結果を Fig.4.34 に示す．なお，ここでは軸受の基本定格寿命に規定されている L10 寿命にて評価を行った．この結果，軸受の基本定格寿命(L10 寿命=8,000,000rev.)に対して本研究で考案した軸受は L10 寿命=40,110,000 となり，90%以上の信頼度において 5 倍以上の耐久性を有していることが立証された．このことより，

本研究で考案した軸受の基本動定格荷重及び寿命特性が十分妥当なものであることが、明らかになった。

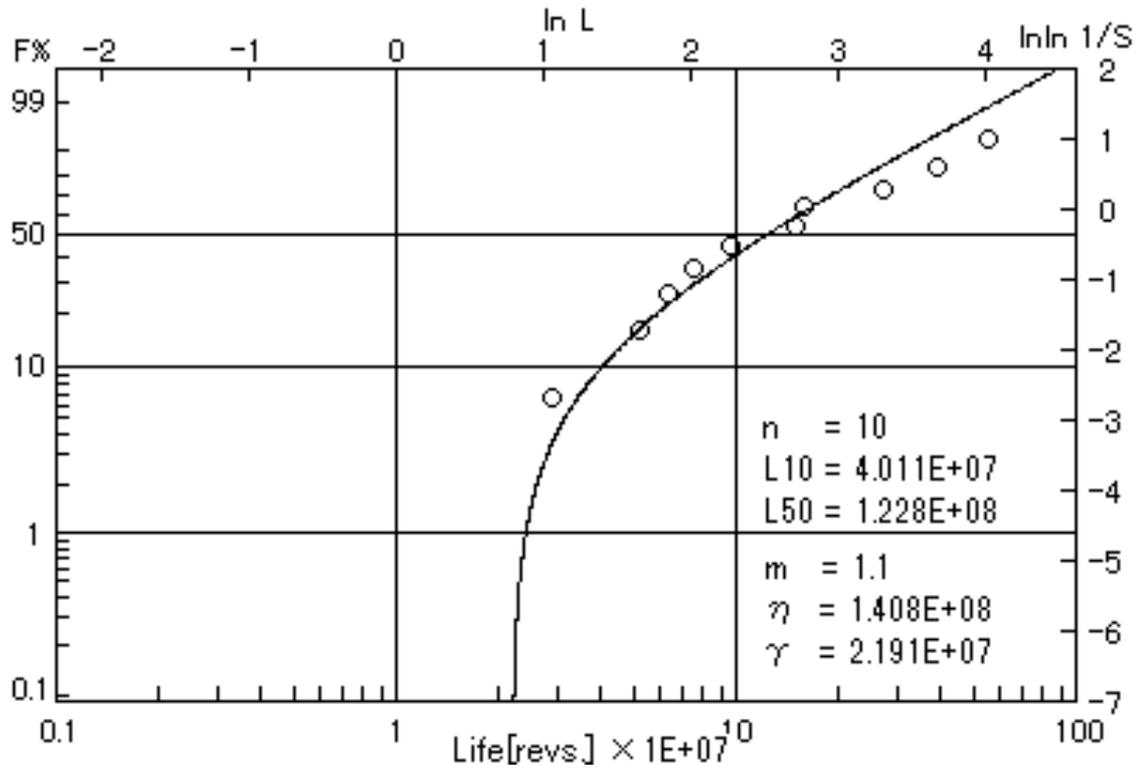


Fig.4.34 Life test result 2

4.6. 結言

垂直軸風車主軸受の形状パラメータを最適化することにより、十分な強度と耐久性を確保しながらも、軸受のトルク抵抗を低減し、実証実験を行った結果下記結論を得た。

- 1) 従来の既存軸受(70 系列, 60 系列)と比較して、本研究で考案した軸受の始動トルクは約 60[%]以上小さくなった。
- 2) 本研究で考案した軸受と従来の既存軸受(70 系列, 60 系列)を同じ風車に搭載し、フィールド実験にて比較した結果、風車の始動風速が従来品

2.9[m/s]から研究品 1.8[m/s]に改善した.

- 3) 本研究で考案した軸受と従来の既存軸受(70 系列, 60 系列)を同じ風車に搭載し, フィールド実験にて比較した結果, 回転中の機械的な動力損失が低減されて発電効率が約 3 ポイント改善できることがわかった.
- 4) 本研究で考案した軸受は, 1)~3)を達成しながらも, IEC61400-2 の安全基準にのっとり, 十分な強度を持つ基本静定格荷重を満足できることがわかった.
- 5) 本研究で考案した軸受は, 1)~3)を達成しながらも, IEC61400-2 の安全基準にのっとり, 設計寿命 20 年に対して信頼度 95[%]以上を確保する基本動定格荷重を満足できることがわかった.
- 6) 本研究で考案した軸受は JIS 規格外となる溝適合度 60[%]の新しい軸受であるが, 軸受単体の寿命耐久試験によって, 軸受の基本定格寿命(L10 寿命 = 8,000,000rev.)に対して本研究で考案した軸受は L10 寿命 = 40,110,000 となり, 90%以上の信頼度において 5 倍以上の耐久性を有していることが実証された.
- 7) 本研究で考案した軸受はアンギュラ玉軸受の内輪と主軸を一体化にしたことで, 部品点数が削減されると共に, 大形ロックナットが不要になるため, 風車の軽量化と製造コストが削減できた.
- 8) 従来の軸受では, 変動するモーメント荷重が作用すると, 内輪と軸の嵌め合い部でフレッチング等の破損が生じるリスクを持っているが, 本研究の構造においては内輪と主軸が一体化になるため, このリスクが解消される.

第5章 考察

(1) 基礎理論

水平軸風車については翼素運動量複合理論を用いた水平軸風車の性能計算に関する基礎特性式，二次元翼断面型データからの風車性能の算出方法について明らかにした．また垂直軸風車では単一流管理論及び多流管理論のそれぞれを用いた垂直軸風車の空気力学的特性と性能の算出方法について明らかにした．転がり軸受については軸受および直動転がり案内の基本動定格荷重・定格寿命・基本静定格荷重に明らかにした．さらに軸受の始動トルクや回転トルクについても明らかにした．

(2) 水平軸風車の Yaw 軸旋回装置に関する実験的研究

風車実験機の風向追従性の実験結果から，Yaw 軸旋回装置については設定した制御通り，実風向に対して Yaw 軸旋回装置の駆動が追従しており，良好な制御が可能となった．また Yaw error の小さなところでは駆動せず直前の方位に留まっていることも確認できる．なお2月25日の14:00，18:00前，2月26日の8:00前，12:00では，突風によりロータが瞬間的に過回転となったが，Yaw 軸旋回装置は実風向に対して約 90° 方向にファーリングされ，風車実験機が規定の停止動作を行った．これらのことから，本研究で考案したギアレス Yaw 軸旋回装置は水平軸風車の Yaw 軸旋回装置として必要とされる風向追従機能を十分満たしていると考えられる．

風車実験機の旋回トルク実験結果より，実測値は理論計算値とよく一致しており，本研究品は風車の Yaw 軸旋回装置に必要とされる旋回トルクを十分に発生させられることが確認できた．また，従来品は本来風車が必要とする旋回ト

ルクに対して2倍以上大きな値となっていることがわかる。これは前述の通り、従来のギア駆動のYaw軸旋回装置では、風の外力の衝撃荷重によるギアの破損を防ぐためブレーキを作動させながら旋回運動させているからである。一般的にブレーキはCUT OUT風速時の風外力と同等以上の大きさのブレーキ力を定常的に作用させている。Yaw軸旋回装置の旋回に必要なトルクの大部分はロータ面が風から受ける力が支配的になっており、CUT OUT風速の時には旋回に必要なトルクの9割以上を風に抗うためのトルクがしめている。そのため、従来品では本来必要な旋回トルクに対して2倍以上の値が必要になっていた。それに対して、本研究のギアレスのYaw軸旋回装置はトルク伝達に機械的な接触が無く、ブレーキが不要なことから本来風車が必要とする旋回トルクのみを満たすだけでよいため、旋回トルクを従来品から半分以上低減することが可能となった。

ギアレスYaw軸旋回装置の長期運用実験結果より約2年間の実証実験を通じて、平均風速で20[m/s]を超えるような強風条件や、大きな風速変動が観測されたが、風車の稼働状況に応じてYaw軸旋回装置も健全に稼働し続けていることが確認できる。なお、Xの期間において風車、Yaw軸旋回装置共に停止しているが、これは東日本大震災が発生したため風車実験機が自動停止をし、機械装置の安全確認を行ったためである。またYの期間において約2ヶ月間、風車が停止しているが、これはメンテナンス及び部分的な機械装置の実験を行ったためである。これらのことから本研究で考案したギアレスYaw軸旋回装置は、様々な風況変化や風車の稼働状況に応じて健全に機能を維持し続けていることが確認でき、一定の耐久性を確保できることが明らかとなった。

(3) 垂直軸風車の転がり技術に関する実験的研究

始動トルクの実測結果より，本研究で考案した軸受の始動トルクは同等の既存軸受に対し，シャフトユニット単体では 14[%]程度，風車として発電機を取付けた状態で 38[%]程度となり，大きなトルク低減が確認された．なお，それぞれの実測値は解析値に対して増加しているが，これは解析には含んでいなかったミスアライメントによる軸受内部荷重増加と潤滑剤によるトルク抵抗が含まれるからであると考えられる．特にミスアライメントによる内部荷重の増加は影響が大きいと考えられ，例えば軸受取付間の偏心が 15[μ m]あった場合には，従来品と研究品とでそれぞれ 3000[N]，1500[N]相当の荷重が軸受にかかり，従来品で 0.5[N \cdot m]，研究品で 0.02[N \cdot m]程度のトルク増加が想定される．また，軸受に潤滑剤としてグリースを封入した状態のトルク実測値は封入前と比較して 0.05[N \cdot m]の増加が確認された．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 0.7~0.8[N \cdot m]増加しているが，これは主としてコア付き発電機のコギングトルクによるものと考えられる．

風車実験機の風速に対する統計的な始動特性の実験結果より，既存軸受では平均値として風速 2.9[m/s]から回転を開始していたのに対し，本研究で考案した軸受では平均値として風速 1.8[m/s]で回転を開始しており，風車の始動風速を約 62[%]に低減していることを確認できた．なお，一般的に風車が風から得られるトルクは風速の 2 乗となることが知られている．本実験ではシステム全体の始動トルクが 38[%]低減したことで，始動風速がその平方根となる 62[%]($\sqrt{0.38} \approx 0.62$)に低減できてくることから，風速とトルクの関連性についてもよく一致していることが確認できた．

風車実験機の発電特性の実験結果より，全体的に本研究で考案した軸受は既

既存軸受搭載モデルと比較して発電効率が改善された。例えば平均風速 4.7[m/s] においては既存軸受搭載モデルの出力は 128[W], 研究品では 148[W]の出力を得ている。軸受に作用する外力は風速の大きさに応じて増加し, それに伴って軸受に発生するトルク抵抗も風速に応じて増加する。軸受は, 発生するトルク抵抗とその時の回転数を乗した値が機械的な動力損失となるため, 本研究で考案した軸受のトルク抵抗低減により, 発電効率が従来の 25[%]から 28[%]に向上することがわかった。

軸受単体試験による軸受寿命と基本動定格荷重の評価試験結果より, いずれの試験品も定格寿命に対して最低でも 5 倍以上の回転量まで到達することが実証された。

第6章 結論

本研究は風車に使用される転がり軸受に着目し，水平軸風車については信頼性やロバスト性を向上させた Yaw 軸旋回装置の非接触化をはかると共に，分割と交換を可能にする構造を考案し，実験にて検証した．また，垂直軸風車については，主軸受について真に必要なとされる性能を明確にし，軸受の形状パラメータを最適化することで，十分な強度と耐久性を確保しながらも軸受に生じるトルク抵抗を低減し，風車の低始動化と高効率化をはかった．

研究の成果は，各章の結言で述べた通りであるが，総括すると次のようになる．

(1) 序論

風車の軸受に関する研究の背景と現状を展望し，風車の軸受に関する問題点を指摘した．さらに本研究の着目点と目的を示し，構成の概要について述べた．

(2) 基礎理論

水平軸風車については翼素運動量複合理論を用いた水平軸風車の性能計算に関する基礎特性式，二次元翼断面型データからの風車性能の算出方法について明らかにした．また垂直軸風車では単一流管理論及び多流管理論のそれぞれを用いた垂直軸風車の空気力学的特性と性能の算出方法について明らかにした．転がり軸受については軸受および直動転がり案内の基本動定格荷重・定格寿命・基本静定格荷重に明らかにした．さらに軸受の始動トルクや回転トルクについても明らかにした．

1) 水平軸風車については運動量理論と翼素理論を合わせた翼素運動量複合理

論を用いて性能計算を行った。まず、運動量理論より理論効率 C_p を明らかにした。次に翼素理論より推力 dT 、トルク dQ を明らかにした。

- 2) 垂直軸風車については単一流管理論を用いた性能計算を行った。これは風車を通過する気流を一つの流管として考え、風車内のどの位置でも一様な誘導係数を持つと仮定する方法である。まず、理論効率 C_p を明らかにし、次にブレードにはたらく揚力 L 、抗力 D 、ピッチングモーメント M を明らかにした。そして算出した3つの値をもとにトルク T を明らかにした。
- 3) 流管での連続性を満足させながら局所的な影響を考慮し、速度低減率を求めて、垂直軸風車のタービン特性としてのブレードに発生するトルク C_{TB} 、ブレードに発生するタービン抗力 C_{FB} 、アームに発生するトルク C_{TA} を明らかにした。
- 4) 軸受の寿命とは、軸受の起動輪、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量であり、一般的に疲れの形跡は内部起点より転動面がうろこ状に剥離するフレーキングである。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化する必要がある。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の指標を軸受の信頼度という。一般的に信頼度が90%のときの定格寿命を基本定格寿命と称し、基本動定格荷重 C_r の基準とされている。今回は、基本動定格荷重 C_r の式は軸受のパラメータを用いて下記のように算出されることを明らかにした。

$D_w \leq 25.4$ の場合

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

$D_w > 25.4$ の場合

$$C_r = 3.647 b_m \times f_c \times (i \times \cos a)^{0.7} \times Z^{2/3} \times D_w^{1.4}$$

- 5) 基本動定格荷重は同一グループ内の 90%の個数の軸受が疲れ（フレーキング）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もしくは純アキシヤル荷重として定義されている。

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 C_r 、負荷荷重 F を用いて以下のように表せることを明らかにした。

$$L_{10} = \frac{C_r}{F} \cdot 10^6 [\text{rev}]$$

- 6) ラジアル軸受では軸受において許容できる塑性変形の大きさは、転動体の変形量と軌道面の変形量の和が転動体（ボール）直径の 0.01%以下となる荷重として定義されており、ラジアル軸受ではこれを基本静定格荷重 C_{0r} として以下のように算出されることを明らかにした。

$$C_{0r} = \frac{k_s i_z D_w^2 \cos a}{5}$$

- 7) 直動転がり案内の基本定格荷重は、基本概念と基本理論は軸受と同様であるが、直動転がり案内は転動体の接触分布構造が軸受とは異なる。

直動転がり案内の定格寿命は、転がり軸受と同じように一群の同じ直動転がり案内を同じ条件で個々に運転させたとき、そのうちの 90%がフレーキングを起こすことなく到達できる走行距離である。定格寿命を求める指標として基本動定格荷重があり、基本動定格荷重とは、定格寿命が 100[km]または 50[km]となるような大きさの変動しない荷重（ラジアル方向）とされる。転動体にボールを使用した直動転がり案内の定格寿命が 100[km]の場合の基本動定格荷重を C_{100} を以下に示す。

$$C_{100} = b_m f_c l_t^{1/30} i^{0.7} Z^{2/3} D_w^{2.1} \cos a$$

$$f_c = 24.51 \frac{2r_a}{2r_a - D_w} \dot{\theta}^{0.41}$$

なお、定格寿命 50[km]への換算式を以下に示す。

$$C_{100} = \frac{C_{50}}{1.26}$$

- 8) 直動転がり案内の基本静定格荷重 C_0 は、軸受同様に最大応力を受けている接触部において、転動体の永久変形量と軌道面の永久変形量との和が、転動体直径の 1/10,000 倍になるようなラジアル方向の一定した静止荷重であり、以下のように表せることを明らかにした。

$$C_0 = f_0 i Z D_w^2 \cos a$$

- 9) 軸受の始動トルクは回転開始時のスピンすべりと始動直後の極低速領域における弾性ヒステリシス損失とボール接触面に生じる差動すべりが主要因になっていると考えられているため、本研究ではこれらを加算した値を始動トルクとした。

アンギュラ玉軸受等は接触角を持つため、ボールの公転軸とボールの自転軸が異なり、内外輪どちらかでスピンすべりが発生する。スピンすべりによるトルク M_{start} は以下のように表せることを明らかにした。

$$M_{start} = Z M_s \sin a$$

差動すべりによるトルク M_B は以下のように表せることを明らかにした。

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

弾性ヒステリシス損失によるトルク M_E は以下のように表せることを明らかにした。

$$M_E = Z \frac{D_{pw}}{4} (1 - g^2 \cos^2 a) f_{Bi} b_E + Z \frac{D_{pw}}{4} (1 - g^2 \cos^2 a) f_{Bo} b_E$$

- 10) 上記で明らかにした始動トルクに粘性抵抗をを加算したトルクを定常速度

領域における回転トルクとした。転がり粘性抵抗による摩擦トルク M_r は以下のように表せることを明らかにした。

$$M_r = ZF_{ri}(R_i + R_{ei})\cos b + ZF_{ro}(R_o - R_{eo})\cos b$$

(3) 水平軸風車の Yaw 軸旋回装置に関する実験的研究

従来の歯車を用いた Yaw 軸旋回装置の諸問題を解決するために、DD モータによる非接触式の駆動と、案内に R ガイドを用いることで部分的に交換可能なギアレス Yaw 軸旋回装置を考案し、実証実験を行って下記の内容を明らかにした。

- 1) 従来のギア駆動から駆動動力の伝達に機械的接触のない DD モータを採用したことにより、駆動動力伝達機構部の潜在していた破損リスクが解消された。
- 2) 従来のギア駆動ではギア歯面に適切な油膜（潤滑状態）を確保するために、潤滑剤の供給システムや定期的なメンテナンスが必要であったが、DD モータを採用したことによりこれらが不要になったため、維持管理コストの低減が可能となった。
- 3) 従来のギア駆動の Yaw 軸旋回装置では、風の外力の衝撃荷重によるギアの破損を防ぐためメカブレーキを作動させながら旋回運動させていたが、DD モータを採用したことにより、メカブレーキが不要となった。
- 4) 旋回軸受に代わり、円弧状の R ガイドを用いて旋回リング形状を構成したことで、Yaw 軸旋回装置を複数のモジュールへ分割可能にした。
- 5) Yaw 軸旋回装置の部分的な交換が可能となったため、Yaw 軸旋回装置に障害が発生してしまった場合にはその部位のモジュールのみを修理あるいは交換すれば良くなり、故障による運転停止期間を大きく短縮し、

短期間での風車の運転再開を可能にした。

- 6) R ガイドの LM ブロックは風車に作用する荷重条件に合わせて最適配置することができるため、省スペース、軽量化等、無駄のない構造設計を可能にした。
- 7) 実証実験の結果、本研究で考案したギアレスの Yaw 軸旋回装置は水平軸風車の Yaw 軸旋回装置旋回に必要なとされる風向追従機能を十分満たしていることが確認できた。
- 8) 実証実験の結果、本研究で考案したギアレスの Yaw 軸旋回装置は風車の Yaw 軸旋回装置に必要なとされる旋回トルクを十分に発生させられることが確認できた。
- 9) 本研究で考案したギアレスの Yaw 軸旋回装置は、メカブレーキが不要になるため、従来品と比較して旋回トルクを半分以下にできることがわかった。
- 10) 本研究で考案したギアレスの Yaw 軸旋回装置は、約 2 年間の運用試験の結果、様々な風況変化や風車の稼働状況に応じて健全に機能を維持し続けており、一定の耐久性を確保できていることが確認できた。

(4) 垂直軸風車の転がり技術に関する実験的研究

垂直軸風車の主軸受について真に必要なとされる性能を明確にし、軸受の形状パラメータを最適化することによって、十分な強度と耐久性を確保しながらも軸受内部の摩擦抵抗を低減した低トルク特性の軸受を考案し、実証実験によって下記内容を明らかにした。

- 1) 従来の既存軸受(70 系列, 60 系列)と比較して、本研究で考案した軸受の始動トルクは約 60[%]以上小さくなった。

- 2) 本研究で考案した軸受と従来の既存軸受(70 系列, 60 系列)を同じ風車に搭載し, フィールド実験にて比較した結果, 風車の始動風速が従来品 2.9[m/s]から研究品 1.8[m/s]に改善した.
- 3) 本研究で考案した軸受と従来の既存軸受(70 系列, 60 系列)を同じ風車に搭載し, フィールド実験にて比較した結果, 回転中の機械的な動力損失が低減されて発電効率が約 3 ポイント改善できることがわかった.
- 4) 本研究で考案した軸受は, 1)~3)を達成しながらも, IEC61400-2 の安全基準にのっとり, 十分な強度を持つ基本定格荷重を満足できることがわかった.
- 5) 本研究で考案した軸受は, 1)~3)を達成しながらも, IEC61400-2 の安全基準にのっとり, 設計寿命 20 年に対して信頼度 95[%]以上を確保する基本定格荷重を満足できることがわかった.
- 6) 本研究で考案した軸受は JIS 規格外となる溝適合度 60[%]の新しい軸受であるが, 軸受単体の寿命耐久試験によって, 軸受の基本定格寿命(L10 寿命 = 8,000,000rev.)に対して本研究で考案した軸受は L10 寿命 = 40,110,000 となり, 90%以上の信頼度において 5 倍以上の耐久性を有していることが実証された.
- 7) 本研究で考案した軸受はアンギュラ玉軸受の内輪と主軸を一体化にしたことで, 部品点数が削減されると共に, 大形ロックナットが不要になるため, 風車の軽量化と製造コストが削減できた.
- 8) 従来の軸受では, 変動するモーメント荷重が作用すると, 内輪と軸の嵌め合い部でフレッチング等の破損が生じるリスクを持っているが, 本研究の構造においては内輪と主軸が一体化になるため, このリスクが解消される.

以上のように，本研究は風車に使用される転がり軸受について，従来の課題点を改善する新しい構造を考案した．また，軸受が有する負荷能力や抵抗等の特性値について理論的裏付けを行うとともに，実証実験によりその効果と有効性を確認したものである．

本研究の成果によって従来の軸受の課題点が解決できるため，導入拡大する風車産業のさらなる発展に貢献可能となった．

謝辞

本研究を遂行するにあたり、終始懇切なるご指導を賜りました足利工業大学 理事長兼学長 牛山泉教授には心から感謝の意を表します。

また、本論文をまとめるにあたり終始懇切なるご指導を賜りました足利工業大学工学部 松本直文教授、山城光男教授に深く感謝の意を表します。

さらに、本研究を遂行するにあたり、逢甲大学（元東海大学総合科学技術研究所）関和市教授には格別のご指導を賜りました。その上、本論文作成に当たっても、的確かつ極めて有意義なご助言をいただきました。言葉では言い表せぬほどの深謝の念を捧げます。

前日本風力エネルギー学会会長の勝呂幸男氏、株式会社 JIST の堀内健司博士、東洋電機株式会社の塩田剛博士には、風力発電システムの全般について、これらを取り巻く社会的な状況から技術的な課題まで多くのことをお教えいただき、研究の開始時においてもまた研究遂行時にも激励の言葉をいただきました。厚く御礼申し上げます。

本研究は、THK 株式会社において風力エネルギー利用への貢献を目指すプロジェクトを立ち上げたことから開始されました。このような機会を与えていただいた THK 株式会社代表取締役社長 寺町彰浩氏を始めとする THK 株式会社の皆様には深く感謝いたします。特に、プロジェクトメンバーの諸氏、会田智幸氏、海野旭弘氏、咲山隆氏、林勇樹氏、早坂圭介氏、谷和弘氏、富山貴光氏には、実験機的设计・製作・設置、実験の実施、データの収集と解析、諸所の計算などにおいて大いなる協力と尽力をいただきました。この諸氏の協力が無ければ研究の完遂は決して得られませんでした。本謝辞をもって深甚なる感謝の念を表明いたします。

参考文献

第1章

- 1) JIS C 1400 : 風力発電システム-第 0 部 風力発電用語 2010 年
日本規格協会
- 2) NEDO 再生可能エネルギー技術白書第 2 版, 2014 年 第 3 章, p32, p46
- 3) NEDO 再生可能エネルギー技術白書, 2010 年 pp96~101
- 4) 長井浩, 安藤生大, “日本の風力エネルギーポテンシャルと導入目標についての考察” 2011 年 日本風力エネルギー協会 第 33 回風力エネルギー利用シンポジウム, p221
- 5) 経済産業省資材エネルギー庁, “洋上風力発電の現状について”, 2012 年 日本風力エネルギー学会 第 34 回風力エネルギー利用シンポジウム, p19
- 6) 渡邊文人, 高橋徹, 徳山榮基, 西沢良史, 牛山泉, “水平軸小型風力発電機のパッシブヨーイング運動解析 (最大ヨーイング各速度簡易計算式の誘導)” 2010 年 日本風力エネルギー協会 第 32 回風力エネルギー利用シンポジウム講演論文集, p.250
- 7) 松浦勝博, 峰岸清次, 見神広保, 中村 義行, “住友重機械工業と風力発電用コンポーネント” 2011 年 日本風力エネルギー協会 風力エネルギー 通巻 97, p.31
- 8) 田中康博, “ナフデスコヨー&ピッチ駆動装置の紹介” 2011 年 日本風力エネルギー協会 風力エネルギー 通巻 97, p.45
- 9) GE Energy, “2.5MW Wind Turbine カタログ” 2010 年
- 10) Vestas, “V90-3.0MW An efficient way to more power カタログ”

- 11) Gamesa, “GAMESA G90-2.0 MW カタログ” 2010 年
- 12) 風力発電故障・事故調査委員会 “風力発電施設の故障・事故情報収集・解析業務” 2009 年 独立行政法人新エネルギー・産業技術総合開発機構
- 13) 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” 2010 年 日本機械学会 第 15 回動力・エネルギー技術シンポジウム, p.343
- 14) 関和市, 陳家富, 相良啓太, 堀内健司, “直線翼垂直軸型風力発電システムの実証研究” 2008 年 日本風力エネルギー協会 第 30 回風力エネルギー利用シンポジウム, p.295
- 15) 井坂勉, 塩田剛, 関和市, “直線翼垂直軸型風車に整合した発電装置に関する実験的研究” 2012 年 第 34 回風力エネルギー利用シンポジウム p.535
- 16) 関谷一将, 植木義幸, 西沢良史, 牛山泉, 鈴木政彦, 谷口英人, “直線翼垂直軸風車の性能向上に関する研究” 2012 年 第 34 回風力エネルギー利用シンポジウム, p.531
- 17) 藤井健次, “クロスローラーリングの摩擦トルク特性” 2006 年 2006 年度精密工学会秋季大会学術講演会講演論文集, pp273-274
- 18) 藤井健次, “転がり軸受設計とトライボロジーー工作機械主軸用転がり軸受の高速化技術ー” 1998 年 JAST トライボロジーフォーラム, pp95-112
- 19) THK 株式会社 “直動システム総合カタログ” 2013 年
- 20) J. ブレンドライン, P. エッシュマン, L. ハスバルゲン, K. ワイガンド, 編著吉武立雄, 岡本純三監修 “転がり軸受実用ハンドブック” 1996 年 工業調査会

- 21) 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” 2008年 パワー社
- 22) 関和市 “風力エネルギー利用 - その変換原理 - ” 1993年 日本太陽エネルギー学会 太陽エネルギー, Vol.19, No.3.
- 23) 関和市, 大谷勇, “直線翼垂直軸風車の性能” 1990年 日本太陽エネルギー学会 太陽エネルギー, Vol.16 No.3 pp.31-38
- 24) Strickland, J.H., “Aerodynamics of the Darrieus Turbine” 1976年 *Proceedings of the Vertical-Axis Wind turbine Technology Workshop*, Sandia Laboratories, Vol.2, pp.29-58.
- 25) 浅生利之, 飯田勝也, 会田智幸ほか, “実風況下における水平軸風力発電システムの実験的研究” 2011年 日本機械学会 第16回エネルギー技術シンポジウム講演論文集, pp.359-362.
- 26) 浅生利之, 飯田勝也, “THK 株式会社の風力エネルギーへの貢献” 2009年 日本風力エネルギー学会 風力エネルギー Vol.33 通巻.92 pp.62～66
- 27) 徳山栄基, 西沢良史, 牛山泉, “水平軸小形風車のヨーイング挙動に関する研究 (第1報) 最大ヨーイング角速度の検証” 2005年 日本風力エネルギー学会 風力エネルギー Vol.29 (4), pp.106-111.
- 28) 牛山泉 “風車工学入門－基礎理論から風力発電技術まで－” 2002年 森北出版

第2章

- 29) Wilson, R. E. and Lissaman, P. B. S., “Applied Aerodynamics of Wind Power Machines”, 1974年 NTIS PB 238594, Oregon State University,

- 30) Wilson, R. E., Lissaman, “Aerodynamics performance of wind turbines”1976年
- 31) Azuma, A. and Kawachi, K.” Local Momentum Theory and Its Application to the Rotary Wing”, 1979年 Journal of Aircraft, Vol.16, No.1, pp.6-14.
- 32) Afjeh, A. A. and Keith Jr. T. G.,” A Vortex Lifting Line Method for the Analysis of Horizontal Axis Wind Turbines”, 1986年 Transactions of the ASME, Journal of Solar Energy Engineering, Vol.108, pp.303-309.
- 33) Simoes, F. J., and Graham, J. M. R.,” A Free Vortex Model of the Wake of a Horizontal Axis Wind Turbine”, 1990年 Proceedings of 12th British Wind Energy Association Conference, pp.161-165.
- 34) van Bussel, G. J. W.,” PREDICAT, First Order Performance Calculations of Windturbine Rotors Using the Method of the Acceleration Potential”, 1993年 IW-93069R, Institute for Windenergy, Delft University of Technology,
- 35) JIS B 0104 : 転がり軸受用語 1991年 日本規格協会
- 36) H. Hertz : *Über die Brrührung fester elastischer Körper*,1881年 Journal für die reine und angebandte Mathematik, Vol.92, pp.156-171 または 1895年 Gesammelte Werke, Vol.1, pp.155-173
- 37) 清水茂夫 : “機械系のための信頼性設計入門” ,2005年 数理工学社
- 38) JIS B1518 : 転がり軸受の動定格荷重及び定格寿命の計算方法 2013年 日本規格協会
- 39) G.Lundberg, A.Palmgren:”Dynamic Capacity of Rolling Bearings, 1947年 IVA Handlinger, Nr.196.”
- 40) Tedric.A.Harris : Rolling Bearing Analysis, 4th ed 2000年 Wiley-Interscience,
- 41) J. ブレンドライン, P. エッシュマン, L. ハスバルゲン, K. ワイガンド,

編著吉武立雄，岡本純三監修 “転がり軸受実用ハンドブック” 1996 年
工業調査会

- 42) 転がり軸受編集委員会：転がり軸受工学，1978 年 養賢堂 p.119
- 43) A.B.Jones : A General Theory for Elastically Constrained Ball and Radial Roller Bearings under Arbitrary Load and Speed Conditions , 1960 年 ASME J.Basic Eng.,Vol.82, p.309.
- 44) 転がり軸受編集委員会：転がり軸受工学，1978 年 養賢堂 p.83
- 45) Tedric.A.Harris : Rolling Bearing Analysis, 4th ed 2000 年 Wiley-Interscience, p.504.
- 46) Tedric.A.Harris : Rolling Bearing Analysis, 4th ed 2000 年 Wiley-Interscience, p.486.
- 47) 角田和雄, 玉軸受の摩擦モーメントに関する研究 (スラスト荷重の場合), 1961 年 日本機械学会 機論, Vol.27-178, 3 p.945.
- 48) R.S.Zhou and M.R.Hoeprich, Torque of Tapered Roller Bearings, 1991 年 Trans. ASME, J. Tribol., Vol.113-7 p.590.
- 49) 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” 2008 年 パワー社
- 50) 転がり軸受編集委員会：転がり軸受工学，1978 年 養賢堂 p.255
- 51) Tedric.A.Harris : Rolling Bearing Analysis, 4th ed 2000 年 Wiley-Interscience, p.496.
- 52) Tedric.A.Harris : Rolling Bearing Analysis, 4th ed 2000 年 Wiley-Interscience, p.200.
- 53) Tedric.A.Harris : Rolling Bearing Analysis, 4th ed 2000 年 Wiley-Interscience, p.195.

- 54) 村木正芳, 木村好次: 潤滑油のトラクション特性に関する研究 (第1報)
—潤滑領域の遷移による影響—, 1983年 日本トライボロジー学会 潤滑, Vol.28-1, p.67
- 55) 転がり軸受編集委員会: 転がり軸受工学, 1978年 養賢堂 p.118
- 56) JIS B1518: 転がり軸受の動定格荷重及び定格寿命の計算方法 2013年 日本規格協会
- 57) JIS B1519: 転がり軸受—静定格荷重 2009年 日本規格協会
- 58) 関和市“風力エネルギー利用 - その変換原理 - ” 1993年 日本太陽エネルギー学会 太陽エネルギー, Vol.19, No.3

第3章

- 59) 牛山泉, “風車工学入門—基礎理論から運用のノウハウ—第2版,
2013年 森北出版 p.100
- 60) NEDO “再生可能エネルギー技術白書第2版” 2014年 第3章, p6
- 61) 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” 2008年 パワー社
- 62) NEDO “風力発電導入ガイドブック 2008年2月改訂第9版” 2008
年 p.56
- 63) THK 株式会社 “直動システム総合カタログ” 2013年
- 64) J. ブレンドライン, P. エッシュマン, L. ハスバルゲン, K. ワイガンド,
編著吉武立雄, 岡本純三監修 “転がり軸受実用ハンドブック” 1996年
工業調査会
- 65) 浅生利之, 飯田勝也, 会田智幸ほか, “実風況下における水平軸風力発
電システムの実験的研究” 2011年 日本機械学会 第16回動力・エネ

ルギー技術シンポジウム講演論文集, pp.359-362

- 66) 徳山栄基, 西沢良史, 牛山泉, “水平軸小形風車のヨーイング挙動に関する研究 (第1報) 最大ヨーイング角速度の検証” 2005年 風力エネルギー学会 風力エネルギー Vol.29 (4), pp.106-111.
- 67) 牛山泉 “風車工学入門ー基礎理論から風力発電技術までー” 2002年 森北出版株式会社
- 68) 清水幸丸 “風力発電技術(改訂版)” 1999年 パワー社

第4章

- 69) 井坂勉, 塩田剛, 関和希, “直線翼垂直軸型風車に整合した発電装置に関する実験的研究” 2012年 第34回風力エネルギー利用シンポジウム p.535
- 70) J. ブレンドライン, P. エッシュマン, L. ハスバルゲン, K. ワイガンド, 編著吉武立雄, 岡本純三監修 “転がり軸受実用ハンドブック” 1996年 工業調査会
- 71) JSWTA0001 : Small Wind Turbine Performance and Safety Standard Edition 2 , 2013年 日本小形風力発電協会
- 72) 特許-5719416 垂直軸型風車用軸受の設計方法,
- 73) 特許-5509183 垂直軸型風車用軸受及び垂直軸型風力発電装置
- 74) David Wood:”Small Wind Turbines Analysis, Design, and Application” 2011年 Springer,
- 75) 関和希, 浅生利之, 堀内健司, “垂直軸型風車の翼型性能について” 2010年 日本機械学会 第15回動力・エネルギー技術シンポジウム, p.345

- 76) 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” 2008年 パワー社
- 77) 転がり軸受編集委員会 : 転がり軸受工学, 1978年 養賢堂 p.255.
- 78) Tedric.A.Harris : Rolling Bearing Analysis, 4th ed 2000年 Wiley-Interscience, p.496.
- 79) Tedric.A.Harris : Rolling Bearing Analysis, 4th ed 2000年 Wiley-Interscience, p.200.
- 80) Tedric.A.Harris : Rolling Bearing Analysis, 4th ed 2000年 Wiley-Interscience, p.195.
- 81) 村木正芳, 木村好次 : 潤滑油のトラクション特性に関する研究 (第1報) - 潤滑領域の遷移による影響 -, 潤滑, 1983年 Vol.28-1 p.67
- 82) 転がり軸受編集委員会 : 転がり軸受工学, 1978年 養賢堂 p.118
- 83) JIS B1518 : 転がり軸受の動定格荷重及び定格寿命の計算方法 2013年 日本規格協会
- 84) JIS B1519 : 転がり軸受-静定格荷重 2009年 日本規格協会

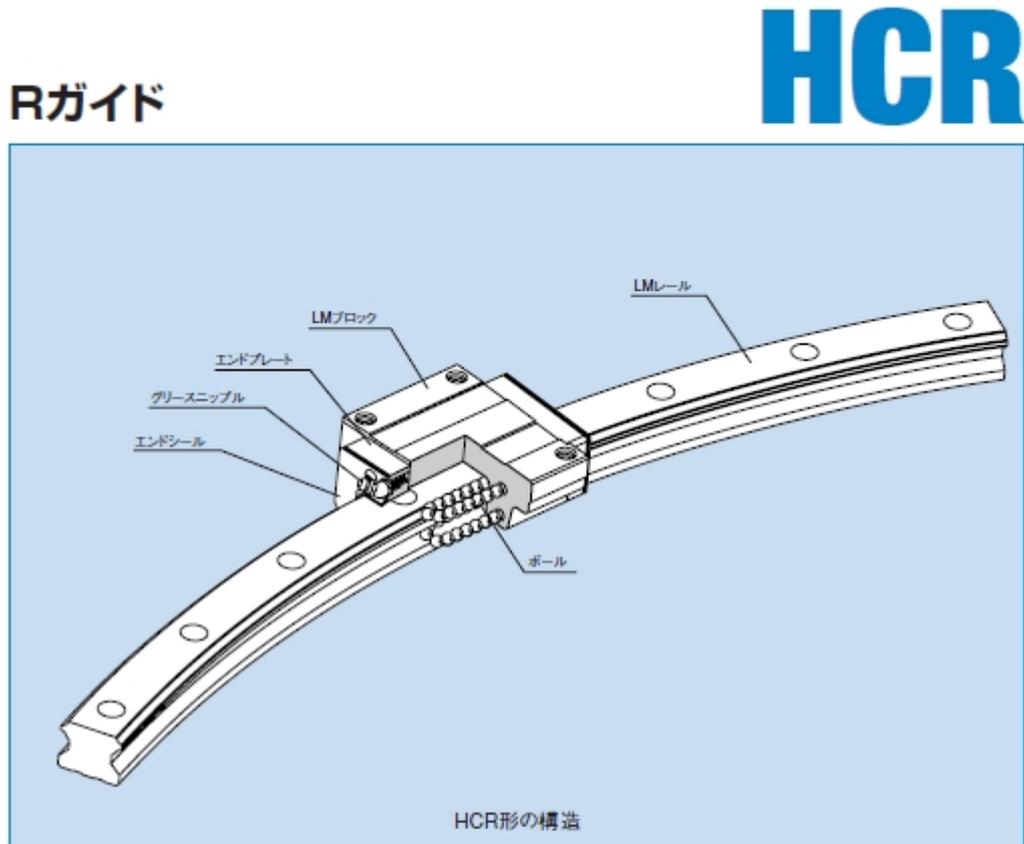
付録

- 85) THK 株式会社 “直動システム総合カタログ” 2013年

付録

1.1 Rガイド⁸⁵⁾

以下にRガイドの製品概要と寸法表を示す。



LMレールとLMブロックに精密研削加工された4条列の転動面をボールが転動し、LMブロックに組込まれたエンドプレートにより、ボール列を循環させています。

高精度な円弧運動が得られるRガイドは、高い実績を誇る4方向等荷重形LMガイドHSR形を基本構造として、新しい発想で開発した製品です。

● 自由な設計

LMブロック個数分の個々の動作が可能で、荷重点にLMブロックを配置すれば無駄のない構造設計になります。

● 組立時間の短縮

すべり案内やカムフォロアを使用した円弧運動に比べて、クリアランスのない高精度な運動が得られます。LMレールと、LMブロックをボルトで取付けるだけなので組立てが簡単です。

● 5m以上の円弧運動が可能

旋回ベアリングでは不可能な5m以上の円弧運動が可能です。またこのような円弧運動をする装置の組立、解体、再組立が容易に行えます。

● あらゆる方向の荷重が負荷できる

HSR形を基本構造としているため、あらゆる方向の荷重が負荷できます。



HCR Outline

HCR 製品概要

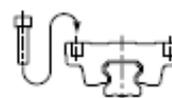
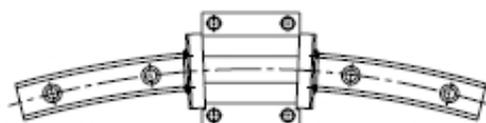
4方向等荷重形の円弧運動ガイドで、ガタのない高精度な円弧運動が得られます。
荷重点にLMブロックを配置する無駄のない設計が可能で、大型の円弧運動が容易に得られます。

主な用途 大型旋回台座／鉄道用振り子車輛／パンタグラフ／制御装置／光学測定装置／工具研削盤
／レントゲン装置／CTスキャナ／医療機器／舞台装置／立体駐車場／アミューズメントマシン
／ターンテーブル／工具交換装置

HCR形

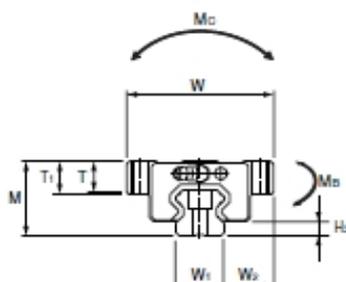
LMブロックのフランジ部に
タップ加工を施したタイプです。

- HCR 12A ●HCR 35A
- HCR 15A ●HCR 45A
- HCR 25A ●HCR 65A



Model HCR

HCR形 寸法表



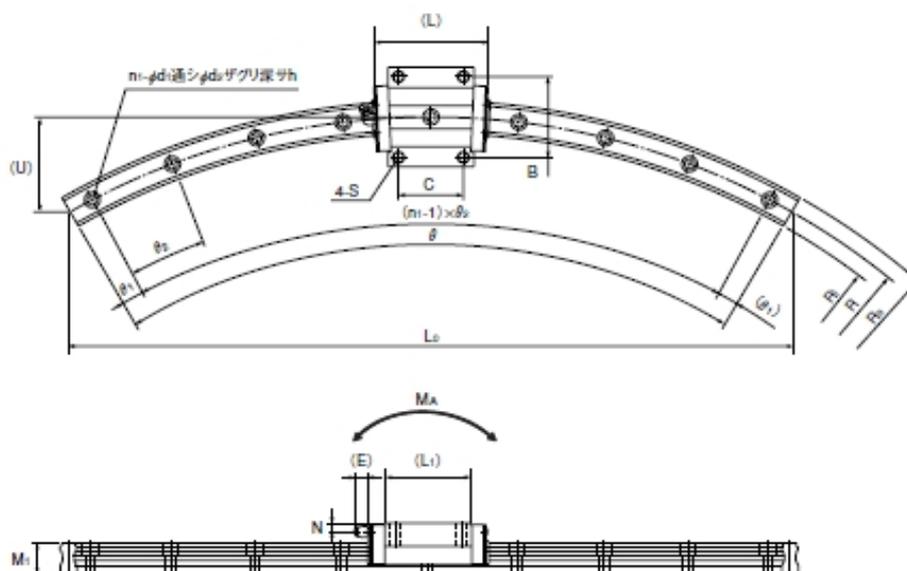
呼び形番	外形寸法			LMブロック寸法									H _b
	高さ M	幅 W	長さ L	B	C	S	L _i	T	T ₁	N	E	グリース ニップル	
HCR 12A+60/100R	18	39	44.6	32	18	M 4	30.5	4.5	5	3.4	3.5	PB107	3.1
HCR 15A+60/150R	24	47	54.5	38	28	M 5	38.8	10.3	11	4.5	5.5	PB1021B	3.5
HCR 15A+60/300R			55.5										
HCR 15A+60/400R			55.8										
HCR 25A+60/500R	36	70	81.6	57	45	M 8	59.5	14.9	16	6	12	B-M6F	5.5
HCR 25A+60/750R			82.3										
HCR 25A+60/1000R			82.5										
HCR 35A+60/800R	48	100	107.2	82	58	M10	80.4	19.9	21	8	12	B-M6F	7.5
HCR 35A+60/900R			107.5										
HCR 35A+60/1000R			108.2										
HCR 35A+60/1300R			108.5										
HCR 45A+60/800R	60	120	136.7	100	70	M12	98	23.9	25	10	16	B-PT1/B	10
HCR 45A+60/1000R			137.3										
HCR 45A+60/1200R			137.3										
HCR 45A+60/1600R			138										
HCR 65A+60/1000R	90	170	193.8	142	106	M16	147	34.9	37	19	16	B-PT1/B	14
HCR 65A+60/1500R			195.4										
HCR 65A+45/2000R			195.9										
HCR 65A+45/2500R			196.5										
HCR 65A+30/3000R			196.5										

■ 呼び形番の構成例

HCR25A 2 UU C1 +60/1000R H T



- 呼び形番 ■ 1軸に組合せるLMブロックの個数 ■ 防塵用品記号(P.12参照) ■ ラジアルすま記号(P.6参照)
- R中心角 ■ LMレール半径(mm表示) ■ 精度記号(P.7参照) ■ LMレール継ぎ記号



単位:mm

	LMレール寸法											基本定格荷重		静的許容モーメント[kN・m]*				質量				
	R	R ₀	R ₁	L ₀	U	幅 W ₁	幅 W ₂	高さ M ₁	d×d ₀ ×h	n ₁	θ°	θ ₁ '	θ ₂ '	C [kN]	C ₀ [kN]	M _x 1個	M _x 2個密着	M _y 1個	M _y 2個密着	M _z 1個	kg/m	kg/m
	100	106	94	100	13.4	12	13.5	11	3.5×6×5	3	60	7	23	4.7	8.53	0.0409	0.228	0.0409	0.228	0.0445	0.08	0.83
	150	157.5	142.5	150	20.1					3	7	23	6.66	10.8								
	300	307.5	292.5	300	40	15	16	15	4.5×7.5×5.3	5	60	6	12	8.33	13.5	0.0805	0.457	0.0805	0.457	0.0844	0.2	1.5
	400	407.5	392.5	400	54					7	3	9	8.33	13.5								
	500	511.5	486.5	500	67					9	2	7										
	750	761.5	736.5	750	100	23	23.5	22	7×11×9	12	60	2.5	5	19.9	34.4	0.307	1.71	0.307	1.71	0.344	0.59	3.3
	1000	1011.5	986.5	1000	134					15	2	4										
	600	617	583	600	80					7	3	9										
	800	817	783	800	107	34	33	29	9×14×12	11	60	2.5	5.5	37.3	61.1	0.782	3.93	0.782	3.93	0.905	1.6	6.6
	1000	1017	983	1000	134					12	2.5	5										
	1300	1317	1283	1300	174					17	2	3.5										
	800	822.5	777.5	800	107					8	2	8										
	1000	1022.5	977.5	1000	134	45	37.5	38	14×20×17	10	60	3	6	60	95.6	1.42	7.92	1.42	7.92	1.83	2.8	11.0
	1200	1222.5	1177.5	1200	161					12	2.5	5										
	1600	1622.5	1577.5	1600	214					15	2	4										
	1000	1031.5	966.5	1000	134					8	60	2	8									
	1500	1531.5	1466.5	1500	201					10	60	3	6									
	2000	2031.5	1966.5	1531	152	63	53.5	53	18×26×22	12	45	0.5	4	141	215	4.8	23.5	4.8	23.5	5.82	8.5	22.5
	2500	2531.5	2466.5	1913	190					13	45	1.5	3.5									
	3000	3031.5	2966.5	1553	102					10	30	1.5	3									

注 寸法表中のLMレール半径以外の半径も製作しますのでTHKまでお問い合わせください。
寸法表中のR中心角は最大製作角度です。それ以上の角度はつなぎにて製作しますので、THKまでお問い合わせください。
静的許容モーメント* 1個 : LMブロック1個における静的許容モーメント値
2個密着 : LMブロックを2個密着した状態での静的許容モーメント値