

# 可変ピッチ式直線翼垂直軸風車における翼の揺動による動力損失

## Power Loss Due to Pitching Motion of Blades on a Variable-Pitch

### Vertical-Axis Wind Turbine with Straight Blades

山田 達郎<sup>\*1</sup>  
Tatsuro YAMADA

木綿 隆弘<sup>\*2</sup>  
Takahiro KIWATA

喜多 哲義<sup>\*3</sup>  
Tetsuyoshi KITA

小松 信義<sup>\*4</sup>  
Nobuyoshi KOMATSU

\*1 Graduate Student, Kanazawa University, Kakuma-machi, Kanazawa, 920-1192, Japan  
Fax:+81-076-234-4746, E-mail: yamada@ryuko.ms.t.kanazawa-u.ac.jp

\*2 Associate Professor, Kanazawa University, Kakuma-machi, Kanazawa, 920-1192, Japan

\*3 Betsukawa Corporation, Urushijima-machi, Hakusan, 924-8560, Japan

\*4 Assistant Professor, Kanazawa University, Kakuma-machi, Kanazawa, 920-1192, Japan

#### Abstract

This work is intended to explore the effects of the pitching motion of blades on the performance of a vertical-axis wind turbine (VAWT) with straight blades. We designed a vertical-axis wind turbine with the variable-pitch angle mechanism, which consists of a blade and a four-bar linkage. When the turbine is driven by a wind, the pitch angle of blade varies sinusoidally without actuators. We measured the performance of VAWT by using an open circuit type wind tunnel. We estimated the power loss due to pitching motion of blades is proportional to the inertia moment of blades and the cube of turbine rotational speed. The experimental values agree with the theoretical results approximately. The power of VAWT decreases with increasing of the inertia moment of blades, the turbine rotational speed and the blades pitch angle amplitude.

キーワード：垂直軸風車，可変ピッチ，四節リンク機構，出力係数，動力損失  
Key words: Vertical-Axis Wind Turbine, Variable-Pitch, Four-bar Linkage, Power Coefficient, Power Loss

#### 1. 緒論

日本での大型風力発電設備の導入量は、2006年度末に総設備容量149万kWを超えているが、欧米に比べて依然劣っている<sup>1)</sup>。また、個人レベルでの小型風力発電装置の導入も進んでいるが、さらなる普及のためには、低風速から回転し、高効率な風車の開発が不可欠である。直線翼垂直軸風車は、風に対する指向性が無く、静粛であるなどの利点を持つが、起動性が悪いという欠点もある。このタイプの風車の出力や起動性を向上させる方法に、翼のピッチ角制御がある。

可変ピッチ角機構を有した風車は、流入風に対する翼の迎角の変動に合わせて翼を揺動させることで、迎角を

常に最適化できるため、固定ピッチ型の垂直軸風車よりも高い出力を得ることができる。可変ピッチ式の直線翼垂直軸風車としては、Tilt-camシステムを用いて翼を揺動させるASI/Pinson風車<sup>2)</sup>、モータとタイミングベルトにより翼を揺動させるGiomill風車<sup>3)</sup>、翼に作用する流体力と遠心力を利用してピッチ制御を行う風車<sup>4)</sup>、ギアを用いて翼を揺動させる風車<sup>5)・6)</sup>などがある。しかし、翼を揺動させる構造が非常に複雑になるなどの理由により、実用化には至っていない<sup>7)</sup>。そこで著者らは、4節リンク(両クランク)機構による可変ピッチ角機構を持つ直線翼垂直軸風車を開発した。本機構により、比較的簡単にピッチ角を風向に合わせて可変でき、風車の回転力のみで翼が揺動する。これまでに、本風車の性能特性に関して調べ、風に対して指向性を有し、固定ピッチ式の直線翼垂直軸風車よりも起動性、低周速比域での効率が優れていることを明らかにした<sup>8)</sup>。しかし、本風車の翼の揺動は、風車動力の一部を消費するため、風車出力に対し、

\*1 金沢大学大学院自然科学研究科 大学院生 (〒920-1192 石川県金沢市角間町) E-mail:yamada@ryuko.ms.t.kanazawa-u.ac.jp

\*2 金沢大学大学院自然科学研究科 准教授

\*3 別川製作所(株) (〒924-8560 石川県白山市漆島町1136)

\*4 金沢大学大学院自然科学研究科 助教

(原稿受付：2008年3月21日)

動力損失として影響すると考えられる。本論文では、4節リンク機構による翼の揺動が、可変ピッチ式直線翼垂直軸風車の出力に与える影響を理論計算及び風洞実験により調べる。

## 2. 可変ピッチ角機構

本風車を上から見た概略図を図1に示す。ここで、翼の前縁側の節を点 $P_1$ 、後縁側の節を点 $P_2$ 、第1回転中心を点 $O$ 、第2回転中心を点 $O_e$ とする。各節は長さ $l_m$ の第1リンクと長さ $l_s$ の第2リンクで連結されており、 $OO_e$ 、 $P_1P_2$ 間はそれぞれ長さ $l_e$ の偏心リンク、長さ $l_c$ の翼部リンクとして扱うことで4節リンク機構を構成している。風車の回転角 $\varphi$ は、偏心リンクと第1リンクが成す角とし、本風車を上から見たとき、点 $O$ を中心として反時計回りを正回転方向とする。翼の取付角 $\alpha_c$ と振れ角 $\alpha_w$ はリンク長さを変えることで、任意の角度に設定が可

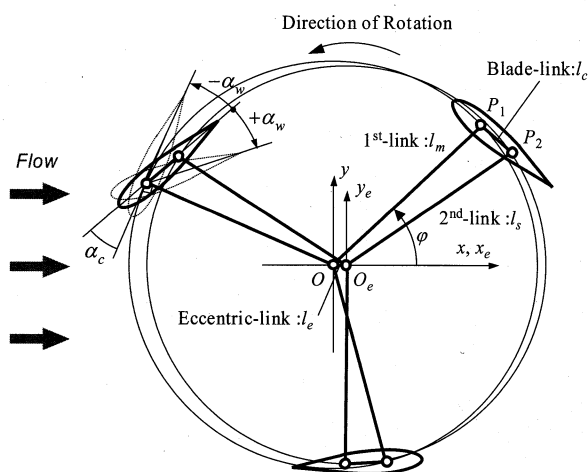


Fig.1 Variable-pitch angle mechanism

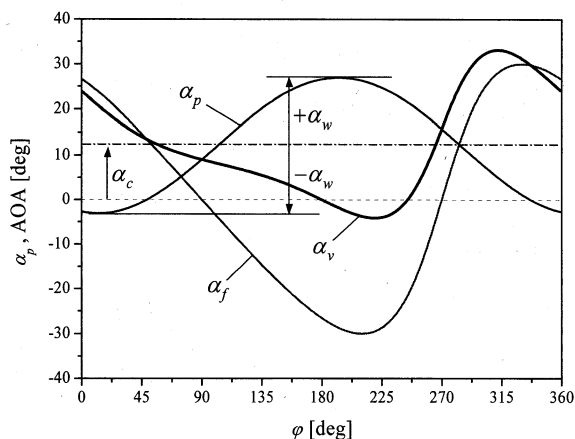


Fig.2 Variation of the angle of attack  $\alpha_f$ ,  $\alpha_v$  and the pitch angle  $\alpha_p$  with blade azimuth angle  $\varphi$  for  $\lambda = 2.0$

能であり、 $\alpha_c$ は偏心リンクまたは第2リンクの長さを、 $\alpha_w$ は翼部リンクまたは偏心リンクの長さを変えて調節する<sup>8)</sup>。第1リンクに繋がれている翼が点 $O$ を中心回転すると、回転中心が異なる第2リンクと翼後縁部が繋がれているため、翼が正弦的に揺動することになる。例えば、各リンク長さを $l_m = 373\text{mm}$ 、 $l_s = 365\text{mm}$ 、 $l_c = 85\text{mm}$ 、 $l_e = 22\text{mm}$ として、点 $O_e$ が下流側にある場合の周速比 $\lambda [= R\omega/V]$ 、 $R$ :ロータ半径、 $\omega$ :風車角速度( $= 2\pi N/60$ )、 $N$ :風車回転数、 $V$ :風速]が2.0において、風車が一回転した時の風車回転角度 $\varphi$ と翼のピッチ角 $\alpha_p$ 及び流入風に対する翼の迎角 $\alpha_v$ の関係を図2に示す。同図中には固定ピッチ式の翼(取付角 $\alpha_c = 0^\circ$ )における迎角 $\alpha_f$ の変化も示す。ここで、翼のピッチ角 $\alpha_p$ の変動の平均値は $\alpha_c$ 、振幅は $\pm\alpha_w$ である。図2で示したリンク長さの組み合わせでは、取付角 $\alpha_c = 11.9^\circ$ となり、風車が1回転する間に翼は点 $P_1$ を回転中心として、正弦的に振れ角 $\alpha_w = \pm 15.0^\circ$ で揺動する。固定ピッチ式の翼の場合、周速比 $\lambda = 2.0$ における流れに対する迎角 $\alpha_f$ は $-30^\circ \sim 30^\circ$ まで変化する。この変動する迎角を小さくするために可変ピッチ角機構を用いることで、迎角 $\alpha_v$ は $-4.11^\circ \sim 33.1^\circ$ と固定ピッチの場合よりも小さい変動となる。したがって、翼の迎角を最適な角度に維持することが可能になる。

## 3. 翼の揺動に要する動力

本リンク機構による翼の揺動に費やす動力を、図3のように翼1枚において点 $P_1$ を中心とした回転座標系と点 $O$ を中心とした回転座標系の2つで考える。まず、翼が点 $P_1$ を中心とした回転運動とする場合、翼1枚の慣性モーメントを $I_b$ として、翼が角加速度 $\beta_b$ で揺動するために必要なトルク $T_b$ は式(1)で与えられる。

$$T_b = I_b \beta_b \quad (1)$$

点 $O$ を中心とした回転座標において、原動節である第1リンクが一定の角速度 $\omega (= d\varphi/dt)$ で回転している時、

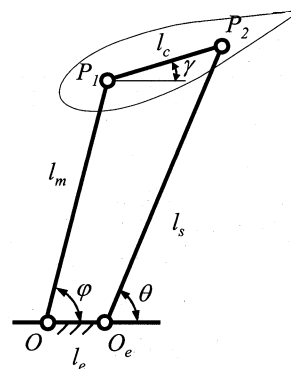


Fig.3 Analysis model of four-bar linkage

中間節である翼部リンク  $l_c$  の角速度(揺動角速度)  $\omega_b$ , 角加速度(揺動角加速度)  $\beta_b$  は原動節の位置  $\varphi$  の関数として, 以下のように表せる.

図3中の点  $P_2$  の位置について角度  $\gamma$ ,  $\theta$  を用いて式(2)の関係が得られる.

$$\begin{cases} l_m \cos \varphi + l_c \cos \gamma = l_e + l_s \cos \theta \\ l_m \sin \varphi + l_c \sin \gamma = l_s \sin \theta \end{cases} \quad (2)$$

式(2)を時間  $t$  で微分し, 式(3)を得る.

$$\begin{cases} l_m \omega \sin \varphi + l_c \omega_b \sin \gamma = l_s \omega_s \sin \theta \\ l_m \omega \cos \varphi + l_c \omega_b \cos \gamma = l_s \omega_s \cos \theta \end{cases} \quad (3)$$

ここで  $\omega_b (=d\gamma/dt)$ ,  $\omega_s (=d\theta/dt)$  は, それぞれ翼部リンクと第2リンクの角速度であり, 式(3)を解けば両者は求められ, 式(4), (5)のようになる.

$$\omega_b = -\frac{l_m \sin(\varphi - \theta)}{l_c \sin(\gamma - \theta)} \omega \quad (4)$$

$$\omega_s = \frac{l_m \sin(\varphi - \gamma)}{l_s \sin(\theta - \gamma)} \omega \quad (5)$$

したがって, 原動節の角度  $\varphi$  と角速度  $\omega$  が与えられると, 連立方程式(2)から角度  $\gamma$ ,  $\theta$  が定まり, これらの値を式(4), (5)に代入して翼部リンクと第2リンクの角速度  $\omega_b$ ,  $\omega_s$  が算出できる. また同様に, 式(3)をさらに時間  $t$  で微分して式(6)が得られ, 第2リンクの角加速度  $\beta_s$  を消去することで, 翼部リンクの角加速度  $\beta_b (=d^2\gamma/dt^2)$  が式(7)のように得られる.

$$\begin{cases} l_m \omega^2 \cos \varphi + l_c \omega_b^2 \cos \gamma + l_c \beta_b \sin \gamma \\ = l_s \omega_s^2 \cos \theta + l_c \beta_s \sin \theta \\ l_m \omega^2 \sin \varphi + l_c \omega_b^2 \sin \gamma - l_c \beta_b \cos \gamma \\ = l_s \omega_s^2 \sin \theta - l_c \beta_s \cos \theta \end{cases} \quad (6)$$

$$\beta_b = \frac{l_s}{l_c \sin(\gamma - \theta)} \omega_s^2 - \frac{l_m \cos(\varphi - \theta)}{l_c \sin(\gamma - \theta)} \omega^2 - \frac{1}{\tan(\gamma - \theta)} \omega_b^2 \quad (7)$$

以上のことから, 翼1枚の揺動に必要な動力  $P_b$  は式(8a)のようになる.

$$P_b = T_b \omega_b = I_b \beta_b \omega_b = K(\varphi) \cdot I_b \omega^3 \quad (8a)$$

ただし,

$$K(\varphi) = \left[ \frac{l_m^2 \sin^2(\varphi - \gamma)}{l_s l_c \sin^3(\gamma - \theta)} + \frac{l_m \cos(\varphi - \theta)}{l_c \sin(\gamma - \theta)} + \frac{l_m^2 \sin^2(\varphi - \theta) \cos(\gamma - \theta)}{l_c^2 \sin^3(\gamma - \theta)} \right] \frac{l_m \sin(\varphi - \theta)}{l_c \sin(\gamma - \theta)} \quad (8b)$$

したがって, 翼を  $n$  枚有する風車が一回転した場合の翼が揺動するための動力  $P_B$  は式(9)のようになる.

$$P_B = \frac{n}{2\pi} \int_0^{2\pi} P_b d\varphi = \frac{n}{2\pi} I_b \omega^3 \int_0^{2\pi} K(\varphi) d\varphi \quad (9)$$

式(8a)より  $P_b$  は  $\omega$  の3乗に比例することになる. つまり, 損失として作用する翼の揺動に費やす動力  $P_b$  は, 翼の慣性モーメント  $I_b$  または風車回転数  $N$  が大きくなるほど増加するので, 風車出力  $P$  が低下すると予想される.

#### 4. 実験装置および実験方法

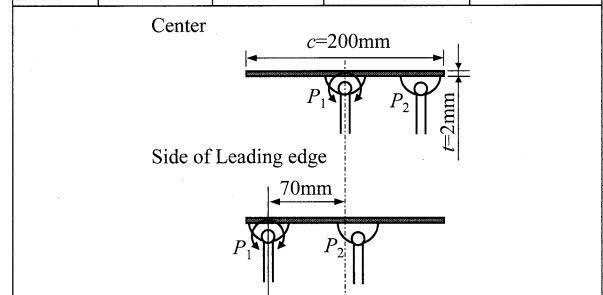
供試翼の仕様を表1に示す. 実験には製作が容易で, 慣性モーメントを簡単に変えることができる翼弦長  $c = 200\text{mm}$ , 翼厚  $2\text{mm}$  の平板翼を用いた. 翼の慣性モーメントを変えるために, 翼の材質を鉄とアルミの2種類とし, さらに, 回転中心点  $P_1$  を翼中央及び翼前縁方向に  $70\text{mm}$  移動させた. また, 供試翼の慣性モーメントは次のような実験で求めた. 図4のように, 翼の回転軸に錘が付いた糸を巻きつけ, 錘を高さ  $H$  から落下させ, その時の落下時間  $t$  を測定し, 錘の落下加速度  $a$  を式(10)で得る.

$$a = \frac{2H}{t^2} \quad (10)$$

錘の質量  $M$  と落下加速度  $a$  から糸にかかる張力  $T$  は式

Table 1 Blade specification

Blade No.	Material	Mass [kg]	Gyrational point	Moment of Inertia $I_b$ [ $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ]
①	Al	0.845	Center	$3.39 \times 10^{-3}$
②	Al	0.845	Side of Leading edge	$22.2 \times 10^{-3}$
③	SUS	2.385	Center	$9.95 \times 10^{-3}$
④	SUS	2.385	Side of Leading edge	$48.4 \times 10^{-3}$



(11)のように表される.

$$T_i = M(g - a) \quad (11)$$

$g$  は重力加速度である. 式(10), (11)より翼の慣性モーメント  $I_b$  は式(12)で算出できる. なお, 表1の値は風車運転に必要な取付金具を含む翼ブレードの慣性モーメントであり, 糸巻きなどの翼以外の軸や取付金具の慣性モーメントを事前に測定し, 差し引いている.

$$I_b = \frac{T_i r^2}{a} \quad (12)$$

風洞実験は図5に示すような断面寸法 W1200mm × H1200mm の測定部を持つ開放型回流式風洞で行った. なお, 風速  $V = 6\text{m/s}$  での測定断面における速度分布の一意性は  $\pm 1.8\%$  以下, 乱れ強さは  $0.8\%$  以下であった. 実験で使用した風車は, 翼枚数  $n = 3$  枚, ロータ半径  $R = 400\text{mm}$ , 翼スパン長さ  $h = 800\text{mm}$  である. 翼弦長  $c = 200\text{mm}$  なので, ソリディティ  $\sigma (=nc/R) = 1.5$  になる. 翼は, 取付角を  $\alpha_c = 11.9^\circ$  と一定にし, 振れ角の範囲を  $\alpha_w = \pm 9.5^\circ$ ,

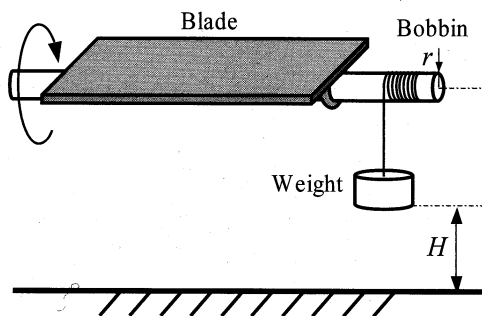


Fig.4 Experimental apparatus for the measurement of moment of inertia of a blade

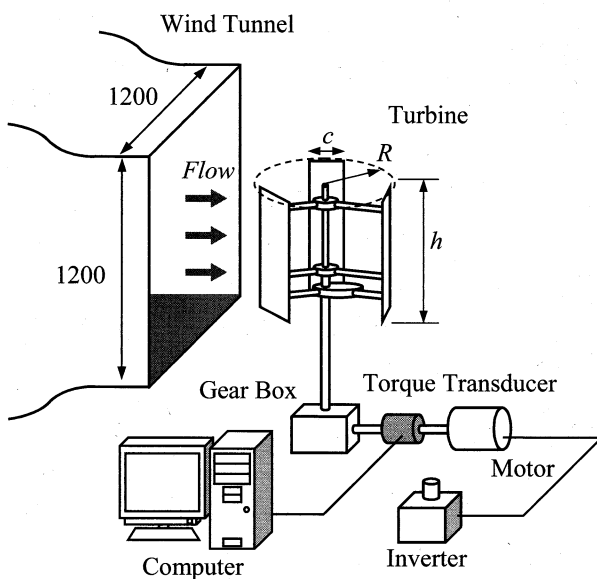


Fig.5 Experimental apparatus for the wind tunnel test

$\pm 12.2^\circ$ ,  $\pm 15.0^\circ$ とする条件で揺動させた. 風車トルク  $T_w$  は, 風速  $V$  を一定とし, モータにつながれた風車の回転数  $N$  をインバータで制御し, トルク計(TEAC TQ-AR5N)を用いて測定した. そして, 風車出力  $P (=T_w \omega)$  及び出力係数  $C_p (=P/\rho R h V^3$ ,  $\rho$ : 空気密度)を算出した.

## 5. 実験結果および考察

### 5.1 動力損失の評価方法

可変ピッチ式風車の出力  $P$  は, 風車が風から得るエネルギーを  $P_w (= \rho R h V^3)$ , ロータの空気力学的損失を  $P_a$ , 機械損失を  $P_M$ , 揺動による動力損失を  $P_B$  とすると, 次式で与えられる.

$$P = P_w - P_a - P_M - P_B \quad (13)$$

ここで, Blade ①と Blade ③の風車出力を  $P_1, P_3$  とする. 風車のスケール及び揺動条件などが同じ場合, 風車の  $P_w, P_a, P_M$  は等しくなるので,  $P_1$  と  $P_3$  は同じ値になる. しかし, 動力損失が含まれるので, 実際の出力は翼の慣性モーメントが大きい Blade ③の風車の方が小さくなる. 式(14)のように, 翼の揺動による動力損失の差  $\Delta P_B$  は  $P_1$  と  $P_3$  の差で求まる. 以後, 各風車の出力差により翼揺動の動力損失を評価する. 出力差で動力損失を評価した理由は, 平板翼の固定ピッチ式風車が回転しないため, その出力特性を基準とした相対的評価が出来ないからである.

$$\Delta P_B = P_1 - P_3 \quad (14)$$

### 5.2 翼の慣性モーメントの影響

本風車の仕様で効率が良かった揺動条件の  $\alpha_c = 11.9^\circ$ ,  $\alpha_w = \pm 15.0^\circ$  において, 風速  $V = 8\text{m/s}$  でのピッチ角条件翼の慣性モーメントを変化させた場合の出力係数を図6に示す. 慣性モーメントが最も小さく, 翼の回転位置が翼

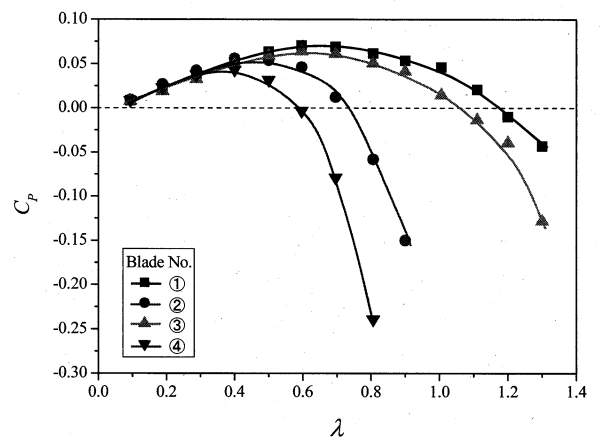


Fig.6 Effect of inertia moment of blades on power coefficient  $C_p$  for  $\alpha_c = 11.9^\circ$ ,  $\alpha_w = \pm 15.0^\circ$  and  $V = 8.0\text{m/s}$

中央である Blade ① は、 $\lambda = 0.75$  付近で最大の出力係数 9% を示した。しかし、翼の材質を鉄にして慣性モーメントを増加させた Blade ③ では Blade ① よりも出力は低下した。また、翼の回転中心を翼前縁方向へ 70mm ずらして、慣性モーメントを増加させた Blade ②、④ の場合は、顕著に影響が現れており、 $\lambda \geq 0.4$  で急激な出力低下が生じた。この結果より、翼の慣性モーメントが可変ピッチ式風車の出力に影響するといえる。

### 5.3 振れ角の影響

Blade ①、③ において、翼の取付け角を  $\alpha_c = 11.9^\circ$  とし、振れ角  $\alpha_w$  を変化させた場合の出力係数を図 7 に示す。出力係数は、 $\alpha_w = \pm 15.0^\circ$  の条件において最大となった。周速比が 1~2 程度では、図 2 に示したように迎角が大きく変動するため、翼のピッチ角変化も大きく変化させて、迎角変化を出来るだけ小さくすることで性能が向上するといえる。しかし、 $\lambda > 1.1$  の高周速比になると出力が急激に低下し、 $\alpha_w = \pm 15.0^\circ$  の出力係数は、最終的に  $\alpha_w = \pm 12.2^\circ$ 、 $\pm 9.5^\circ$  よりも小さくなった。このように、 $\alpha_w$  が小さいほど高周速比域の出力曲線の傾きがなだらかである。この傾向は、図 7(b) に示す Blade ③ の方が顕著に現れた。振れ角を小さくすることで翼の揺動による動力損失が小さくなるといえる。

### 5.4 風速の影響

翼①、③で、ピッチ角条件  $\alpha_c = 11.9^\circ$ 、 $\alpha_w = \pm 15.0^\circ$  の場合において、風速を変化させた場合の出力係数を図 8 に示す。風速  $V = 4\text{m/s}$  の方が  $V = 8\text{m/s}$  よりも効率が低くなった。これは、レイノルズ数が低下すると翼に生じる流体力が減少し<sup>9)</sup>、出力が低下したと考えられる。

### 5.5 風車回転数の影響

Blade ①、③での風車の出力差  $\Delta P_B$  と回転数  $N$  の関係を図 9 に示す。翼の揺動による動力損失は、風車回転数に依存しており、回転数が増加すると動力損失も急激に増加する。このことから、本風車は低回転数で運転することが望ましいといえる。

次に、Blade ①と Blade ②、③との出力差の値  $\Delta P_B$  を図 10 に示す。また、図中には慣性モーメントの値と式(9)から求めた計算値を実線で示している。理論値である実線の  $\Delta P_B$  は、風車回転数の 3 乗に比例するため、傾き 3 の直線が描かれる。実験データと理論値は完全に一致していないが、低回転数域における実験値の傾きは 3.00 であることから、傾向はほぼ一致しているといえる。また、Blade ①と Blade ③の出力差に対し、翼の慣性モーメントの変化が大きい Blade ①と Blade ②の出力差の方が  $\Delta P_B$  は大きい。

図 11 に、各振れ角  $\alpha_w$  における Blade ①と Blade ③の出力差  $\Delta P_B$  の変化を示す。低い回転数においては  $\Delta P_B$  が

小さく、振れ角  $\alpha_w$  による差異はあまり見られない。しかし、高い回転数になると振れ角が大きい  $\alpha_w = \pm 15.0^\circ$  の方が  $\Delta P_B$  は大きくなるのが分かる。出力係数がピークとなる回転数  $N = 110\text{rpm}$  の出力差  $\Delta P_B$  の値は、振れ角  $\alpha_w$  が  $3^\circ$  小さくなると 13% 程度低下するため、高回転数域では、翼を大きく揺動させないことが望ましいといえる。

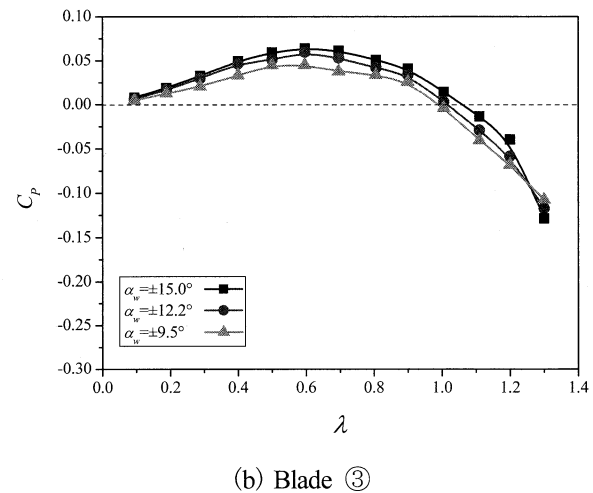
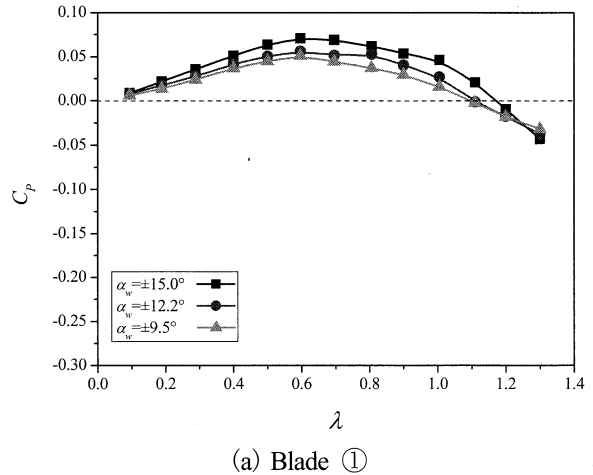


Fig.7 Effect of blade pitch angle amplitude  $\alpha_w$  on power coefficient  $C_p$  for  $\alpha_c = 11.9^\circ$  and  $V = 8.0\text{m/s}$

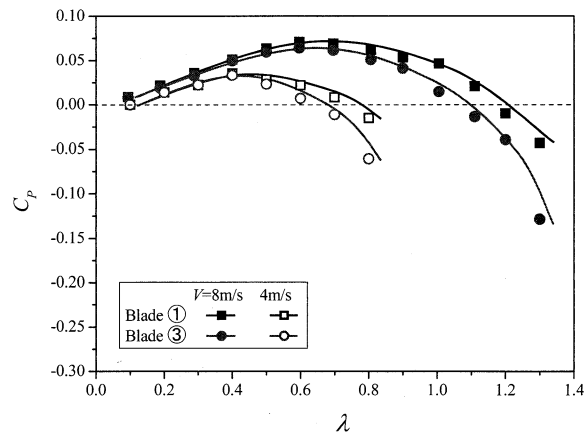


Fig.8 Effect of wind speed on power coefficient  $C_p$

このように、可変ピッチ式風車では、翼を最適な角度で揺動させることで性能は良くなるが、揺動に費やす動力は翼の振れ角、翼の慣性モーメントと風車回転数に依存するので、本風車の実用化に向けて、それらを考慮していく必要がある。具体的には、風車半径を増大させて、低回転数で運転させること、翼の軽量化および揺動軸を翼の重心へ近づけること、高速回転時にはなるべく揺動させないような工夫などが必要である。

## 6. 結論

4 節リンク機構を用いた可変ピッチ式直線翼垂直軸風車における翼の揺動が風車出力に与える影響を理論計算と風洞実験により調べ、以下の結果を得た。

- (1) 翼を揺動させることで、周速比が上昇するに従い揺動による動力損失が急激に増加することを示した。
- (2) 低回転数域において、翼の揺動による動力損失は風車回転数の 3 乗に比例し、理論計算と傾向が一致することを示した。さらに、翼の慣性モーメントが増加すると風車出力が低下することを明らかにした。
- (3) 振れ角を大きくすることで、翼の揺動による動力損失が増加することを示した。

なお、本研究の一部は日本学術振興会科学研究補助金及びNEDOの大学発事業創出実用化研究開発費の助成を受けた。ここに記して謝意を表す。

## 参考文献

- 1) 上田, NEDO 関連プロジェクトの進捗状況と成果, 第 29 回 30 周年記念風力エネルギー利用シンポジウム講演論文集(2007-11), pp38-44.
- 2) Noll, R.B. and Zvara, J., High-reliability Vertical-Axis Wind Turbine, Proceedings Small wind Turbine Systems 1981, (1981-5), pp.17-28.
- 3) Spera, D.A., Wind Turbine Technology, (1981), ASME Press.
- 4) Pawsey, N.C.K., Development and Evaluation of Passive Variable-Pitch Vertical Axis Wind Turbines, PhD Thesis, Univ. New South Wales, Australia, (2002).
- 5) Vandenberghe, D. and Dick, E., A Theoretical and Experimental Investigation into the Straight Bladed Vertical Axis Wind Turbine with Second Order Harmonic Pitch Control, Wind Engineering, Vol.10, No.3, pp.122-138, 1986.
- 6) 森永・曾禰・田村, 鉛直軸可変ピッチ風車, 日本機械学会論文集(B編)49巻443号(1983-7), pp.1410-1419.
- 7) 関・牛山, さらなる風を求めて垂直軸風車(基礎・設計から応用まで), パワー社(2008), pp.81-82.
- 8) Kiwata, T., et al., Performance of a Vertical-Axis Wind Turbine with Variable-Pitch Straight Blades, Proc. of 18th International Journal of JWEA

Symposium on Transport Phenomena (Daejeon, KOREA), ISTEP18-316, pp.1834-1839, (2007-8).

- 9) Quanhua Sun and Iain D. Boyd, Flat-plate aerodynamics at very low Reynolds number, J.Fluid Mech. (2004), vol.502, pp.199-206.

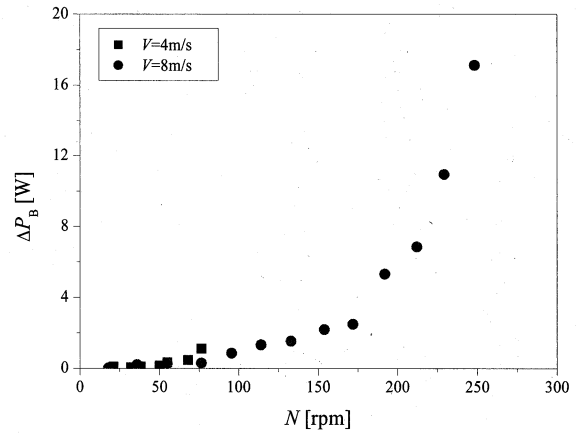


Fig.9 Difference in powers vs. rotational speed (Blade ① – Blade ③)

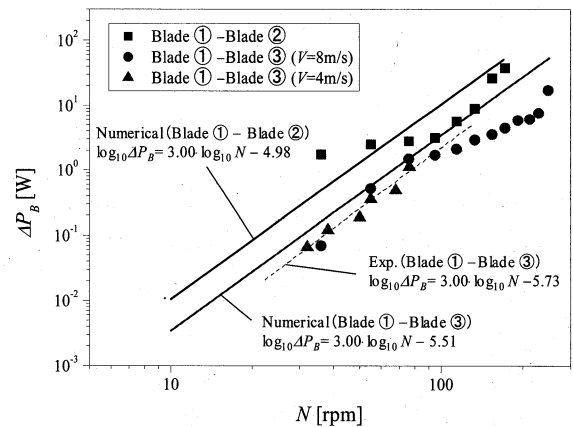


Fig.10 Difference in powers vs. rotational speed (Blade ① – Blade ② and Blade ① – Blade ③)

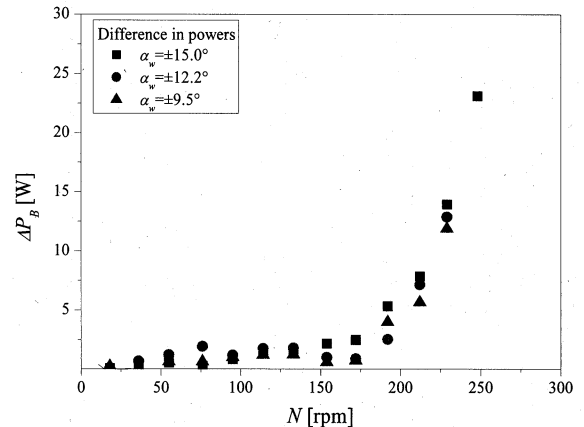


Fig.11 Effect of blade pitch angle amplitude on difference in powers ( $V=8\text{m/s}$ )