

改良型 S 字型風車についての数値シミュレーション
Numerical simulation for modified S-shaped wind turbines

お茶の水女子大学 大学院人間文化研究科 河村研究室 桑名 杏奈(Anna Kuwana)

Graduate School of Humanities and Sciences, Ochanomizu University

お茶の水女子大学 総合情報処理センター 佐藤 祐子(Yuko Sato)

Information, Media and Education Square, Ochanomizu University

お茶の水女子大学 大学院人間文化研究科 複合領域科学専攻 河村 哲也(Tetuya Kawamura)

Graduate School of Humanities and Sciences, Ochanomizu University

Abstract

Numerical simulation is carried out for the S-shaped wind turbine which is one variation of the Savonius rotor. Three kinds of S-shaped wind turbine that aspect ratio is different are modified to rotate if wind direction changes. The rotating and the boundary fitted coordinate system is employed so that the boundary conditions on the blades of the rotor become simple. Fractional step method is used to solve the basic incompressible equations. The modified wind turbine which has twisted blade is proposed and its performance is examined. Moreover the flow fields around rotating straight and modified S-shaped wind turbines are visualized.

1. 研究の背景・目的

風車は風力エネルギーを得るために欠かせない道具の一つであり、その形状や動作原理によりいくつかの型に分類される。図 1 に示される S 字型風車はサボニウス風車[1]の一種であり、垂直軸抗力型風車に分類される。S 字型風車の特徴として、まず構造が単純で小型であることが挙げられる。次に、抗力を利用して回転することにより高いトルクを発生するため、揚水や換気に使われる。また、回転音が静かなため都市や住宅地にも設置できる。さらに、低風速で起動できるため他の型の風車の起動用として用いられる。一般的に風車の回転には一定方向に吹き続ける強い風が必要であるが、S 字型風車は風向きが定まらなくても回転することが出来るので、風況に恵まれない地域にも設置が可能である。これは特に S 字型風車の最大の長所と言える。しかし、風に対してブレードが図 2 (b) のような位置にある場合、風がブレードの中に入りにくいいためブレードを回転させようとする抗力が小さくなる[2]。結果、負のトルクが発生しブレードは回転しにくくなる。そこで、S 字型風車を回転しやすいように改良することを本研究の目的とする。

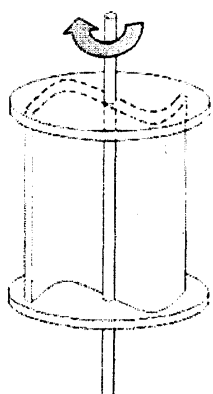


図1：S字型風車

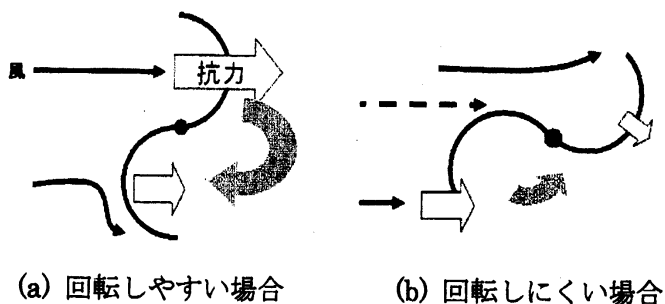


図2：S字型風車の回転の仕組み

図3のようにブレードをねじることによって、ブレードのある断面が図2(b)のように負のトルクを発生している、図2(a)のような状態にある別の断面が正のトルクを発生させ、負のトルクを相殺できる。また、ねじったブレードを重ねることによって進み側バケット凹部では風を捕らえやすく、戻り側バケット凸部では風が逃げやすくなり抗力差をより大きくできる。(図4)

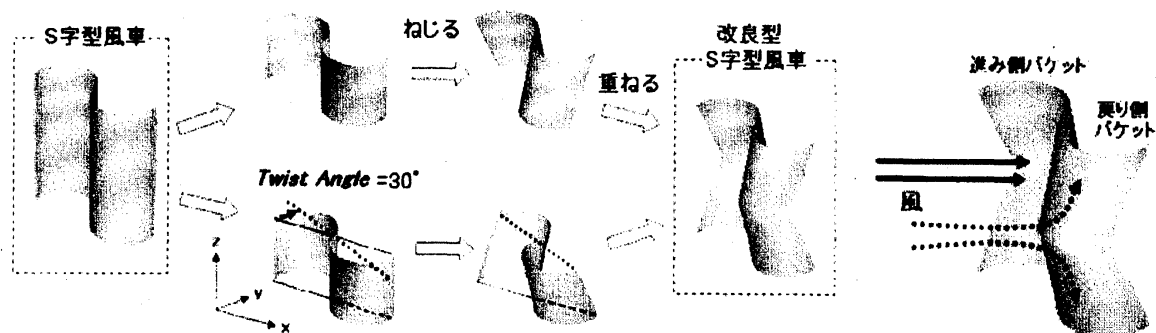


図3：ブレードの改良方法

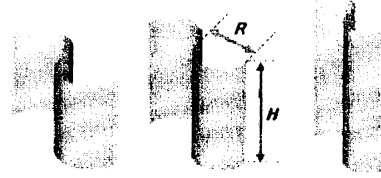
図4：改良型 S 字型風車

ブレードをねじる角度のことを Twist Angle (TA) と呼ぶことにする。本研究の目的を達成するために TA を色々に変えて計算し、高いトルクを発生する TA、すなわち回転力の強いブレードの形を探す。図5にいくつかの例を示す。図5(c)は $\text{TA}=150^\circ$ の場合であるが、このようにねじりすぎても逆に回転がしにくくなる。図5(d)の $\text{TA}=0^\circ$ は改良前の風車と同義である。

(a) $\text{TA}=30^\circ$ (b) $\text{TA}=60^\circ$ (c) $\text{TA}=150^\circ$ (d) $\text{TA}=0^\circ$

図5：Twist Angle (TA)

S 字型風車の特性に関するパラメータの一つに、ローターの縦横比を表すアスペクト比 (Aspect Ratio: $AR = H/R$) がある。ただし R : ローター半径、 H : ローター高さとする。図 6 に示すアスペクト比の異なる三種類の風車それぞれについて、ブレードのねじり角度 (TA) を 5 度ずつ変えて計算を行った。ただし、三種類の風車は掃過面積 A が等しいとする。($A = RH$) 尚、今回はローター上下の端板はなしとした。



(a)AR=1.28 (b)AR=2.00 (c)AR=3.13

図 6 : Aspect Ratio (AR)

2. 数値解法

風車の周りの流れは非圧縮性 Navier-Stokes 方程式で表される。 z を回転軸方向とすると、基礎方程式はブレードに固定された回転座標系によって式(1)~(4)で表される。

連続の式：

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} + \frac{\partial W}{\partial Z} = 0 \quad (1)$$

運動方程式：

$$\frac{\partial U}{\partial t} + U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} + W \frac{\partial U}{\partial Z} - \omega^2 X + 2\omega V = -\frac{\partial p}{\partial X} + \frac{1}{\text{Re}} \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Z^2} \right) \quad (2)$$

$$\frac{\partial V}{\partial t} + U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} + W \frac{\partial V}{\partial Z} - \omega^2 Y - 2\omega U = -\frac{\partial p}{\partial Y} + \frac{1}{\text{Re}} \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Z^2} \right) \quad (3)$$

$$\frac{\partial W}{\partial t} + U \frac{\partial W}{\partial X} + V \frac{\partial W}{\partial Y} + W \frac{\partial W}{\partial Z} = -\frac{\partial p}{\partial Z} + \frac{1}{\text{Re}} \left(\frac{\partial^2 W}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial Z^2} \right) \quad (4)$$

(X, Y, Z) : 回転座標、(U, V, W) : 相対速度、 ω : 回転角速度、 p : 圧力、 Re : ローター半径 R と風速 u_∞ に基づいたレイノルズ数 (本研究では $\text{Re}=2,000$) とする。

回転座標系と静止座標系の関係は図 7 と式(5)~(14)で表される。 (x, y, z) : 静止座標、 (u, v, w) : 絶対速度、 θ : 回転角とする。

$$x = X \cos \theta + Y \sin \theta \quad (5)$$

$$y = -X \sin \theta + Y \cos \theta \quad (6)$$

$$u = U \cos \theta + V \sin \theta + \omega y \quad (7)$$

$$v = -U \sin \theta + V \cos \theta - \omega x \quad (8)$$

$$w = W \quad (9)$$

$$X = x \cos \theta - y \sin \theta \quad (10)$$

$$Y = x \sin \theta + y \cos \theta \quad (11)$$

$$U = u \cos \theta - v \sin \theta - \omega Y \quad (12)$$

$$V = u \sin \theta + v \cos \theta + \omega X \quad (13)$$

$$W = w \quad (14)$$

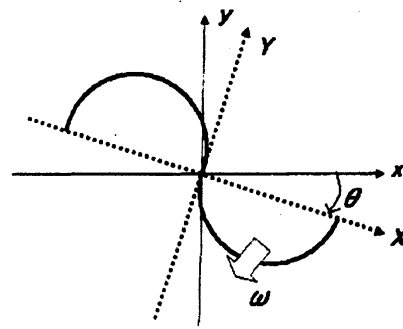


図 7 : 座標系

x-y 面では、ブレードに沿って境界条件を正確に課すため図 8 (a)のようにブレードに沿った格子を用いる。z 方向にはこの格子がブレードに合わせてねじりながら積み上げられる。図 8 (b)、(c)に三次元の格子を示す。

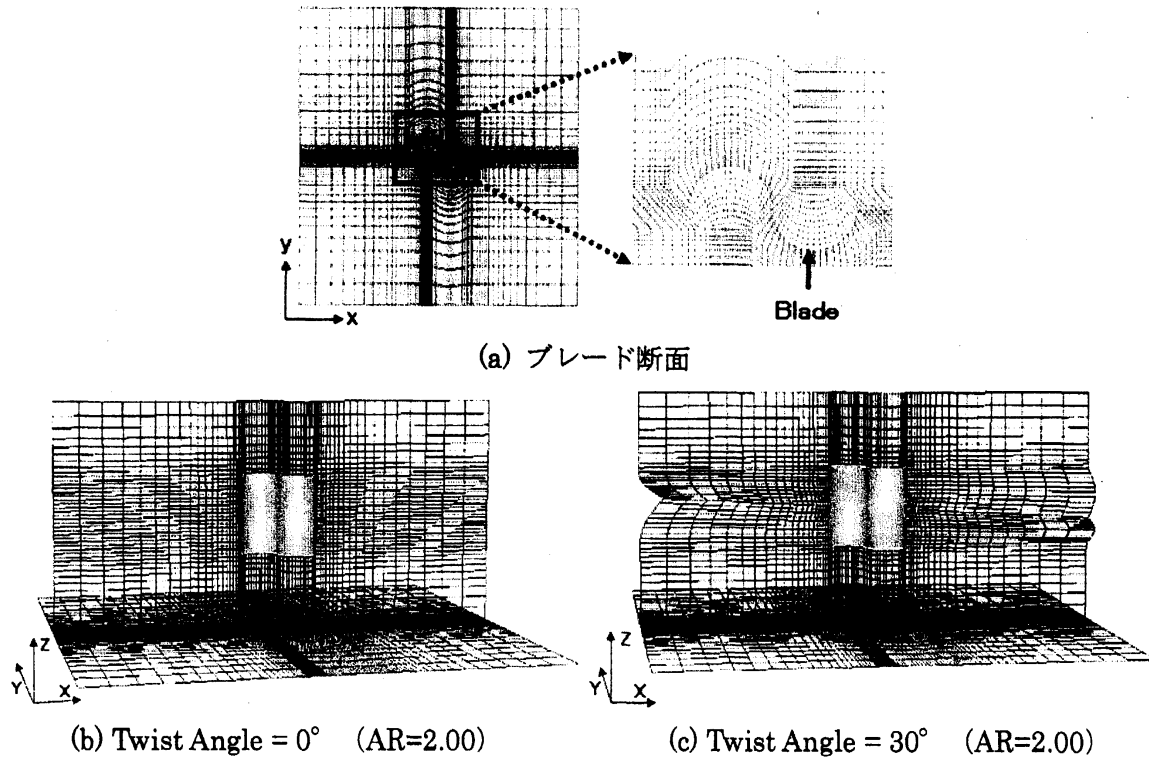


図 8 : 計算格子

方程式を一般座標系に変換し、式(15)～(17)で表されるフラクショナル・ステップ法[3]を用いて数値的に解く。

$$\mathbf{v}^* = \mathbf{v}^n + \delta t \left\{ -(\mathbf{v}^n \cdot \nabla) \mathbf{v}^n + \frac{1}{\text{Re}} \nabla^2 \mathbf{v}^n - \boldsymbol{\omega} \times (\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r}) - 2\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{v}^n \right\} \quad (15)$$

$$\nabla^2 P^{n+1} = \frac{1}{\delta t} (\nabla \cdot \mathbf{v}^*) \quad (16)$$

$$\mathbf{v}^{n+1} = \mathbf{v}^* - \delta t \nabla P^{n+1} \quad (17)$$

ここで、 δt : 時間刻み幅、 $\boldsymbol{\omega}=(0,0,\omega)$ 、 $\mathbf{r}=(X,Y,0)$ 、 $\mathbf{v}=(U,V,W)$ を表す。非線形項以外の空間微分は中心差分、非線形項は三次精度の上流差分で近似される。

3. 結果と考察

3.1 トルク係数の変動

トルク(T)はブレードを回転させる力で、その値は計算から得られる。トルクが負のとき、ブレードを反対方向に回転させる力が働いていることになる。トルクを無次元化したものがトルク係数($C_t = T/qRA$, q : 動圧)である。

AR=2.00 の風車の C_t の、角度 θ による変化を図 9 に示す。改良後の方が C_t の値が大きいことが観察される。また、負の C_t を発生するローターの角度 θ の範囲が少ないので、ローターを逆に回転させる力が弱いといえる。周速比 ($\lambda=0.7$) については後述する。

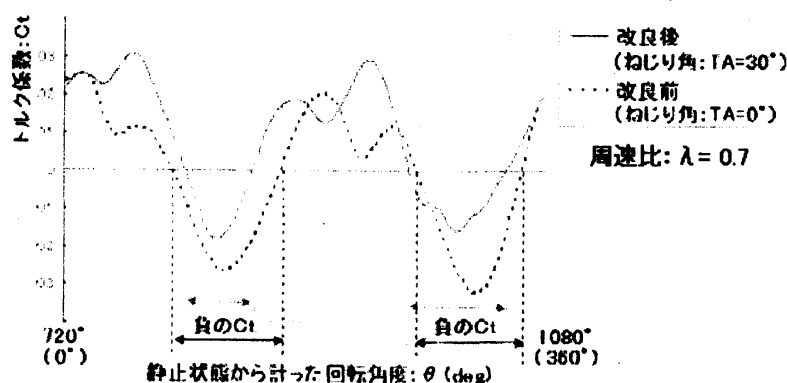


図 9 : トルク係数と回転角の関係

3.2 ねじり角がトルク係数に与える影響

AR の違う三種類の風車それぞれについてねじり角(TA)を 5 度ずつ変えて計算を行い、得られた結果を図 10 に示す。横軸に TA、縦軸に風車が二回転 ($\theta = 360 \sim 1080^\circ$) する間の C_t の平均値をとる。

AR=1.28 のとき TA=15 度付近、AR=2.00 のとき TA=30 度付近、AR=3.13 のとき TA=40 度付近で C_t が最大となる。改良前の風車と比べると TA による C_t の増加率は、AR=1.28 で 7.4%、AR=2.00 で 8.5%、AR=3.13 で 3.2%であった。

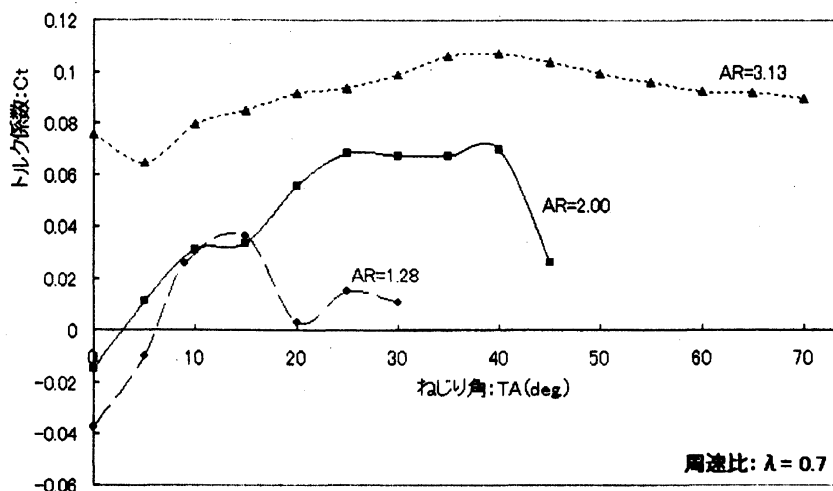


図 10 : ねじり角(TA)がトルク係数(C_t)に与える影響

3.3 風車の性能の比較

図 11、12 は、周速比($\lambda = R\omega/u_\infty$)の変化がパワー係数に与える影響を示す。 $R\omega$: ブレード先端の速度、 u_∞ : 風速を表す。 $\lambda < 1.0$ はブレード先端の速度が風速よりも遅いことを意味する。パワー係数($C_p = \lambda Ct$)は風車が風から取り出すことの出来るエネルギーの割合で、風車の性能を示す。

図 11 では AR の違う各風車ごとに、改良前 (TA=0 度) と改良後、すなわち最も大きい Ct を出せるねじり角度 (それぞれ TA=15 度・30 度・40 度) での C_p を比較している。いずれの場合も λ が 0.5 付近より大きいとき、すなわち風車が実際に回転する周速比の領域で、改良後の方が高い性能を発揮できる。また AR=2.00 と AR=3.13 では、 λ が変化した時の C_p の変化は、改良前に比べて改良後の方が小さい。このことは、改良後の風車は風車の回転速度が変化しても安定した力を出せることを意味している。

λ が 0.5~0.7 付近で最大値をとり、 λ が大きくなるにつれて負の値に向かうというパワー係数の傾向は、実験値[4][5]と定性的に一致する。また図 12 のグラフを見ると、AR が大きいほど C_p が大きい。AR が大きいほどローター半径 R は小さく戻り側バケットの抵抗が小さいためと考えられているが、このことも実験[5]と一致する。実験値よりも値が小さいのはローター上下に端板がないこと[6]と、ローターの大きさに対して風が弱いためであると思われる。

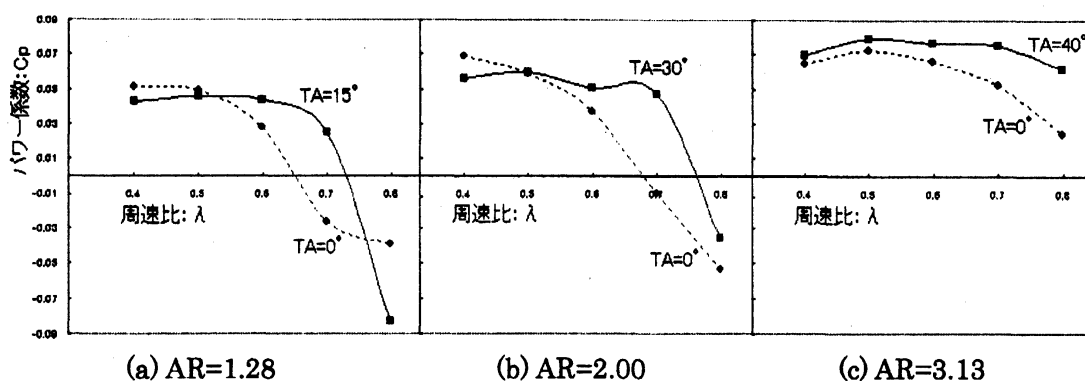
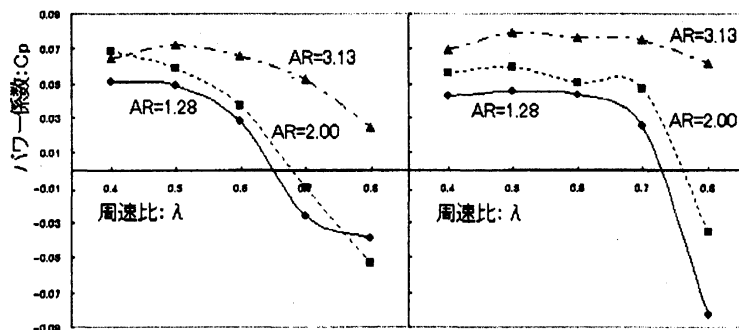


図 11 : 風車の性能の比較 (TA を比較)



(a) 改良前 (TA=0°) (b) 改良後 (Ct が最大となる TA)

図 12 : 風車の性能の比較 (AR を比較)

3.4 流れ場の可視化

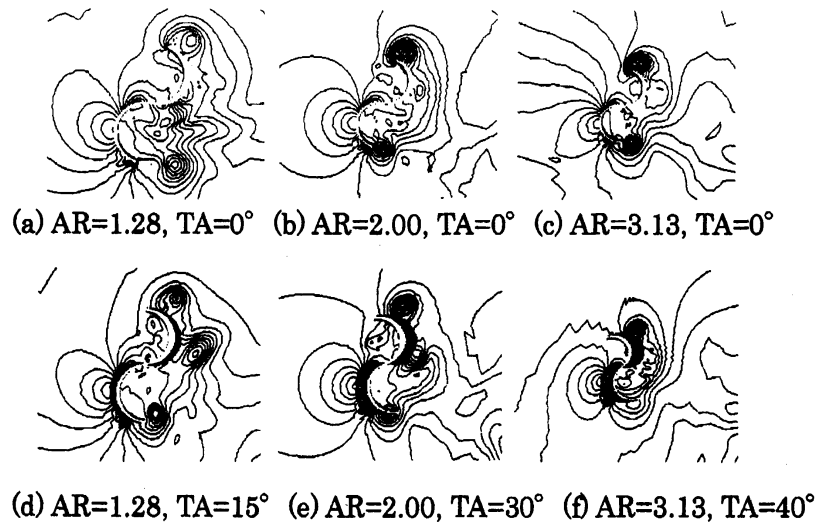


図 13 : 圧力の等値線 (中央断面)

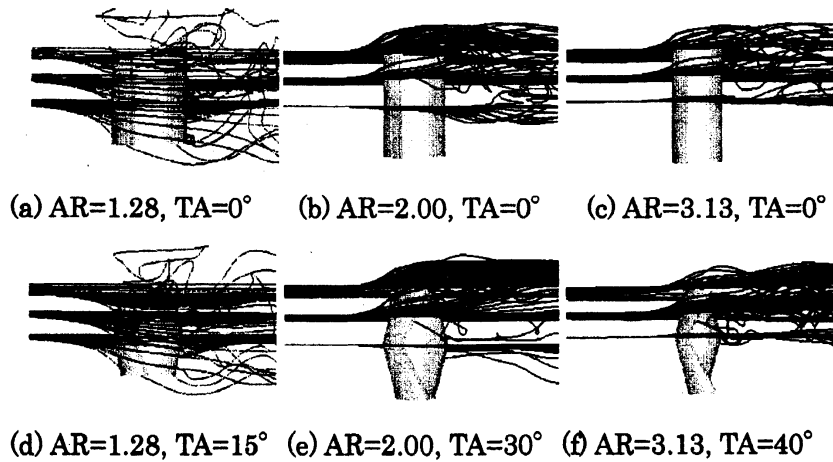


図 14 : 流線 (側面)

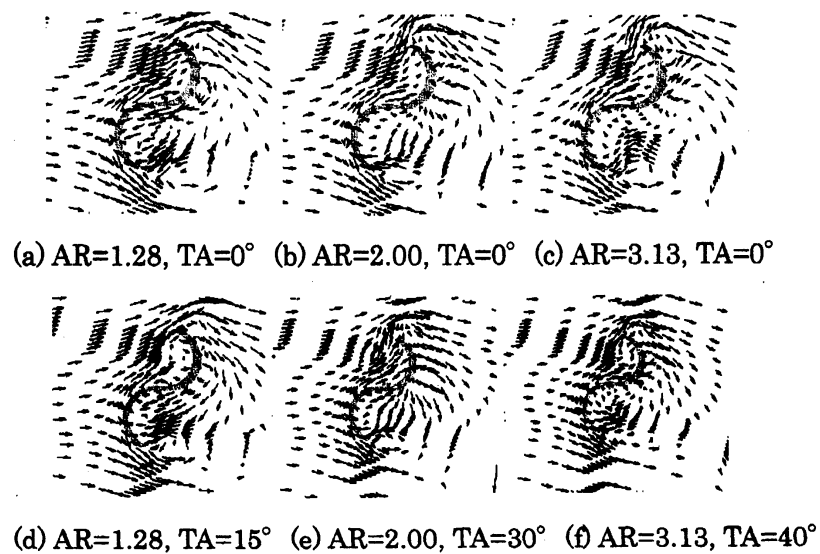


図 15 : 速度ベクトル (中央断面)

AR が違う三種類の風車それぞれの、改良前と改良後の流れ場の様子を示す。風車の角度は C_t が最小となる $\theta=1010$ 度である。図 13 はローター中央断面での圧力の等値線である。図の左側から風が吹いており、ブレードの先端と凸部から渦が発生して風下（図の右側）に流れていく [7]。戻り側バケットの凸面中央部に高圧域があり、戻り側バケットを回転方向と反対に押すため、トルクが小さくなっている。進み側バケットの先端から特徴的な渦が発生しているが、AR が大きいほど、また改良前より改良後の方が、渦が強い。このとき進み側バケットの抵抗が大きいため、ブレードを回転させる力が強い。これは、今まで述べてきた結果と一致する。

図 14 は流線で、図 13 と同じ $\theta=1010$ 度にある風車を真横から y 軸方向に見たものである。端板がないため、流れがブレードに沿って上下に逃げた後、進み側バケットの凸部に沿って流れ込みが起こる様子が観察できる。流れ込んだ風がブレードに沿って戻り側バケットの凹部に入っている様子が、図 15（流れの速度ベクトル）から観察できる。流れ込んだ風は戻り側バケットを回転方向に押している。この傾向は改良後の方で強く、改良後のローターの C_t を大きくしている。図 15 で、実際には AR が大きいほどローター半径は小さいが、ここではベクトルを見やすくするためローター半径を同じになるよう拡大して描いてある。

4. まとめ

S 字型風車が回転しやすいように変形された。また、風車の周りの流れ場が可視化された。 $\lambda=0.7$ で風車が回転する場合、AR=1.28 のとき $TA=15$ 度、AR=2.00 のとき $TA=30$ 度、AR=3.13 のとき $TA=40$ 度付近で C_t が最大になる。このとき三種類のブレードの単位高さ当たりのねじり角 TA の変化率はほぼ等しい。AR=2.00 のブレードの高さの $1/20$ を単位高さとする、単位高さ当たりのねじり率は AR=1.28 で 2.14 度、AR=2.00 で 3 度、AR=3.13 で 2.67 度であった。ブレードをねじることにより、改良前の風車に比べて C_t が最大で 8.5% 増加した。

なお、本研究の一部は科学研究費補助金（基盤研究(B)(2)）(16360478)の補助金を受けて行った。

参考文献

- [1] Savonius, S.J.: Mech. Eng., Vol. 53, No. 5, (1931), p333.
- [2] 石松克也・篠原俊夫・鹿毛一之・奥林豊保, “サボニウス風車に関する数値計算（放出渦が運転特性に及ぼす影響）”, 機械学会論文集, 61-581, B(1995-1), pp. 12-17.
- [3] Yanenko, N.N.: The method of fractional steps, Springer-Verlag, (1971).
- [4] 牛山泉・長井浩・篠田 仁吉, “サボニウス風車の最適設計形状に関する研究”, 機械学会論文集, 52-480, B(1986), pp. 2973-2982.
- [5] Izumi USHIYAMA and Hiroshi NAGAI: Optimum Design Configurations and Performance of Savonius Rotors, Wind Eng., Vol. 12, No. 1, (1988), pp. 59-75.
- [6] 石松克也・鹿毛一之・奥林豊保, “端板付き横流タービンの流れ解析”, 第 14 回数値流体力学シンポジウム, (2000), C06-2
- [7] 石松克也・篠原俊夫・詫磨史孝, “サボニウス風車に関する数値計算（運転特性と流れ場）”, 機械学会論文集, 60-569, B(1994-1), pp. 154-160.