315 逆テーパ形ブレードを有する水平軸風車に関する研究

Study on a Horizontal-axis Wind Turbine with the Inverse Tapered Blades

○ 山下 裕介 (茨城大院) 正 西 泰行 (茨城大) 正 稲垣 照美 (茨城大)

Yusuke YAMASHITA, Graduate School of Ibaraki University, Ibaraki, Japan
Yasuyuki NISHI, Ibaraki University, Ibaraki, Japan
Terumi INAGAKI, Ibaraki University, Ibaraki, Japan

By applying an inverse tapered blade to a small wind turbine, it is shown clearly experimentally that the performance at a low rotational speed region improves. However, the details of the performance improvement mechanism are not clear. The purpose of this research is to clarify the performance and flow field of two kinds of horizontal-axis propeller type wind turbines having different rotor plane shape. Therefore, the rotors which have the tapered blades which become small as chord length goes to a tip, and the inverse tapered blades which become large as it goes to a tip were investigated by numerical analysis. As a result, the following facts became clear. The inverse tapered blade has a power coefficient larger than the tapered blade, and the peak shifts to a low tip speed ratio side. Moreover, the inverse tapered blade has a load larger than the tapered blade at a tip.

Key Words: Wind Turbine, Horizontal Axis, Tapered Blade, Inverse Tapered Blade

1. 緒言

近年、地球温暖化や化石燃料の枯渇等によるエネルギー問題が地球規模で顕著になり、エネルギー源として自然エネルギーの有効利用が期待されている。風力を利用する風力発電は、発電時に二酸化炭素の発生がほとんどなく、比較的低コストなため注目されつつある。近年では大型風力発電機の他に、市街地では小型風力発電機の利用も進んでいる。

しかし、風力発電機の市街地での設置が増加することにより、風車の起動特性に起因する発電量不足、風向・風速の変動による故障や風車の回転による騒音の問題が顕著になる。これまでもプロペラ形の水平軸風車については多くの研究がなされている。最近では、小型風車に対して翼弦長をチップに向かうにつれて太くした逆テーパ形ブレードを適用することにより、低回転速度域における性能が向上することが実験的に明らかにされている⁽¹⁾⁽²⁾。しかしながら、その性能向上メカニズムの詳細については明らかでない。

そこで本研究では、テーパ形および逆テーパブレードを有する2種類の羽根車の性能と流れ場を数値解析により調査し、逆テーパ形ブレード適用による性能向上メカニズムについて検討した。

2. 解析対象および解析方法

本研究で用いた2種類の供試羽根車の概略を図1に、諸元を表1に示す。Rotor Aはチップに向かうにつれて翼弦長が小さくなる先細のテーパ形ブレードであり、翼素・運動量理論を援用して設計している。翼型はMEL002を使用しており、設計周速比は $\lambda=5$ である。Rotor BはRotor Aの翼弦長を半径方向にハブとチップを正反対に配置した先太の逆テーパ形ブレードである。したがって、両羽根車はハブからチップにかけてブレードの取付け角は同一である。

数値解析には、汎用熱流体解析ソフトANSYS14.0を用い、三次元非圧縮性定常流れ解析を行った。基礎方程式は質量保存方程式および運動量保存方程式であり、乱流モデルはSSTモデルを用いた。作動流体は25℃の空気である。境界条件として入口境界に流速($v_\infty=8\text{m/s}$)、出口境界に圧力($P_\infty=0\text{Pa}$)、羽根車領域に回転速度を与えた。計算領域はFig.2のように構成され、総格子数は約415万要素である。また、計算領域の周囲は自由に空気が出入りできるように大気開放とし、

回転領域と静止領域の境界は、Frozen Rotorの手法により接合した。本研究で用いた無次元数を以下に示す。

A: 受風面積 m^2
 C_p : 圧力係数 $= (P - P_\infty) / (\rho v_\infty^2 / 2)$
 C_Q : トルク係数 $= Q / (\rho A v_\infty^2 r_t / 2)$
 C_W : 出力係数 $= W / (\rho A v_\infty^2 / 2)$
 P : 静圧 Pa
 Q : トルク $\text{N} \cdot \text{m}$
 r : ロータ半径 m
 v : 絶対速度 m/s
 W : 出力 W
 λ : 周速比 $= r_t \omega / v_\infty$
 ρ : 密度 kg/m^3
 ω : 回転角速度 rad/s
添字
1, 2: 羽根入口, 羽根出口
 a, u : 軸方向成分, 周方向成分
 ∞ : 無限遠方

Fig.1 Test rotors

Table 1 Specifications of rotors

	Rotor A	Rotor B
Airfoil	MEL002	
Number of blade	3	
Tip radius : r_t	250mm	
Hub radius : r_h	70mm	
Tip chord length	25.0mm	31.5mm

Fig.2 Computational domain

3. 解析結果および考察

周速比 λ と出力係数 C_W の関係を図3に、周速比 λ とトルク係数 C_Q の関係を図4に示す。 $\lambda \geq 2$ において Rotor B は C_W , C_Q ともに Rotor A より大きい。 C_W のピークは Rotor A が $\lambda=5.5$ のとき 0.253 であるのに対し、Rotor B は $\lambda=5$ のとき 0.294 である。したがって、Rotor B の C_W のピークは低周速比側に移行し、約 16.2% 向上していることがわかる。

半径位置 r/r_t と絶対速度の軸方向成分 v_{a1} の関係を図5に示す。 Rotor A および Rotor B は $\lambda=2$ では v_{a1} がほぼ一様である。しかし、両羽根車ともに v_{a1} は高周速比になるにつれてチップ側で減少している。 Rotor A と Rotor B を比較すると、いずれの周速比においても Rotor B は Rotor A よりチップ側で v_{a1} が小さく、逆にハブ側で大きくなっている。

r/r_t と局所レイノルズ数 Re の関係を図6に、 r/r_t と迎角 α の関係を図7に示す。ここで、 Re は各半径位置においてブレードに流入する相対速度を代表速度、翼弦長を代表長さとしている。図6より、Rotor A および Rotor B ともに Re はハブ側で小さいが、チップ側に向かうにつれて増大している。 Rotor B は Rotor A よりチップ側で翼弦長が大きいため、その Re はハブ側で小さいものの、チップ側では大きい。これらの傾向は λ の増加とともに顕著になっている。

一方、図7より、Rotor A および Rotor B ともに α は λ の減少とともに全体的に小さくなっており、ハブ側で大きく、チップ側で小さいことがわかる。 Rotor B は α が Rotor A よりハブ側でやや大きいものの、チップ側では小さい。このことは、前述の v_{a1} の挙動と対応している。したがって、Rotor B は後述するようにチップ側で流れがはく離せず、チップ側での Re の増加により半径の大きい位置で相対的に大きな揚力が得られ、トルクが増大したと考えられる。

そこで、設計周速比 $\lambda=5$ における Rotor A および Rotor B の半径位置 $r/r_t=0.2, 0.5, 0.9$ の羽根面の圧力係数 C_p の翼弦方向分布を図8(a)~(c)に示す。ここで、 x は翼弦方向長さである。図8(a), (b)より、 $r/r_t=0.2, 0.5$ では両羽根車ともに全翼弦方向長さにおいて圧力面と負圧面の圧力差は小さいものの、その積分値は Rotor A の方が大きい。一方、図8(c)より、 $r/r_t=0.9$ では両羽根車ともに圧力面と負圧面の圧力差は $r/r_t=0.2, 0.5$ より大きくなっている。両羽根車を比較すると、圧力面と負圧面の圧力差の積分値は Rotor A より Rotor B の方が大きくなっており、Rotor B はチップでの仕事量大きいことが確認される。

Rotor A および Rotor B の $\lambda=4.5$ と $\lambda=5$ における負圧面の限界流線をそれぞれ図9(a), (b)および図10(a), (b)に示す。図9(a), (b)より、Rotor A はブレードの翼後縁全域に大規模なはく離が発生している。このはく離域は $\lambda=5$ より $\lambda=4.5$ の方が大きい。一方、図10(a), (b)より、Rotor B は $\lambda=4.5$ においてハブ側で若干はく離が発生しているが、 $\lambda=5$ では発生せず、翼面の流れ状態は良好であることがわかる。したがって、このことが Rotor B の出力およびトルクが Rotor A より向上した要因の一つであるといえる。

Fig.3 Power coefficient

Fig.4 Torque coefficient

Fig.5 Axial velocity at rotor inlet

Fig.6 Reynolds number at rotor inlet

Fig.7 Attack angle at rotor inlet

(a) $r/r_t=0.2$

(b) $r/r_t=0.5$

(c) $r/r_t=0.9$

Fig.8 Pressure distribution on blade surface ($\lambda=5$)

Fig.9 Limiting streamline on suction side (Rotor A)

Fig.10 Limiting streamline on suction side (Rotor B)

4. 結言

- (1) 逆テーパ形ブレードはテーパ形ブレードより出力係数が大きく、そのピークは低周速比側に移行する。
- (2) 逆テーパ形ブレードはテーパ形ブレードよりチップ側で絶対速度の軸方向成分が小さく、ハブ側で大きい。この傾向は高周速比側で顕著になる。
- (3) 逆テーパ形ブレードはテーパ形ブレードよりチップでの仕事量が大きくなる。
- (4) テーパ形ブレードでは翼後縁全域においてははく離が発生するが、逆テーパ形ブレードでははく離がほとんど発生せず、翼面の流れ状態は良好である。

参考文献

- (1) 西沢良史・他 3 名, 機論 B, 75-751(2009), pp.547-549.
- (2) 西沢良史・他 3 名, 機論 B, 75-753(2009), pp.1092-1100.