

常時微動と強制加振試験に基づく

洋上風力発電設備のシステム同定*

System identification of an offshore wind turbine based on ambient and forced vibration

山口 敦**

Atsushi YAMAGUCHI

福王 翔***

Sho OH

石原 孟**

Takeshi ISHIHARA

1. 背景

風力発電設備に作用する荷重を推定する際には、風車の固有振動数や構造減衰等の構造パラメータの詳細なデータが必要である。特に風車タワーに作用する地震荷重はタワーの1次モードおよび高次モードの構造減衰に大きく依存するため、風車の安全かつ合理的な設計のためには、高精度な構造減衰データが必要とされている。

世界各国の風力発電設備支持物の設計指針等では、風車の構造減衰の推奨値が記載されているがその値は各国で異なっている。例えば、土木学会の風力発電設備支持物構造設計指針・同解説[2010年版][1]において、風車タワー1次モードの減衰比は、増速機のある風車の場合には0.8%、増速機のない風車の場合には0.5%と定められている。この値は中型風車における人力加振試験結果に基づいており、近年のMWクラスの大規模風車への適用可能性は不明である。また、アメリカのガイドラインであるASCE/AWEA Recommended Practice for Compliance of Large On-land Wind Turbine Support Structures[2]では、風車に作用する地震荷重の推定時に構造減衰を1%と仮定して応答スペクトル法を用いてよいと記されている。一方、ドイツの風力発電支持物設計指針であるDIBt Richtlinie für Windenergieanlagen [3]では風車鋼製タワーの対数減衰率は0.015と定められており、これは減衰比にすると0.23%に相当するが、この値は日本やアメリカの指針とは大きく異なる。さらに2次以上の高次モードの減衰に関してはほとんど知見が得られていない。

従来、構造減衰の同定には常時微動計測と人力による強制加振が行われてきた[4]。鋼製の風車タワーの1次固有振動数は1Hz~0.3Hz程度であり人力加振に適しているが、2次モード以上の高次モードの加振は難しい。また、風車に作用する風荷重により励起される振動モードは1次モードが支配的であり、常時微動計

測からも高次モードに関するパラメータを推定することは難しい。

本研究では、銚子沖洋上風力発電設備に設置された加振装置により風車停止時の主軸方向および主軸直角方向の1次モードおよび2次モードの加振を行い、風車タワーの5高度に設置された加速度センサの計測結果から風車の構造パラメータの同定を行った。

2. 対象風車

本研究ではNEDOおよび東京電力(株)が所有する銚子沖洋上風力発電設備の三菱重工業製2.4MW風車を対象に構造パラメータの同定を行った。風車ハブ高さは海面上80m、基礎天端から70mであり、ブレードの直径は92mである。図1に風車の概要を示す。加振装置は基礎天端から45.5mの高さに設置されており、水平2方向の加振が可能である。加速度計は風車内の基礎天端から10.5m、26.5m、45.5m、48.9m、64.7mの計5高度に設置されており、水平2成分の加速度を計測している。なお、本風力発電設備の基礎は重力式であり、風車タワーに対する波荷重や流体力による減衰効果は無視することができる。

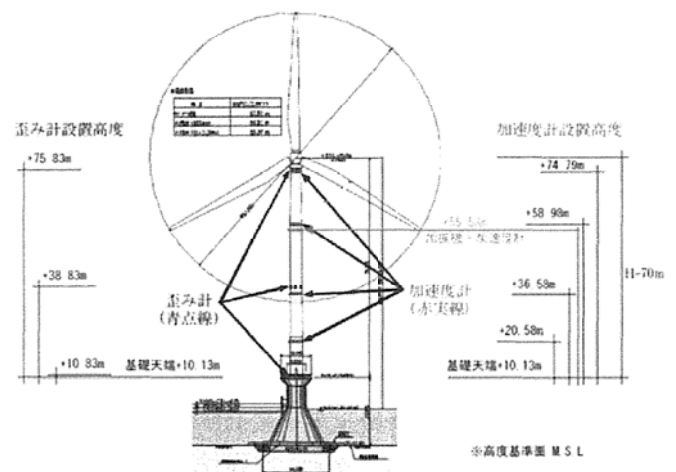


図1 対象風車の概要

*平成25年11月13日第35回風力エネルギー利用シンポジウムにて講演

**会員 東京大学工学系研究科 〒113-8656 東京都文京区本郷7-3-1

***学生会員 東京大学工学系研究科

図2に風力発電設備内に設置された加振装置を示す。本加振装置は水平2方向に1.3t～1.7tの質量を動かすことにより加振する。

表1 加振機の諸元

	主軸方向(x方向)	主軸直角方向(y方向)
可動部質量	1700kg	1300kg
有効ストローク	±190mm	±290mm
可動部最大速度	0.83m/s	0.83m/s
周波数範囲	0.1～4Hz	0.1～4Hz
アクチュエータ発生力	瞬時最大 4400N 連続 1900N	瞬時最大 4400N 連続 1900N
可動部加速度	瞬時最大 2.58m/s ² 連続 1.11m/s ² 加振力 1666N	瞬時最大 3.38m/s ² 連続 1.46m/s ² 加振力 1898N



図2 風車タワー内部に設置された加振機

試験時には風車ナセルを主軸が加振機および加速度計のx軸と一致するように固定するとともに、風車ブレードをフェザー状態にし、ロータにブレーキをかけた。本研究では以後、風車主軸方向をx軸、主軸直角方向をy軸とする。

3. 構造パラメータの同定

3.1 微動計測

風車の固有周期と減衰をおおまかに同定するために、上述のようにナセルとロータを固定した状態で常時微動計測を行った。振動は主に主軸方向にのみ発生していたため、常時微動による同定は主軸方向に対してのみ行った。風車主軸方向のタワー頂部の加速度のパワースペクトルを図3に示す。この結果、風車主軸方向の1次モードと2次モードの固有振動数はそれぞれおよそ0.35Hzと2.9Hzであることがわかる。

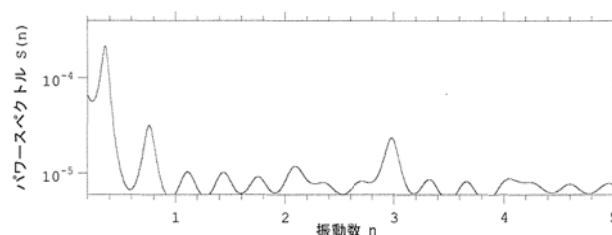


図3 主軸方向加速度のパワースペクトル

また、RD法[5]を用いて風車の構造減衰の同定も行った。風車頂部の加速度応答に1次固有振動数に対応するバンドパスフィルターをかけて、アンサンブル平均値をとったものを図4に示す。包絡線を指数関数で近似することにより、減衰比を同定することができる。なお、2次モードについては使用した波形により同定した減衰比のばらつきが大きく、微動計測から減衰比を同定することは困難であった。

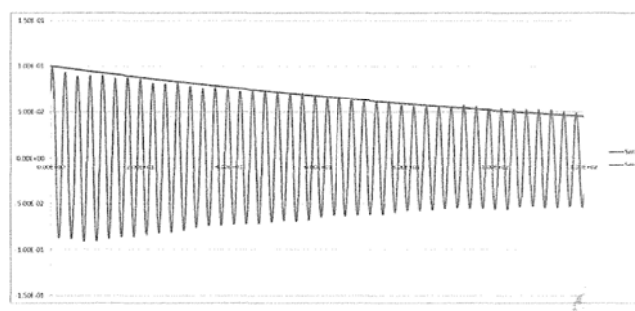


図4 RD法による減衰の同定

微動計測の結果得られた、主軸方向の1次モードと2次モードの風車の固有振動数と減衰比を表2にまとめる。

表2 微動計測による主軸方向の構造パラメータ

	1次モード	2次モード
固有振動数(Hz)	0.35	2.9
減衰比(%)	0.3	-

3.2 正弦波試験

各モードの固有周期と構造減衰をより高精度に同定するために、文献[6]に従い、常時微動計測から求められた各固有振動数を対象に振動数を変化させた正弦波による加振を行い、定常応答を計測し、入力に対する応答の振幅比と位相差を求めた。

正弦波試験において、対象としたモードのみが励起されると仮定すると、入力加振力の振幅 $|F|$ に対するタワーの加速度応答の振幅 $|a|$ の比、および入力加振力と

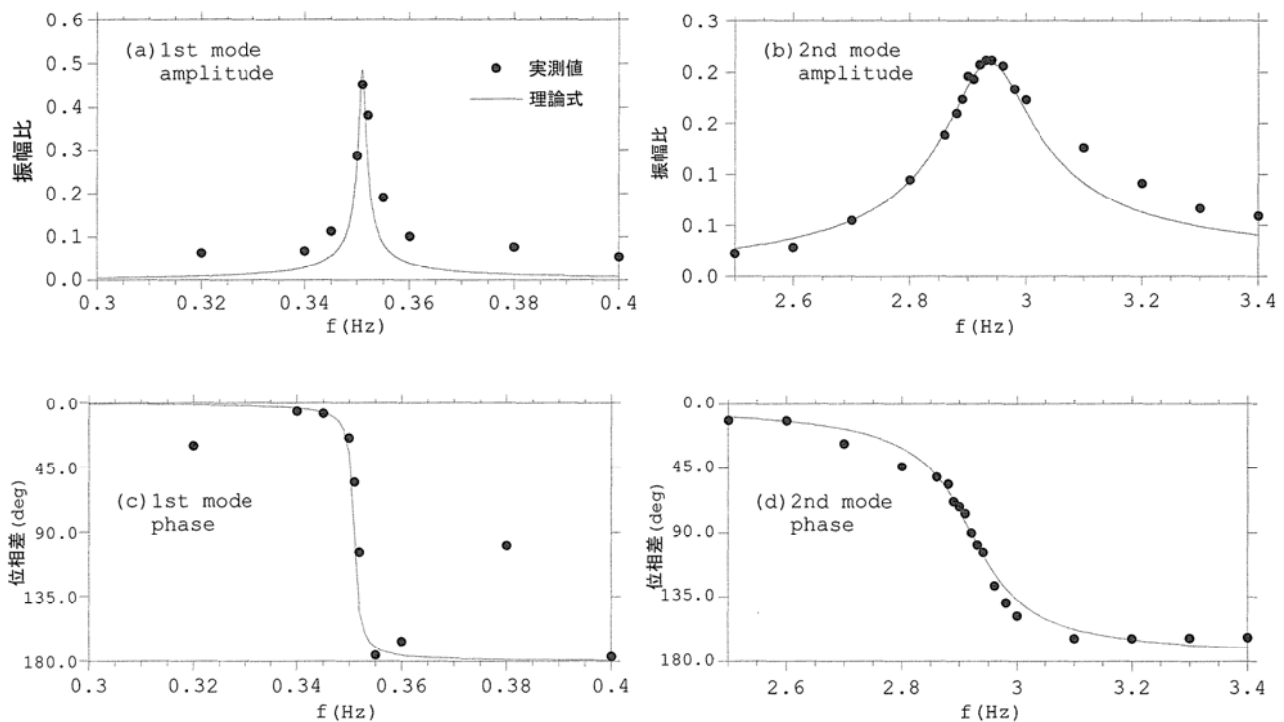


図 5 主軸方向の正弦波加振試験結果と理論値との比較

(a) 1 次モード振幅比, (b) 2 次モード振幅比, (c) 1 次モード位相差, (d) 2 次モード位相差

応答加速度の間の位相差 θ はそれぞれ

$$\frac{|a|}{|F|} = \beta^2 \frac{\phi_n(Vib)\phi_n(Acc)}{\sum_i \phi_n(i) m_i \phi_n(i)} \frac{1}{\sqrt{(1-\beta^2)^2 + (2\xi_n\beta)^2}}$$

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{2\xi_n\beta}{1-\beta^2} \right)$$

と表すことができる。ここで、 $\beta = \bar{f}/f_n$ は対象とするモードの固有周期 f_n と加振で用いた正弦波周期 $\bar{f}$ の比、 ξ は対象モードの減衰比、 $\phi_n(i)$ は i 番目のノードでの n 次モードのモード変位、 $\phi_n(Vib)$ 、 $\phi_n(Acc)$ はそれぞれ加振機位置、加速度計位置での n 次モードのモード変位である。これらのモード変位は FEM モデルより求めた。

これらの理論値は固有振動数と減衰比の関数となっているため、正弦波試験より求めた振幅比と位相差を用いて、各モードの固有振動数と減衰比を同定することができる。このようにして同定した風車主軸方向および主軸直角方向の 1 次および 2 次の固有振動数と減衰比を表 3 にまとめる。また、振幅比と位相差の観測値と、同定した結果に基づく理論値とを合わせて図 5 に示す。1 次、2 次とも主軸直角方向の減衰比が主軸方向よりも大きくなっている。これは、今回の実験で

はブレードをフェザーに固定したため、空力減衰の効果により減衰比が大きくなったものと推定される。

表 3 正弦波加振から求めた固有振動数と減衰比

	主軸方向		主軸直角方向	
	1 次	2 次	1 次	2 次
固有振動数(Hz)	0.351	2.935	0.357	2.970
減衰比(%)	0.23	2.47	1.0	4.0

3.3 自由振動試験

前節で求めた固有振動数と減衰比を確認するために、主軸方向、主軸直角方向の 1 次および 2 次モードに対して、各固有振動数で一定時間加振した後に加振機を急停止させることにより、自由振動試験を行った。各モードに対する風車頂部の加速度応答を図 6 に示す。なお、対象とする振動モード以外を取り除くために、バンドパスフィルターを用いた。

加速度応答の包絡線を次式で近似することにより、各モードの減衰比を同定した。

$$F(t) = A \exp(-2\pi f \xi t)$$

この結果求めた構造減衰を表 4 に示す。主軸方向の構造減衰に関しては、1 次モード、2 次モードとも正弦波加振実験により求めたものとほぼ同じ結果を示し

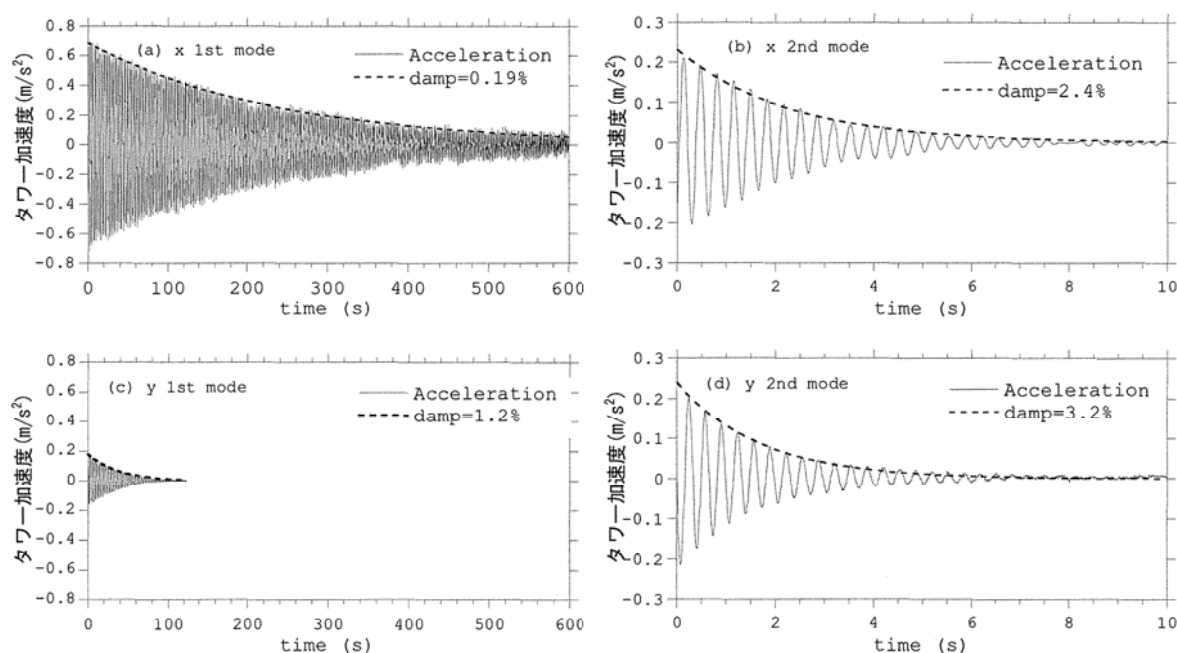


図 6 自由振動試験の結果(a)主軸方向 1 次モード, (b)主軸方向 2 次モード, (c) 主軸直角方向 1 次モード, (d) 主軸直角方向 2 次モード

た。一方、主軸直角方向の減衰比については正弦波加振試験から得られたものと異なり、空力減衰の効果を含めて、さらなる検討が必要である。

表 4 自由振動試験から求めた減衰比

	主軸方向		主軸直角方向	
	1 次	2 次	1 次	2 次
減衰比(%)	0.19	2.4	1.2	3.2

4. 結論

本研究では、銚子沖の洋上風車を対象に、風車ブレードをフェザーに固定し、ロータとヨーを固定した状態で、風車タワーの 1 次および 2 次の固有周期と構造減衰の同定を行い、以下の結論を得た。

- 1) 風車主軸方向の風車タワーの 1 次および 2 次の固有振動数と構造減衰について、常時微動計測、正弦波加振実験、自由振動試験により求めた値はおおむね一致し、高精度な推定ができた。1 次モードの構造減衰は、従来の中型風車から求められたものより小さいことがわかった。2 次モードの構造減衰については、世界で初めての高精度の推定であり、1 次モードの構造減衰よりも大きいことがわかった。
- 2) 風車主軸直角方向の構造減衰は主軸方向に比べて大きく、正弦波加振と自由振動試験から求めた値が異なっていた。本実験では風車ブレードはフェザーに固定していたため、主軸直角方向の振動は空力減衰の影

響を受けたためと考えられる。空力減衰の影響を考慮した構造パラメータの同定は今後の課題である。

謝辞

本研究は NEDO 新エネルギー・産業技術総合開発機構の委託研究の一部として行われた。また本試験の実施にあたっては、東京電力(株)と三菱重工業(株)に協力を頂いた。ここに記して謝意を表する。

参考文献

- [1] 石原孟編, 風力発電設備支持物構造設計指針・同解説[2010 年版], 土木学会, 2010.
- [2] AWEA/ASCE, Recommended Practice for Compliance of Large On-land Wind Turbine Support Structures, 2011.
- [3] Deutsches Institut für Bautechnik, Richtlinie für Windenergieanlagen, 2012.
- [4] 石原孟, ファフックパン, 高原景滋, 銘荊壮宏, 風力発電設備の風応答予測に関する研究, 第 19 回風工学シンポジウム論文集, pp.175-180, 2006.
- [5] 田村幸雄, 佐々木淳, 塚越治夫, RD 法による構造物のランダム振動時の減衰評価, 日本建築学会構造系論文報告集, 第 454 号, pp29-38, 1993.
- [6] 山本雅史他: 実大構造物のアクティブマスダンパーによる制振実験 その 1 同定と地震波加振システム, 京都大学防災研究所年報, 第 40 号, B-1, 1997.