

風車タワートップフランジボルトにおける締付トルクと導入軸力の関係に関する研究

A Study on the Relationship between Tightening Torque and Axial Force of Bolts at the Tower Top Flange of Wind Turbine

石原 孟^{*1}

吉村 豊^{*2}

剣持 良章^{*3}

Takeshi ISHIHARA

Yutaka YOSHIMURA

Yoshiaki KENMOCHI

^{*1} Professor, Department of Civil Engineering, The University of Tokyo, 7-3-1 Hongo, Bunkyo-ku Tokyo, 113-8656, Japan, Fax: +81-3-5841-1147, E-mail: Ishihara@bridge.t.u-tokyo.ac.jp

^{*2} Researcher, Department of Civil Engineering, The University of Tokyo

^{*3} Technical Specialist, Renewable Energy Department, NIPPON KAIJI KYOUKAI, 4-7, Kioi-Cho, Chiyoda-ku, Tokyo, 102-8567, Japan

Abstract

In this study, the relationship between tightening torque and axial force of bolt at the tower top flange was investigated through a laboratory test with flange section models and a 750 kW wind turbine which had experienced the damages of bolt at the tower top flange. Tightening torques and axial forces of bolt in these tests were measured directly by using torque wrenches and strain gauges inserted in the bolts. Existence of lubricant had a great influence on the axial force of bolt, while types of torque wrench had a small impact on those. The expected axial force of bolt was obtained by torque wrenches and the variation was around 10%. A method for quantitatively evaluating decrease in axial force of bolt was proposed by measuring rotation of bolt. The damaged bolts in the wind turbine were also investigated and the axial forces at the damaged bolts were completely lost, while those at the loosed bolts were more than 30% of the initial value. It was found that the axial force of bolt decreased by about 20% after 500 hours from the exchange of bolts. This indicates that retightening is necessary for wind turbine tower bolts.

キーワード : タワートップフランジボルト, 室内・実機試験, 締付トルク, 導入軸力

Key Words : bolts at the tower top flange, laboratory and site test, tightening torque, axial force of bolt

1. はじめに

平成 25 年 3 月 12 日に発生した太鼓山風力発電所 3 号機ナセル落下事故は, 調査結果からタワートップボルトの損傷によりタワートップフランジ溶接部内側の引張応力が著しく増大することで短期間に疲労寿命に達し, タワートップ溶接部の破断が引き起こされたと結論付けられている¹⁾. 風力発電設備用のタワートップボルトをヨーベアリング本体に締付ける場合, 締付けトルクに基づくボルトの導入軸力を管理している. 高力ボルトの損傷は軸力低下によるものであるため, トルク管理下のボルト締付により, 実際にどの程度の軸力が導入されるのか, 更に理想的な条件及び風車実機において作業条件を考慮した場合での導入軸力のバラツキについて明らかにする必要がある.

また, ボルトの再締付けを実施する際には, 軸力の残存量を何等かの方法で評価する必要がある.

そこで, 本研究では, これらの問題を解決するために, 室内試験および 3 号機と同様にタワートップボルト損傷が発生した 1 号機を対象にボルト軸力と締付トルクの関係进行调查する.

具体的には, まず実機の対象構造部を再現した室内試験モデルを構築し, 理想的な条件下での室内試験にて, 締付トルクと導入軸力の関係および軸力のバラツキを調べる. 次に 1 号機風車において, 建設施工時及び損傷ボルト交換時の施工方法の再現を試み, 締付トルクと導入軸力の関係及び軸力のバラツキを確認する. 最後に, ボルト軸力が低下した際のボルトの回転量と軸力の残存量との関係を定量的に評価する.

*1 東京大学大学院工学系研究科 教授

(〒113-8656 東京都文京区本郷 7-3-1)

E-mail: ishihara@bridge.t.u-tokyo.ac.jp

*2 東京大学大学院工学系研究科 研究員

*3 日本海事協会再生可能エネルギー部

(〒102-8567 東京都千代田区紀尾井町 4-7)

(原稿受付: 2016 年 4 月 5 日)

2. 室内試験と実機試験

2.1 試験に使用する機材の概要

施工時におけるボルト軸力と締付トルクの関係进行调查するため, 実際に使用されている潤滑剤及びトルクレ

レンチを選定した。潤滑剤は、東レ・ダウコーニングのモリコート(二硫化モリブデン系潤滑剤)のG-nペーストとGラピッドスプレーを用い、その性能を比較することとした。締付器具としては、倍力機構や油圧装置を持たない構造の片ロスパナのトルクレンチを基準とし、通常メンテナンスやボルトの交換に用いている4倍力トルクレンチ及び風車建時に用いた油圧式のトルクレンチを室内試験の対象とし、実機試験ではこれらに9倍力トルクレンチを追加し、その性能を確認することとした。各試験に使用した潤滑剤をTable 1に示す。潤滑区分として座金(座部)を含むボルトのネジ部とめねじ部に区分し、これらの潤滑剤の塗布の有無、めねじについては残留の有無について比較することとした。各試験に使用したトルクレンチをTable 2に、写真をFig. 1に示す。

Table 1 Lubricants used in the tests

Test object	Condition	
	Laboratory test	Existing equipment
Lubrication on threads and washers	Paste type, spray type and no lubricant	Paste type lubricant
Lubrication on internal threads	Lubricant remaining and nothing remaining	Lubricant remaining

Table 2 Torque wrenches used in the tests

Case		Applied torque wrench	Remark
Laboratory test	Test at existing equipment		
1-1~3-3	1	Single ended wrench	Referred to as standard wrench
4-1	2	Power wrench 4x	Applied at bolt exchange by WTG contractor
4-2	3	Hydraulic wrench	Used in construction
	4	Power wrench 9x	Applied at bolt exchange by maintenance company



a) Single ended wrench



b) Power wrench(4x)



c) Hydraulic wrench

Fig. 1 Photos of torque wrenches

2.2 試験体及び試験装置の概要

室内試験ではまず実機のフランジ及びベアリングブロックを模擬したボルト締付体を用いて、ボルト締付トルクと導入軸力の関係を求めた。ボルトは実機に使用されているF10T-M24のボルトと同型として、頭部を削孔し、ボルト用ひずみゲージ(東京測器研究所製BTM-6C ゲージ長6mm)を埋め込んだものを用いた。ひずみゲージ埋込ボルトとボルト締結体の概要をFig. 2に示す。

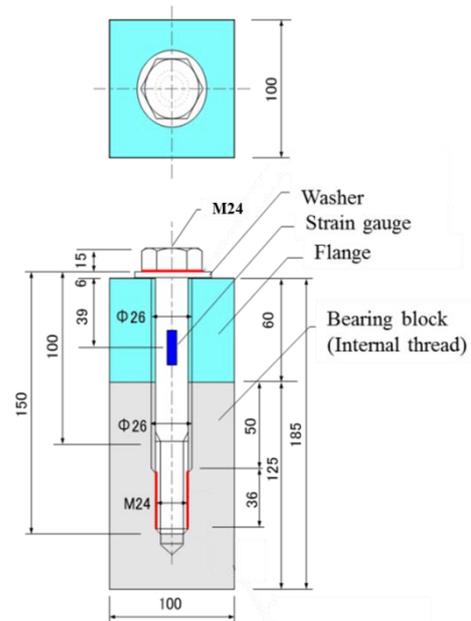


Fig. 2 Overview of the strain gauge inserted bolt in a flange section model

ボルトは、トルクレンチを用いて締め付け、その時に得られるひずみの値をデータロガー(東京測器研究所製TC-32K)を用いて収録した。本試験に用いた「ひずみゲージ埋込ボルト」は、製作時に基準軸力を負荷させた時に得られるひずみ値を校正しており、試験では、その校正値を用い、測定されたひずみ値から軸力を算出した。

2.3 室内試験の結果

室内試験におけるボルト締付は、太鼓山風力発電所の設置工事に適用された施工要領²⁾に基づき実施した。同要領では「ヨーベアリングねじ部のハンドタップさらい及び清掃(エア吹き、クリーナー吹付)を行い、ボルトねじ部及び座面にモリコートを塗布」と規定されている。試験に使用した潤滑剤とトルクレンチをTable 1及びTable 2に示し、Table 3には各試験条件の組み合わせと試験結果を示す。なお、同表のトルク係数については2.5項で説明する。

ボルト・座金部に塗布する潤滑剤のペーストとスプレーによる違いに関しては1-2及び2-1から、めねじに潤滑剤が無い状態との比較は1-3と2-2で行う。また、めねじ部の潤滑剤の違いに関しては1-1及び1-2により比較する。ボルト・座金に潤滑剤が無い状態におけるめねじの潤滑剤有無の影響を3-1と3-2で、トルクレンチによる違いを1-2, 4-1及び4-2において確認する。なお、めねじの潤滑剤の有無は潤滑剤の残留状態を示すものであり、ボルトねじ部に潤滑剤を塗布して締付を行い、その後ボルトを抜いて新しいボルトに交換或いは同ボルトによる再締付を行う場合、めねじの状態は潤滑剤の残留を意味し、残留が無い場合は潤滑剤が除去されていることを意味する。

試験は同一条件下で原則3回繰り返して行い、バラツキの程度を確認した。締付トルクと軸力との関係を求めるため、250, 450, 650, 及び850 Nmの4点で軸力の計測を実施した。締付トルク850 Nmは風車メーカの指定値であり、基準軸力265 kNに対応し、ボルト耐力の80%に相当する。各試験ケースにおいて締付トルク850 Nmで得られた導入軸力を基準軸力265 kNに対する比率としてTable 3に示した。Fig. 3にはTable 3で示すケース1-1からケース4-2までの各ケースにおける締付トルクと軸力の関係を示す。試験結果から潤滑剤に関しては、ペーストとスプレーの性能に差がな

く、また締付器具に拘らず、ボルト・座金及びめねじ共に、潤滑剤が塗布又は残留している場合は所定の基準軸力が導入され、バラツキは10%程度であることが分かる。めねじに潤滑剤が無い状態でも、ボルトに潤滑剤があれば、最低で85%程度の導入軸力が得られた。ただし、ボルト・座金とめねじともに潤滑剤が無い状態では基準軸力の53~65%しか軸力が導入されず、バラツキも大きくなることが分った。従って、潤滑剤の有無は基準軸力に大きな影響を与えることが分かる。トルクレンチに関しては、片ロスパナレンチ、4倍力レンチ及び油圧レンチの差が小さいことが分った。

2.4 実機試験の結果

太鼓山風力発電所1号機のタワートップフランジにおいて、3号機及び1号機でボルト損傷が発生した東側部のNo. 18~No. 25のタワートップボルトを対象に、ひずみゲージ埋込ボルトに交換し、ボルト締付トルクと導入軸力の関係について調べた。試験では、ロータ及びナセルの自重による作用力が試験対象ボルトに対して圧縮となるように、ロータを移動させて実施した。締付トルクと軸力の関係はTable 2に示す条件で求めた。各試験とも、2.3項で示した施工要領により実施した。なお、ボルトの締付によりめねじの損傷がないことが確認されたため、実機試験ではめねじ損傷を想

Table 3 Axial force of bolt and friction coefficient at each test case

Case	Lubricant on thread/washer			Lubricant on internal thread			Torque wrench			Ratio of axial force of bolt against reference axial force (% , upper row) Torque coefficient (lower row)		Evaluated Friction coefficient
	Paste	Spray	No lubricant	Paste remained	Spray remained	Nothing remained	Single ended wrench	Power wrench 4x	Hydraulic wrench	Average	Measurements (Min.~Max)	
1-1	○			○			○			104 0.128	102~105 0.126~0.132	0.0786
1-2	○				○		○			106 0.127	101~110 0.122~0.132	0.0775
1-3	○					○	○			89 0.151	84~95 0.142~0.159	0.0948
2-1		○			○		○			104 0.128	102~108 0.123~0.131	0.0784
2-2		○				○	○			93 0.144	85~102 0.132~0.158	0.0902
3-1			○		○		○			90 0.151	77~102 0.132~0.174	0.0946
3-2			○			○	○			60 0.224	53~65 0.205~0.251	0.1475
4-1	○				○			○		106 0.127	98~112 0.119~0.137	0.0777
4-2	○				○				○	109 0.123	109 0.123	0.0744

*Reference axial force: 265 kN

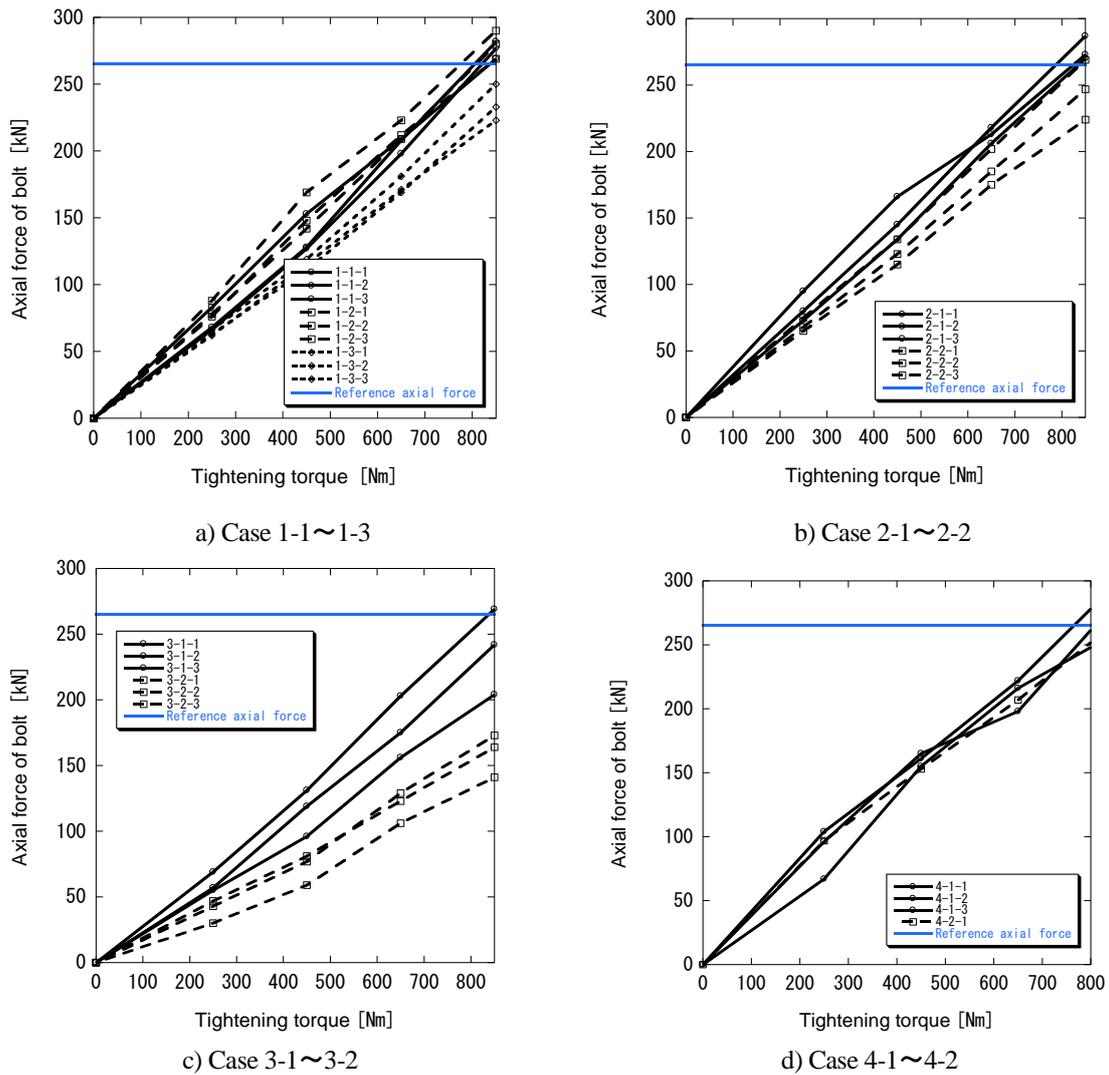


Fig. 3 Relationship between tightening torque and axial force of bolt

定したハンドタップを省略した。各試験における締付トルク 850 Nm で得られた導入軸力を Table 4 に示す。試験結果から導入軸力は締付器具の差異からのバラツキが 10%程度、また同一締付器具においても、室内試験と同様に導入軸力のバラツキは 10%程度であることが分かった。

Table 4 Axial force of bolt at existing wind turbine

Case	Ratio of axial force of bolt against reference value (% , upper row) Torque coefficient(Lower row)	
	Average	Min.~Max.
1	106	101~109
	0.126	0.123~0.132
2	95	90~99
	0.141	0.135~0.148
3	93	93
	0.143	0.143
4	102	100~105
	0.131	0.128~0.134

2.5 締付トルク管理と摩擦係数

設計で要求されるボルト軸力は、次式から締付トルクにより管理することが可能である。

$$T = k d N \quad (1)$$

ここで、 T は締付トルク、 k はトルク係数、 d はボルトの呼び径、 N は締付ボルト軸力である。さらにトルク係数は次式により表すことができる³⁾。

$$k = \frac{1}{2d} [(d_2 \left(\frac{\mu}{\cos \alpha} + \tan \beta \right) + \mu_n d_n)] \quad (2)$$

ここで、 k はトルク係数、 d_2 はボルトの有効径、 μ はネジ部摩擦係数、 α はネジ山の半角、 β はリード角、 μ_n は座部摩擦係数、 d_n は座部有効径である。式(1)及び式(2)からわかるように、ボルトの諸元は既知であることから、締付トルクおよびボルト軸力はネジ部摩擦係数と座部摩擦係数がわかれば、設定することが可能

である。実際の施工管理では、摩擦係数が接合部材の材質と潤滑剤等により変動することから、トルク係数を用いるのが一般的である。

ここで、本試験で直接計測したボルト軸力を利用し、室内試験結果からトルク係数及び摩擦係数を算出し、そのバラツキを調べた。トルク係数については、トルクレンチで設定された 850 Nm の締付トルクと計測された軸力の値を用いて、式(1)により計算し、Table 3 に示す。摩擦係数については、ネジ部及び座部に二種の摩擦係数が存在するが、ボルトと被締結体に用いた鋼材の組合せが同一であることから、同じ値を適用することが可能と考えた。これにより先に求めたトルク係数(平均値)と Table 5 に示すボルト諸元を用い、式(2)により摩擦係数を逆算した結果を Table 3 に示した。

Table 5 Specifications of bolt used for calculation of friction coefficient

Item	Symbol	Value
Nominal diameter of bolt	d	24 mm
Pitch diameter	d_2	21.688 mm
Half angle of thread	α	30°
Lead angle	β	2.433°
Effective diameter of washer	d_n	41.6 mm

潤滑剤が正常に存在する場合の摩擦係数は 0.08 以下であり、本試験で用いた二硫化モリブデン系潤滑剤を用いる場合には一般的とされる値である 0.10 を下回っていることが分かる。めねじに潤滑剤が無い場合でも、ボルトに潤滑剤があれば、摩擦係数は正常時の 20%程度増大するが、0.10 以下である。一方、潤滑剤が全くない場合には摩擦係数は 0.15 まで大きくなり、軸力の大きな低下をもたらす。このことから、締付トルクによりボルト軸力を管理するためには適切な潤滑剤の使用が不可欠であることが分かる。

3. ボルトの回転量と軸力の残存量の関係

3.1 軸力残存率の評価手法の提案

軸力の残存量をボルトの回転量から算出することができれば、ボルトの維持管理および交換判定に役に立つ。Table 6 に示すボルトの諸元および計算式を利用することにより、軸力残存率 R (%)と座金部における緩みの周長 L (mm)の関係は次式により表せる。

$$R = 1 - \frac{L}{15} \quad (3)$$

導入軸力と締付トルクが線形関係にあることから、締付トルクを 850 Nm で除する項に置き換えても、式(3)が有効である。

Table 6 Parameters for calculation of axial force of bolt

Item	Data
Bolt type/pitch	F10T-M24/3.0 mm
Reference axial load, strain	268 kN , 2923 μ
Length of threads	116 mm
Elongation of threads part	$116 \times 2923 \times 10^{-6} \div 0.34$ (mm)
Rotation angle at axial force of 268 kN	$360 \times 0.34 / 3.0 \div 41$ (°)
Diameter of washer	42 mm
Calculated circumferential value of washer at axial force of 268 kN	$42 \times \pi \times 41 / 360 \div 15$ (mm)

3.2 ボルト軸力残存率の評価例

3.1 節に示す軸力残存率の算出方法を利用し、事故風車である 3 号機のタワートップボルトの損傷状況と残存軸力の関係を調査した。この調査では、850 Nm に設定した片ロスパナレンチを用いてボルトを締め付けて、ボルトの緩み(回転量)を求めるとともに、ボルトを取り外して折損や亀裂の有無を確認した。ボルトの緩み及び残存軸力とボルトの損傷の関係を Table 7 に示す。緩み及び残存軸力の値を示していないボルトはボルト折損が発生したものである。

Table 7 から分かるように、ボルト緩み、すなわち、ボルト回転量は 4 mm から 45 mm の範囲にあり、亀裂のあったボルトの回転量は 15 mm 以上であるのに対して、外傷の無い場合の回転量は 10 mm 以下であり、残存軸力は 30%以上であると推定された。これらの結果は文献 4 の結論によく対応している。すなわち、ボルトの残留軸力が 30%以下になると、ボルトの疲労寿命は急速に低下し、短時間に亀裂または折損が発生することになる。

最後に、太鼓山風力発電所 1 号機ではボルト交換後 500 時間が経過した時点の緩み測定を行い、式(3)を用いて軸力残存率を求め、Table 8 に示した。同表から、ボルト交換後に運転時間が 500 時間を経過した時に 20%程度の軸力低下が発生したことが分かる。実際に 20 %程度の軸力低下による累積疲労損傷が小さいことは文献 4 に示されているが、この状態を放置すると、ボルト軸力低下が進み、最終的にボルトの破断に至る⁴⁾。従って、風車に使用される高力ボルトは本締め後に増締めが必要であることが分かる。また、Table 8 で示す増締めは先ず東方向で計測し、その後西方向で計測した結果である。ボルト 51 ではロータが東方向(当

該ボルトに対し引張)で増缩量は0 mmであったものが、同西方向(当該ボルトに対し圧縮)では4 mmの増缩量が発生した。このことから、ボルト締結は圧縮側となるロータ位置での施工が必要であることは明らかである。なお、この手順は事故後の施工要領²⁾に反映されている。

Table 7 Relationship between bolt looseness and existing axial force ratio

Bolt No.	Looseness (mm)	Existing axial force ratio(%)	Damaged condition
9	—	—	Crack on thread part
14	6	60	No damage
15	6	60	No damage
16	10	33	No damage
17	30	0	Crack beneath bolt head
18	—	—	Breakage at thread part
19	—	—	Breakage beneath bolt head
20	45	0	Crack beneath bolt head
21	—	—	Breakage beneath bolt head
22	25	0	Crack on thread part
23	7	53	No damage
24	7	53	No damage
25	7	53	No damage
26	4	73	No damage

Table 8 Existing axial force ratio after 500hours from exchange of bolts

Bolt No.	Rotation at retightening (mm)		Existing axial force ratio(%)	Remark
	Rotor looked to east direction	Rotor looked to west direction		
18	0	0	-	
19	0	0	-	
20	0	0	-	
21	3	0	80	Vibrometer mounted at east direction
22	2	0	87	
23	3	0	80	
24	0	0	-	
25	0	0	-	
36	0	0	-	Vibrometer mounted at south direction
51	0	4	73	Vibrometer mounted at west direction

4. まとめ

太鼓山風力発電所風車におけるタワートップボルト導入軸力と締付トルクとの関係について、室内試験及び実機試験により調べると共に、損傷ボルトの軸力低下量およびボルト締付後の軸力低下量を調べ、以下の結論を得た。

- 1) 室内及び実機においてボルト軸力と締付トルクを直接計測することにより、その関係を明らかにした。潤滑剤の有無がボルト軸力に大きな影響を与えるが、トルクレンチの種類による影響は小さい。トルク法を用いた施工管理基準に基づき適切な施工を行った場合、規定のボルト軸力を得ることができ、そのバラツキは10%程度であることが分かった。
- 2) ボルト軸力の低下量をボルトの回転量により定量的に評価する手法を考案した。3号機の損傷ボルトにおいては損傷又は亀裂の発生したボルトの軸力が完全に喪失し、緩みに留まっているボルトの軸力が30%以上であることを明らかにした。また1号機においてはボルト交換後500時間が経過した時点では約20%程度の軸力低下が発生し、ボルト締付後の増締が必要であることを明らかにした。

謝辞

本研究はNEDO(新エネルギー・産業技術総合開発機構)の委託研究として行われた。試験の実施にあたり、(株)JFEエンジニアリングにご協力を頂いた。ここに謝意を表す。

参考文献

- 1) 石原孟, 山崎慈生, 平田達也, 長砂龍次, 太鼓山風力発電所の風車タワー疲労破断の原因究明について, 第36回風力エネルギーシンポジウム, pp. 470-473, 2014
- 2) 京都府, 第4回太鼓山風力発電所事故に関する専門家会議, 資料1-2, 2014
- 3) 株式会社東日製作所, 東日トルクハンドブック, Vol.7, P-3
- 4) 福王翔, 石原孟, 風車発電時の風荷重とタワー高力ボルトの疲労荷重に関する研究, 第23回風工学シンポジウム論文集, pp. 355-360, 2014