

# 風車タワーのL型フランジにおける作用点修正係数の提案

## A study of action point correction factor for L-type flange of wind turbine towers

飛永 育男<sup>\*1</sup>                      石原 孟<sup>\*2</sup>  
Ikuo TOBINAGA                      Takeshi ISHIHARA

<sup>\*1</sup> Senior Engineer, Wind Turbine Generator System Development Group, Wind Turbine Generator System Dept. Hitachi, Ltd. Power Systems Company Hitachi Works. 1-1, Shirogane-cho 1-chome, Hitachi-shi Ibaraki-ken, 317-0056 Japan. Fax:+81-294-55-9882, E-mail : ikuo.tobinaga.wa@hitachi.com

<sup>\*2</sup> Professor, Department of Civil Engineering, The University of Tokyo

### Abstract

L-type flanges used for wind turbine towers need high bearing resistance when they install in storm and earthquake active areas. Petersen, Seidel, and RISO/DNV introduced methods for evaluation of L-type flange ultimate strength based on elastoplastic theory, however they didn't consider the elastic deformation of flange and caused underestimation of the load acting on bolts. VDI2330, Petersen, and Seidel also showed the location of equivalent flange reaction force by using flange thickness direction bending moment equilibrium, but these methods are complicated. An action point correction factor of L-type flange is proposed to consider the effect of flange deformation and to expand the applicable range of flange dimension. The results show good agreement with those by the formula of Seidel at the ultimate condition by using load transmitting factor for L-type flange proposed in this paper.

キーワード：フランジ，てこ比，作用点，ボルト，風車タワー

Key Words : Flange, Lever ratio, Point of action, Bolt, Wind turbine tower

### 1. はじめに

近年、風力発電の導入拡大に伴い、強風地域や地震地域での風車の建設が増えており、簡便かつ高精度の耐力評価式の提案が必要とされている。特に、風力発電機用のタワーは、暴風時や地震時において大きな荷重を受け、接合部であるフランジ継手には高い耐力が要求される。タワーのフランジ継手は、メンテナンス性から内側のみにフランジを有するL型フランジが一般的であり、タワー直径は風車ブレードとの離隔距離の制限があるため、その大きさは限られる。そのため、フランジの耐力評価式は、精度の高いものが必要とされている。

風力発電機用タワーフランジ接合部の評価式は、主に終局強度を評価するためのフランジ終局耐力評価式と、疲労強度を評価するための弾性範囲内のボルト応力評価式とに大別される。

フランジの終局耐力評価式は、EUROCODE<sup>1)</sup>によって提案されたが、T型フランジを対象としたため、L型フランジには適用できない。その後、Petersen<sup>2)</sup>は弾

塑性論に基づき、ボルトの許容引張力とシェルまたはフランジの塑性ヒンジを組み合わせた3つの破壊モードからなるL型フランジの終局耐力評価式を提案した。しかし、Petersen<sup>2)</sup>の式にはフランジ形状の適用範囲がないため、フランジの剛性が低い場合にフランジ反力の作用点の遷移が考慮されず、ボルトに作用する引張力を過小評価する問題がある。その後、Seidel<sup>3)</sup>によりさらに2つの破壊モードを追加した評価式が提案され、フランジ形状の適用範囲も示された。しかし、Seidel<sup>3)</sup>の式もフランジを剛体と見なしているため、Petersen<sup>2)</sup>式と同様の問題がある。一方、RISO/DNV<sup>4)</sup>はフランジ接合ボルトの終局応力評価式も提案したが、初期張力がない状態を想定し、フランジを剛体と見なしており、また適用範囲も規定されておらず、Petersen<sup>2)</sup>やSeidel<sup>3)</sup>と同様の問題がある。これらの式の共通の問題点は、台風や地震により大きな荷重が生じる場合に、風車タワーのボルトに作用する引張力を過小評価することであり、フランジの弾性変形を考慮した耐力評価式の提案が求められている。

一方、弾性範囲内のボルト応力評価式は、外力が無い状態から、過渡的な状態を経てフランジが離間するまでのボルト応力を求めるもので、Petersen<sup>2)</sup>らによる方法と、VDI 2230<sup>5)</sup>による方法があり、ボルトの終局

\*1 日立製作所株式会社 主任技師  
(〒317-0056 茨城県日立市白銀町 1-1)  
E-mail: ikuo.tobinaga.wa@hitachi.com

\*2 東京大学大学院工学研究科 教授  
(原稿受付：平成 28 年 5 月 20 日)

状態を評価することが可能である。Petersen<sup>2)</sup>による方法は内力係数を考慮してフランジの離間への遷移を簡便な式で表したものであり、Petersen<sup>2)</sup>による2直線式、Shumidt/Neuper<sup>6)</sup>による3直線式、Petersen<sup>7)</sup>による多項式があり、比較的簡便に筒身の引張力とボルト応力の関係を求めることができる。ただし、これらの式は安全側に評価しているため、精度の面に課題がある。また VDI2230<sup>5)</sup>による方法は、フランジ厚さ方向に対する曲げの釣合式からフランジ反力とその作用点を求める方法であり、Agatonovic<sup>8)</sup>の非線形法、Thomala<sup>9)</sup>の円弧法があるが、式が複雑であり、利便性に課題がある。その後、Seidel<sup>10)</sup>は、VDI理論を基にし、離間を考慮したフランジ厚さ方向に対する曲げの釣合式から等価なフランジ反力の作用点を求める式を提案した。しかし、Seidel<sup>10)</sup>の式はフランジ形状に制約があること、および陰解法を用いているため離間範囲を求めるために収束計算を行う必要がある。

そこで、本研究ではまずフランジが弾性変形した場合の等価なフランジ反力の作用点を精度良く求めるための作用点修正係数を提案するとともに、フランジの弾性変形の度合をフランジの厚さと幅から定義されるアスペクト比で評価する。次に、作用点修正係数の適用範囲は、風車タワーフランジ設計の多様性を考慮し、様々なフランジに対して有限要素解析（以下、FEA）により系統的に調べ、適用範囲を定める。さらに、フランジ反力の等価な作用点は、外力の大きさによって移動することを考慮し、荷重に対する適用条件を定める。最後に、終局耐力付近において Seidel<sup>10)</sup>による値はFEAの結果に一致するように、荷重導入係数の修正を行う。

## 2. L型フランジにおける耐力評価式

本章ではこれまで提案されたL型フランジにおける耐力評価式を示すとともに、作用点修正係数の定義および同定方法を述べる。

### 2.1 終局耐力評価式

終局耐力評価式は、複数の破壊モードに対して提案されたが、本論文ではボルトの耐力評価式に注目する。

L型フランジの特徴として、筒身引張力  $T_S$  の位置とフランジ接合部のボルト位置がオフセットしているため、筒身引張力  $T_S$  とボルトからの反力  $F_A$  から生じる偶力はフランジ端部の反力  $F_R$  によって支えられる。ボルトには作用反作用の法則により、 $F_A$  と等価で逆向きの引張力  $T_A$  が作用する(Fig. 1)。

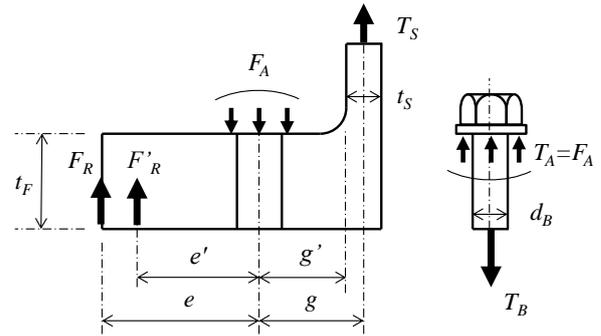


Fig. 1 Dimension and acting forces of L-type flange

ボルトに初期導入軸力以上の引張力が作用すると、フランジ接合面は離間する。フランジの半径方向を梁とみなし、ボルトに作用する引張力  $T_A$  は、筒身引張力  $T_S$  に対して、フランジ反力  $F_R$  周りのフランジの力の釣合いより、式(1)で示される。

$$T_A = F_A = \left(1 + \frac{g}{e}\right) \times T_S \quad (1)$$

式(1)の右辺括弧内は、ボルト引張力に対する筒身引張力の増幅係数であり、通常“てこ比”と呼び、式(2)で表す。  $e$  はフランジ幅の長さの一部を示しているが、実際は面圧として生じるフランジ反力を、等価な集中荷重に置き換えた場合の作用点のボルト位置からの距離でもある。

$$A = 1 + \frac{g}{e} \quad (2)$$

同一筒身引張力に対し、フランジ耐力を上げるには、 $A$  を小さく、すなわち、フランジ反力の等価な作用点  $e$  を大きくする必要がある。しかし、 $e$  の過度な延伸は、フランジの弾性変形を引き起こし、反力の等価な作用点はフランジ端部と見なせず、 $e'$  方向へ遷移し(Fig. 1)、ボルトに作用する引張力  $T_A$  を見かけ以上に増幅させる。これが Petersen<sup>2)</sup>式、Seidel<sup>3)</sup>式および RISO/DNV<sup>4)</sup>式が危険側の評価になる理由である。このことから、EUROCODE<sup>1)</sup>ではフランジが剛と見なせる範囲にフランジ形状を制限し、 $e$  は  $1.25g$  以下としている。この条件を準用すると、 $A$  は  $1.8$  以下にすることができず、高強度なフランジを設計可能にするために、より小さいてこ比を使用可能な評価式が求められている。

### 2.2 Seidel の弾性範囲のボルト応力評価式

終局耐力評価式がフランジの半径方向を梁とみなし、

力の釣合を考慮した事に対し、弾性範囲のボルト応力評価式はフランジの厚さ方向を梁とみなし、力の釣合を考える(Fig. 2)。これにより、フランジ反力の作用点はフランジ端部ではなく、フランジ厚さ方向の力の釣合い位置で設定され、反力位置が決定される。Seidel<sup>10)</sup>はフランジの離間を考慮し、互いに接触しているフランジ部分での曲げの釣合いを考慮し、式(3)によりフランジ反力の作用点  $e'$  を示している。

$$e' = \frac{M}{F'_R} + s_{sym} \quad (3)$$

ただし、

$$M = \frac{EI \cdot [(T_S - \Phi \cdot T_S - N_0) \cdot s_{sym} + T_S \cdot g]}{s_{sym}^2 \cdot t_F \cdot C_S + EI} \quad (4)$$

$$F'_R = \frac{t_F \cdot s_{sym} \cdot C_S \cdot T_S \cdot g + EI(\Phi \cdot T_S - T_S + N_0)}{s_{sym}^2 \cdot t_F \cdot C_S + EI} \quad (5)$$

$$s_{sym} = \frac{e - g^*}{2} \quad (6)$$

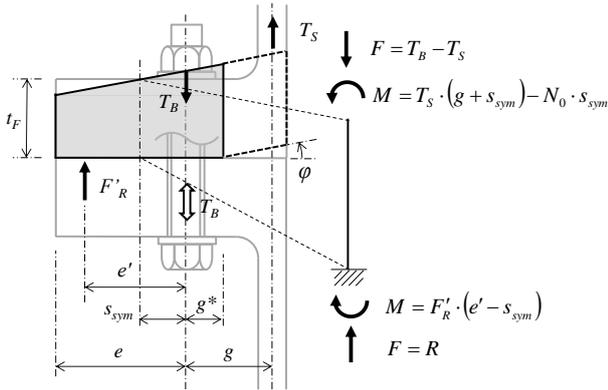


Fig. 2 L-type flange structural model

ここで、 $E$ はヤング率、 $I$ はフランジ面に関する断面2次モーメント、 $T_S$ は筒身引張力、 $\Phi$  ( $=n \cdot \delta_p / (\delta_s + \delta_p)$ )は内力係数、 $N_0$ はボルト導入軸力、 $s_{sym}$ はボルト軸の偏芯量、 $C_S$ はフランジの圧縮剛性、 $n$ は荷重導入係数、 $\delta_p$ はフランジの圧縮剛性の逆数、 $\delta_s$ はボルトの圧縮剛性の逆数、 $g^*$ は離間していないフランジ領域の外側長さを示し、Seidel<sup>10)</sup>式のフランジの不整パラメータは除外している。尚 Seidel<sup>10)</sup>式は $g^*$ を収束計算で求める必要があり、陰的な評価式となっている。そのため、陽的にフランジ反力の作用点位置を求める手法が求められている。

### 2.3 作用点修正係数の定義と同定方法

フランジ直径を拡大せず、ボルトに作用する引張力

$T_A$ を低減させてフランジ耐力を向上させるには、 $e$ の延伸が有効である。しかし、 $e$ を長くした場合、フランジの剛性が低下し、実質的な作用点はフランジ自体の変形により  $e'$  に移動するため、実際のでこ比はより大きくなり、危険側の評価となる。そこで、式(7)に示す作用点修正係数  $\lambda$ を導入すれば、フランジの剛性低下を評価することができる。

$$\lambda = e'/e \quad (7)$$

$\lambda$ を決定する  $e'$  を求めるには、式(1)により  $T_A$ 、 $T_S$ が明らかになる必要がある。しかし  $T_A$ はボルトに作用する引張力(外力)であり、FEAではボルト自身の張力  $T_B$ (内力)を求めるため、 $T_A$ を直接求めることはできない。本研究では、以下の方法で  $T_A$ と  $T_B$ の関係を求めることにより、 $e'$ を同定した。

まず、フランジの弾性変形が無視できる形状( $e=1.25g$ )を用いて、ボルト許容引張力の状態における  $T_A$ 、 $T_B$ 、 $T_S$ の値を  $T_{A,lim}$ 、 $T_{B,lim}$ 、 $T_{S,lim}$ とし、導出する。本研究におけるボルト許容引張力  $T_{A,lim}$ は土木学会<sup>11)</sup>における疲労耐力設計法に準じ、式(8)により求める。

$$T_{A,lim} = 0.80 \cdot \sigma_y \cdot A_S \quad (8)$$

ここで、 $A_S$ はボルトの有効断面積を示す。

筒身引張力は、弾性変形を無視できるため、式(9)となる。

$$T_{S,lim} = T_{A,lim} \times \left( \frac{1.25}{2.25} \right) \quad (9)$$

式(9)を用いて、FEA結果からボルト引張力が  $T_{A,lim}$ におけるボルト張力  $T_{B,lim}$ を求める。

次に任意の  $e$ を延伸させたフランジにおけるFEA結果において、ボルト張力  $T_B$ が  $T_{B,lim}$ に一致する状態での筒身引張力を  $T_{S,TB=lim}$ とし、式(10)により  $e'$ を求める。

$$e' = \frac{g}{\left( \frac{T_{A,lim}}{T_{S,TB=lim}} - 1 \right)} \quad (10)$$

### 3. 有限要素解析と精度検証

本章ではフランジ解析モデルを示すと共に、既往実験と解析と比較することにより、その精度検証を行う。

### 3.1 解析モデル

様々なフランジ形状における弾性変形の影響を求めするため、実際の風車タワーに用いられている一般的なL型フランジ形状を元に、Table 1に示すパラメータを設定し、その全組合せ計672ケースでの解析を実施した。ただし、解析ケースのいくつかは、ボルト許容値に達するまでに筒身部が降伏したため、除外した。

Table 1 Flange parameters used in FEA

Bolt size $d_B$ [mm]	36, 48	56, 64
Tower diameter $D$ [m]	3, 4, 5	4, 5, 6
Shell thickness $t_S$ [mm]	20,30,40	30,40,50,60
Bolt interval $p$ [mm]	(2.25, 2.50) $d_B$	
Flange thickness $t_F$ [mm]	75,100,125	100,125,150
Dimension $g$ [mm]	1.3 $d_B$	
Dimension $e$ [mm]	(1.25, 1.5, 1.75, 2, 2.25) $g$	

Fig. 3には解析モデルを示す。モデルは筒身同士を接続するL型フランジのボルト1/2本分のセクションモデルとし、フランジ上下の円筒部は十分な長さを確保した。ボルト形状は風車用ボルトを模擬している。また、フランジ同士の接合面は離間を模擬するため、接触を考慮している。一方、ボルト・ナットの首下座面は本解析においては離間しないため、フランジと一体化させ、解析の収束性を高めている。境界条件として、フランジの軸対称面には対称条件を付与し、筒身下端を固定した上、筒身上端に変位を与えるものとした(Fig. 3)。また、解析の初期状態として、土木学会<sup>1)</sup>における疲労耐力設計法に準じ、ボルトにねじの有効断面積に対して、耐力の70%の初期張力を与えている。

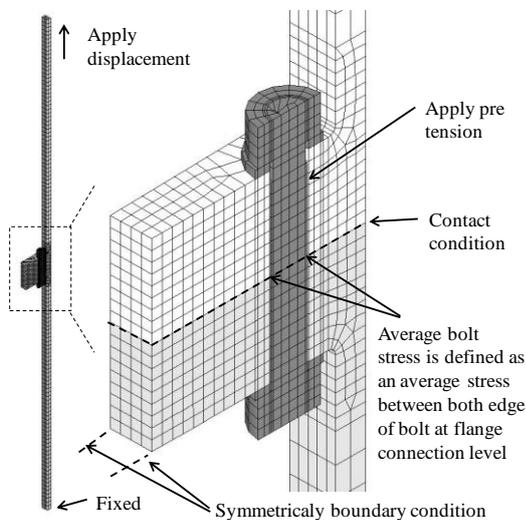


Fig. 3 FEA model of a Flange

材料はフランジおよび筒身共に引張強さ  $490 \text{ N/mm}^2$  材、ボルトは F10T を想定し、これら材料の応力-歪特性は2直線近似により、Fig. 4に示す塑性状態を考慮した。これらの材料は風車タワーの材料としては一般的なものである。

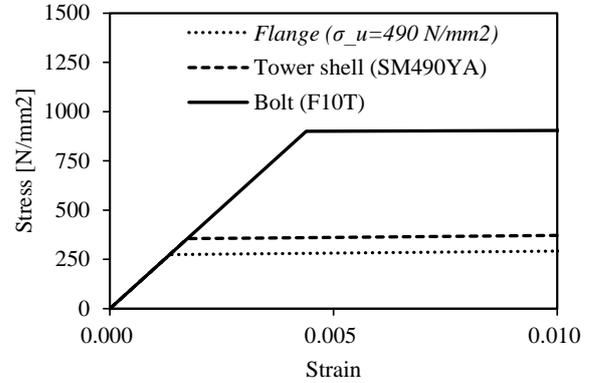


Fig. 4 Material property used in FEA

### 3.2 解析モデルの精度検証

本解析モデルの妥当性を示すため、Seidel<sup>12)</sup>により実施された実験結果・解析結果と比較した。Fig. 5には既往実験と解析モデルの諸元及び本研究に用いたFEAモデルの格子を示す。

Fig. 6には、筒身引張力に対するボルト軸力及びボルト軸部に作用する曲げモーメントを示し、既往の実験結果の平均値・解析結果との比較を行った。その結果、ボルトに作用する軸力と曲げモーメントは実験結果とよく一致しており、本解析方法でフランジ接合部の挙動は正確に模擬できることが分かる。

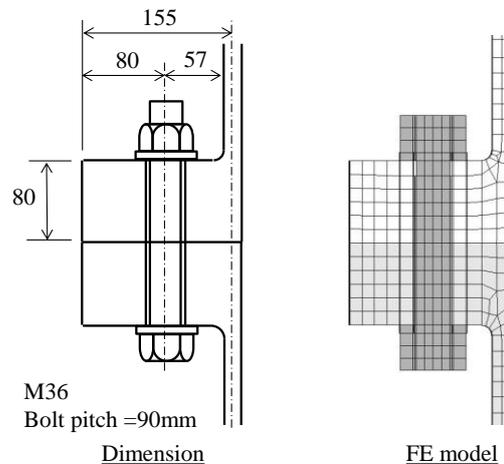
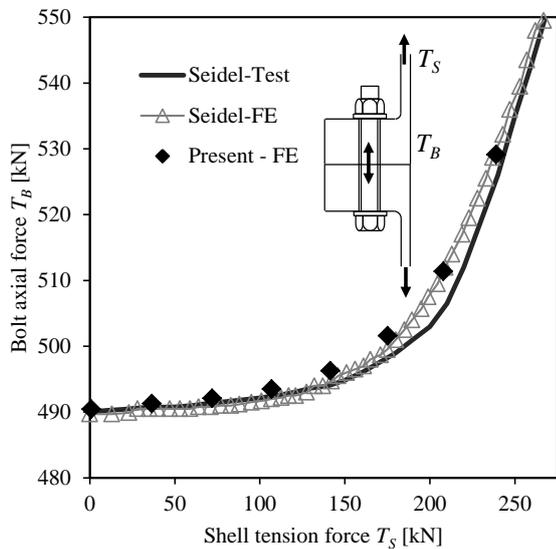


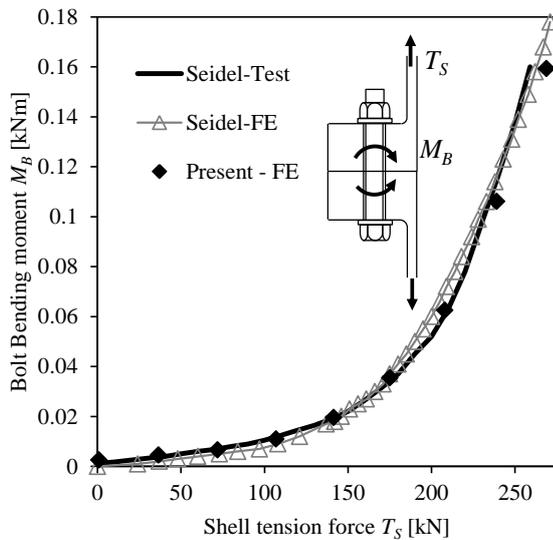
Fig. 5 Flange model used for verification

### 3.3 解析結果の例

Fig. 7にはFEA結果の一例を示す. 左図は $e=1.25g$ , 右図は $e=2.25g$ のフランジの結果であり, 共にボルト張力が許容応力状態 $T_B=T_{B,lim}$ を示している. 図の上段がフランジ締結体のミーゼス応力分布を示し, 下段が接合面の面圧分布を示す. $e=1.25g$ のフランジにおいては, フランジ面圧がフランジ端部に生じており, フランジは剛とみなせることが分かる. 一方,  $e=2.25g$ のフランジでは,  $e=1.0g$ 付近で最大面圧となる. また, 式(7)により算出した等価なフランジ反力の作用点 $e'$ は $0.7e$ 程度となり, フランジ弾性変形の影響が現れていることが分かる.



(a) Bolt tension



(b) Bolt bending moment

Fig. 6 Comparison between test and FEA

### 4. L型フランジの作用点修正係数の提案と考察

本章ではまずフランジが弾性変形した場合の等価なフランジ反力の作用点を精度良く求めるための作用点修正係数を提案する. そして, 様々なフランジに対して有限要素解析により系統的に調べ, 作用点修正係数の適用範囲を定めるとともに, 荷重に対する適用条件を設定する. 最後に, 終局耐力付近において Seidel<sup>10</sup>による値はFEAの結果に一致するように, 荷重導入係数の修正を行う.

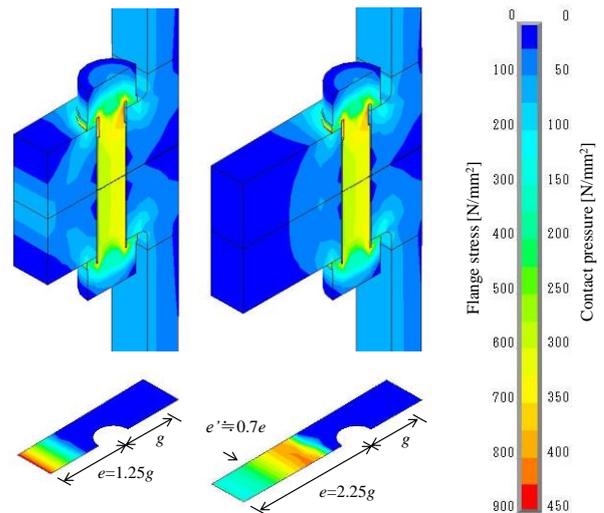


Fig. 7 FEA results (left:  $e=1.25g$ , right:  $e=2.25g$ )

#### 4.1 作用点修正係数の提案

FEAの解析結果をモデル化するため, まず各パラメータの影響度合いを調べる. Fig. 8にはボルトサイズ $d_B$ , タワー直径 $D$ , 筒身厚さ $t_s$ , ボルト間隔 $p$ , フランジ厚さ $t_F$ , フランジ内側長さ $e$ の6個のパラメータに関し, 5個のパラメータの組合せの一つに対して, 残りの1つのパラメータを独立に変えた際の $\lambda$ の標準偏差を求め, 5個のパラメータの組合せの総数に関して平均したものを示す. Fig. 8から, 影響の大きいパラメータはフランジ厚さ $t_F$ とフランジ内側長さ $e$ であることが分かる.

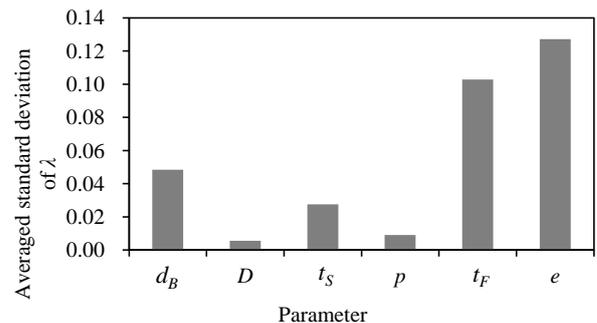


Fig. 8 Effect of each parameter on the action point

Fig. 9 には全解析ケースについてフランジのアスペクト比  $a$  と作用点修正係数  $\lambda$  の関係を示す。Fig. 9 から、作用点修正係数  $\lambda$  は  $e$  の値に依存することが分かる。これらの結果を元に、フランジのアスペクト比  $a$  を変数とした関数を求め、式(11)に示す。パラメータ  $b$  は  $e/g$  の関数として定義し、フランジの弾性変形を無視できる  $e/g=1.25$  の時に 0.45 とした。Table 2 にはパラメータ  $b$  の  $e/g$  による変化を示す。また Fig. 9 には式(11)を実線で示す。

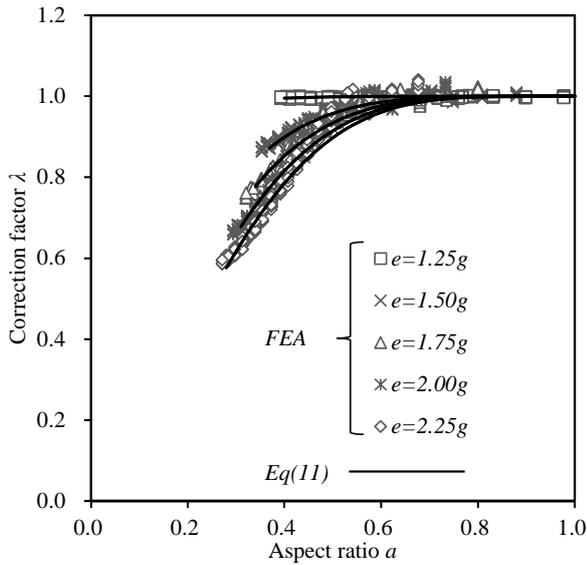


Fig. 9 Variation of lever ratio correction factor

$$\lambda = \begin{cases} 1 - (1 - a^b)^5 & 1.25 \leq e/g \leq 2.25 \\ 1 & e/g \leq 1.25 \end{cases} \quad (11)$$

ただし、

$$a = t_F / (e + g) \quad -0.12(e/g) + 0.55 \leq a \leq 1$$

$$b = (e/g - 1.25)^{0.32} + 0.45 \quad 1.25 \leq e/g \leq 2.25$$

Table 2 Relationship between  $e/g$  and  $b$

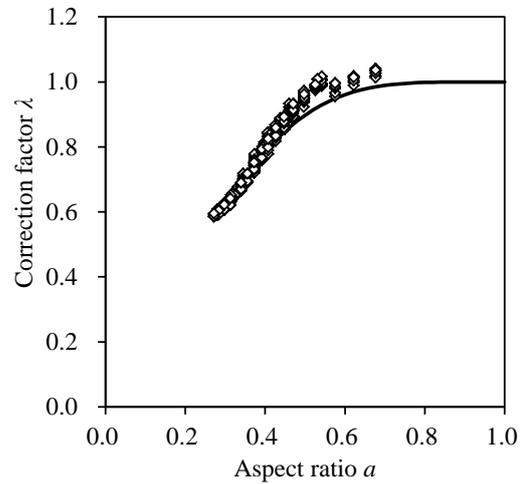
$e/g$	1.25	1.5	1.75	2.00	2.25
$b$	0.450	1.092	1.251	1.362	1.450

#### 4.2 フランジ形状と荷重条件に対する適用範囲

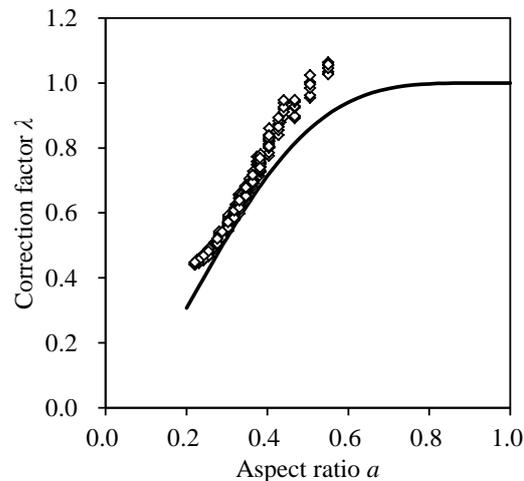
作用点修正係数の適用範囲を明らかにするために、フランジ内幅  $e$  を  $e=2.25$ 、及び  $e=3.00$  に延伸させた場合の FEA 結果と作用点修正係数を Fig. 10 に示す。 $e$  を延伸させた場合には、 $e=2.25g$  を超えると、FEA 結果からは離れる。作用点修正係数の簡便さを保つため、

本研究ではフランジ内幅  $e$  は  $2.25g$  を限度とする。ただし、Fig. 10 に示すとおり、提案した作用点修正係数は常に安全側を示し、フランジのアスペクト比は 0.3 程度であれば、FEA の結果との差が小さく、 $e=3.00g$  まで提案式の適用は可能である。また本提案式(11)を用いる際の留意点として、フランジ精度を十分に確保する必要がある。これはフランジ接合面の不整が大きいと、フランジ反力の作用点が変わる可能性があるためである。

フランジ反力の作用点の位置は、筒身引張力  $T_S$  によっても変化するため、本研究で提案した作用点修正係数が適用可能な荷重条件を明らかにする必要がある。本作用点修正係数はボルトの許容引張力  $T_{A,lim}$  を式(8)として求めたが、国内外の指針には許容値に一定の範囲があるため、荷重条件の適用範囲を設定した。



(a)  $e=2.25g$



(b)  $e=3.00g$

Fig. 10 Comparison of  $\lambda$  predicted by FEA and proposed formula for  $e=2.25g$  and  $e=3.00g$

Fig. 11 には、 $e=2.25g$  フランジにおいて  $T_A$  を変化させた場合の作用点修正係数を示し、Fig. 12 は同じ結果をフランジ上に図示するものである。両図から、 $T_A$  の増加に従い、フランジ反力作用点はフランジ内側から端部へと移動することが分かる。

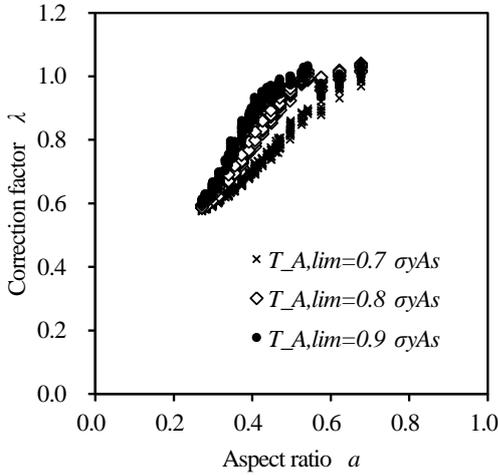


Fig. 11 Variation of  $\lambda$  with  $T_A$  at  $e=2.25g$

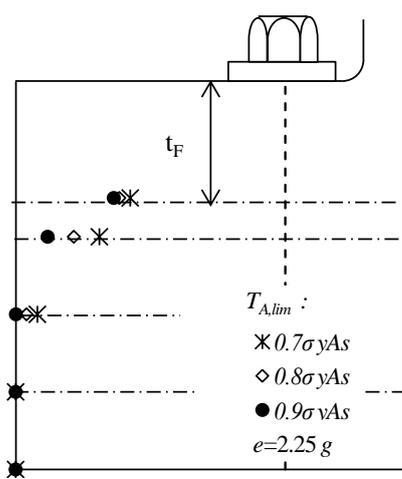


Fig. 12 Location of  $e'$  for each  $T_{A,lim}$  and  $T_F$

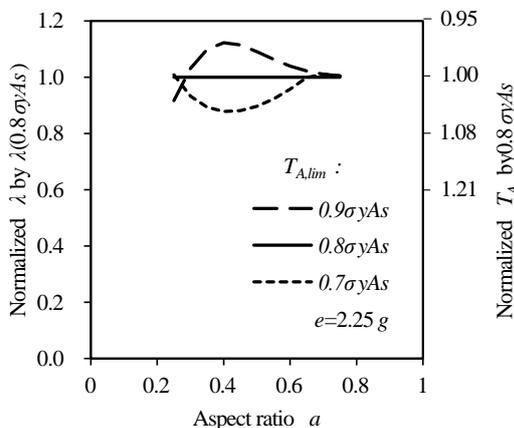


Fig. 13 Variation of normalized  $\lambda$  with  $T_A$

Fig. 13 には、式(8)に基づく作用点修正係数の値により正規化した  $\lambda$  の  $T_A$  による変化を示す。  $T_A$  が 10% 変化する際は、 $\lambda$  は最大約 10% の差が生じ、この  $\lambda$  を用いて算出した  $T_A$  は最大約 5% の差を生じる。  $T_A$  の誤差の許容値を 3% 以内とするため、本研究で提案した作用点修正係数に関する荷重条件の適用範囲はボルトの許容引張力  $T_{A,lim}=(0.80 \pm 0.05) \cdot \sigma_y \cdot A_s$  とする。

#### 4.3 既往理論との比較および荷重導入係数の修正

本節ではフランジ反力の作用点を求める Seidel<sup>10)</sup>式と本研究で提案した式より求めたフランジ反力の作用点との比較を行い、既往理論の予測精度を検証する。

Fig. 14 には、本研究で提案した作用点修正係数  $\lambda$  と Seidel<sup>10)</sup>式から求めた  $e'$  を示す。 Seidel<sup>10)</sup>式にはフランジ形状に制約条件があり、Table 1 のうち制約条件を満たす結果のみを示している。 Fig. 14 から、フランジ反力の作用点  $e'$  は荷重導入係数  $n$  に依存し、Fig. 15 に示す VDI<sup>5)</sup>の値  $n=0.55$  (ケース SV1 に対応) を用いた場合は  $e'$  を過大評価し、危険側になる。一方、後述の式(12)を用いる場合には本研究の結果とよく一致する。

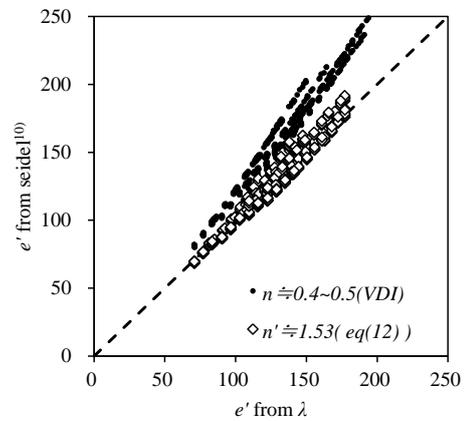


Fig. 14 Comparison of  $e'$  by Eq. (3) and Eq. (12)

VDI<sup>5)</sup>及び Seidel<sup>10)</sup>式で用いる荷重導入係数  $n$  は、ボルトの外力  $T_A$  に対するボルトの内力  $T_B$  の関係式を表すために用いられている。 Fig. 15 には VDI<sup>5)</sup>における  $n$  の例を示しているが、L 型フランジにおける適切な  $n$  は不明であるため、FEA の解析結果から式(12)に示すように  $n'$  を同定した。

$$n' = 2.725 \times \left( \frac{T_A}{\sigma_y A_s} \right)^{2.574} \quad (12)$$

Fig. 16 から  $T_A$  が大きい場合に 1 を超過する。これはフランジ接合面に離間が生じ、内力係数  $\Phi$  が 1 に近づ

く変化分も含んでいるためであり、本来の  $n$  の定義と異なるため、 $n'$  と定義する。 $n'$  を用いて Seidel<sup>12)</sup> 実験結果と比較したものを Fig. 17 に示し、良く一致していることが分かる。

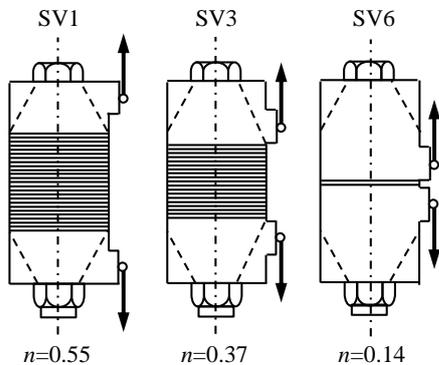


Fig. 15 Load introduction factor  $n$  ( $a_k/h=0.1, l_A=0$ )<sup>5)</sup>

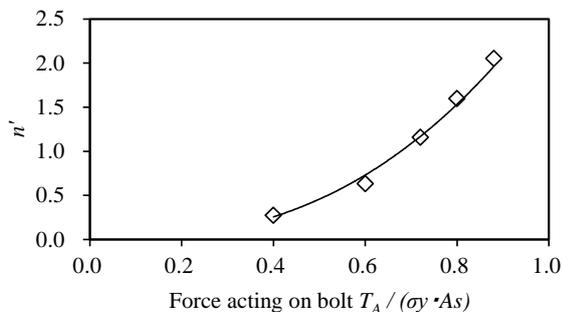


Fig. 16  $n'$  for L type flange calculated by FEA

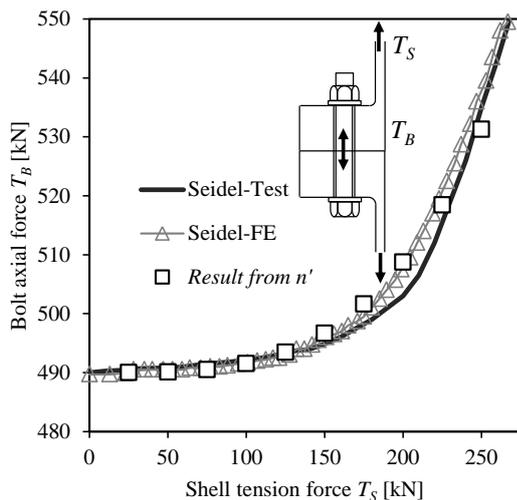


Fig. 17 Comparison between test and FEA

## 5. まとめ

本研究は、様々なフランジに対して有限要素解析により系統的に調べ、作用点修正係数を提案するとともに、その適用範囲を定め、以下の結論を得た。

- (1) フランジ反力の作用点修正係数を提案し、精度の高いフランジ接合部の強度計算を可能にした。
- (2) 本研究で提案した作用点修正係数に対して、フランジ形状に対する適用範囲および荷重に対する適用条件を定めた。
- (3) L型フランジにおける荷重導入係数を内力係数の変化分を含む値として同定し、既往理論式により求めたボルト軸力は、実験および FEA の結果と一致するようになった。

## 謝辞

本研究は、土木学会風力発電設備の動的解析と構造設計小委員会の活動の一環として行なったものであり、関係者に謝意を表する。

## 参考文献

- 1) ENV 1993-1-1, Eurocode 3, Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten. Teil 1.1: Allgemeine Bemessungsregeln, Bemessungsregeln für den Hochbau. April, 1992.
- 2) Petersen, C., Stahlbau, 3, Auflage Braunschweig: Wiesbaden: Vieweg, 1997.
- 3) Seidel, Zur Bemessung geschraubter Ringflanschverbindungen von Windenergieanlagen, 2001, 127-134.
- 4) DNV/RISO, Guidelines for Design of Wind Turbines, 2<sup>nd</sup> Edition, 2002.
- 5) VDI2330, Systematic calculation of high duty bolted joints Joints with one cylindrical bolt, part 1, February, 2003
- 6) Schmidt, H., Neuper, M., Zum elastostatischen Tragverhalten exzentrisch gezogener LStöße mit vorgespannten Schrauben. Stahlbau 66, 1997, S. 163-168.
- 7) Petersen, C., Nachweis der Betriebsfestigkeit exzentrisch beanspruchter Ringflanschverbindungen. Stahlbau 67 (1998), S. 191-203.
- 8) Agatonovic, P., Verhalten von Schraubenverbindungen bei zusammengesetzter Betriebsbeanspruchung, Diss, 1973.
- 9) Faulhaber, A., Thomala, W., Erläuterungen zur Richtlinie VDI 2230 Blatt 1, 1986, Der nichtlineare Berechnungsansatz. VDI-Z Bd. 129, 1987, Nr. 9.
- 10) Seidel, Zur Bemessung geschraubter Ringflanschverbindungen von Windenergieanlagen, 2001, 65-78.
- 11) 土木学会, 風力発電設備支持物構造設計指針・同解説 [2010年版], 2010, pp260-273.
- 12) Seidel, M., Schaumann, P., Measuring fatigue loads of bolts in ring flange connections, EWEC2001, 2001.